



UNIVERSITAS INDONESIA

**PERANCANGAN MESIN REFRIGERASI PADA
MINI ICE PLANT DENGAN 3 KOMPRESOR**

TUGAS AKHIR

Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik

FERLIE INDRAPATI WIRAJAYA

0706198480

FAKULTAS TEKNIK

PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

DEPOK

JUNI 2009



UNIVERSITAS INDONESIA

**PERANCANGAN MESIN REFRIGERASI
PADA *MINI ICE PLANT* DENGAN 3 KOMPRESOR**

TUGAS AKHIR

Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik

FERLIE INDRAPATI WIRAJAYA

0706198480

FAKULTAS TEKNIK

PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

DEPOK

JUNI 2009

HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS

Saya menyatakan dengan sesungguhnya bahwa skripsi dengan judul:

**PERANCANGAN MESIN REFRIGERASI
PADA *MINI ICE PLANT* DENGAN 3 KOMPRESOR**

Yang dibuat untuk melengkapi sebagian persyaratan menjadi Sarjana Teknik pada Program Studi Teknik Mesin Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Indonesia, sejauh yang saya ketahui, bukan merupakan tiruan atau duplikasi dari skripsi yang sudah dipublikasikan dan atau pernah dipakai untuk mendapatkan gelar kesarjanaan di lingkungan Universitas Indonesia maupun di Perguruan Tinggi atau Instansi manapun, kecuali bagian yang sumber informasinya dicantumkan sebagaimana mestinya.

Skripsi ini merupakan bagian dari skripsi yang dikerjakan bersama dengan saudara Surya Gumelar (0706198865) dengan judul: **ANALISA SENSITIVITAS RANCANGAN EVAPORATOR UNTUK OPTIMASI PENGEMBANGAN *MINI ICE PLANT***. Sehingga harap maklum jika ada beberapa bagian dari buku ini ada kesamaannya dengan skripsi tersebut.

Nama : **Ferlie Indrapati Wirajaya**

NPM : **0706198480**

Tanda Tangan :

Tanggal : **6 JULI 2009**

HALAMAN PENGESAHAN

Skripsi ini diajukan oleh :
Nama : Ferlie Indrapati Wirajaya
NPM : 0706198480
Program studi : Teknik Mesin
Judul skripsi : Perancangan Mesin Refrigerasi pada *Mini Ice Plant* dengan 3 Kompresor

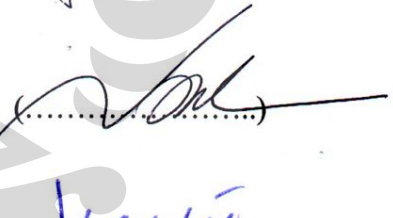
Telah berhasil dipertahankan dihadapan Dewan Penguji dan diterima sebagai bagian persyaratan yang diperlukan untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik pada Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Indonesia

DEWAN PENGUJI

Pembimbing : Dr. Ir. M. Idrus Alhamid



Pembimbing : Dr.-Ing, Ir. Nasruddin, M.Eng



Penguji : Dr. Ir. Budiharjo, Dipl.-Ing



Penguji : Mohamad Taufik, Dipl.-Ing



Ditetapkan di : DEPOK

Tanggal : 6 JULI 2009

UCAPAN TERIMA KASIH

Puji syukur saya panjatkan kepada Allah SWT., karena atas berkat dan rahmat-Nya, saya dapat menyelesaikan skripsi ini. Penulisan skripsi ini dilakukan dalam rangka memenuhi salah satu syarat untuk mencapai gelar Sarjana Teknik Jurusan Teknik Mesin pada Fakultas Teknik Universitas Indonesia. Saya menyadari bahwa tanpa bantuan dan bimbingan dari berbagai pihak, dari masa perkuliahan sampai pada penyusunan skripsi ini, sangatlah sulit bagi saya untuk menyelesaikan skripsi ini. Oleh karena itu, saya mengucapkan terima kasih kepada:

- 1) Dr. Ir. M. Idrus Alhamid dan Dr.-Ing, Ir Nasruddin, M.Eng, selaku dosen pembimbing yang telah menyediakan waktu, tenaga, dan pikiran untuk mengarahkan saya dalam penyusunan skripsi ini;
- 2) Orang tua (Bapak dan Ibu) serta keluarga saya yang telah memberikan bantuan dan dukungan material dan moral;
- 3) Mohammad Guntur Ario dan Mohammad Taufik yang telah banyak memberi masukan tentang pabrik es, data-data dan memberikan waktu dan perhatian dalam membantu skripsi ini;
- 4) Surya Gumelar dan David Fernando yang telah bekerjasama dengan baik selama pengerjaan skripsi ini;
- 5) Teman-teman seperjuangan PPSE'07, teman-teman teknik pendingin dan kerabat -Erika Sugesty, Yosha Megami, Sepria-, teman kost -Ispa Firmazona, Niko Abdillah-. Terima kasih sudah mau memberi dukungan, semangat dan *sharing*;
- 6) Seluruh civitas FT UI, khususnya Teknik Mesin. Yang mau menemani dan membantu menyusun skripsi ini.

Akhir kata, saya berharap semoga Allah SWT. berkenan membalas segala kebaikan semua pihak yang telah membantu.

Depok, 6 Juli 2009

Penulis

PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI TUGAS AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS

Sebagai sivitas akademik Universitas Indonesia, saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama : Ferlie Indrapati Wirajaya

NPM : 0706198480

Program Studi : Teknik Mesin

Departemen : Teknik Mesin

Fakultas : Teknik

Jenis karya : Skripsi

demi pengembangan ilmu pengetahuan, menyetujui untuk memberikan kepada Universitas Indonesia **Hak Bebas Royalti Noneksklusif (*Non-exclusive Royalty-Free Right*)** atas karya ilmiah saya yang berjudul :

PERANCANGAN MESIN REFRIGERASI PADA *MINI ICE PLANT* DENGAN 3 KOMPRESOR

beserta perangkat yang ada (jika diperlukan). Dengan Hak Bebas Royalti Noneksklusif ini Universitas Indonesia berhak menyimpan, mengalihmedia/formatkan, mengelola dalam bentuk pangkalan data (*database*), merawat, dan memublikasikan tugas akhir saya selama tetap mencantumkan nama saya sebagai penulis/pencipta dan sebagai pemilik Hak Cipta.

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di : Depok

Pada tanggal : 6 Juli 2009

Yang menyatakan

(Ferlie Indrapati Wirajaya)

ABSTRAK

Nama : Ferlie Indrapati Wirajaya
Program Studi : Teknik Mesin
Judul : Perancangan Mesin Refrigerasi pada *Mini Ice Plant* dengan 3 Kompresor

Dibeberapa daerah di Indonesia, terutama daerah terpencil banyak nelayan yang mengalami kesulitan dalam penanganan ikan segar agar tidak cepat rusak dan membusuk setelah ditangkap karena keterbatasan alat refrigerasi.

Penelitian ini bertujuan untuk menghasilkan suatu pabrik es mini yang memiliki mobilitas yang baik. Sehingga dapat menjangkau daerah-daerah terpencil. Dengan tujuan tersebut pabrik es mini ini memanfaatkan kontainer berukuran 20 ft sebagai ruang produksinya. Kapasitas produksi es sebanyak 1,5 ton per hari, dengan waktu pembekuan per harinya 22 jam.

Sistem refrigerasi *mini ice plant* ini menggunakan kompresor paralel untuk pengendalian kapasitasnya hal ini karena pertimbangan efisiensi, evaporator bersistem genangan (*flooded evaporator*) dimana sistem ini memiliki tingkat perpindahan kalor yang cukup efisien, sedangkan untuk kondenser digunakan kondenser berpendingin udara dengan pertimbangan kemudahan sistem instalasi mengingat kontainer dirancang untuk memiliki mobilitas yang cukup baik.

Kata kunci: *Mini Ice Plant*, Refrigerasi, Kompresor paralel, *Flooded evaporator*

ABSTRACT

Name : Ferlie Indrapati Wirajaya
Study Program : Mechanical engineering
Title : Designing of Refrigeration Machine of Mini Ice Plant by used
3 Compressors

Some island in Indonesia, especially purilieus one, many fishermen having a problem on handling the freshness of fish in order to prevent rotten condition on the fish because of there is no refrigeration devices.

This research is purposed to obtain an mini ice plant which has high mobility. So that can reach purilieus island. Based on that purposed this kind of mini ice plant use 20 ft container as production room. Production capacity of ice is about 1,5 tons per day with time freezing about 22 hours.

This refrigeration system use parallel compressor for controlling capacity because of efficiency consideration, evaporator with flooded system is used for design with considering its high heat transfer rate rather than direct expansion system. Air cooled condenser make instalation become more simple rather than another type, this is because container is design for good mobility.

Key words: Mini Ice Plant, Refrigeration, Parallel Compressor, Flooded Evaporator

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
PERNYATAAN KEASLIAN SKRIPSI.....	ii
HALAMAN PENGESAHAN.....	iii
UCAPAN TERIMA KASIH	iv
HALAMAN PERSETUJUAN.....	v
ABSTRAK	vi
DAFTAR ISI.....	viii
DAFTAR GAMBAR.....	xi
DAFTAR TABEL.....	xiii
DAFTAR LAMPIRAN.....	xiv
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1. LATAR BELAKANG	1
1.2. PERUMUSAN MASALAH	1
1.3. TUJUAN DAN MANFAAT PENELITIAN.....	2
1.3.1. Tujuan Penelitian.....	2
1.3.2. Manfaat Penelitian.....	2
1.4. RUANG LINGKUP DAN BATASAN PENELITIAN.....	2
1.5. METODOLOGI PENELITIAN.....	3
1.5.1. Perumusan Masalah.....	3
1.5.2. Pengumpulan Data.....	3
1.5.3. Pengolahan Data.....	3
1.6. SISTEMATIKA PENULISAN.....	3
BAB II LANDASAN TEORI.....	5
2.1. TEORI DASAR PERPINDAHAN KALOR.....	5
2.1.1. Konduksi	5
2.1.2. Konveksi.....	6
2.2. KALOR (HEAT)	6
2.2.1. Kalor Sensibel (Sensible Heat).....	7
2.2.2. Kalor Laten (Latent Heat).....	8
2.3. PROSES REFRIGERASI	9
2.4. SISTEM KOMPRESI GAS	10
2.5. TEMPERATUR.....	13
2.5.1. Beda Suhu Rata-Rata Logaritmik.....	13
2.5.2. LMTD Pada Evaporator.....	15
2.6. REFRIGERAN PRIMER.....	15

2.7.	REFRIGERAN SEKUNDER.....	16
2.8.	EVAPORATOR.....	17
	2.8.1. Deskripsi Umum.....	17
	2.8.2. Sistem Pengaturan Aliran Refrigeran ke Evaporator.....	18
	2.8.3. Direct Expansion (DX) System.....	18
	2.8.4. Flooded System.....	18
	2.8.5. Jenis Flooded Evaporator.....	20
2.9.	KOMPRESOR.....	20
	2.9.1. Kendali Kapasitas pada Kompresor.....	20
2.10.	KATUP EKSPANSI.....	22
	2.10.1. Katup Apung pada Tekanan-Rendah.....	22
BAB III	KONSEP DAN LANDASAN PERANCANGAN.....	24
3.1.	KONSEP RANCANGAN.....	24
3.2.	PREVIEW RANCANGAN SISTEM REFRIGERASI.....	25
3.3.	KONTAINER.....	26
3.4.	REFRIGERANT.....	27
	3.4.1. Pertimbangan Rancangan.....	27
	3.4.2. Tetapan Rancangan.....	28
3.5.	SECONDARY COOLANT.....	29
	3.5.1. Pertimbangan Rancangan.....	29
	3.5.2. Tetapan Rancangan.....	31
3.6.	EVAPORATOR.....	32
	3.6.1. Pertimbangan Rancangan.....	32
	3.6.2. Tetapan Rancangan.....	33
	3.6.3. Menentukan Temperatur Evaporasi.....	33
3.7.	KOMPRESOR.....	34
	3.7.1. Pertimbangan Rancangan.....	34
	3.7.2. Tetapan Rancangan.....	34
3.8.	KONDENSER.....	35
	3.8.1. Pertimbangan Rancangan.....	35
	3.8.2. Tetapan Rancangan.....	35
	3.8.3. Menentukan Temperatur Kondensasi.....	36
3.9.	BEDA SUHU RATA-RATA LOG.....	37
	3.9.1. LMTD pada Evaporator.....	38
3.10.	TRUE TEMPERATURE.....	39
3.11.	FAKTOR PENGOTORAN (FOULING FACTOR).....	39
3.12.	KOEFISIEN KONVEKSI DUA FASA ALIRAN REFRIGERAN DALAM TUBE.....	40
3.13.	PERHITUNGAN PERPINDAHAN KALOR PADA BERKAS TUBE DALAM EVAPORATOR TANK.....	42
	3.13.1. Aliran Pada Berkas Tube.....	42
3.14.	OVERALL HEAT TRANSFER.....	45
3.15.	PERHITUNGAN LUAS PERPINDAHAN KALOR.....	47
3.16.	PERHITUNGAN PRESSURED DROP DIDALAM PIPA EVAPORATOR.....	48
	3.16.1. Gesekan Fluida dengan Dinding Pipa.....	48

3.16.2. Perubahan Kecepatan Fluida.....	50
3.16.3. Tekanan Hidrostatik.....	50
3.16.4. Pressure Drop Total di Pipa Lurus.....	51
3.16.5. Pressure Drop dibelokan Pipa.....	51
3.16.6. Total Pressure Drop di belokkan.....	53
3.16.7. Total Pressure Drop di Evaporator.....	53
BAB IV PERHITUNGAN DAN PEMILIHAN.....	54
4.1. PERHITUNGAN BEBAN REFRIGERASI.....	54
4.1.1. Kalor Sensibel Air.....	56
4.1.2. Kalor Laten.....	56
4.1.3. Kalor Beku Es.....	56
4.1.4. Kalor Cetakan.....	56
4.1.5. Beban Pendinginan Total.....	57
4.1.6. Faktor Keamanan.....	57
4.2. PERHITUNGAN DAYA PENDINGINAN.....	58
4.3. PERHITUNGAN DAN PEMILIHAN KOMPRESOR.....	58
4.3.1. Laju Aliran Refrigeran.....	60
4.3.2. Daya Kompresor.....	60
4.4. PERHITUNGAN EVAPORATOR.....	63
4.4.1. Data-data yang digunakan.....	63
4.4.2. Menentukan Perbedaan Temperatur Optimum Evaporator.....	64
4.4.3. Penentuan LMTD.....	65
4.4.4. Penentuan True Temperatur.....	66
4.4.5. Koefisien Konveksi Perpindahan Kalor Sisi Refrigeran.....	67
4.4.6. Menghitung Nilai Koefisien Konveksi Perpindahan Kalor Sisi Brine.....	68
4.4.7. Menghitung Nilai Perpindahan Kalor Menyeluruh.....	72
4.4.8. Menghitung Luas Perpindahan Kalor Rancangan.....	73
4.4.9. Menghitung Panjang Satu Buah Pipa Evaporator.....	73
4.4.10. Menghitung Pressure Drop Dalam pipa Evaporator.....	74
4.5. PERHITUNGAN DAN PEMILIHAN KONDENSER.....	80
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....	83
5.1. KESIMPULAN.....	83
5.2. SARAN.....	86
DAFTAR ACUAN.....	88
DAFTAR PUSTAKA.....	90
LAMPIRAN	91

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Perpindahan Kalor Konduksi dan Konveksi	5
Gambar 2.2	Energi yang dibutuhkan untuk mengubah temperatur dan fase air	7
Gambar 2.3	p-h Diagram	9
Gambar 2.4	Diagram alir sistem kompresi gas dengan Flooded Evaporator ..	11
Gambar 2.5:	Empat susunan dasar LMTD (a).Counter flow, (b). Co-current atau parallel flow, (c). Constant-temperature source and rising- temperature receiver, (d). Constant-temperature receiver and falling-temperature source.....	13
Gambar 2.6.	Perubahan perbedaan temperatur dari fluida yang didinginkan....	17
Gambar 2.7	Skema sistem refrigerasi dengan brines sebagai refrigerant sekunder	18
Gambar 2.8	Flooded Evaporator.....	19
Gambar 2.9	Flooded Evaporator (<i>Courtesy of Vilter Manufacturing Company</i>).....	20
Gambar 2.10	Flooded evaporator (a). Shell-&-tube (b), Jacketted (c). Raceway	20
Gambar 2.11	Preview Katup apung	22
Gambar 2.12	Titik-titik keseimbangan dengan berbagai kondisi beban, menggunakan katup apung. Tekanan kondenser konstan	23
Gambar 3.1	Diagram sistem refrigerasi <i>Mini Ice Plant</i>	25
Gambar 3.2	Preview tata letak sistem refrigerasi <i>Mini Ice Plant</i>	26
Gambar 3.3	<i>Preview</i> Kontainer	27
Gambar 3.4	Gambar Pengukuran Baume Density	30
Gambar 3.5	Spesifikasi larutan sodium klorida yang digunakan.....	31
Gambar 3.6	Dimensi tangki evaporator.....	32
Gambar 3.7	LMTD untuk evaporator.....	37
Gambar 3.8	Perubahan perbedaan temperatur dari fluida yang didinginkan	

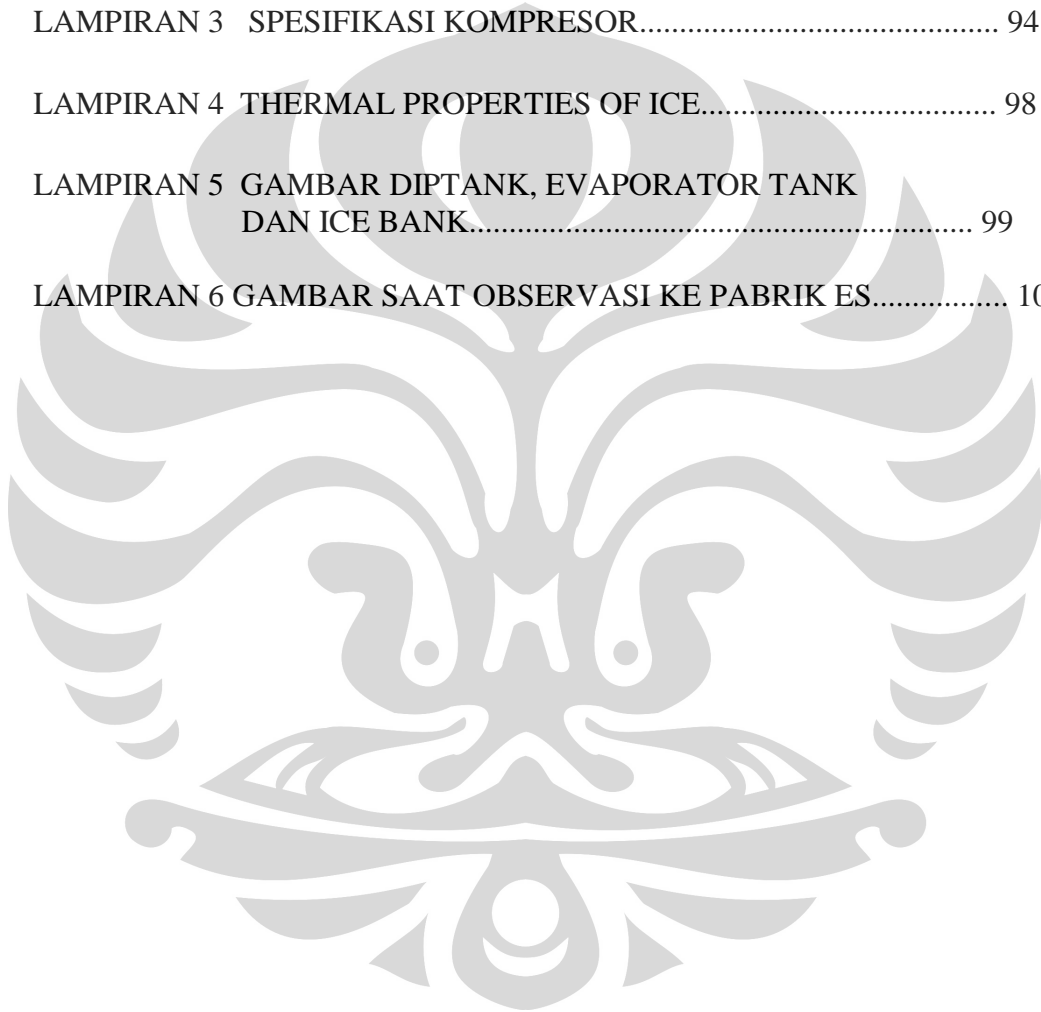
(cooled liquid).....	38
Gambar 3.9 Koefisien perpindahan kalor adalah jumlah kontribusi antara <i>convective</i> dan <i>nucleate boiling</i>	41
Gambar 3.10 Layout Tube.....	42
Gambar 3.11. Sikuit termal untuk perpindahan kalor pada alat penukar-kalor .	45
Gambar 3.12 Konfigurasi pipa evaporator.....	51
Gambar 3.13 Skematik dari belokan (<i>return bend 180°</i>).....	52
Gambar 4.1 Siklus refrigerasi ideal dengan superheat 5K.....	59
Gambar 4.2 Layout Evaporator di dalam Ruang Produksi	73
Gambar 4.3 Preview Model Evaporator.....	76
Gambar 4.4 Skematik dari belokan (<i>return bend 180°</i>).....	78
Gambar 5.1 Dimensi tangki evaporator.....	83
Gambar 5.2 Flooded evaporator	83
Gambar 5.3. Pengontrolan Oli pada Sistem Kompresor Parallel (Courtesy of Henry Valve Co., USA).....	87

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1. Beberapa spesifikasi refrigerant.....	28
Tabel 3.2. Waktu operasi yang paling optimal.....	30
Tabel 3.3. Patokan penentuan suhu kondensasi.....	36
Tabel 3.4. Nilai faktor pengotoran untuk berbagai jenis fluida.....	40
Tabel 3.5 Konstanta C1 dan m.....	44
Tabel 4.1. Data-data yang digunakan dalam perhitungan beban refrigerasi.....	55
Tabel 4.2. <i>Safety Factor</i> dalam memperhitngkin rugi-rugi kalor (<i>heat loss</i>).....	57
Tabel 4.3. Properti refrigeran disetiap	60
Tabel 4.4. Spesifikasi minimal untuk satu kompresor.....	61
Tabel 4.5. Data-data rancangan kompresor.....	61
Tabel 4.6. Langkah-langkah pemilihan kompresor.....	62
Tabel 4.7. Perbedaan Spesifikasi Kompresor Rancangan Dengan Aktual.....	63
Tabel 4.8. Data-data yang digunakan dalam perhitungan evaporator.....	63
Tabel 4.9. Perbedaan temperatur yang optimal untuk evaporator.....	65

DAFTAR LAMPIRAN

LAMPIRAN 1	DATA TEMPERATUR SAAT OBSERVASI DI PABRIK ES.....	91
LAMPIRAN 2	PREVIEW MODEL EVAPORATOR.....	93
LAMPIRAN 3	SPEKIFIKASI KOMPRESOR.....	94
LAMPIRAN 4	THERMAL PROPERTIES OF ICE.....	98
LAMPIRAN 5	GAMBAR DIPTANK, EVAPORATOR TANK DAN ICE BANK.....	99
LAMPIRAN 6	GAMBAR SAAT OBSERVASI KE PABRIK ES.....	100



BAB I

PENDAHULUAN

1.1. LATAR BELAKANG

Potensi produksi perikanan Indonesia mencapai 65 juta ton per tahun. Dari potensi tersebut hingga saat ini dimanfaatkan sebesar 9 juta ton. Namun, potensi tersebut sebagian besar berada di perikanan budidaya yang mencapai 57,7 juta ton per tahun dan baru dimanfaatkan 2,08%. Sedangkan potensi perikanan tangkap (laut dan perairan umum) hanya sebesar 7,3 juta ton per tahun dan telah dimanfaatkan sebesar 65,75%

Jumlah ekspor perikanan di Indonesia sebesar 577.419 ton (12,54%) dari total produk nasional, yakni 4,6 juta ton. Jumlah ikan yang dipasarkan dalam bentuk segar mencapai 77,6% dan produk es nasional sebesar 2,9 juta ton. 30% dari produksi es tersebut dipakai untuk produk ikan yang diekspor. Oleh karena itu mutu ikan yang dipasarkan dalam negeri masih kurang bagus. Jumlah produksi es nasional yang tidak sebanding dengan jumlah hasil tangkapan ikan dikarenakan kurangnya jumlah industri atau pabrik penghasil es, khususnya di daerah-daerah terpencil di luar pulau Jawa*

Sangat sedikitnya pabrik es di daerah terpencil di luar Jawa disebabkan oleh beberapa faktor, yakni:

- Sarana transportasi ke daerah terpencil yang kurang memadai sehingga menyulitkan distribusi pengadaan peralatan pabrik es.
- Kurangnya tenaga ahli maupun buruh bangunan yang pandai untuk membangun sebuah pabrik es. Sehingga biayanya akan sangat mahal sekali jika tenaga ahli dan buruh semuanya didatangkan dari pulau Jawa.
- Kebutuhan yang besar akan tenaga listrik untuk mengoperasikan pabrik es

Oleh sebab itu perlu dikembangkan suatu pabrik es yang dapat mengakses ke berbagai daerah terutama daerah nelayan terpencil, dengan biaya instalasi yang relative murah dan memiliki kapasitas produksi es dalam jumlah yang relatif besar.

1.2. PERUMUSAN MASALAH

Permasalahan yang akan dibahas dalam penelitian adalah mengenai kebutuhan es bagi nelayan selama mereka mencari ikan dan tangkapan lainnya

1.3. TUJUAN DAN MANFAAT PENELITIAN

1.3.1. Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah tersedianya pabrik es mini yang dapat digunakan oleh nelayan yang ada di daerah terpencil diluar Jawa dengan biaya yang relatif murah dan hemat energi sehingga kebutuhan es yang dibutuhkan nelayan dapat terpenuhi.

1.3.2. Manfaat Penelitian

Manfaat penelitian ini adalah meningkatnya kualitas dan produksi ikan bagi nelayan-nelayan di daerah terpencil di luar Jawa dengan tersedianya es untuk menjaga kesegaran dan kualitas hasil tangkapan. Dengan demikian, diharapkan pendapatan nelayan akan meningkat sehingga dapat meningkatkan devisa negara.

1.4. RUANG LINGKUP DAN BATASAN PENELITIAN

Ruang lingkup penelitian ini terdiri dari atas beberapa aspek, yaitu:

- Penyediaan es bagi nelayan yang ada di daerah terpencil.
- Pembuatan sebuah pabrik es mini dengan biaya rendah untuk ditempatkan di daerah terpencil yang dapat menghasilkan es sebanyak mungkin untuk memenuhi kebutuhan nelayan.

Adapun batas-batas terhadap penelitian yang dilakukan, yakni:

- Kapasitas produksi es balok yang akan dihasilkan per harinya.
- Dimensi dari pabrik es mini, yaitu digunakannya satu buah kontainer dengan panjang 20 ft sebagai pabrik es mini.
- Dimensi dari tangki evaporator yaitu 3540 x 300 x 450 [mm]. Hal ini sebagai batasan dari perancangan dimensi dari *flooded* evaporator.
- Penelitian sebatas pada perancangan spesifikasi kompresor dan kondenser serta perhitungan dimensi *flooded* evaporator dari pabrik es mini.

1.5. METODOLOGI PENELITIAN

Pada pelaksanaannya penelitian ini dilakukan dengan metodologi sebagai berikut:

1.5.1. Perumusan Masalah

Permasalahan yang akan dibahas dalam penelitian ini adalah mengenai kebutuhan es bagi nelayan selama mereka melaut mencari ikan dan tangkapan.

1.5.2. Pengumpulan data

Pengumpulan data dilakukan dengan cara :

- Studi Lapangan
Yakni dengan mengunjungi beberapa pabrik es yang ada di daerah Pulo Gadung, Jakarta Timur,
- Studi Literatur
Yakni dengan mengacu pada beberapa referensi tentang standar-standar pembuatan es.

1.5.3. Pengolahan data

- Pemilihan material yang digunakan untuk membuat pabrik es mini dengan standar material dari referensi yang ada.
- Pengolahan data dilakukan melalui penentuan temperatur evaporasi dan temperatur *brine* pada sisi masuk serta sisi keluar.
- Melakukan perhitungan beban refrigerasi yang dibutuhkan.
- Pemilihan mesin-mesin refrigerasi seperti evaporator, kondenser dan kompresor serta pemilihan jenis refrigeran yang digunakan.

1.6. SISTEMATIKA PENULISAN

Skripsi ini terdiri dari 5 bagian pokok, yaitu:

- BAB I PENDAHULUAN
Bab ini berisi latar belakang, perumusan masalah, tujuan penelitian, manfaat penelitian, batas-batas penelitian, asumsi-asumsi yang digunakan, metodologi penelitian, dan sistematika penulisan.

- **BAB II DASAR TEORI**

Bab ini berisi teori-teori atau hal-hal yang menjadi pendukung dari penelitian, seperti perpindahan kalor, penjelasan mengenai sistem refrigerasi, *refrigerant*, dan pendingin sekunder.

- **BAB III PERANCANGAN**

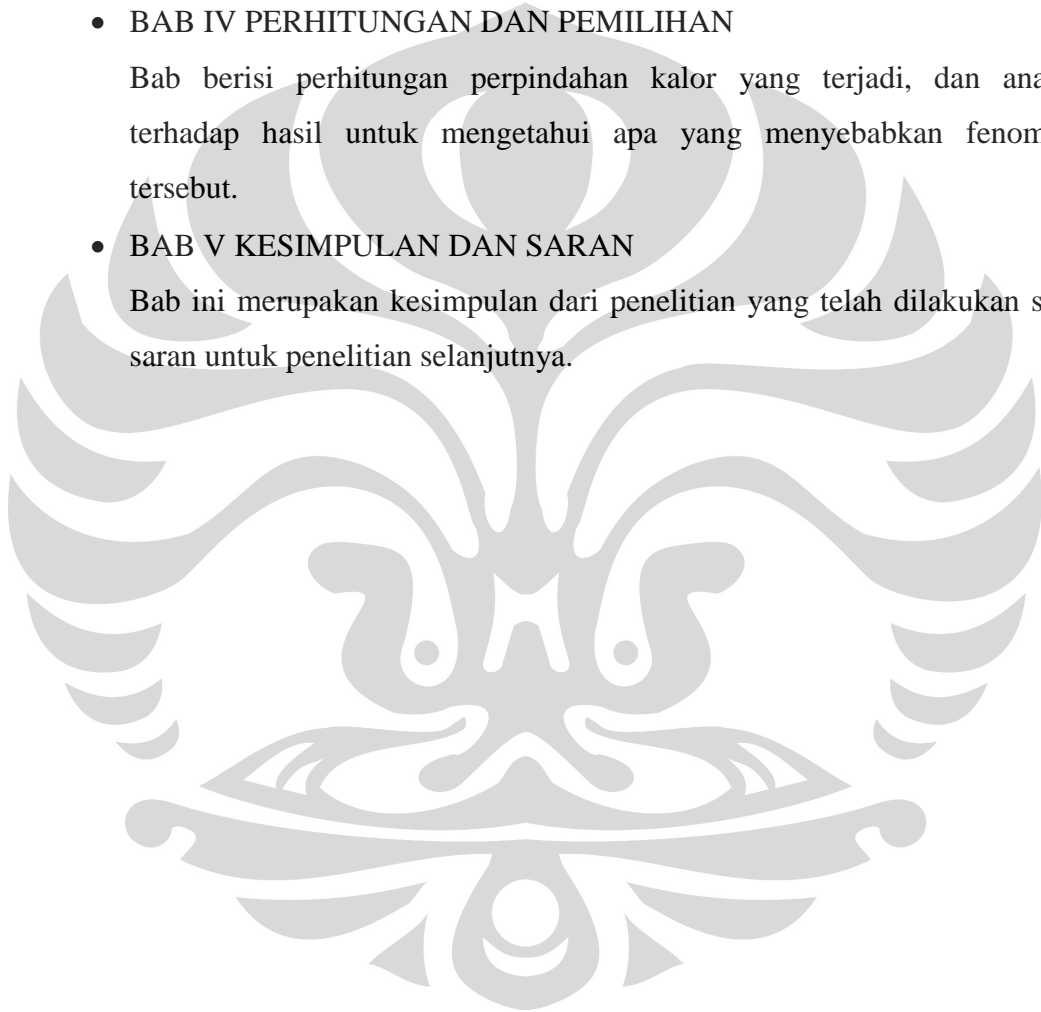
Bab ini berisi alat dan material yang digunakan untuk pengukuran, metode pengukuran yang digunakan, serta hasil pengukuran.

- **BAB IV PERHITUNGAN DAN PEMILIHAN**

Bab berisi perhitungan perpindahan kalor yang terjadi, dan analisa terhadap hasil untuk mengetahui apa yang menyebabkan fenomena tersebut.

- **BAB V KESIMPULAN DAN SARAN**

Bab ini merupakan kesimpulan dari penelitian yang telah dilakukan serta saran untuk penelitian selanjutnya.



BAB II

LANDASAN TEORI

2.1. TEORI DASAR PERPINDAHAN KALOR

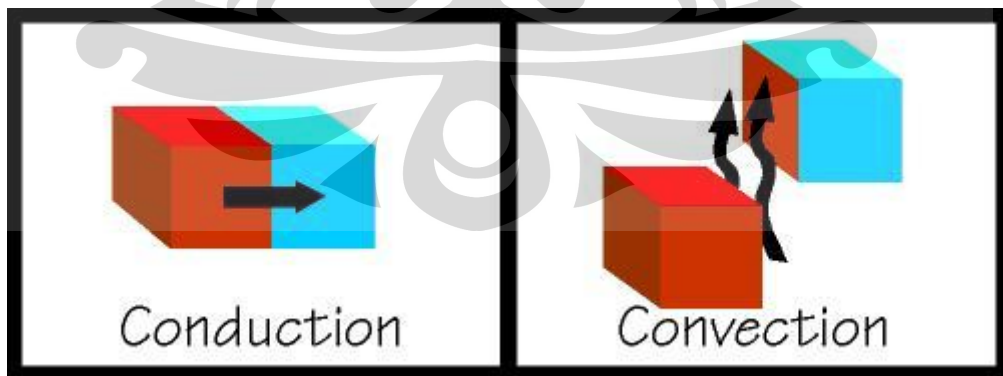
Bila dalam suatu sistem terdapat gradien suhu atau bila dua sistem yang temperaturnya berbeda disinggungkan, maka akan terjadi perpindahan energi. Proses dimana transport energi itu berlangsung disebut sebagai perpindahan kalor. Perpindahan energi dalam bentuk kalor adalah selalu dari medium bertemperatur tinggi ke medium bertemperatur rendah dan perpindahan kalor tersebut akan berhenti ketika kedua medium telah mencapai temperatur yang sama (setimbang).

Kalor dapat dipindahkan dalam tiga jenis cara yang berbeda yaitu: konduksi, konveksi dan radiasi.

2.1.1 Konduksi

Konduksi adalah perpindahan kalor yang terjadi melalui pergolakan molekular suatu material tanpa diikuti perpindahan material secara menyeluruh.

Contoh dari konduksi adalah ketika suatu batang logam yang dipanaskan pada salah satu ujungnya, maka panas tersebut lama kelamaan akan dapat dirasakan diujung yang lain.



Gambar 2.1. Perpindahan Kalor Konduksi dan Konveksi

2.1.2 Konveksi

Konveksi adalah perpindahan kalor melalui gerakan massa dari fluida seperti air atau udara, ketika fluida yang dipanaskan bergerak menjauhi sumber panas dan menuju daerah dengan temperatur lebih rendah dengan membawa energi.

Contoh dari peristiwa konveksi adalah ketika proses memasak air, dimana air yang berada pada bagian bawah wadah akan bergerak menjauhi sumber panasnya.

Perpindahan kalor dengan cara konveksi ini dapat dibedakan menjadi dua macam, yaitu konveksi bebas (*free convection*), dimana aliran terjadi akibat dari gaya apung yang timbul dari perbedaan densitas fluida karena variasi temperatur dalam fluida. Yang selanjutnya adalah konveksi paksa (*forced convection*), dimana aliran yang terjadi akibat adanya kerja dari luar seperti kipas, pompa ataupun pergerakan angin.

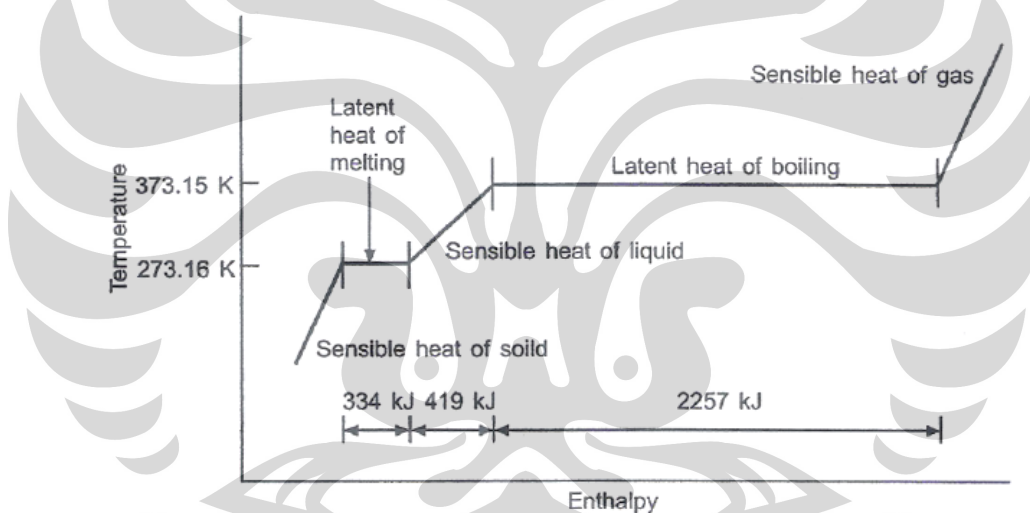
2.2. KALOR (HEAT)

Refrigerasi adalah proses memindahkan kalor. Panas merupakan suatu bentuk energi. Ini merupakan fakta yang tidak dapat diingkari bahwa panas dapat diubah menjadi suatu bentuk energi lainnya demikian juga sebaliknya, bentuk energi lainnya dapat pula diubah menjadi energi panas. Secara prinsip termodinamika, panas dinyatakan sebagai energi yang berpindah dari satu zat ke zat lainnya sebagai akibat dari adanya perbedaan suhu antara kedua zat tersebut. Pada energi lainnya, perpindahan energi dapat berlangsung karena adanya suatu usaha yang dilakukan pada benda.

Bila suatu benda mengalami kenaikan suhu kita nyatakan bahwa energi panas telah diberikan kepada benda tersebut. Begitu sebaliknya, bila suatu benda mengalami penurunan suhu, maka kita nyatakan bahwa energi panas yang ada pada benda tersebut telah diambil. Perubahan suhu ini berimbang pada perubahan energi internal total yang dimiliki oleh molekul benda tersebut. Dalam hal kenyataannya, penambahan dan pengurangan energi tidak selalu dibarengi dengan perubahan suhu. Dalam kondisi tertentu penambahan dan pengurangan energi

internal yang dikenakan pada suatu benda justru akan merubah wujud benda tersebut. Selama proses perubahan wujud, suhu benda relatif konstan.

Dalam refrigerasi dan tata udara, kita berhubungan secara langsung dengan energi panas berikut perhitungan penambahan dan pengurangan energi panas. Jika sebuah zat diberikan atau pun melepaskan kalor, maka ada dua hal yang mungkin terjadi, yakni zat tersebut akan mengalami perubahan temperatur atau hal lain yang mungkin terjadi adalah zat tersebut akan mengalami perubahan wujud (fase). Apabila kalor tersebut hanya digunakan untuk perubahan temperatur saja, maka kalor tersebut biasa dikenal dengan kalor sensibel (*sensible heat*), sedangkan jika kalor tersebut digunakan untuk merubah wujud (fase) zat, maka kalor itu biasa disebut dengan kalor laten (*latent heat*).



Gambar 2.2. Energi yang dibutuhkan untuk mengubah temperatur dan fase air

2.2.1. Kalor Sensibel (*Sensible Heat*)

Kalor sensibel adalah kalor yang digunakan oleh suatu zat untuk merubah temperatur zat tersebut. Jika zat menerima kalor, maka temperaturnya akan naik, sedangkan jika zat tersebut melepaskan kalor, maka zat tersebut mengalami penurunan temperatur. Kalor sensibel ini tidak sampai menyebabkan zat mengalami perubahan fase. Secara umum kalor sensibel yang digunakan untuk merubah temperatur suatu zat dirumuskan dengan:

$$Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T$$

Dimana: Q = Besarnya energi kalor sensibel yang bekerja pada suatu zat (J)

m = Massa zat yang mengalami perubahan temperatur (kg)

C_p = Kalor jenis (J/kg.K)

ΔT = Perubahan temperatur yang terjadi (K)

2.2.2. Kalor Laten (*Latent Heat*)

Kalor laten adalah kalor yang digunakan untuk merubah wujud atau fase suatu zat. Perubahan fase terjadi apabila suatu zat sudah mencapai titik jenuhnya. Pada saat zat mengalami perubahan fase, zat tersebut tidak mengalami perubahan temperatur.

Ada dua jenis kalor laten pada suatu zat, yakni kalor laten yang digunakan untuk meleburkan atau membekukan suatu zat, atau biasa dikenal dengan kalor lebur atau pun kalor beku, dan kalor laten yang digunakan untuk menguapkan atau mengembunkan suatu zat, atau biasa dikenal dengan kalor uap atau kalor embun. Biasanya energi yang digunakan untuk merubah fase suatu zat lebih besar daripada energi yang digunakan untuk merubah temperaturnya. Sehingga, pada tekanan yang sama, lebih sulit untuk merubah fase suatu zat daripada merubah temperaturnya saja.

Secara umum, kalor yang digunakan untuk merubah fase suatu zat dirumuskan dengan :

$$Q = m \cdot h_l$$

Dimana : Q = Besarnya energi kalor laten yang bekerja pada suatu zat (J)

m = Massa zat yang mengalami perubahan temperatur (kg)

h_l = Kalor laten (kJ/kg)

Hubungan antara energi kalor dengan laju perpindahan kalor yang terjadi adalah sebagai berikut:

$$Q = q \cdot \Delta t$$

Dimana: Q = Besarnya kalor laten yang bekerja pada suatu zat (J)

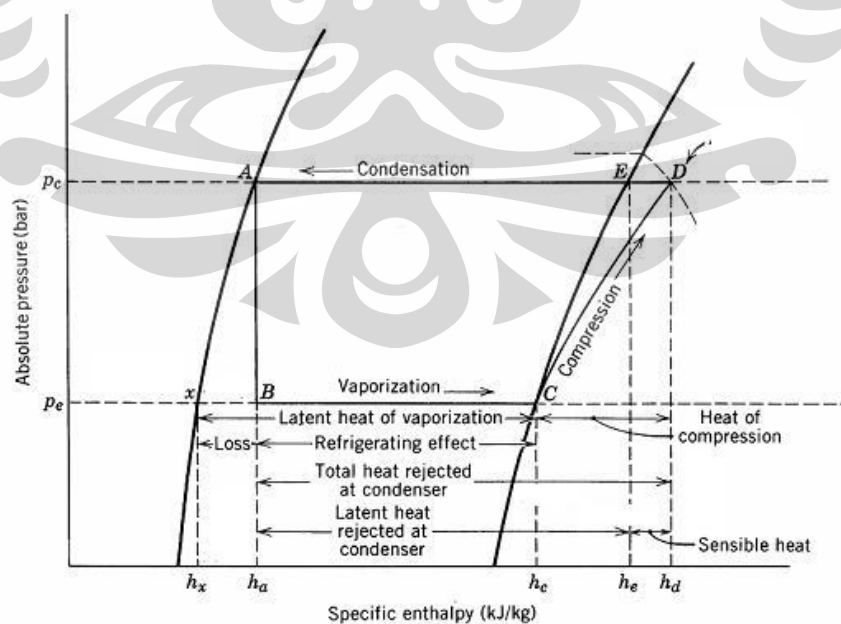
q = Laju perpindahan kalor (Watt)

Δt = Waktu yang dibutuhkan untuk memindahkan energi kalor (s)

2.3. PROSES REFRIGERASI

Proses refrigerasi adalah sebuah proses pemindahan kalor/panas dari suatu tempat dan memindahkannya ke tempat lain. Proses ini terjadi antara media penyerap/pelepas kalor dengan media lain. Media penyerap/pelepas kalor itu berupa refrigeran dan media lainnya dapat berupa udara dan air. Selama proses terjadi, refrigeran mengalami perubahan fase, yaitu dari fase cair ke uap (proses evaporasi) dan dari fase uap menjadi fase cair kembali (proses kondensasi).

Proses refrigerasi yang terjadi merupakan proses siklus refrigeran secara tertutup, dimana perubahan-perubahan fase refrigeran terjadi dalam satu rangkaian. Pada proses pertama, refrigeran berfase uap dikompresi dikompresor. Hal ini akan menaikkan temperatur dan tekanan dari refrigeran tersebut. Setelah itu, refrigeran bergerak ke kondenser dan terjadi proses kondensasi. Pada proses ini, refrigeran melepas sejumlah kalor ke lingkungan sehingga temperaturnya menjadi lebih hangat (efek pemanasan). Hal itu merubah fase refrigeran dari fase uap menjadi fase cair.



Gambar 2.3 p-h Diagram

Refrigeran dialirkan ke katup ekspansi sebelum ke evaporator. Hal ini dimaksudkan untuk menurunkan tekanan dari refrigeran. Pada evaporator terjadi proses evaporasi, dimana refrigeran menyerap kalor yang diambil dari lingkungan sehingga temperatur lingkungan menjadi lebih dingin.

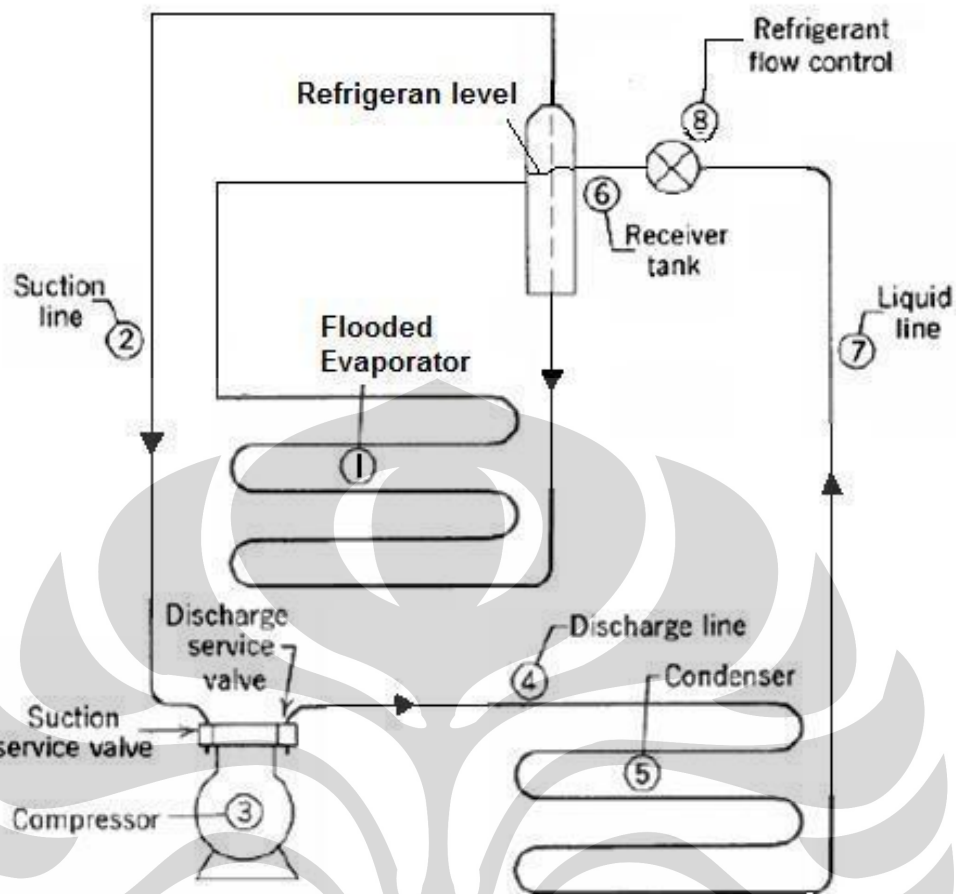
Kedua proses perubahan fase (kondensasi dan evaporasi) terjadi pada tekanan dan temperatur tertentu. Proses evaporasi terjadi pada tekanan rendah, yang mengakibatkan titik uap dari cairan refrigeran turun jauh di bawah temperatur lingkungan sehingga penguapan refrigeran dapat terjadi. Sedangkan proses kondensasi terjadi pada tekanan yang tinggi, yang mengakibatkan titik embun dari uap refrigeran naik melebihi suhu lingkungan sehingga kondensasi uap refrigeran dapat terjadi.

2.4. SISTEM KOMPRESI GAS (*Vapor Compression System*)

Sistem Kompresi Gas merupakan mesin refrigerasi yang berisi fluida penukar kalor (refrigeran) yang bersirkulasi terus menerus. Selama bersirkulasi di dalam unitnya maka refrigeran tersebut akan selalu mengalami perubahan wujud dari gas ke liquid dan kembali ke gas. Proses tersebut berlangsung pada suhu dan tekanan yang berbeda, yaitu tekanan tinggi dan pada tekanan rendah. Tekanan tinggi diperoleh karena adanya efek kompresi, yang dikerjakan oleh kompresor. Oleh karena itu sistem refrigerasi ini lazim disebut sebagai sistem kompresi gas.

Gambar 2.4 memperlihatkan diagram alir suatu sistem kompresi gas sederhana. Sesuai dengan proses yang terjadi di dalam siklus refrigeran maka sistem refrigerasi kompresi gas mempunyai 4 komponen utama yang saling berinteraksi satu sama lain, yaitu :

- Evaporator untuk proses evaporasi liquid refrigeran.
- Kompresor untuk meningkatkan tekanan gas refrigeran.
- Kondenser untuk proses kondensasi gas refrigeran.
- Katup ekspansi untuk menurunkan tekanan liquid refrigeran yang akan di masuk ke evaporator.



Gambar 2.4. Diagram alir sistem kompresi gas dengan Flooded Evaporator

Sumber: *SISTEM REFRIGERASI DAN TATA UDARA*, JILID 1;
Sapto Widodo, Syamsuri Hasan; Depdiknas (dengan perubahan)

Evaporator (1) :

Menyediakan transfer panas melalui luas permukaannya, sehingga panas yang terkandung di brine yang ada di dalam ruang dapat diserap oleh penguapan refrigeran cair yang mengalir di dalam koil evaporator.

Suction line (2) :

Saluran yang terletak pada sisi tekanan rendah kompresor, untuk menyalurkan refrigeran gas bertekanan rendah dari evaporator menuju ke katup hisap kompresor.

Compressor (3) :

Merupakan jantung sistem refrigerasi kompresi gas, berfungsi menghisap refrigeran gas dari evaporator dan menaikkan suhu dan

tekanan refrijeran ke suatu titik di mana refrijeran gas akan mengembun dengan mudah pada kondisi normal media kondensasinya.

Discharge line (4) :

Saluran yang terletak pada sisi tekanan tinggi kompresor, untuk menyalurkan refrijeran gas bertekanan dan bersuhu tinggi dari katup tekan kompresor menuju ke kondeser.

Condensor (5) :

Menyediakan transfer panas melalui luas permukaannya, sehingga energi panas yang terkandung dalam refrijeran dapat dipindahkan ke media kondensasi.

Receiver Tank (6) :

Sebagai pengumpulan refrijeran cair sebelum dialirkan ke evaporator, sehingga refrijeran cair ke evaporator dapat dijaga konstan sesuai keperluan.

Liquid line (7) :

Saluran yang terletak pada sisi masuk katup ekspansi, untuk menyalurkan refrijeran cair dari receiver tank ke refrijeran control.

Refrigerant control (8) :

Berfungsi untuk mengatur jumlah refrijeran cair yang akan diuapkan di evaporator dan untuk menurunkan tekanan refrijeran cair yang masuk ke evaporator, sehingga refrijeran cair dapat diuapkan pada suhu rendah sesuai yang diinginkan.

2.5. TEMPERATUR

Temperatur merupakan parameter paling berpengaruh dalam perancangan mini ice plant ini. Karena temperatur lah yang hendak dicapai dari proses pembekuan.

2.5.1 Beda Suhu Rata-Rata Logaritmik

Pada sebuah alat penukar kalor, nilai kalor didapat dari persamaan :

$$Q = U.A.\Delta T_{lm} \quad (2.3)$$

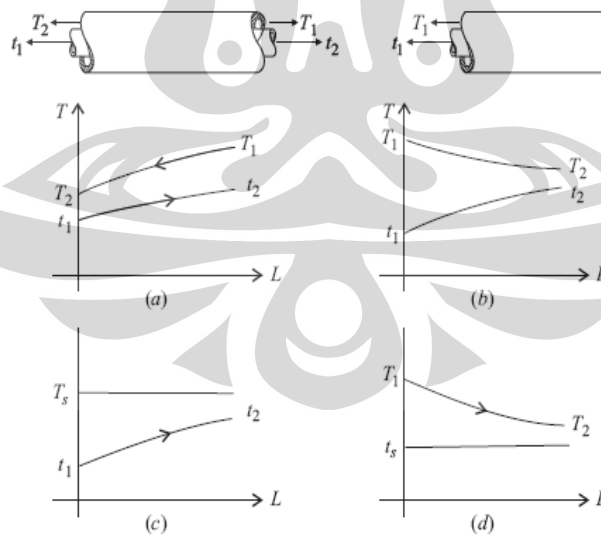
Dimana: Q = Energi kalor yang dilepas atau diterima suatu zat [kW]

U = Koefisien perpindahan kalor menyeluruh [W/m.K]

A = Luas permukaan perpindahan kalor [m²]

ΔT_{lm} = Beda temperatur [K]

Gambar dibawah ini menunjukkan bahwa beda-suhu antara fluida-panas dan fluida-dingin pada waktu masuk dan pada waktu keluar tidaklah sama dan kita perlu menentukan nilai rata-rata untuk digunakan pada persamaan (2.3)



Gambar 2.5: Empat susunan dasar LMTD (a).Counter flow, (b). Co-current atau parallel flow, (c). Constant-temperature source and rising-temperature receiver, (d). Constant-temperature receiver and falling-temperature source

Untuk counterflow exchanger dimana fluida mengalir berlawanan arah melalui exchanger (Gbr 2.8a)

$$\text{LMTD} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln [(T_1 - T_2)/(T_2 - t_1)]} \quad (2.4)$$

Untuk co-current exchanger dimana aliran fluida mengalir dengan arah yang sama melalui exchanger (Gbr 2.8b)

$$\text{LMTD} = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln [(T_1 - t_1)/(T_2 - t_2)]} \quad (2.5)$$

Untuk sebuah penukar-kalor yang memiliki sumber kalor bertemperatur konstan, $t_s = t_1 = t_2$, dan penerima kalor bertemperatur meningkat (Gbr 2.8c)

$$\text{LMTD} = \frac{t_2 - t_1}{\ln [(T_s - t_1)/(T_s - t_2)]} \quad (2.6)$$

Untuk sebuah penukar yang memiliki penerima kalor bertemperatur konstan, $t_s = t_1 = t_2$, dan sumber kalor bertemperatur menurun (Gbr 2.8d)

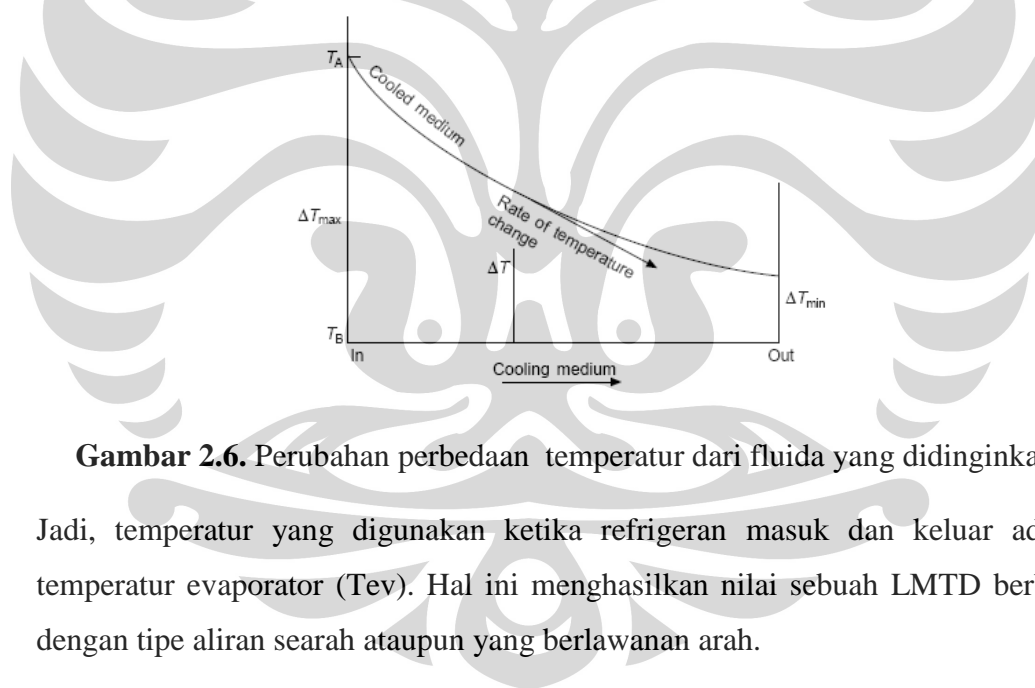
$$\text{LMTD} = \frac{T_1 - T_2}{\ln [(T_1 - t_s)/(T_2 - t_s)]} \quad (2.7)$$

Formula sederhana diatas yang digunakan untuk *menghitung Log Mean Temperature Difference* tidak dapat diterapkan pada susunan penukar-kalor selain yang terdeskripsikan pada gambar 2.8

Berdasarkan rumus diatas maka dengan kata lain LMTD adalah beda-suhu pada satu ujung penukar-kalor dikurangi beda-suhu pada ujung yang satu lagi dibagi dengan logaritma alamiah daripada perbandingan kedua beda-suhu tersebut.

2.5.2 LMTD Pada Evaporator

Pada sebuah evaporator temperatur masuk dan keluar refrigerannya cenderung sama pada tekanan yang sama pula. Perubahan temperatur dalam sebuah evaporator sangat kecil, sehingga diabaikan. Penjelasananya adalah sebagai berikut: Jika *non-volatile fluid* (fluida yang tidak mudah menguap, dalam hal ini brine) dipanaskan atau didinginkan, kalor sensibel akan berubah begitu juga dengan temperatur, sehingga ΔT disepanjang dinding heat exchanger akan menjadi tidak konstan. Selama laju perubahan temperatur (*heat flow*) terjadi secara proporsional terhadap ΔT di titik mana pun, maka kurva temperaturnya berbentuk eksponensial. Pada kasus dimana media pendinginnya adalah *evaporating liquid (R22)*, temperatur dari cairan ini secara substansial, akan tetap konstan dikeseluruhan proses, selama cairan menyerap kalor laten.



Gambar 2.6. Perubahan perbedaan temperatur dari fluida yang didinginkan

Jadi, temperatur yang digunakan ketika refrigeran masuk dan keluar adalah temperatur evaporator (T_{ev}). Hal ini menghasilkan nilai sebuah LMTD berbeda dengan tipe aliran searah ataupun yang berlawanan arah.

2.6. REFRIGERAN PRIMER

Proses refrigerasi terjadi antara media penyerap/pelepas kalor dengan lingkungan. Media yang digunakan untuk membawa untuk memindahkan kalor disebut dengan *refrigerant*. Selama terjadinya proses refrigerasi, *refrigerant* mengalami perubahan fase, yaitu dari fase cair ke uap (proses penguapan) dan dari fase uap kembali lagi ke fase cair (proses pengembunan).

Sebuah *refrigerant* harus dapat melakukan proses ini secara berulang-ulang tanpa mengalami perubahan pada karakteristiknya. Saat ini yang sering dijadikan pertimbangan dalam memilih *refrigerant* untuk suatu sistem refrigerasi, amat dipengaruhi oleh permasalahan lingkungan seperti berlubangnya lapisan ozon dan pemanasan global. Pada umumnya *refrigerant* yang sering digunakan dipasaran adalah jenis R11, R12, R22, R502, R134A, R404A dan ammonia (R717). Diantara *refrigerant-refrigerant* tersebut, yang termasuk kedalam *refrigerant* ramah lingkungan hanya ammonia. Namun demikian ammonia kurang cocok untuk digunakan pada refrigerasi komersial, hal ini karena sifat ammonia yang beracun dan mudah terbakar.

Karakteristik ideal sebuah *refrigerant* adalah sebagai berikut:

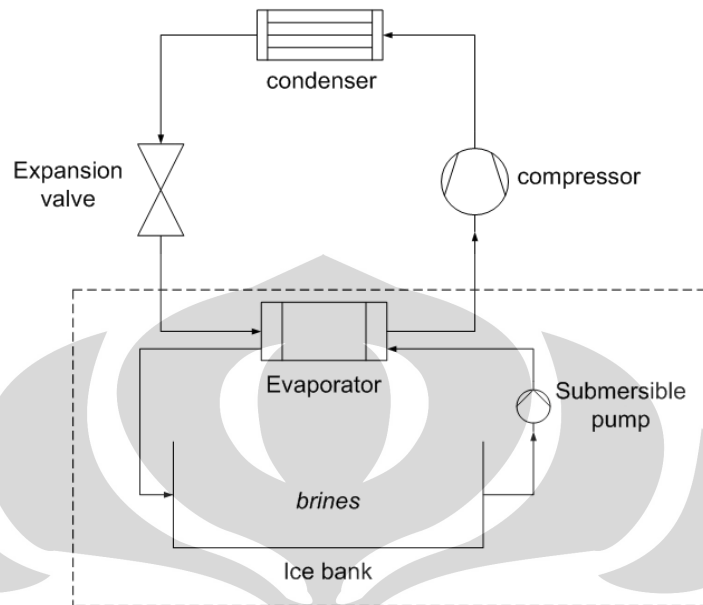
- a) Memiliki kalor jenis yang tinggi
- b) Saat di *suction* memiliki densitas yang tinggi
- c) Tidak korosif, tidak beracun dan tidak mudah terbakar
- d) Cocok dengan material dari komponen dan minyak pelumas
- e) Tekanan kerjanya yang masuk akal (tidak terlalu tinggi atau dibawah tekanan atmosfer)
- f) Mudah di deteksi jika mengalami kebocoran.
- g) Ramah lingkungan.

Pemilihan refrigeran dan suhu pendingin dan beban yang diperlukan menentukan pemilihan *kompresor*, juga perancangan *kondenser*, *evaporator*, dan alat pembantu lainnya. Faktor tambahan seperti kemudahan dalam perawatan, persyaratan fisik ruang dan ketersediaan utilitas untuk peralatan pembantu (air, daya, dll.) juga mempengaruhi pemilihan komponen.

2.7. REFRIGERANT SEKUNDER

Refrigerant sekunder adalah fluida kerja yang berfungsi untuk mengambil kalor dari suatu tempat, dimana kalor tersebut akan diambil lagi oleh *refrigerant* utama. Salah satu contoh dari *refrigerant* sekunder adalah *brines* yang merupakan larutan garam inorganik dalam air. *Brines* akan digunakan saat temperatur kerja

pada sistem refrigerasi dibawah 0 °C. Pada umumnya larutan garam yang sering digunakan sebagai *brines* adalah sodium klorida dan kalsium klorida.



Gambar 2.7. Skema sistem refrigerasi dengan brines sebagai refrigerant sekunder

Dimana fluida refrigeran sekunder disirkulasikan dan temperatur kerja dibawah 0°C, maka digunakan fluida campuran yang tidak dapat membeku. Fluida ini disebut brine. Brine adalah larutan garam dalam air. Terdapat dua jenis yang umum digunakan yaitu *sodium chloride* dan *calcium chloride*.

Sodium chloride (NaCl) dapat digunakan untuk industri yang kontak langsung dengan makanan. Sedangkan *calcium chloride* memiliki rasa yang tidak menyenangkan tidak diizinkan untuk berkontaminasi dengan makanan.

2.8. EVAPORATOR

2.8.1. Deskripsi umum

Evaporator adalah media pemindahan energi panas melalui permukaan agar refrijeran cair menguap dan menyerap panas dari udara dan produk yang ada di dalam ruang tersebut.

2.8.2. Sistem pengaturan aliran refrigeran ke evaporator

Terdapat dua cara untuk mengatur aliran refrigeran yang melalui evaporator:

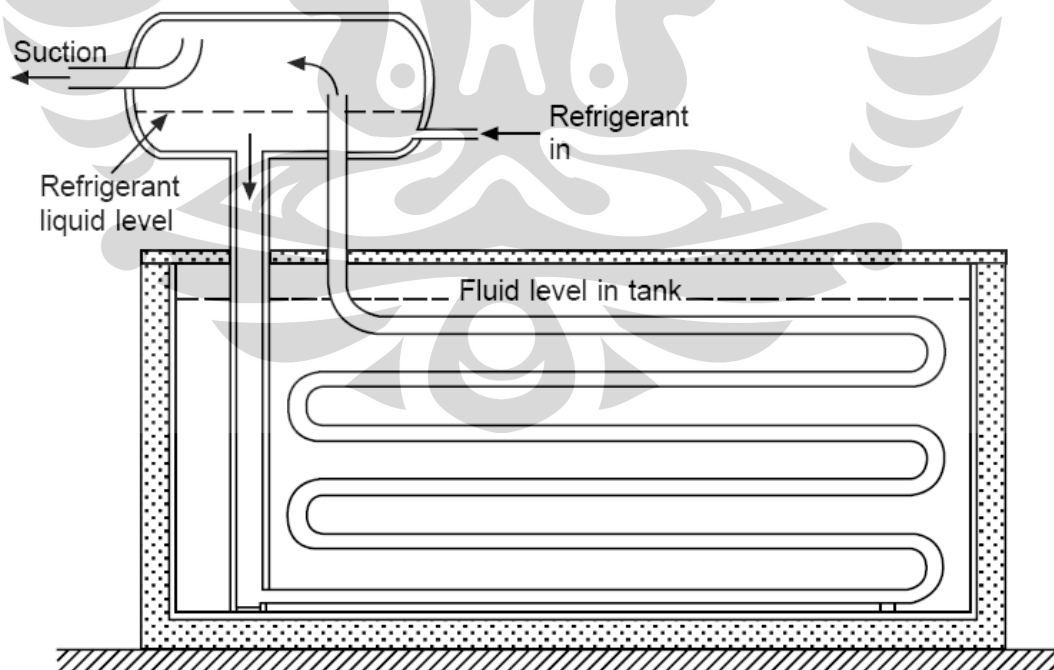
- a. *Direct Expansion (DX) System*
- b. *Flooded System*

2.8.3. *Direct Expansion (DX) System*

Pada evaporator ini terdapat bagian, yaitu di bagian keluarannya, yang dirancang selalu terjaga 'kering', artinya di bagian itu refrigeran yang berfase cair telah habis menguap sebelum terhisap keluar ke saluran masuk kompresor. Hal ini dilakukan dengan cara men-*superheat*-kan refrigeran beberapa derajat pada dikeluarkan evaporator. Dengan menggunakan *thermostatic expansion valve*.

2.8.4 *Flooded System*

Tujuan evaporator jenis ini adalah untuk mengatur aliran refrigeran adalah dengan mengumpulkan refrigeran setelah dari expansion valve pada sebuah *low pressure receiver*.

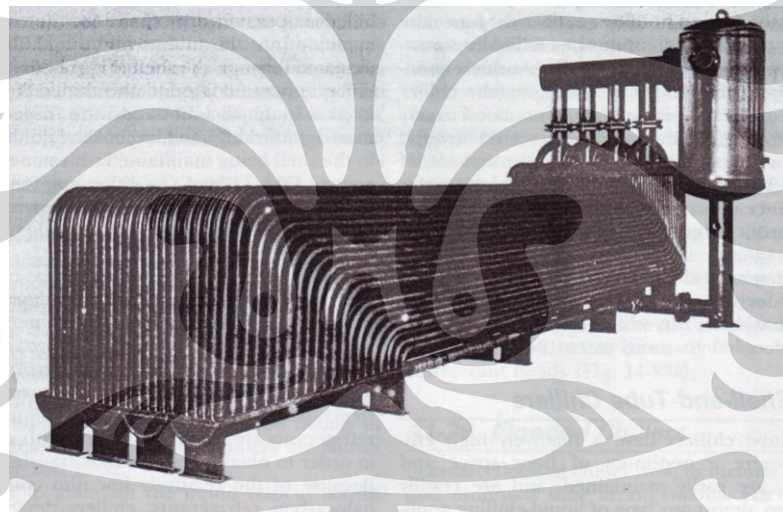


Gambar 2.8. Flooded evaporator

Sumber: *Refrigeration and Air-Conditioning*; Third edition; A. R. Trott and T. Welch; Butterworth-Heinemann, Oxford ; 2000

Pada *flooded* evaporator memerlukan adanya pemasangan *receiver*. Untuk memastikan adanya efisiensi yang optimal, level cairan dijaga menggunakan katup float bertekanan rendah. dimana di *receiver* ini refrigeran didorong masuk ke pipa evaporator dengan cara gravitasi. Hal ini menyebabkan keseluruhan refrigeran yang berada pada pipa evaporator terbasahi oleh brine dengan kata lain permukaan *heat transfer*-nya terbasahi penuh, dimana akan meningkatkan kapasitas dibandingkan dengan DX sistem. Dengan *flooded* evaporator, sebuah temperatur yang lebih tinggi daripada yang digunakan pada tipe DX dapat diperoleh sehingga tidak diperlukan adanya *superheat* untuk mencegah cairan masuk ke kompresor.

Pada *receiver* ini refrigeran berfasa *liquid* dan *vapor* dipisahkan dan yang fasa *liquid* dialirkan ke evaporator kembali dengan cara gravitasi, sedangkan yang fasa *vapor* dihisap masuk ke kompresor.



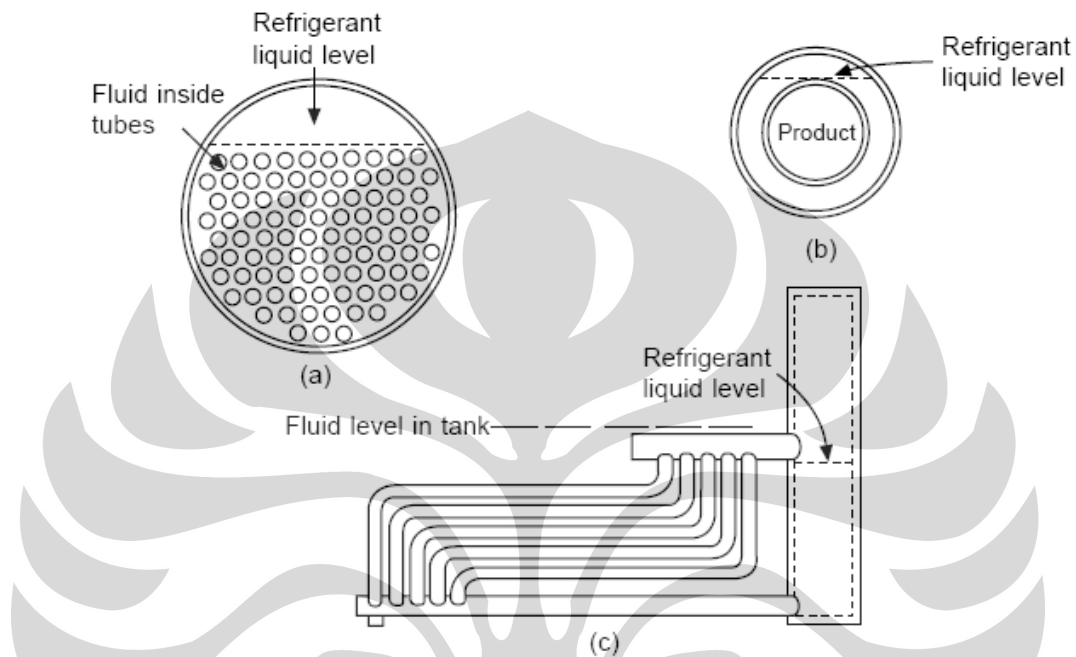
Gambar 2.9. Flooded Evaporator (*Courtesy of Vilter Manufacturing Company*)

Sumber: *Principles of Refrigeration*, Second Edition, Dossat, Roy J., 1980, SI Version, John Wiley & Son Inc., New York, USA

Refrigeran meninggalkan evaporator dikembalikan lagi ke *receiver* bertekanan rendah, biasanya berupa campuran cairan dan uap. Tipe dari evaporator ini disebut dengan *flooded* atau tipe resirkulasi evaporator. Sirkulasi dari refrigeran dapat menggunakan efek gravitasi atau menggunakan pompa. Salah satu keuntungan dari tipe evaporator ini adalah koefisien perpindahan panas (rata-rata) dapat lebih tinggi dari DX evaporator sistem. Karena uap refrigeran

masuk ke *receiver* bertekanan rendah dalam fasa saturasi maka katup ekspansi thermostatik tidak dapat digunakan, sehingga sebuah katup apung (*float*) bertekanan rendah digunakan untuk mengatur aliran refrigeran.

2.8.6. Jenis *flooded* evaporator



Gambar 2.10. Flooded evaporator (a). Shell-&-tube (b), Jacketed (c). Raceway
Sumber: *Refrigeration and Air-Conditioning*; Third edition; A. R. Trott and T. Welch;
Butterworth-Heinemann, Oxford ; 2000

2.9. KOMPRESOR

Dalam proses refrigerasi, kompresor berperan seperti jantung dalam tubuh manusia. Fungsinya adalah selain mengkompresi uap refrigeran juga berfungsi untuk mengalirkan refrigeran agar dapat terus bersirkulasi.

2.9.1. Kendali kapasitas pada kompresor (*capacity control*).

Bila suatu sistem refrigerasi dioperasikan didalam suatu mode yang mantap dan beban refrigerasi tersebut menurun, maka reaksi yang pasti adalah menurunnya suhu dan tekanan evaporator. Perubahan kondisi evaporator ini menyebabkan penurunan kapasitas kompresor yang menyesuaikan dengan turunnya beban refrigerasi. Penurunan suhu evaporator mungkin tidak diharapkan

karena beberapa alasan. Dalam sistem refrigerasi, pipa mungkin diselimuti oleh es yang menghambat perpindahan kalor.

Beberapa cara yang umum digunakan untuk menurunkan kapasitas kompresor adalah:

- Dengan memparalelkan kompresor atau sistem pendaoran (*cycling*), dimana kompresor berhenti dan bekerja menurut yang dibutuhkan. Beberapa keuntungan didapat dengan menggunakan sistem kompresor seperti ini, alasan utamanya adalah mengurangi biaya operasi melalui pengontrolan yang besar terhadap kapasitas dan konsumsi daya.
- Pengaturan tekanan-balik (*back pressure-regulation*) dengan mentrotel (*throttle*) gas hisap di antara evaporator dan kompresor untuk menjaga konstan tekanan evaporator. Cara ini menghasilkan kendali suhu evaporator yang baik, tetapi tidak efisien.
- Melangkau (*mem-bypass*) gas buang kembali ke jalur hisap, biasanya menghasilkan penurunan kapasitas yang tepat, tetapi cara ini tidak efisien dan kompresor seringkali menjadi panas.
- Cara lain adalah dengan mengurangi beban *cylinder* (*cylinder unloading*) pada kompresor bersilinder ganda, dengan cara membuka katup hisap secara otomatis atau dengan membelokkan gas buang dari silinder, kembali ke jalur hisap sebelum dikompresikan.

Yang digunakan dalam sistem refrigerasi *Mini Ice Plant* ini adalah dengan memparalelkan kompresor.

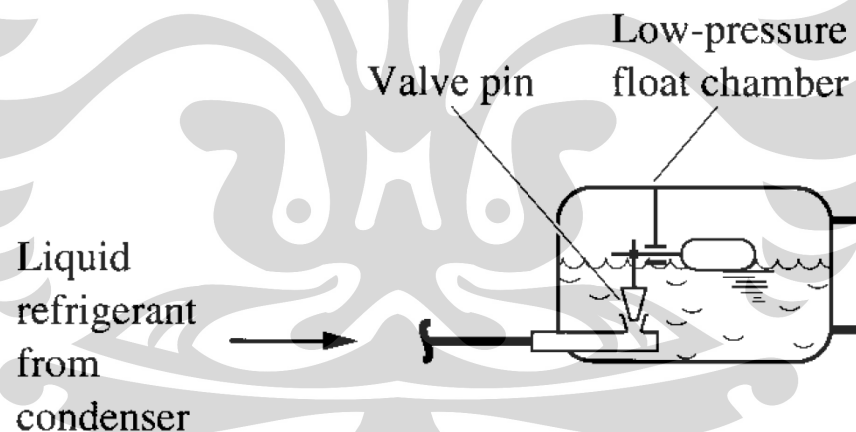
2.10. KATUP EKSPANSI

Sebuah sistem agar dapat bekerja memerlukan penghubung antara *condenser* dan inlet dari evaporator untuk menyempurnakan sirkuit sistem. Antara *condenser* dan evaporator terdapat perbedaan tekanan, maka penghubung ini akan memerlukan sebuah penurun tekanan.

Pada sistem refrigerasi digunakan *flooded* evaporator, sehingga katup yang dipakai adalah katup apung (*float valve*)

2.10.1. Katup apung pada tekanan-rendah

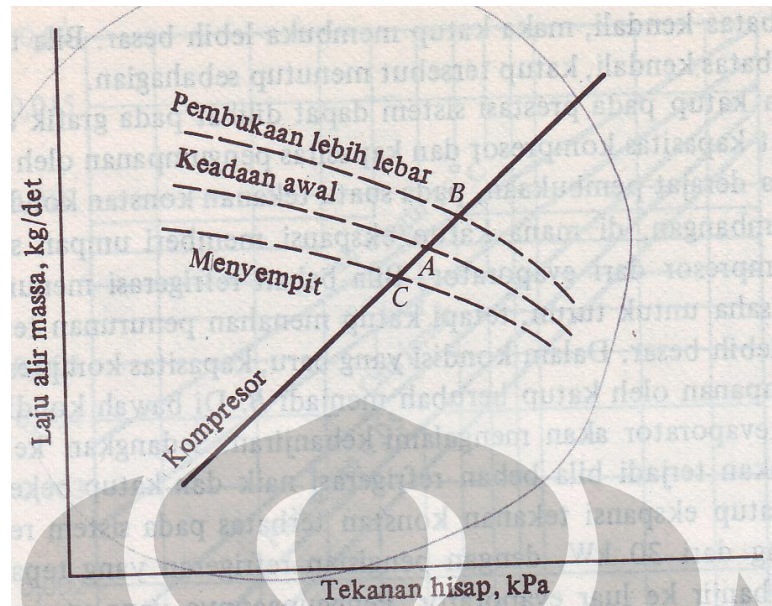
Contoh sistem *float* tekanan rendah dapat dilihat pada gambar 2.10 sebuah katup *float* digunakan untuk menjaga sebuah level cairan didalam evaporator dan beroperasi apada tekanan evaporator. Level cairan ini mempengaruhi tekanan didalam *pilot line*, dan karena tekanan bervariasi maka katup ekspansi mengatur suplai cairan refrigeran dari *receiver* ke evaporator.



Gambar 2.11. Preview Katup apung

Sumber: *Refrigeration and Air-Conditioning*; Third edition; A. R. Trott and T. Welch; Butterworth-Heinemann, Oxford ; 2000

Katup apung adalah suatu jenis katup ekspansi yang mempertahankan cairan berada pada level yang konstan didalam suatu wadah (*receiver*).



Gambar 2.12. Titik-titik keseimbangan dengan berbagai kondisi beban, menggunakan katup apung. Tekanan kondenser konstan.

Sumber: Sistem Refrigerasi dan Tata Udara, Stoecker, Erlangga

Dengan mempertahankan level cairan didalam evaporator, katup apung selalu menciptakan kondisi aliran yang seimbang antara kompresor dan katup itu sendiri. Gambar 2.11 menunjukkan titik keseimbangan awal di A. Bila beban refrigerasi naik, suhu dan tekanan evaporator naik, yang memungkinkan kompresor memompa aliran lebih besar dari yang sedang disuplai oleh katup. Katup tersebut kemudian bereaksi untuk menjaga level konstan dengan memperlebar pembukaan rata-ratanya. Suatu titik keseimbangan baru terbentuk pada titik B. Bila beban refrigerasi menurun, tekanan hisap menurun dan level tersebut naik, mendorong katup untuk menutup secukupnya dan membentuk titik keseimbangan di C.

BAB III

KONSEP DAN LANDASAN PERANCANGAN

3.1. KONSEP RANCANGAN

Terdapat beberapa hal yang perlu diperhatikan dan ditetapkan dalam perancangan yaitu

- a) Dalam sistem refrigerasi yang dibuat untuk pembuatan es ini maka hal yang pertama yang perlu dihitung adalah berapa banyak es yang ingin dibuat per hari, dari sini akan didapat besar dari beban pendinginannya. Karena beberapa komponen dari *Mini Ice Plant* ini sudah tersedia, yaitu kontainer, ice bank dan ice can. Maka kedua faktor tadi dapat ditentukan.
- b) Spesifikasi dari kompresor, evaporator dan kondenser sangat tergantung dari temperatur evaporasi dan temperatur kondensasi dari rancangan. Sehingga hal ini perlu pertimbangan yang cermat dan penetapan nilainya harus didasarkan dari kombinasi data observasi di lapangan dan referensi dari buku.
- c) Sistem kompresor yang digunakan harus mampu menjaga operasi mesin pada tingkat yang paling ekonomis dengan mengatur konsumsi energi yang digunakan pada waktu ke waktu disesuaikan dengan kebutuhan beban. Misalnya saat seluruh ice can masih berupa fasa cair maka hal ini adalah beban tertinggi, sedangkan jika sebagian ice can sudah menjadi es dan sebagian masih berfasa cair maka bebannya pun lebih rendah. Untuk itu kompresornya harus dilengkapi dengan sistem kontrol kapasitas (untuk beban bervariasi), salah satunya adalah dengan sistem kompresor parallel.
- d) Dengan mempertimbangkan kemudahan instalasi karena *Mini Ice Plant* ini akan difungsikan secara *mobile*. Maka sistem kondenser yang dipilih adalah kondenser berpendingin udara (*air cooled condenser*).
- e) Dalam proses pembuatan es, maka yang terpenting dalam pemilihan sistem evaporator adalah dengan memilih sistem yang memiliki koefisien perpindahan

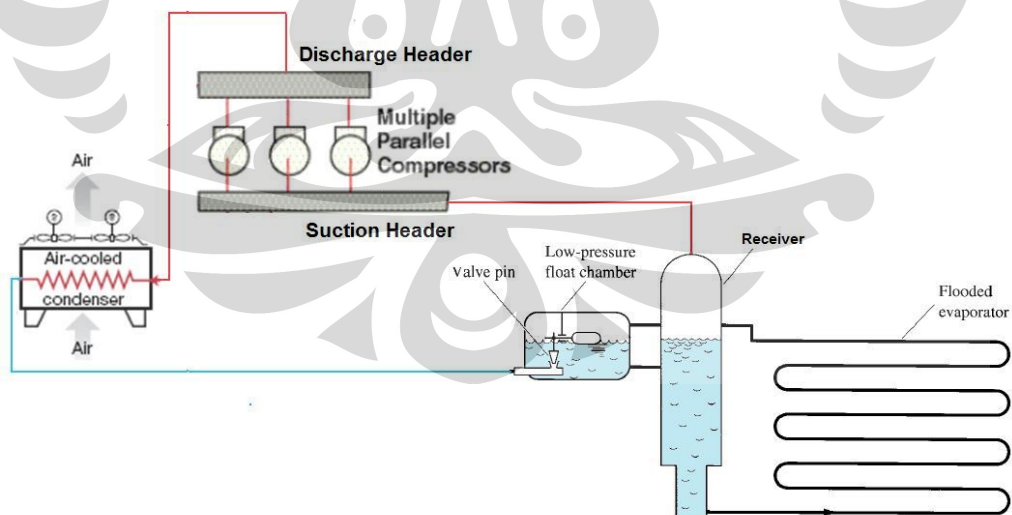
panas yang paling tinggi. Oleh karena itu, dalam rancangan ini dipilih sistem *flooded* evaporator. Mengingat sistem ini memiliki koefisien perpindahan panas lebih tinggi daripada *direct expansion system*.

- f) Karena *flooded* evaporator mengizinkan fluida keluarannya tidak harus 100% uap (karena uap dan cairan refrigeran dipisahkan di *receiver*). Maka katup ekspansi yang digunakan adalah katup apung (*low-pressure float valve*).

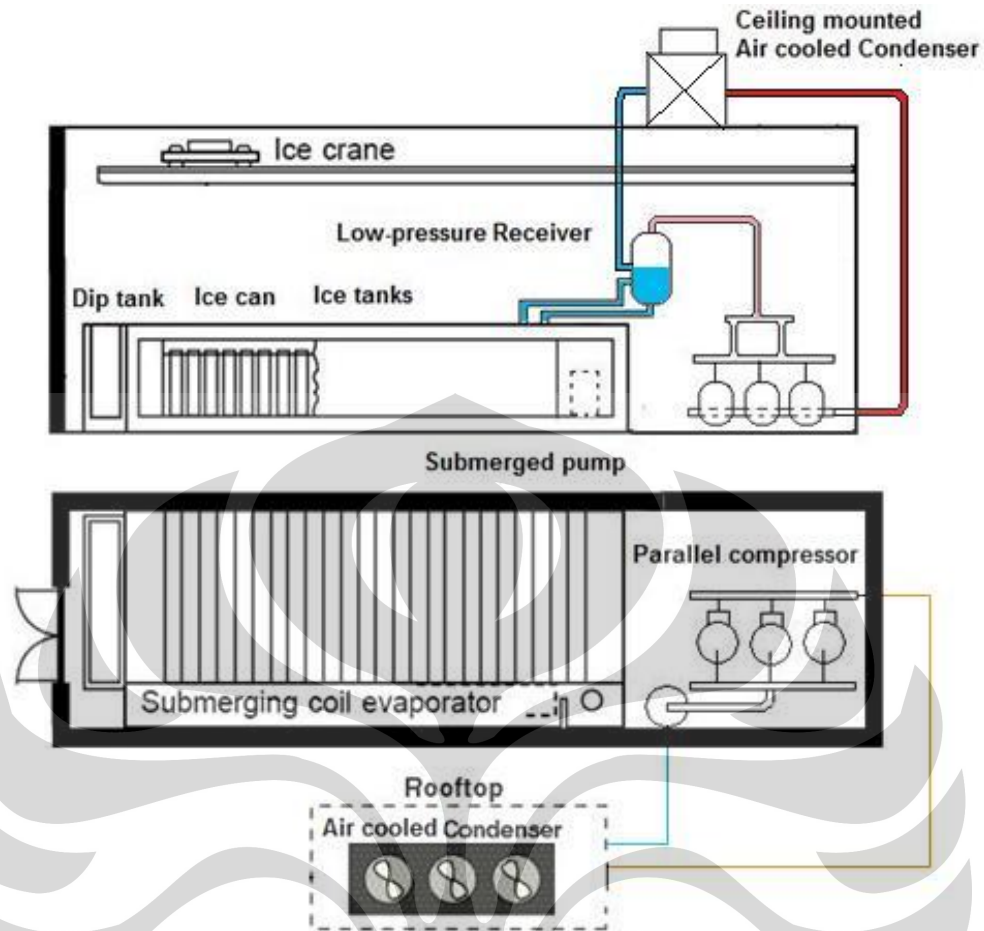
3.2. PREVIEW RANCANGAN SISTEM REFRIGERASI

Dibawah ini adalah preview rancangan sistem refrigerasi. Hal-hal yang akan dijelaskan lebih lanjut adalah mengenai komponen-komponen didalamnya termasuk kontainer yang digunakan sebagai ruang produksi dan pada bagian belakangnya digunakan sebagai ruang mesin:

- | | |
|--------------------------|--------------------|
| a) Kontainer | (e) Kompresor |
| b) Primary refrigerant | (f) Kondenser |
| c) Secondary refrigerant | (g) Receiver |
| d) Evaporator | (h) Katup ekspansi |



Gambar 3.1. Diagram sistem refrigerasi *Mini Ice Plant*



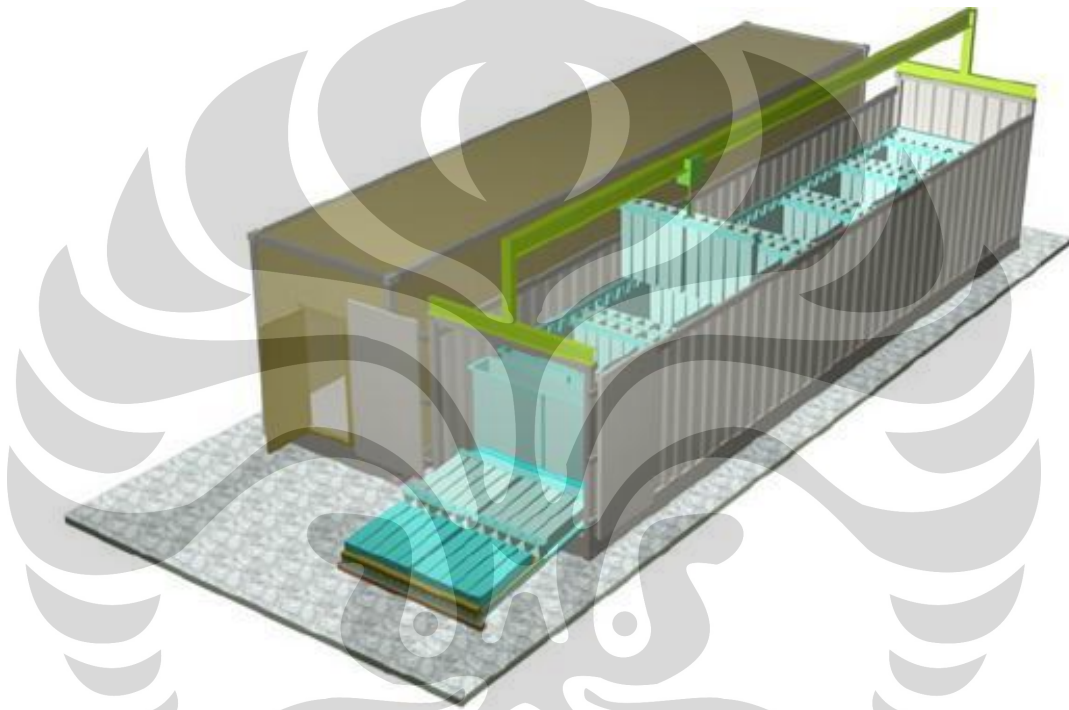
Gambar 3.2. Preview tata letak sistem refrigerasi *Mini Ice Plant*

3.3. KONTAINER

Untuk dapat digunakan sebagai ruang produksi dan peletakkan beberapa mesin-mesin refrigerasi, tentu saja kontainer harus mempunyai beberapa kriteria sebagai berikut agar dapat digunakan sesuai dengan desain:

- Struktur kontainer harus kuat sehingga kontainer itu sendiri tidak rusak ketika dibawa-bawa baik ketika diangkat dengan menggunakan crane maupun ketika ditarik dengan menggunakan trailer.
- Ukuran ruangan, harus tersedia cukup baik sehingga mesin-mesin refrigerasi dapat diletakkan didalam kontainer. Selain itu untuk keperluan produksi, kontainer dapat menampung 128 ice can.

- c) Karena digunakan sebagai ruang mesin sekaligus ruang produksi, maka didalam kontainer tersebut haruslah diberi isolasi agar panas dari lingkungan luar tidak dapat masuk ke dalam kontainer. Karena jika hal tersebut terjadi, maka kerugian (loses) yang terjadi pada ruang produksi akan sangat besar sekali.
- d) Perawatan mesin-mesin, baik itu hanya untuk pengecekan maupun untuk pembongkaran mesin, harus mudah dilakukan.



Gambar 3.3. Preview Kontainer

3.4. REFRIGERANT

Refrigerant merupakan komponen yang sangat penting dalam sebuah proses refrigerasi.

3.4.1. Pertimbangan Rancangan

- a) Refrigerant yang digunakan harus mempunyai titik beku dibawah temperatur yang lebih dari *secondary coolant*.
- b) Refrigerant harus mempunyai efek refrigerasi yang baik ketika menyerap kalor dari lingkungan.

- c) Refrigerant yang digunakan tidak beracun dan aman bagi makhluk hidup jika terjadi kebocoran.
- d) Harga refrigeran sebaiknya relatif murah dan mudah didapat mengingat *Mini Ice Plant* ini akan digunakan untuk didaerah-daerah terpencil.

Tabel 3.1. Beberapa spesifikasi refrigerant

Refrigerant	ODP	HGWP	Temperatur Didih	Efek Refrigerasi (Kj/kg)	COP	Safety	Harga (\$/kg)
R22	0,05	0,40	-40,81	162,67	4,66	A1	7,5
R134a	0,0	0,26	-26,074	148,03	4,6	A1	8,75
R404A	0,0	0,94	-46,222	114,15	4,21	A1	20,12
R407C	0,0	0,7	-43,627	163,27	4,5	A1	27,56
R507A	0,0	0,98	-46,741	110,14	4,18	A1	26,11
R717	0,0	0,0	-33,327	1103,14	4,76	B2	1,7

3.4.2. Tetapan Rancangan

Refrigerant dipilih untuk digunakan dalam rancangan adalah R22. Selain karena memenuhi persyaratan diatas R22 juga memenuhi persyaratan teknis seperti:

- a) Memiliki efek refrigerasi yang cukup besar yaitu sebesar 162,67 kJ/kg
- b) Meskipun indeks ODP (Ozon Depletion Potential) R2 masih lebih dari nol tetapi harganya lebih murah dari refrigeran lainnya yang memiliki efek refrigerasi yang cukup tinggi. Sehingga biaya produksi dapat lebih ditekan.
- c) R22 telah banyak digunakan dan hampir semua produsen kompresor memproduksi untuk R22.

3.5. SECONDARY COOLANT

Secondary coolant atau pendingin sekunder digunakan dalam pembuatan es balok. Pemilihan pendingin sekunder juga merupakan hal yang sangat penting dalam perancangan *Mini Ice Plant* ini sebab pendingin sekunder yang tepat akan menghasilkan hasil yang optimal dalam proses pembuatan es balok.

3.5.1. Pertimbangan Rancangan

- a) *Secondary coolant* atau pendingin sekunder harus murah dan mudah didapat serta dikenal oleh masyarakat secara umum.
- b) *Secondary coolant* tidak boleh beracun dan tidak merusak lingkungan.
- c) Dari desain diketahui bahwa:

- Temperatur evaporasi = 15°C
- Operasi kerja paling optimal :

$t = \text{waktu pembekuan} \times \text{waktu operasi optimal sistem}$

$t = 22 \times 15 \text{ hari} \times 12 \text{ bulan}$

$t = 3960 \text{ jam/tahun}$

Didapat dari tabel 3.2, dengan operasi kerja 3960 maka didapat (dengan interpolasi) :

- LMTD = 5,33
- Selisih temp evaporasi dengan temp inlet brine = $6,9 \approx 7$
- Selisih temp inlet brine dengan temp outlet brine = 4

Maka kemudian didapat:

- Temperatur inlet dari secondary coolant = $-15^{\circ}\text{C} + 7 = -8^{\circ}\text{C}$.
- Temperatur outlet dari secondary coolant = $-8^{\circ}\text{C} - 4 = -12^{\circ}\text{C}$

Tabel 3.2. Waktu operasi yang paling optimal

Type of evaporator	Running time per year (h)			
	1000	2000	5000	8000
Air coolers				
Free convection				
Log. mean temp. difference	13	10	7	6.5
Inlet temp. difference	18	14	10	9
Forced convection				
Mean temp. difference	10	8	5.5	5
Inlet temperature difference	13	10	7.2	6.5
Air temperature decrease	5.5	4.5	3.0	2.8
Liquid coolers				
Secondary refrigerants				
Mean temp. difference	7.2	6.0	4.0	3.5
Inlet temperature difference	8.8	7.6	5.5	5.0
Liquid temperature decrease	3	3	3	3

Sumber: dari paper yang di unduh dari *website* KTH Royal Institute of Technology stockholm, Sweden, ditulis oleh Björn Palm

Berdasarkan hasil observasi di pabrik es, besaran brine yang dikontrol adalah *baume density*. Hasil pengukuran saat observasi tersebut adalah 15 (gambar 3.4) Selain itu disebutkan juga bahwa interval *baume density* yang umum digunakan adalah antara 13 ~ 18.

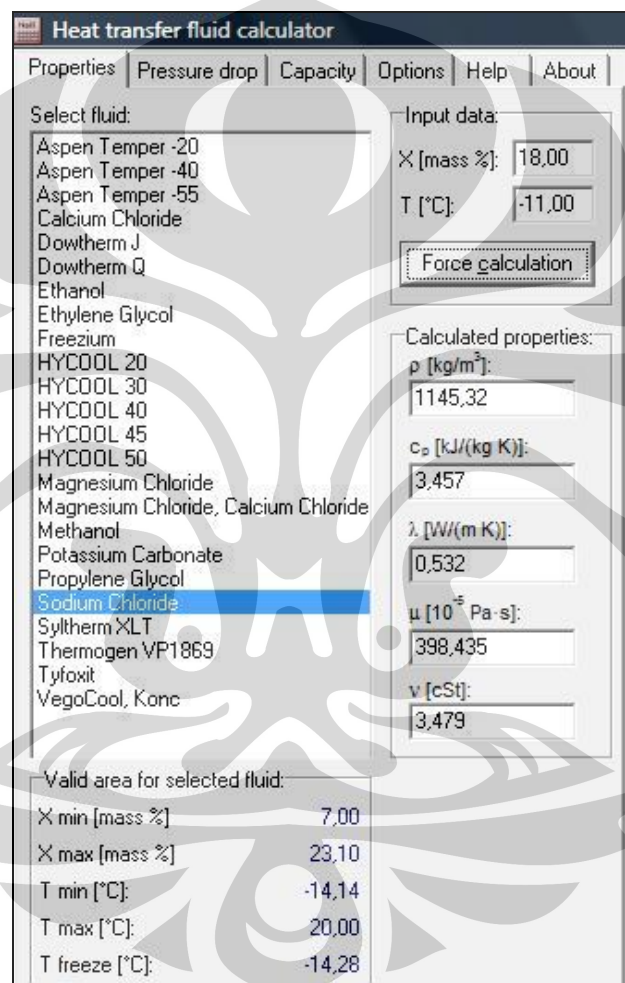


Gambar 3.4. Gambar Pengukuran Baume Density

Sumber: pengukuran saat observasi di pabrik es PT. UMAWAR ISASABLUZA ICE DIVISION – PULO GADUNG (Maret 2009)

3.5.2. Tetapan Rancangan

Dengan pertimbangan diatas, maka titik beku brine harus lebih besar dari -11°C , untuk menghindari kegagalan saat operasi (brine membeku). Oleh karena itu, *secondary refrigerant* yang ditetapkan adalah *sodium chlorida* dengan fraksi massa 18% dengan titik beku $-14,28^{\circ}\text{C}$ (data didapatkan dari perangkat lunak *coolpack* pada temperatur -11°C).



Gambar 3.5. Spesifikasi larutan sodium klorida yang digunakan

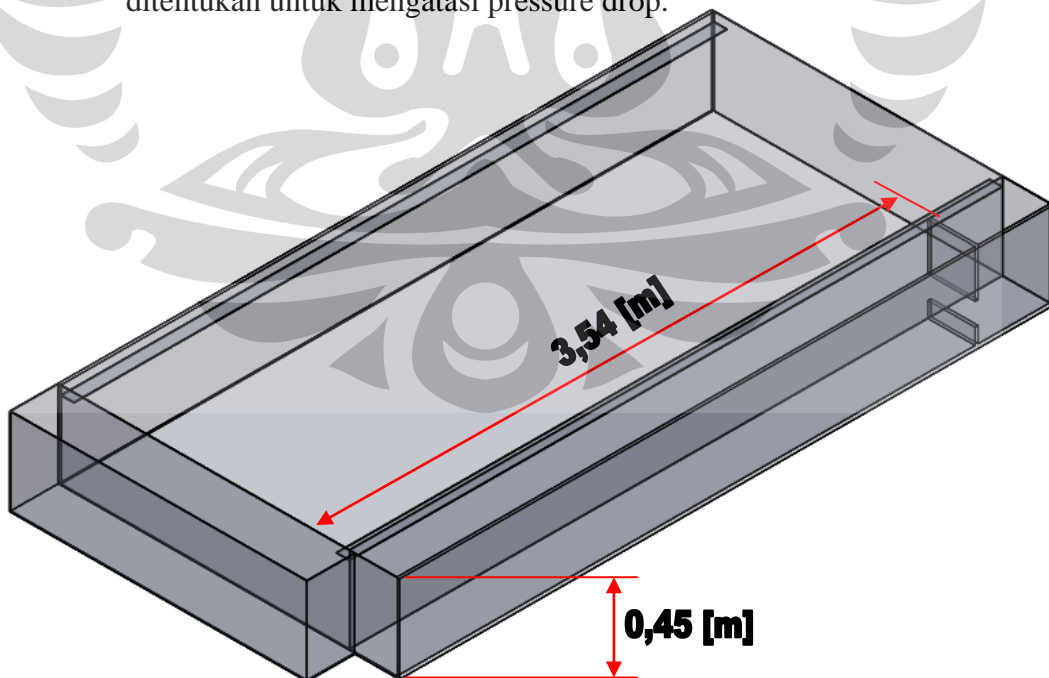
Sumber: perangkat lunak *coolpack*

3.6. EVAPORATOR

Dalam *Mini Ice Plant* ini evaporator digunakan untuk mendinginkan temperatur *secondary coolant* yang keluar dari bak pencetak es agar temperatur dan waktu pembekuan *secondary coolant* tetap dingin sesuai dengan yang diinginkan.

3.6.1. Pertimbangan Rancangan

- Dimensi evaporator dibatasi oleh dimensi *evaporator tank*, yaitu panjang maksimal 3,54 [m] dan kedalaman 0,45 [m]. (Gambar 3.5)
- Sistem evaporator yang dipilih harus efisien artinya sistem yang digunakan harus memiliki tingkat koefisien perpindahan panas yang cukup tinggi.
- Sistem yang dipilih adalah flooded evaporator
- Dengan menggunakan efek gravitasi untuk mengalirkan cairan refrigeran masuk ke evaporator.
- Karena hanya mengandalkan efek gravitasi maka pressure drop harus betul-betul diperhitungkan sehingga ketinggian receiver dapat ditentukan untuk mengatasi pressure drop.



Gambar 3.6. Dimensi tangki evaporator

3.6.2. Tetapan Rancangan

- a) Konstruksi evaporator yang digunakan *bare tube*.
- b) Jenis evaporator yang digunakan adalah *flooded* evaporator koefisien perpindahan panasnya lebih tinggi dari sistem *direct expansion*. Hal ini disebabkan karena pipa evaporator terus menerus dilalui refrigeran didalamnya dan dibagian luarnya selalu terbasahi brine.
- c) Uap akan otomatis dihisap oleh kompresor karena adanya perbedaan tekanan antara *receiver* dan kompresor. Selain itu juga karena densitas fluidanya yang rendah (fasa uap).
- d) Fluida fasa cair dialirkan kembali masuk ke pipa evaporator oleh efek gravitasi yang menyebabkan adanya tekanan hidrostatik pada receiver, sehingga tekanan inilah yang mengatasi *pressure drop* di pipa evaporator.
- e) Karena sistem *flooded* evaporator, outputnya tidak harus 100% uap, maka katup ekspansinya pun berbeda dengan sistem *direct expansion* yang menggunakan katup ekspansi termostatik. Disini menggunakan katup apung.
- f) *Output* fluida tidak mempersyaratkan 100% uap, hal ini karena refrigeran keluaran evaporator tidak langsung diteruskan ke kompresor melainkan ditampung dulu pada sebuah *receiver* tekanan-rendah untuk dipisahkan antara fase cair dan fase uapnya.

3.6.3. Menentukan temperatur evaporasi

Besarnya tekanan liquid refrigeran pada sistem kompresi gas akan menentukan besarnya suhu liquid mencapai titik penguapannya. Oleh karena itu dalam sistem kompresi gas penentuan besarnya tekanan liquid refrigeran yang disalurkan ke bagian evaporator memegang peranan penting dalam upaya memperoleh suhu evaporasi yang diinginkan. Dalam sistem kompresi gas pengaturan tekanan liquid refrigeran yang akan diuapkan di evaporator dilakukan melalui katub ekspansi.

Dalam sistem kompresi gas, biasanya suhu evaporasi normal dibuat dengan ketentuan sebagai berikut 9°C di bawah suhu ruang yang diinginkan.

Sebagai contoh, suatu ruang pendingin (coldroom) diinginkan mampu memelihara suhu konstan sebesar 0°C , maka suhu evaporasinya harus diatur agar dapat mencapai -9°C .^[2]

Berdasarkan data hasil observasi di pabrik es (Lampiran 1), didapatkan bahwa temperatur rata-rata brine selama 4 hari di dua bak es (*ice bank*) yaitu sebesar -6°C . Maka kemudian ditentukan bahwa temperatur evaporasi untuk sistem refrigerasi Mini Ice plant adalah sebesar $-6^{\circ}\text{C} - 9^{\circ}\text{C} = -15^{\circ}\text{C}$.

3.7. KOMPRESOR

Pemilihan kompresor sangat penting sekali karena biasanya pemilihan kompresor berpengaruh terhadap biaya produksi dari es balok yang dibuat dan harga Mini Ice Plant itu sendiri.

3.7.1. Pertimbangan Rancangan

- a) Kompresor yang digunakan harus mampu menghasilkan beban pendinginan pada evaporator sesuai dengan beban pendinginan yang digunakan.
- b) Daya input listrik kompresor diusahakan serendah mungkin. Sebab semakin besar daya listrik yang digunakan, maka biaya listrik yang digunakan juga semakin mahal.
- c) Bentuk dan ukuran kompresor harus ringkas mungkin sehingga tidak menghabiskan banyak tempat dalam ruang mesin.
- d) Harga kompresor tidak boleh terlalu mahal karena berpengaruh terhadap harga unit Mini Ice Plant.

3.7.2. Tetapan Rancangan

- a) Kompresor yang digunakan adalah tipe torak (*reciprocating*).
- b) Kompresor dirancang dengan menggunakan 3 unit kompresor bersistem parallel. Instalasi sistem kompresor yang saling berhubungan dan bekerja bersamaan.
- c) Kompresor yang dipilih adalah buatan Bitzer.
- d) Kompresor dipilih dengan perangkat lunak *Bitzer 5.1.1*

3.8. KONDENSER

Performa pengambilan kalor oleh refrigerandi evaporator tergantung pada kinerja dari kondenser yang digunakan.

3.8.1. Pertimbangan Rancangan

Untuk itu kondenser yang digunakan harus mampu memenuhi beberapa kriteria berikut ini:

- a) Kondenser harus mampu mendinginkan refrigerant sehingga refrigerant menjadi cair kembali dan bahkan harus mampu mendinginkan refrigerant hingga mencapai temperatur subcool-nya sesuai dengan yang diinginkan.
- b) Temperatur kondensasi harus serendah mungkin dengan batas ukuran yang telah ditentukan.
- c) Daya listrik untuk kipas kondenser harus juga serendah mungkin untuk memangkas biaya produksi Mini Ice Plant itu sendiri maupun biaya untuk pembuatan es nantinya.
- d) Pembuangan panas dari kondenser harus langsung ke udara bebas. Jika tidak maka akan kinerja mesin-mesin pendingin tidak lagi optimal akibat temperatur ruangan yang menjai panas. Sehingga lebih tepat jika kondenser diletakkan diluar kontainer.
- e) Ukuran kondenser tidak boleh lebih besar dengan tempat dimana kondenser itu diletakkan.

3.8.2. Tetapan Rancangan

- a) Kondeser dalam perancangan diletakkan diluar kontainer, tepat di atasnya.
- b) Jenis kondenser yang digunakan adalah *air-cooled condenser* dengan pertimbangan kemudahan instalasi.
- c) Kondenser yang dipilih buatan *Güntner*. Dalam pemilihan kondenser itu, dipilih kondenser yang mempunyai temperatur kondensasi dibawah temperatur kondensasi yang dicari dengan ukuran yang kecil dan harga yang paling murah.

- d) Pemilihan ini juga menggunakan *Güntner Product Calculator Customer 2009 (GPC 2009)*.
- e) Supaya posisi kondenser tidak mengganggu posisi mesin-mesin yang lain, mengingat ukuran kondenser yang cukup besar, dan untuk memudahkan pembuangan udara dari kondenser ke udara bebas maka kondenser diletakkan dibagian atas ruang mesin.

3.8.3. Menentukan temperatur kondensasi

Bila gas refrigeran didinginkan maka akan terjadi perubahan wujud atau kondensasi ke bentuk liquid. Tetapi yang perlu mendapat perhatian kita adalah titik suhu embun atau kondensasi gas refrigeran tersebut juga ditentukan oleh tekanan gasnya. Pada sistem kompresi gas, maka gas refrigeran dari sisi hisap dikompresi hingga mencapai tekanan discharge pada titik tertentu dengan tujuan bahwa gas panas lanjut (superheat) tersebut dapat mencapai titik embunnya dengan pengaruh suhu ambien di sekitarnya.

Untuk sistem yang berskala besar maka untuk mendinginkan gas superheat ini digunakan air atau campuran air dan udara paksa. dari pengalaman, agar diperoleh performa yang optimal dari mesin refrigerasi kompresi gas maka suhu kondensasinya diatur agar mempunyai harga 6 sampai 17 derajat celsius di atas suhu ambien, tergantung dari suhu evaporasinya. Tabel 1 memperlihatkan penentuan tekanan kondensasi untuk berbagai kondisi suhu evaporasi.

Tabel 3.3. Patokan penentuan suhu kondensasi

Suhu Evaporasi	Suhu Kondensasi (Air Cooled Condenser)	Suhu Kondensasi (Water Cooled Condenser)
- 18 sampai -23	Suhu ambien + 9 °C	Suhu air + 6 °C
- 10 sampai -17	Suhu ambien + 11 °C	Suhu air + 8 °C
- 4 sampai - 9 di atas - 3	Suhu ambien + 14 °C Suhu ambien + 17 °C	Suhu air + 11 °C Suhu air + 14 °C

Sumber: *SISTEM REFRIGERASI DAN TATA UDARA*, JILID 1;
Sapto Widodo, Syamsuri Hasan; Depdiknas (dengan perubahan)

Berdasarkan patokan di atas, maka suhu dan tekanan kondensasi dapat ditentukan dengan cepat dan akurat.

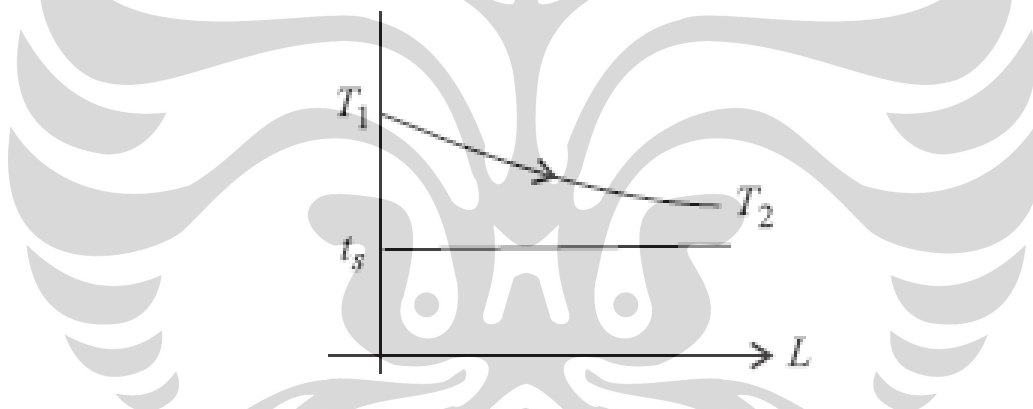
Dengan data-data sebagai berikut:

- Suhu evaporasi = -15°C ,
- Tipe kondenser = air cooled condenser.
- Suhu ambien = 34°C

Maka kemudian ditetapkan suhu kondensasi sebesar 45°C

3.9. BEDA SUHU RATA-RATA LOG (LOG MEAN TEMPERATUR DIFFERENCE)

Gambar dibawah ini menunjukkan bahwa beda-suhu antara fluida-panas dan fluida-dingin pada waktu masuk dan pada waktu keluar tidaklah sama dan kita perlu menentukan nilai rata-rata.



Gambar 3.7: LMTD untuk evaporator

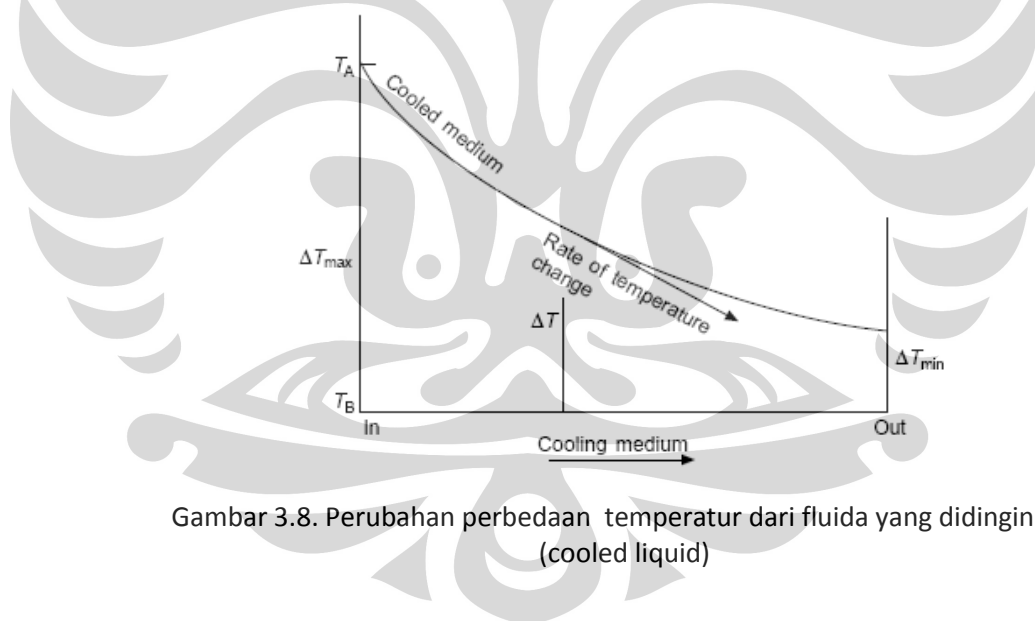
- Untuk sebuah penukar yang memiliki penerima kalor bertemperatur konstan, $t_s = t_1 = t_2$, dan sumber kalor bertemperatur menurun

$$[7] \text{LMTD} = \frac{T_1 - T_2}{\ln [(T_1 - t_s)/(T_2 - t_s)]}$$

Berdasarkan rumus diatas maka dengan kata lain LMTD adalah beda-suhu pada satu ujung penukar-kalor dikurangi beda-suhu pada ujung yang satu lagi dibagi dengan logaritma alamiah daripada perbandingan kedua beda-suhu tersebut.

3.9.1. LMTD Pada Evaporator

Pada sebuah evaporator temperatur masuk dan keluar refrigerannya cenderung sama pada tekanan yang sama pula. Perubahan temperatur dalam sebuah evaporator sangat kecil, sehingga diabaikan. Penjelasananya adalah sebagai berikut: Jika *non-volatile fluid* (fluida yang tidak mudah menguap, dalam hal ini brine) dipanaskan atau didinginkan, kalor sensibel akan berubah begitu juga dengan temperatur, sehingga ΔT disepanjang dinding heat exchanger akan menjadi tidak konstan. Selama laju perubahan temperatur (*heat flow*) terjadi secara proporsional terhadap ΔT di titik mana pun, maka kurva temperaturnya berbentuk eksponensial. Pada kasus dimana media pendinginnya adalah *evaporating liquid* (R22), temperatur dari cairan ini secara substansial, akan tetap konstan dikeseluruhan proses, selama cairan menyerap kalor laten dan kurva pendingin akan seperti berikut ini



Gambar 3.8. Perubahan perbedaan temperatur dari fluida yang didinginkan (cooled liquid)

Jadi, temperatur yang digunakan ketika refrigeran masuk dan keluar adalah temperatur evaporator (T_{ev}). Hal ini menghasilkan nilai sebuah LMTD berbeda dengan tipe aliran searah ataupun yang berlawanan arah.

3.10. TRUE TEMPERATURE

Jika suatu penukar-kalor yang bukan jenis pipa-ganda digunakan, perpindahan-kalor dihitung dengan menerapkan faktor koreksi sehingga bentuk persamaan perpindahan-kalornya menjadi:

$$^{[4]}q = U.A.F.\Delta T_m$$

Nilai faktor koreksi F bila terdapat perubahan fase, seperti kondensasi atau didih (penguapan), fluida biasanya berada pada suhu yang pada hakekatnya tetap, dan persamaan-persamaan itu menjadi lebih sederhana. Untuk kondisi ini P atau R menjdai nol dan kita dapatkan

F=1,0..... untuk pendidihan dan kondensasi^[6]

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}; R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

Dimana:

T,t = evaporator tank, tube

1,2 = inlet, outlet

Besar nilai P sebanding dengan *flow rate* bagian evaporator tank dan rata-rata spesifik heat dibagi dengan *flow rate* bagian tube dan rata-rata spesifik heat. Sedangkan besr nilai R adalah ukuran untuk efisiensi temperatur pada alat penukar-kalor.

3.11. FAKTOR PENGOTORAN (*FOULING FACTOR*)

Fouling (pengotoran) adalah pembentukan lapisan deposit pada permukaan alat penukar-kalor (heat exchanger) dari material atau senyawa yang tidak diinginkan. Material yang tidak diinginkan ini dapat berupa kristal, sedimen, senyawa biologi, produk reaksi kimia, korosi dan sebagainya. Proses pembentukan fouling ini dapat mempengaruhi proses perpindahan kalor dan kondisi aliran didalam sebuah alat penukar-kalor.

Alat penukar-kalor memerlukan proses pembersihan yang disebabkan oleh fouling pada bagian dalam dan luar tube yang menyebabkan penambahan dua lapisan tahanan (resistance). Penambahan lapisan ini mengurangi nilai koefisien

perpindahan kalor menyeluruh dan menghalangi serta mengurangi proses perpindahan kalor yang dibutuhkan.

Faktor pengotoran (R_f) menjadi tambahan tahanan (resistance) yang disebabkan oleh lapisan kotoran pada permukaan tube. Koefisien perpindahan kalor menyeluruh (U) dibutuhkan untuk memenuhi kondisi proses.

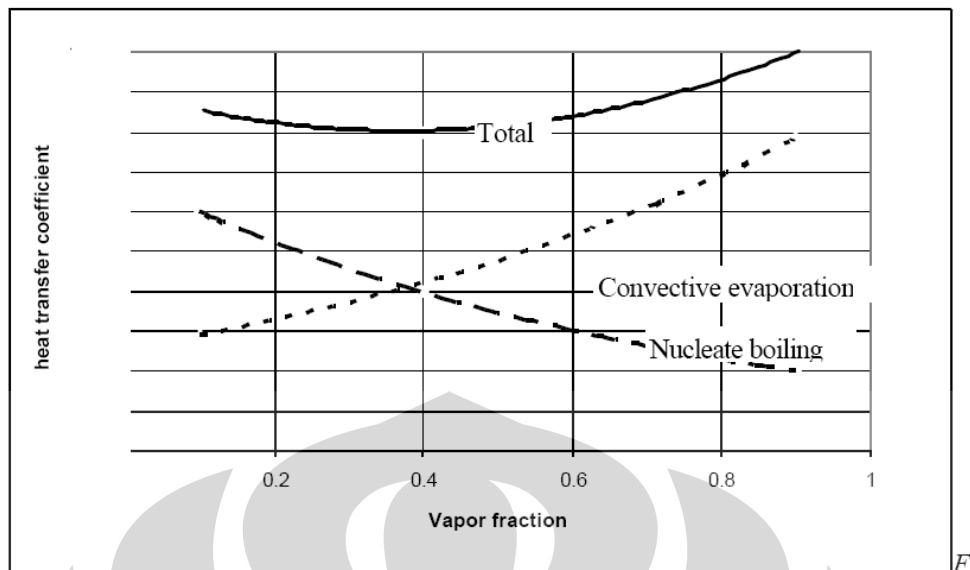
Tabel 3.4. Nilai faktor pengotoran untuk berbagai jenis fluida

Liquids	
No. 2 fuel oil	0.00035
No. 6 fuel oil	0.0009
Transformer oil	0.000175
Engine lube oil	0.000175
Refrigerants	0.000175
Hydraulic fluid	0.000175

Sumber: "Heat and Mass Transfer" *Mechanical Engineering Handbook* oleh Kreith, F (University of Colorado); Boehm, R.F. (University of Nevada); (1999)

3.12. KOEFISIEN KONVEKSI DUA FASA ALIRAN REFRIGERAN DALAM TUBE

Saat beberapa bagian dari cairan refrigeran terevaporasi, volumenya kemudian meningkat yang menyebabkan percepatan pada fluida. Investigasi dari *flow boiling* terlihat bahwa proses dapat dibagi menjadi pola aliran yang berbeda. Mekanisme perpindahan panas adalah berbeda disetiap pola aliran. Terdapat dua pola utama mekanisme perpindahan panas yang membedakan yaitu *nucleate boiling* dan *convective boiling*. Pada *convective boiling*, pengintian dari gelembung didih telah tidak ada.



Gambar 3.9. Koefisien perpindahan kalor adalah jumlah kontribusi antara *convective* dan *nucleate boiling*

Sumber: dari paper yang di unduh dari *website* KTH Royal Institute of Technology stockholm, Sweden, ditulis oleh Björn Palm

Seperti yang telah dinyatakan diatas, dikatakan bahwa korelasi umum ini adalah efek dari dua mekanisme, *nucleate boiling* dan *convective boiling*.

Salah satu korelasi yang digunakan secara luas untuk perhitungan heat transfer koefisien rata-rata adalah yang dikenalkan oleh Piere (1969: percobaannya menggunakan refrigeran R22 pada pipa horizontal dengan material copper) Pierre memberikan dua buah korelasi, satu untuk evaporasi yang sempurna (5-7 K superheat) dan yang kedua untuk evaporasi yang tidak sempurna seperti halnya pada *flooded* evaporator. ^[1]

(a) Complete evaporation:
$$Nu_m = 1.0 \cdot 10^{-2} \cdot (Re^2 \cdot K_f)^{0.4}$$

(b) Incomplete evaporation:
$$Nu_m = 1.1 \cdot 10^{-3} \cdot Re \cdot K_f^{0.5}$$

Dimana^[1]:

$$K_f = \Delta h / (L \cdot g)$$

Pierre boiling number

Δh = change in enthalpy between inlet and outlet (J/kg)

L = tube length (m)

g = acceleration due to gravity

$$Re^2 \cdot K_f < 3.5 \cdot 10^{11}$$

$$Nu_m < 420$$

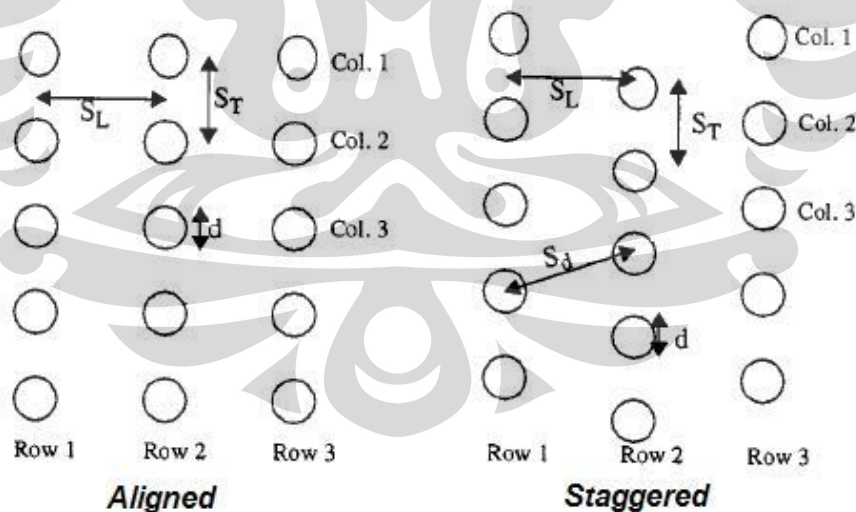
Pada persamaan diatas, Re_L dan Nu_L adalah angka Reynolds dan angka Nusselt pada fasa cair.

3.13. PERHITUNGAN PERPINDAHAN KALOR PADA BERKAS TUBE DALAM EVAPORATOR TANK

Pada perhitungan koefisien perpindahan kalor pada evaporator tank banyak faktor/aspek yang harus diperhitungkan. Hal ini dikarenakan dalam sebuah evaporator tank terdapat tube bundle yang terdiri dari berkas tube. Jenis perhitungan yang dilakukan berbeda dengan perhitungan untuk tub. Pada sub-bab berikut akan dilihat berbagai metode dan korelasi untuk mendapatkan koefisien konveksi perpindahan panas pada tube bundle dalam evaporator tank.

3.13.1. Aliran Pada Berkas Tube

Pada umumnya susunan berkas tube adalah segaris (*inline*) dan selang-seling (*staggerred*) seperti yang ada pada gambar dibawah ini. Karakteristik geometrinya ditandai oleh pitch melintang (*transverse pitch*) S_T dan pitch memanjang (*longitudinal pitch*) S_L antara pusat tube. Pitch diagonal (*diagonal pitch*) S_D adalah jarak diagonal antara pusat tube yang susunan selang-seling.



Gambar 3.10. Layout Tube

Sumber: "Heat and Mass Transfer" *Mechanical Engineering Handbook* oleh Kreith, F (University of Colorado); Boehm, R.F. (University of Nevada); (1999)

Bilangan Reynolds yang terjadi didasarkan atas kecepatan maksimum yang terjadi pada berkas tube, yakni kecepatan yang melalui bidang aliran yang minimum. Luas bidang ini tergantung pada susunan geometri tube.

Sehingga bilangan Reynolds-nya adalah ^[5]

$$\text{Re}_{D,\max} = \frac{\rho_b \cdot U_{\max} \cdot d_o}{\mu_b} = 442,65$$

Dimana:

ρ_b = Massa jenis brine pada persentase 15%

U_{\max} = Kecepatan maksimal brine dalam evaporator tank

D_o = Diameter luar pipa evaporator

μ_b = Viskositas dinamik brine

Pada konfigurasi aliran dalam berkas tube ini terdapat dua buah jenis kecepatan (u). Pertama adalah U_{∞} , kecepatan aliran bebas diukur pada titik sebelum fluida melewati berkas tube. Rumus yang digunakan adalah debit pompa dibagi dengan luas total permukaan aliran brine didalam evaporator tank.

- Kecepatan aliran brine dalam evaporator tank adalah

$$U_{\infty} = \frac{\text{Debit Pompa}}{\text{Luas Total Aliran Brine didalam Tube}}$$

- Dimana luas total permukaan aliran brine didalam evaporator tank adalah

$$A_b = (\text{luas penampang evaporator tank}) - (\text{luas penampang total tube})$$

$$A_b = (\text{width} \times \text{height}) - \left(\frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot Nt\right)$$

U_{maks} , yakni kecepatan aliran maksimum saat aliran brine melewati berkas tube. Dimana perumusannya adalah sebagai berikut:^[4]

$$\begin{array}{l} \text{Staggered:} \quad S_d > \frac{S_T + d}{2} \quad U_{\text{max}} = \frac{U_{\infty} S_T}{S_T - d} \\ \text{Staggered:} \quad S_d < \frac{S_T + d}{2} \quad U_{\text{max}} = \frac{U_{\infty} S_T}{2(S_d - d)} \\ S_d = \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{1/2} \end{array}$$

Berdasarkan korelasi dari Grimison, maka nilai Nuselt number diperoleh dari rumus sebagai berikut:

$$[5] \quad \overline{Nu_D} = 1,13 \cdot C_1 \cdot Re_{D,\text{max}}^m \cdot Pr^{1/3} = 35,84$$

Dimana korelasi ini digunakan untuk kondisi sebagai berikut:

$$\left. \begin{array}{l} N \geq 10 \\ 2000 < Re_{D,\text{max}} < 40.000 \\ Pr \geq 0,7 \end{array} \right\}$$

Nilai C_1 dan m adalah konstanta yang didapatkan dari tabel (3.5) berikut ini: ^[5]

S_L/D	S_T/D							
	1,25		1,5		2,0		3,0	
	C_1	m	C_1	m	C_1	m	C_1	m
Staggered								
0,600	-	-	-	-	-	-	0,213	0,636
0,900	-	-	-	-	0,446	0,571	0,410	0,581
1,000	-	-	0,497	0,558	-	-	-	-
1,125	-	-	-	-	0,478	0,565	0,518	0,560
1,250	0,518	0,556	0,505	0,554	0,519	0,556	0,522	0,562
1,500	0,451	0,568	0,460	0,562	0,452	0,568	0,448	0,568
2,000	0,404	0,572	0,416	0,568	0,482	0,556	0,449	0,570
3,000	0,310	0,592	0,356	0,580	0,440	0,562	0,428	0,574

- ❖ Nilai Prandtl *number* diperoleh dari

$$\text{Pr} = \frac{\mu_b \cdot C_{p_b}}{k_b}$$

Dimana:

μ_b = Viskositas dinamik brine [Pa.s]

C_{p_b} = Kalor jenis brine [J/kg.K]

k_b = Konduktivitas termal brine [W/m.K]

- ❖ Koefisien konveksi perpindahan kalor pada brine

$$h_b = \frac{Nu_b \cdot k_b}{d_o} = 867,74 \text{ [W/m}^2 \cdot \text{K]}$$

Dimana:

Nu_b = Angka Nusselt

k_b = Konduktivitas termal brine [W/m.K]

d_o = Diameter luar pipa [m]

3.14. OVERALL HEAT TRANSFER (PERPINDAHAN KALOR MENYELURUH)

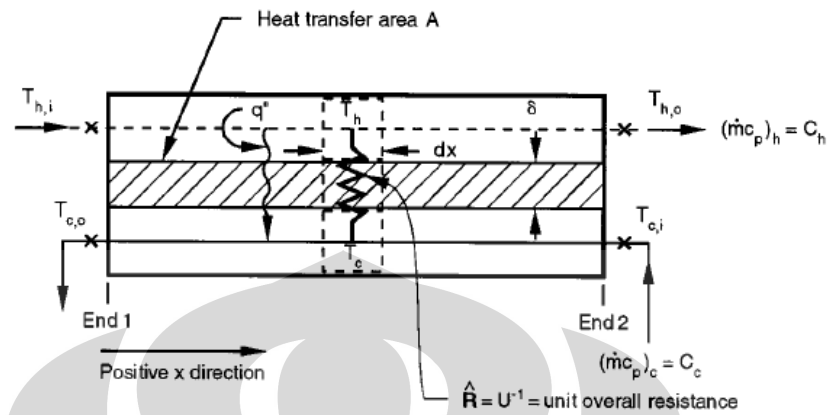
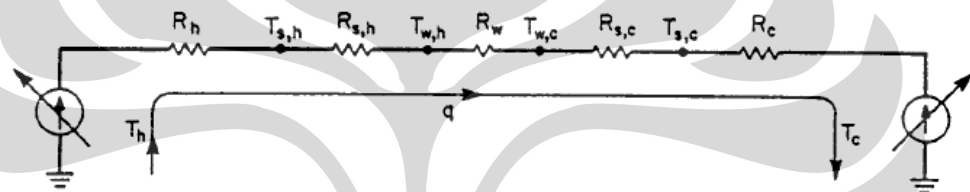


FIGURE 4.5.11 Nomenclature for heat exchanger variables.



Gambar 3.11. Sikuit termal untuk perpindahan kalor pada alat penukar-kalor

Sumber: "Heat and Mass Transfer" *Mechanical Engineering Handbook* oleh Kreith, F (University of Colorado); Boehm, R.F. (University of Nevada); (1999)

Deskripsi perpindahan kalor menyeluruh diatas adalah untuk geometri evaporator yang digunakan pada rancangan, dimana total tahanannya dapat ditulis sebagai berikut:

$$R_o = R_h + R_{f,h} + R_w + R_{f,c} + R_c^{[4]}$$

Dimana subscript h , c , f dan w , mengartikan *hot* (panas), *cold* (dingin), *fouling* (pengotoran) dan *wall* (dinding) secara berurutan. Formula U direpresentasikan sebagai berikut: ^[4]

$$U^* = \frac{1}{\frac{A^*}{h_i A_i} + R_{f,i} \frac{A^*}{A_i} + \frac{A^* \ln(d_o/d_i)}{2\pi N_t L k_w} + R_{f,o} \frac{A^*}{A_o} + \frac{A^*}{h_o A_o}}$$

Dimana:

h_i & h_o : Sisi pipa (tube side) dan sisi evaporator tank (evaporator tank side) koefisien perpindahan panas (heat transfer coefficient), [W/m²K].

R_{fi} & R_{fo} : Tahanan pengotoran (fouling resistance), [m²K/W];

N_t : Jumlah tube dalam heat exchanger;

L : Panjang efektif pipa [m]

d_o dan d_i : diameter luar dan diameter dalam [m]

k_w : Konduktivitas termal dari material dinding pipa [W/m.K]

❖ Sedangkan nilai A^* , diketahui sebagai berikut:^[4]

$$A^* = A_o = N_t (\pi d_o L)$$

❖ Dapat disederhanakan menjadi:^[4]

$$U_o = \frac{1}{\frac{d_o}{h_i d_i} + R_{fi} \frac{d_o}{d_i} + \frac{d_o \ln(d_o/d_i)}{2k_w} + R_{fo} + \frac{1}{h_o}}$$

3.15. PERHITUNGAN LUAS PERPINDAHAN KALOR (HEAT TRANSFER AREA)

Setelah nilai U diketahui maka luas perpindahan didapatkan dari rumus sebagai berikut:

$$A = \frac{q_{tot}}{U \cdot \Delta T_m}$$

Sehingga panjang tube yang dibutuhkan adalah :^[4]

$$\begin{aligned} A &= \text{luas selimut tube} \times \text{jumlah tube} \\ A &= (\pi \cdot d_o \cdot L) \times N_t \\ L &= \frac{A}{\pi \cdot d_o \cdot N_t} \end{aligned}$$

3.16. PERHITUNGAN PRESSURED DROP DIDALAM PIPA EVAPORATOR

Pada setiap satu pipa evaporator, komponen-komponen pressure dropnya adalah:

3.16.1. Gesekan fluida dengan dinding pipa

Pressure drop akibat gesekan antara fluida dengan dinding pipa dan gesekan antara fluida dengan fluida.

- **Pressure drop akibat gesekan:**

$$^{[1]}\Delta p_f = f_m \cdot G^2 \cdot v_m \cdot L / d_i$$

Dimana:

Δp_f = Pressure drop akibat gesekan [Pa]

f_m = Faktor gesekan

G = *Mass flux*

v_m = Volume spesifik rata - rata

L = Panjang evaporator

d_i = Diameter dalam pipa

- **Luas penampang aliran dan *Mass flux***

$$A_i = \pi / 4 \cdot d_i^2$$

Dimana:

A_i = Luas penampang diameter dalam [m²]

d_i = Diameter dalam [m]

$$G = \frac{\dot{m}}{A_i}$$

Dimana:

G = *Mass velocity* [kg/m².s]

\dot{m} = Laju aliran massa [kg/s]

A_i = Luas penampang diameter dalam [m²]

- **Bilangan didih Pierre (*Pierre boiling number*)**

$$^{[1]} K_f = \frac{\Delta h}{L \cdot g}$$

Dimana :

K_f = Bilangan didih Pierre

Δh = Enthalpi fase saturasi [J/kg]

L = Panjang pipa [m]

g = Percepatan gravitasi [m/s^2]

- **Faktor gesekan**

$$^{[1]} f_m = 0,053 \cdot K_f^{1/4} \cdot \text{Re}^{-1/4}$$

Dimana :

f_m = Faktor gesekan

K_f = Bilangan didih Pierre

Re = Bilangan Reynolds (viskositas liquid)

- **Volume spesifik rata-rata [m^3/kg]**

$$^{[1]} v_m = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\rho_i} + \frac{1}{\rho_o} \right)$$

Dimana :

v_m = Volume spesifik rata – rata [m^3/kg]

ρ_i = Densitas fase liquid [kg/m^3]

ρ_o = Densitas fase gas [kg/m^3]

3.16.2. Perubahan kecepatan fluida.

Pressure drop akibat perubahan momentum (Densitas fluida akan berubah saat terjadi perubahan fasa dari liquid ke vapor, maka akan terjadi perubahan kecepatan aliran pada fluida)

- Pressure drop

$$^{[9]} \Delta p_m = \frac{G^2}{\rho_i} \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right)$$

Dimana :

Δp_m = Pressure drop akibat momentum [Pa]

G = Mass flux [kg/m².s]

ρ_i = Densitas fase liquid [kg/m³]

ρ_o = Densitas fase gas [kg/m³]

3.16.3. Tekanan hidrostatik

- Pressure drop akibat melawan tekanan hidrostatik

$$^{[1]} \Delta p_h = \rho_m \cdot g \cdot h$$

Dimana :

Δp_h = Pressure drop akibat tekanan hidrostatik [Pa]

ρ_m = Densitas rata - rata [kg/m³]

g = Percepatan gravitasi [m²/s]

h = Ketinggian pipa [m]

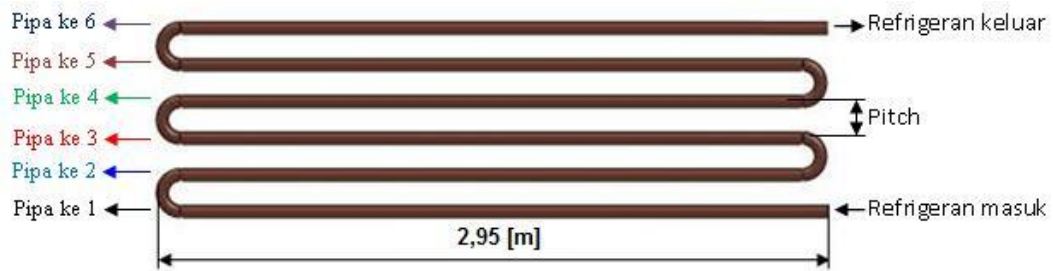
- Densitas rata-rata^[1]

$$\left(\frac{1}{\rho} \right)_m = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\rho_i} + \frac{1}{\rho_o} \right)$$

ρ_m = Densitas rata - rata [kg/m³]

ρ_i = Densitas fase liquid [kg/m³]

ρ_o = Densitas fase gas [kg/m³]



Gambar 3.12. Konfigurasi pipa evaporator

$$\text{Pitch} = (2 \times d_o) + d_o = (2 \times 0,75 \text{ inch}) + 0,75 \text{ inch} = 2,25 \text{ inch} = 0,057 \text{ [m]}$$

Oleh karena itu sebelum mencari pressure drop total di pipa lurus, maka perlu dicari pressure drop akibat tekanan hidrostatik pada setiap level ketinggian pipa, Maka pressure drop total di pipa lurus adalah

$$\Delta p_{s,total} = \Delta p_{s,1} + \Delta p_{s,2} + \Delta p_{s,3} + \Delta p_{s,4} + \Delta p_{s,5} + \Delta p_{s,6}$$

3.16.4. Pressure drop total di pipa lurus

Untuk pressure drop di pipa lurus adalah jumlah dari ketiga pressure drop diatas. Masing-masing pipa memiliki kesamaan nilai pressure drop untuk pressure drop akibat gesekan dan akibat momentum, tetapi berbeda untuk nilai pressure drop akibat tekanan hidrostatik karena hal ini berkaitan dengan ketinggian pipa tersebut pada evaporator tank.

$$\Delta p_s = \Delta p_f + \Delta p_m + \Delta p_{h,n}$$

Dimana :

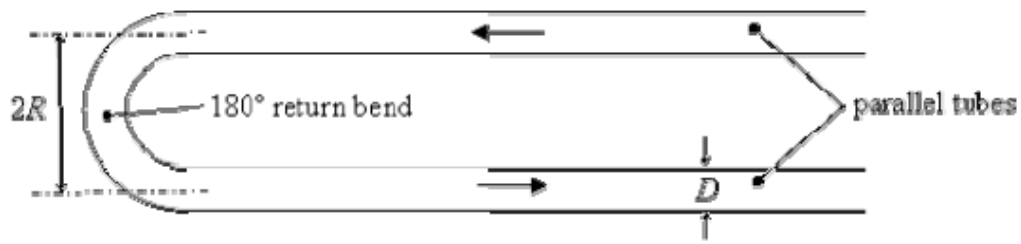
Δp_s = Pressure drop total di pipa lurus [Pa]

Δp_f = Pressure drop akibat gesekan [Pa]

Δp_m = Pressure drop akibat perubahan kecepatan fluida [Pa]

$\Delta p_{h,n}$ = Pressure drop akibat tekanan hidrostatik pada pipa ke - n [Pa]

3.16.5. Pressure drop dibelokan pipa



Gambar 3.13. Skematik dari belokan (*return bend 180°*)

Sumber: Domanski, P.A., Hermes, C.J.L., 2006,
An improved two-phase pressure drop correlation for 180° return bends,
3rd Asian Conference on Refrigeration and Air-Conditioning, Gyeongju, Korea, May 21-23, 2006

$$^{[3]} \Delta p_b = f \frac{L}{d_i} \cdot \frac{G^2 \cdot x^2}{2\rho_v}$$

Dimana :

Δp_b = Pressure drop di belokan [Pa]

f = Faktor gesekan

$L = 2R$ [m]

d_i = Diameter dalam pipa [m]

G = Mass flux [$\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$]

x = Vapor quality

ρ_v = Densitas fasa uap [kg/m^3]

- Faktor gesekan

$$^{[3]} f = \frac{a \cdot \text{Re}_v^{0,5}}{\exp\left(0,215 \frac{2R}{D}\right) x^{1,25}}$$

Dimana :

f = Faktor gesekan

a = Konstanta = $8,03 \cdot 10^{-4}$

Re_v = Bilangan Reynolds (fase uap)

R = Jari - jari belokan

d_o = Diameter luar pipa [m]

x = Vapor quality

3.16.6. Total Pressure Drop di belokan

$$\Delta p_{b,total} = \Delta p_b \times \text{Jumlah belokan}$$

Dimana:

$$\Delta p_{b,total} = \text{Pressure drop total dibelokan [Pa]}$$

$$\Delta p_b = \text{Pressure drop dibelokan [Pa]}$$

3.16.7. Total Pressure Drop di Evaporator

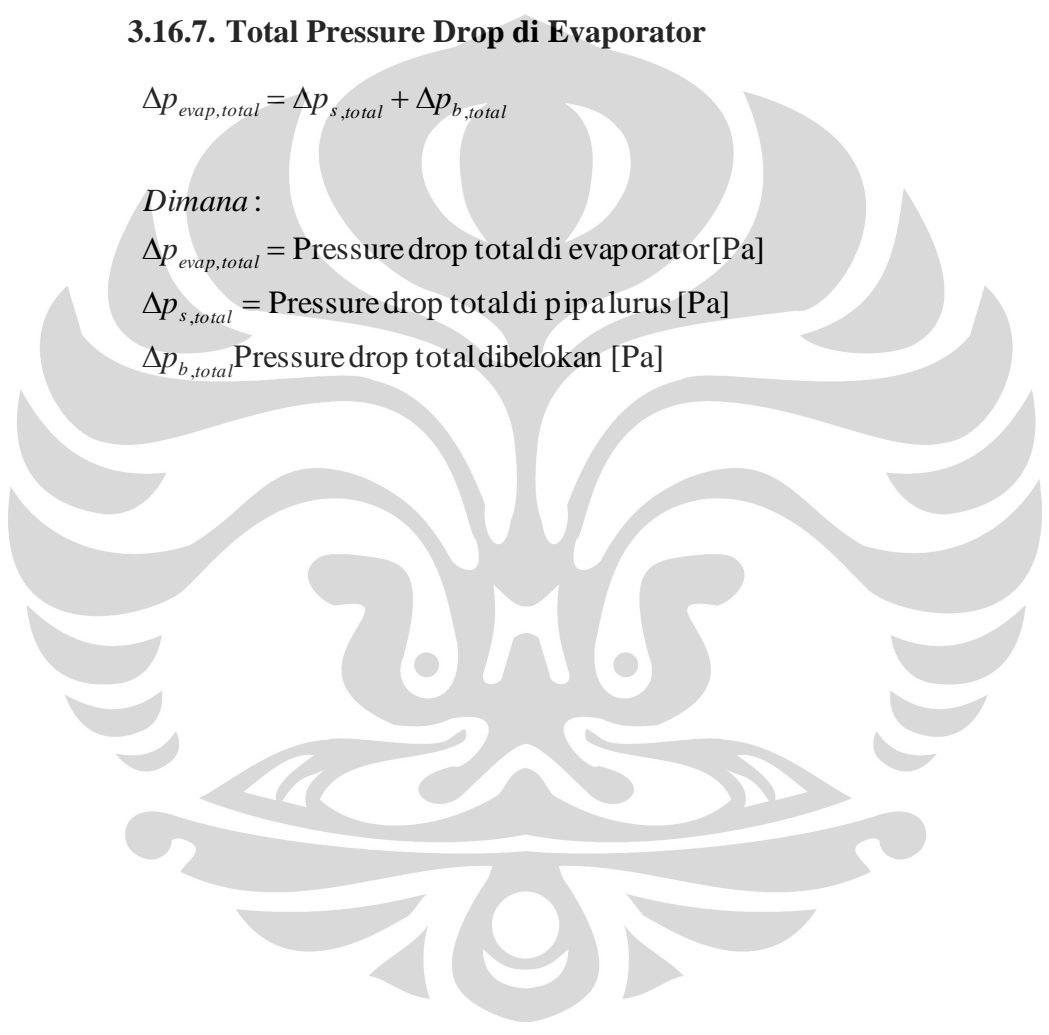
$$\Delta p_{evap,total} = \Delta p_{s,total} + \Delta p_{b,total}$$

Dimana :

$$\Delta p_{evap,total} = \text{Pressure drop total di evaporator [Pa]}$$

$$\Delta p_{s,total} = \text{Pressure drop total di pipa lurus [Pa]}$$

$$\Delta p_{b,total} = \text{Pressure drop total dibelokan [Pa]}$$



BAB IV

PERHITUNGAN DAN PEMILIHAN

Tahap berikutnya adalah melakukan perhitungan terhadap kebutuhan-kebutuhan energi yang ada. Dengan demikian maka mesin-mesin yang telah dirancang tersebut dapat direalisasikan sesuai dengan desain yang ada serta kondisi nyata yang ada dilapangan. Dalam bab ini juga dilakukan pemilihan terhadap mesin-mesin yang ada dipasaran. Sebab perancangan yang sangat bagus dan sempurna sekalipun akan menjadi tidak berguna jika tidak bisa direalisasikan sesuai dengan kondisi nyata yang ada.

Sedangkan mesin-mesin yang digunakan dalam sistem refrigerasi *Mini Ice Plant* adalah:

- a) Kompresor : *Reciprocating* → Buatan *Bitzer*
- b) Evaporator : *Flooded System* → Produksi Hasil Rancangan
- c) Kondenser : *Air-cooled* → Buatan *Guntner*

4.1. PERHITUNGAN BEBAN REFRIGERASI

Untuk memilih mesin-mesin refrigerasi yang tepat, maka perlu perhitungan beban refrigerasi untuk pembuatan es terlebih dahulu. Untuk membuat es balok adalah dengan cara membekukan air dari temperatur awalnya yang diturunkan sampai titik beku dari air tersebut.

Tabel 4.1. Data-data yang digunakan dalam perhitungan beban refrigerasi

NO	KOMPONEN PERHITUNGAN BEBAN	NILAI
CETAKAN		
1.	a) Jumlah cetakan dalam bak	128 cetakan
	b) Massa cetakan es	5,27 [kg]
	c) Material cetakan	Baja
	d) Konduktivitas termal baja (C_p)	434 [J/kg.K] ^[1]
AIR		
2.	a) Massa air dalam 1 cetakan	
	- Perhitungan = Volume x Massa jenis	= 13 [kg]
	- Pengukuran aktual (air di can dalam kondisi penuh)	= 13 [kg]
	- Air akan mengembang saat proses pembekuan, maka besaran massa yang akan digunakan dalam perhitungan adalah	= 12 [kg]
	b) Temperatur awal air	27°C
c) Massa jenis air	1000 [kg/m ³]	
d) Kalor jenis air (C_p)	4180 [J/kg.K]	
ES		
3.	a) Temperatur beku	0°C
	b) Temperatur akhir	-5°C
	c) Enthalpi es ($h_{1\text{ es}}$)	334000 [J/kg] ^[2]
	d) Kalor jenis es (C_p)	2020 [J/kg.K] ^[3]
JUMLAH ES YANG DIPRODUKSI		
4.	Massa total es yang diproduksi = massa _{air} x Jumlah can	= 1536 [kg]
	= 12 x 128	= 1,536 [ton]

4.1.1. Kalor Sensibel Air

Kalor yang dibutuhkan untuk membekukan air menjadi es (kalor sensibel):

$$\begin{aligned} Q_{\text{air}} &= \text{massa}_{\text{air}} \cdot C_p \text{ air} \cdot \Delta T \\ &= (12) \cdot (4180) \cdot (300-273) \\ &= 1.354.320 \text{ Joule} = 1354,3 \text{ kJ} \end{aligned}$$

4.1.2. Kalor Laten

Terdapat perubahan fasa, maka diperhitungkan kalor latent es, $h_{1 \text{ es}}$ sebesar 334000 J/kg. maka nilai kalor latent es sebesar :

$$\begin{aligned} Q_{\text{laten}} &= \text{massa}_{\text{air}} \cdot h_{1 \text{ es}} \\ &= (12) \cdot (334000) \\ &= 4.008.000 \text{ Joule} = 4008 \text{ kJ} \end{aligned}$$

4.1.3. Kalor Beku Es

Untuk memastikan air telah membeku seluruhnya maka temperaturnya diturunkan dari temperatur bekunya. $T_{\text{beku air}} 0^{\circ}\text{C}$ (273K) dan temperatur akhir $T_{\text{es}} -5^{\circ}\text{C}$ (268K).

$$\begin{aligned} Q_{\text{es}} &= \text{massa}_{\text{es}} \cdot C_p \text{ es} \cdot \Delta T \\ &= (12) \cdot (2020) \cdot (273-268) \\ &= 121200 \text{ Joule} = 121,2 \text{ kJ} \end{aligned}$$

4.1.4. Kalor Cetakan

Pada cetakan tidak terjadi pembekuan sehingga hanya terjadi kalor sensible. Perubahan temperatur yang terjadi T_{awal} sebesar 27°C (300K) dan $T_{\text{akhir}} -5^{\circ}\text{C}$ (268K), maka beban pendinginan untuk cetakan es sebesar :

$$\begin{aligned} Q_{\text{cetakan}} &= \text{massa}_{\text{cetakan}} \cdot C_p \text{ cetakan} \cdot \Delta T \\ &= (5,27) \cdot (434) \cdot (300-268) = 73189,76 \text{ Joule} \end{aligned}$$

4.1.5. Beban Pendinginan Total

Dalam Mini Ice Plant yang ada terdapat jumlah es yang dibuat sebanyak 128 buah. Maka besarnya beban pendinginan keseluruhan :

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{pendinginan}} &= n_{\text{es}} \cdot (Q_{\text{air}} + Q_{\text{laten}} + Q_{\text{es}} + Q_{\text{cetakan}}) \\
 &= 128 \cdot (1.354.320 + 4.008.000 + 121200 + 73189,76) \\
 &= 711.258.849,3 \text{ Joule} = 711.258,85 \text{ kJ}
 \end{aligned}$$

4.1.6. Faktor Keamanan

Pada umumnya pabrik es di Indonesia menambahkan 30%^[4] dari perhitungan kapasitas berdasarkan teori. Karena dalam praktek sehari-hari banyak faktor yang mempengaruhi dalam Pabrik es, seperti yang terlihat dalam tabel 4.2, sedangkan pada rancangan kita gunakan faktor keamanan (*safety factor*) hanya sebesar 15% karena terdapat perbedaan dengan kondisi rancangan yang sudah ada (lihat tabel 4.2)

Tabel 4.2. *Safety Factor* dalam memperhitngkin rugi-rugi kalor (*heat loss*)

NO	SAFETY FACTOR	
	30%	15%
1	Beban panas dari agitator	Menggunakan <i>sub-merged pump</i> untuk aliran brinanya.
2	Transmisi panas (dingin) dari bak air garam yang tidak memadai isolasinya.	Kontainer telah diisolasi dengan polyuretan begitu juga dengan ice bank
3	Peniupan udara untuk membuat es jernih menambah beban panas.	Tidak ada peniupan udara dalam proses produksi.
4	Pembukaan kayu penutup pada waktu mencabut es dan pengisian air juga menambah beban panas.	

Dengan mengabaikan rugi-rugi kalor dan menambahkan *safety factor* tersebut, maka:

$$\begin{aligned} Q_{\text{total}} &= Q_{\text{pendinginan}} \times \text{safety factor} \\ &= 711.258,85 \times 1,15 = 817.947.676,7 \text{ Joule} = 817.947,68 \text{ kJ} \end{aligned}$$

4.2. PERHITUNGAN DAYA PENDINGINAN

Daya pendinginan yang dimaksud disini adalah laju aliran kalor yang diambil dari media pendingin yaitu air garam, baik itu yang digunakan untuk membekukan es maupun kalor yang hilang (losses) pada bak pencetak es. Sehingga daya yang diambil dari air garam merupakan jumlah dari daya untuk membekukan es ditambah daya yang hilang (losses) pada bak pencetak es.

Beban pendinginan ini adalah beban pada evaporator yang harus dicapai ($Q_{\text{evaporator}} = Q_{\text{total}}$). Waktu pembekuan berkisar antara 12 ~ 24 jam karena yang diinginkan 1x panen/hari. Berdasarkan proses iterasi didapatkan waktu pembekuan yang paling optimal sebesar sebesar 22 jam, maka :

$$\begin{aligned} q_{\text{pembekuan}} &= \frac{Q_{\text{totalevaporator}}}{t_{\text{pembekuan}}} \\ &= \frac{817.947,68 \text{ [kJ]}}{(22 \times 3600) \text{ [detik]}} \\ &= 10,33 \text{ [kW]} = 2,94 \text{ [TR]} \end{aligned}$$

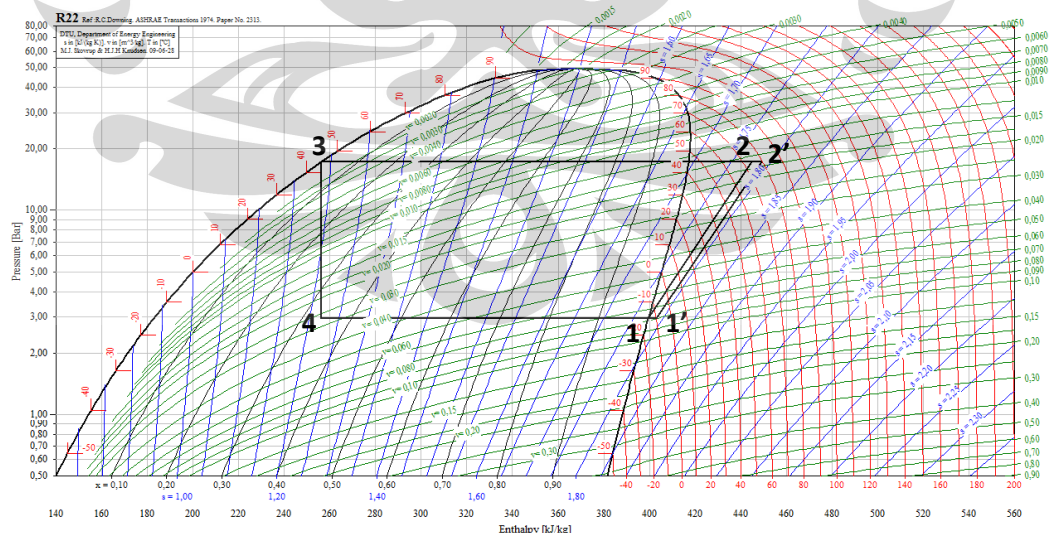
4.3. PERHITUNGAN DAN PEMILIHAN KOMPRESOR

Beberapa faktor yang perlu dipertimbangkan dalam pemilihan kompresor adalah

- a) Semua kompresor yang ada membutuhkan temperatur superheat untuk menjamin bahwa tidak ada refrigeran cair yang masuk ke dalam kompresor. Biasanya perusahaan kompresor menetapkan temperatur superheat minimal 5K.

- b) Superheat adalah perbedaan suhu antara saturasi uap temperatur dari kompresi (T_e) yang suhunya naik akibat panas lanjut dari lingkungan sekitarnya (panas udara di ruangan mesin atau panas mesin sendiri dari pergerakan piston) hingga mencapai saturasi uap temperatur sesungguhnya. Ideal superheat 0 K pada dasarnya sulit dicapai. Umumnya superheat berkisar antara 3 hingga 5 K.
- c) Subcooling adalah penurunan temperatur saturasi cair dari kondensasi lebih lanjut dengan menggunakan heat exchanger (penukar kalor) antara amoniak dengan air, udara, atau refrigerant lain. Subcooling bisa mencapai penurunan temperatur 5 hingga 10 K. Apabila tidak digunakan heat exchanger tambahan setelah condenser untuk menurunkan temperatur saturasi cair dari kondensasi maka sub cooling adalah 0 K.

Pada dasarnya pada sistem flooded evaporator tidak dibutuhkan penambahan superheat. Biasanya superheat hanya terdapat pada direct expansion saja. Tetapi berdasarkan faktor-faktor yang telah disebutkan diatas maka akan didesain sistem refrigerasi yang ditambahkan superheat dengan temperatur minimal sebesar 5K, sehingga siklus refrigerasinya menjadi:



Gambar 4.1. Siklus refrigerasi ideal dengan superheat 5K

Coolpack

Dari siklus tersebut didapat data-data sebagai berikut:

Tabel 4.3. Properti refrigeran disetiap titik dalam siklus refrigerasi ideal tanpa dan dengan superheat 5K

Letak Titik	T	P	h	v
	[°C]	[Bar]	[Kj/Kg]	[m ³ /kg]
Titik 1	-15	2,957	399,553	0,0776380
Titik 1'	-10	2,957	402,9	0,079589
Titik 2	67,521	15,33	441,36	0,0179
Titik 2'	79,51	17,29	449,182	0,016511
Titik 3	40	15,335	249,674	n/a
Titik 4	-15	2,957	249,674	n/a

4.3.1. Laju Aliran Refrigeran

Karena efek refrigerasi yang dibutuhkan hanya pada evaporator tanpa superheat, maka efek refrigerasi yang terjadi adalah dari titik 4 ke titik 1, sehingga dengan efek refrigerasi sebesar 10,33 [kW] maka laju aliran refrigerannya yakni sebesar:

Efek refrigerasi terjadi dari titik 4 ke titik 1, maka besarnya enthalpy (Δh_e) adalah:

$$\begin{aligned}\Delta h_e &= h_1 - h_4 \\ &= 399,553 - 256,384 \\ &= 143,17 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

Besarnya laju aliran massa refrigerant (\dot{m}) adalah :

$$\dot{m} = \frac{q_{evap}}{\Delta h_e} = \frac{10,33}{143,17} = 0,072 \text{ [kg/s]}$$

4.3.2. Daya Kompresor

Perbedaan entalpi $\Delta h'_k$, sebesar:

$$\begin{aligned}\Delta h'_k &= h_{2'} - h_{1'} \\ &= 449,182 - 402,9 \\ &= 46,28 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

Sehingga daya kompresor yang dibutuhkan pada perhitungan dari diagram p-h superheat (1' - 2') yang ada pada gambar 4.3 adalah sebesar :

$$\begin{aligned}
 W'_k &= \dot{m} \cdot \Delta h_k \\
 &= (0,072) \cdot (46,28) \\
 &= 3,34 \text{ [kW]}
 \end{aligned}$$

Pada perancangan kita, kompresor dipasang parallel dengan jumlah kompresor 3 unit. Artinya dengan daya kompresor sebesar 3,34 [kW] dan kapasitas pendinginan sebesar 10,33 [kW], maka satu kompresor minimal memiliki daya 1,12 [kW] dan kapasitas pendinginan minimal 3,45 [kW].

Tabel 4.4. Spesifikasi minimal untuk satu kompresor

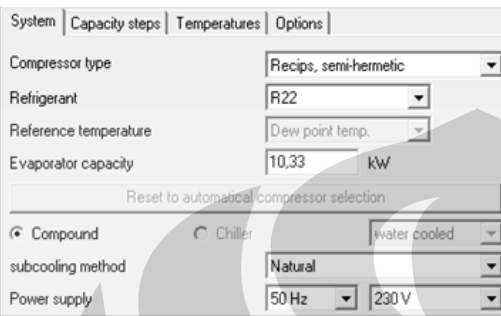
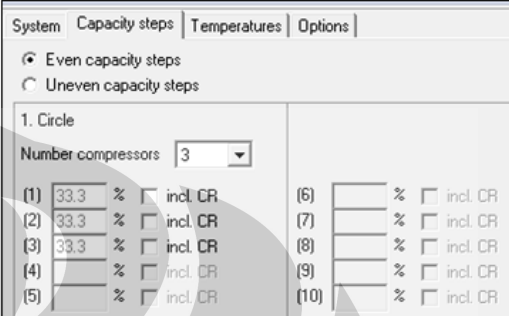
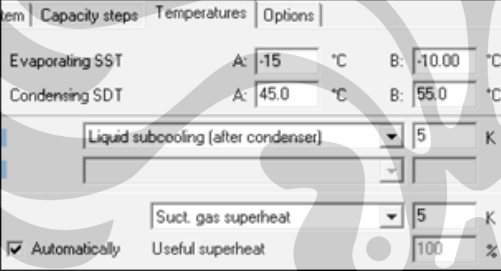
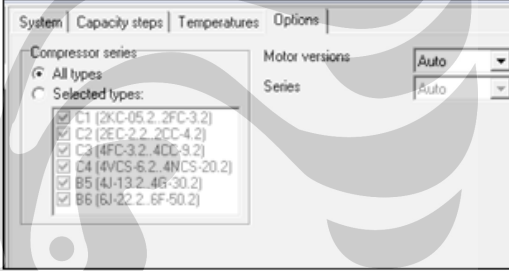
SPESIFIKASI	TOTAL	SATU KOMPRESOR
Kapasitas Pendinginan	10,33 [kW] = 13,8 [hp]	3,45 [kW] = 4,6 [hp]
Daya Kompresor	3,34 [kW] = 4,46 [hp]	1,12 [kW] = 1,5 [hp]

Beberapa hal yang ditentukan dalam rancangan berkaitan dengan perancangan dan pemilihan kompresor adalah sebagai berikut:

Tabel 4.5. Data-data rancangan kompresor

NO	DATA-DATA KOMPRESOR RANCANGAN	DESKRIPSI
1.	Jenis	Torak (reciprocating)
2.	Merek	Bitzer (Jerman)
3.	Tipe	Semi-hermetic
4.	Jumlah silinder	Single
5.	Sistem pengontrolan kapasitas	Parallel
6.	Refrigerant	R22
7.	Kapasitas pendinginan	10,07 [kW]
8.	Temperatur superheat	5 K
9.	Temperatur subcooling	0 K

Tabel 4.6. Langkah-langkah pemilihan kompresor

LANGKAH-LANGKAH PEMILIHAN KOMPRESOR																												
<p>Langkah I :</p> <ul style="list-style-type: none"> - Tipe kompresor : Recips, semi-hermetic - Refrigerant : R22 - Kapasitas pendinginan: 10,33 [kW] 	<p>Langkah II :</p> <ul style="list-style-type: none"> - Jumlah kompresor : 3 buah 																											
<p>Langkah III:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Evap temp: -15°C - Condensing temp: 45°C - Liquid subcooling: 5K - Superheat: 5K 	<p>Langkah IV :</p> <ul style="list-style-type: none"> - Kompresor series : all type 																											
<p style="text-align: center;">HASIL</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>Compressor</th> <th>Qo kW</th> <th>Pe kW</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Total</td> <td>11.65</td> <td>6.21</td> </tr> <tr> <td>1 2EC-2.2</td> <td>3.88</td> <td>2.07</td> </tr> <tr> <td>2 2EC-2.2</td> <td>3.88</td> <td>2.07</td> </tr> <tr> <td>3 2EC-2.2</td> <td>3.88</td> <td>2.07</td> </tr> </tbody> </table>	Compressor	Qo kW	Pe kW	Total	11.65	6.21	1 2EC-2.2	3.88	2.07	2 2EC-2.2	3.88	2.07	3 2EC-2.2	3.88	2.07	<p style="text-align: center;">Spesifikasi Minimal</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>SPESIFIKASI</th> <th>Kapasitas Pendinginan</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>• Total</td> <td>10,33 [kW] = 13,8 [hp]</td> </tr> <tr> <td>• 1 Kompresor</td> <td>3,45 [kW] = 4,6 [hp]</td> </tr> <tr> <th>SPESIFIKASI</th> <th>Daya Kompresor</th> </tr> <tr> <td>• Total</td> <td>3,34 [kW] = 4,46 [hp]</td> </tr> <tr> <td>• 1 Kompresor</td> <td>1,12 [kW] = 1,5 [hp]</td> </tr> </tbody> </table>	SPESIFIKASI	Kapasitas Pendinginan	• Total	10,33 [kW] = 13,8 [hp]	• 1 Kompresor	3,45 [kW] = 4,6 [hp]	SPESIFIKASI	Daya Kompresor	• Total	3,34 [kW] = 4,46 [hp]	• 1 Kompresor	1,12 [kW] = 1,5 [hp]
Compressor	Qo kW	Pe kW																										
Total	11.65	6.21																										
1 2EC-2.2	3.88	2.07																										
2 2EC-2.2	3.88	2.07																										
3 2EC-2.2	3.88	2.07																										
SPESIFIKASI	Kapasitas Pendinginan																											
• Total	10,33 [kW] = 13,8 [hp]																											
• 1 Kompresor	3,45 [kW] = 4,6 [hp]																											
SPESIFIKASI	Daya Kompresor																											
• Total	3,34 [kW] = 4,46 [hp]																											
• 1 Kompresor	1,12 [kW] = 1,5 [hp]																											

Jika dilihat dari tabel diatas maka didapatkan kesimpulan bahwa spesifikasi kompresor yang dipilih telah sesuai dengan persyaratan minimal yang ditetapkan.

Tabel 4.7. Perbedaan Spesifikasi Kompresor Rancangan Dengan Aktual

KAPASITAS PENDINGINAN [kW]			DAYA KOMPRESOR [kW]		
Rancangan	Aktual	Selisih	Rancangan	Aktual	Selisih
10,33	11,65	(+) 1,32	3,34	6,21	(+) 2,87

4.4. PERHITUNGAN EVAPORATOR

4.4.1. Data-data yang digunakan

Tabel 4.8. Data-data yang digunakan dalam perhitungan evaporator

NO	TINJAUAN	DESKRIPSI
1.	Jenis evaporator	<i>Flooded System</i>
2.	Ukuran ruang evaporator	3540 x 30 x 45 mm
3.	Jumlah pipa	24
4.	Jumlah pass	6
5.	Jumlah baris	4
PIPA		
6.	Material pipa evaporator	Tembaga
7.	Konduktivitas termal tube (k_c)	394 W/m.K ^[10]
8.	Densitas tembaga	8960 kg/m ³
9.	Diameter nominal	$\frac{3}{4}$ inch ^[2]
10.	Diameter luar	0,875 inch = 0,0222 [m]
11.	Diameter dalam	0,745 inch = 0,0189 [m]
12.	Ketebalan (type K)	0,065 inch
BRINE		
13.	Jenis larutan brine	Sodium Chloride
14.	Debit brine	0,184 [m ³ /dtk] ^[11]
15.	Temperatur brine masuk (T_{in})	-9°C
16.	Temperatur brine keluar tube (T_{out})	-12°C
17.	Persentase brine	18%

18.	Densitas (ρ_b)	1145,7 [kg/m ³] ^[12]
19.	Kalor jenis (C_{p_b})	3456 [J/kg.K]
20.	Viskositas dinamik (μ_b)	0,00419 [Pa.s]
21.	Konduktivitas termal (k_b)	0,531 [W/m.K]
REFRIGERAN ^[12]		
22.	Jenis Refrgeran	R22
23.	Temperatur evaporasi (T_{ev})	-15 °C
24.	Tekanan saturasi (P_{sat})	295700 [Pa]
25.	Densitas fase cair (ρ_l)	1334,04 [kg/m ³]
26.	Densitas fase gas (ρ_g)	12,88 [kg/m ³]
27.	Enthalpi fase cair (h_l)	256384 [J/kg]
28.	Enthalpi fase gas (h_g)	399553 [J/kg]
29.	Enthalpi fase saturasi (h_{sat})	143169 [J/kg]
30.	Viskositas dinamik fase cair (μ_l)	0,000264 [Pa.s]
31.	Kalor jenis fase cair (C_{p_l})	1128,71 [J/kg.K]
32.	Konduktivitas termal fase cair (k_l)	0,108 [W/m.K]

4.4.2. Menentukan perbedaan temperatur optimum evaporator

Data yang belum ditentukan adalah temperatur inlet dan outlet dari brine.

Maka dengan pertimbangan sebagai berikut:

- Waktu pembekuan = 22 jam
- Lama sistem refrigrasi bekerja dalam sebulan = 15 hari
- Estimasi waktu operasi evaporator /tahun : $t = 22 \text{ jam} \times 15 \text{ hari} \times 12 \text{ bulan}$
 $= 3960 \text{ jam} \approx 4000 \text{ jam}$

Dari tabel 4.8, kemudain didapatkan nilai sebagai berikut (dengan interpolasi):

- LMTD = 5,33
- Beda temperatur masukan (inlet temp diff) = 6,9 \approx 7
- Penurunan temp cairan (liquid temp decrease) = 3

Tabel 4.9. Perbedaan temperatur yang optimal untuk evaporator^[9]

Type of evaporator	Running time per year (h)			
	1000	2000	5000	8000
Air coolers				
Free convection				
Log. mean temp. difference	13	10	7	6.5
Inlet temp. difference	18	14	10	9
Forced convection				
Mean temp. difference	10	8	5.5	5
Inlet temperature difference	13	10	7.2	6.5
Air temperature decrease	5.5	4.5	3.0	2.8
Liquid coolers				
Secondary refrigerants				
Mean temp. difference	7.2	6.0	4.0	3.5
Inlet temperature difference	8.8	7.6	5.5	5.0
Liquid temperature decrease	3	3	3	3

Sumber: dari paper yang di unduh dari *website* KTH Royal Institute of Technology stockholm, Sweden, ditulis oleh Björn Palm

4.4.3. Penentuan beda temperatur rata-rata logaritmik (LMTD)

Pada dasarnya di rancangan evaporator terdapat 3 jenis aliran, dipandang dari arah aliran di sisi dalam pipa (refrigeran) dan dari sisi luar pipa (brine) yaitu:

- Aliran counter flow; dimana arah aliran refrigeran berlawanan arah dengan arah aliran brine.
- Aliran parallel flow; dimana aliran refrigeran searah dengan aliran brine.
- Aliran cross flow; aliran menyilang yang terjadi pada belokan pipa evaporator.

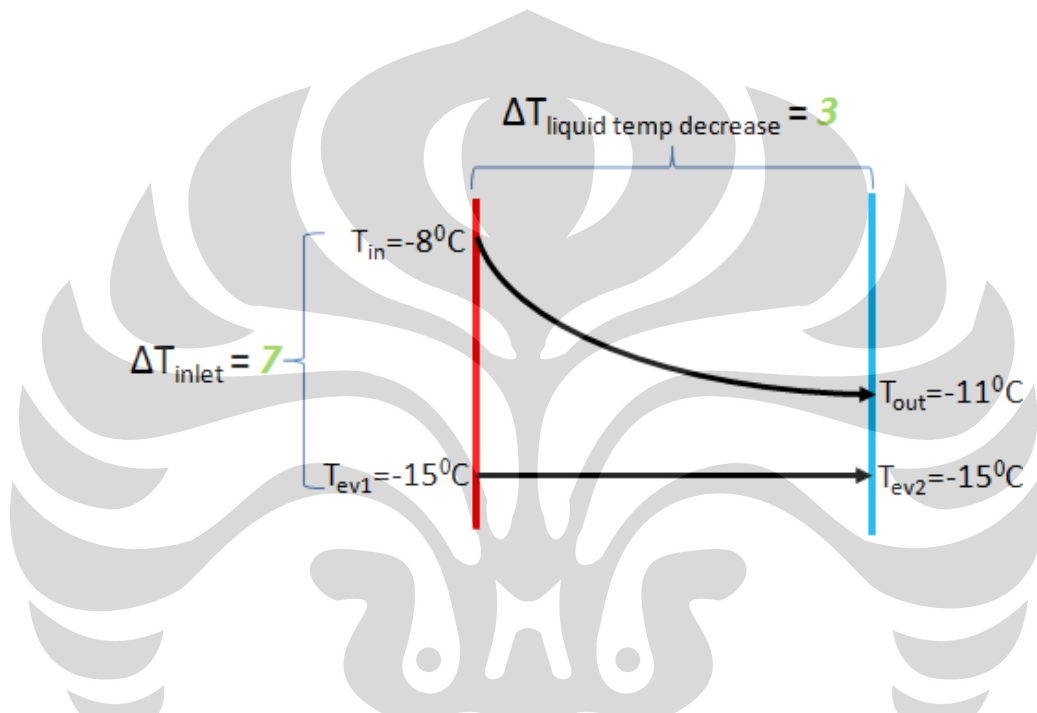
Untuk penentuan LMTD-nya maka digunakan asumsi sebagai berikut:

- Untuk proses evaporasi, maka temperatur pada sisi refrigeran dianggap konstan. Karena hal inilah maka, penentuan LMTD-nya aliran counter flow maupun parallel flow tidak masuk dalam pertimbangan.
- Untuk penentuan LMTD pada aliran cross flow di belokan, maka di abaikan karena sisi belokan memiliki area yang lebih kecil dari area pipa lurus.

Seperti yang dirancang sebelumnya bahwa:

- Temperatur keluaran (output) brine = -11°C
- Temperatur evaporasi = -15°C
- ΔT fluida brine antara inlet dan outlet = 3
- ΔT antara inlet brine dengan tmp evaporasi = 7°C

Dari data yang tersebut diatas maka temperatur masuk (inlet) brine adalah sebesar -8°C



Maka nilai LMTD-nya adalah sebesar

$$\Delta T_{lm} = \frac{T_{in} - \Delta T_{out}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{inlet}}{\Delta T_{outlet}}\right)} = \frac{T_{in} - \Delta T_{out}}{\ln\left(\frac{T_{in} - T_{ev1}}{T_{out} - T_{ev2}}\right)}$$

$$= \frac{(-8) - (-11)}{\ln\left(\frac{-8 - (-15)}{-11 - (-15)}\right)}$$

$$\Delta T_{lm} = 5,36^{\circ}\text{C}$$

4.4.4. Penentuan true temperatur (ΔT_m) dengan faktor koreksi (F_T)

$$\Delta T_m = \Delta T_{lm} \times F_T$$

di mana besar F_T didapatkan dari

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{-11 - (-8)}{-15 - (-8)} = 0,42$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{-15 - (-15)}{-11 - (-8)} = 0$$

T, t = *refrigeran, tube*

1, 2 = inlet, outlet

Nilai faktor koreksi F bila terdapat perubahan fase, seperti kondensasi atau didih (penguapan), fluida biasanya berada pada suhu yang pada hakekatnya tetap, dan persamaan-persamaan itu menjadi lebih sederhana. Untuk kondisi ini P atau R menjadi nol dan kita dapatkan

$F=1,0^{[6]}$ untuk pendidihan dan kondensasi

$$\begin{aligned} \Delta T_m &= \Delta T_{lm} \times F_T \\ &= 5,36 \times 1 = 4,32^\circ C \end{aligned}$$

Sesuai dengan rancangan awal yaitu $5,36^\circ C$

4.4.5. Koefisien konveksi perpindahan kalor refrigeran dua fasa

a) Menghitung laju Aliran massa (mass flow rate)

Laju Kecepatan Massa (*Mass Flow Rate*)

$$[8] \quad \dot{m} = \frac{q_{pembekuan}}{\Delta h_e} = \frac{10,33}{143,17} = 0,072 \text{ [kg/s]}$$

\dot{m} = mass specific

$q_{pembekuan}$ = Beban pendinginan = 10,33 [kW]

Δh_e = enthalpi fase saturasi = 143,17 [kJ/kg]

b) Menghitung kecepatan massa (mass velocity) dan bilangan Reynolds

Kecepatan Massa (*Mass Velocity*)

$$G = \frac{\dot{m}}{A_o} = \frac{\dot{m}}{\pi/4 \cdot d_i^2} = \frac{0,072}{\pi/4 \cdot (0,0189)^2} = 256,63 \text{ [kg/m}^2 \cdot \text{sec]}$$

G = mass velocity [kg/m².sec]

\dot{m} = mass specific = 0,072 [kg/sec]

A_o = minimum free flow area [m²]

Angka Reynolds

$$Re = \frac{G \cdot D_h}{\mu_l} = \frac{(256,63) \cdot (0,0189)}{2,62 \cdot 10^{-4}} = 18387,21$$

Re = Angka Reynolds

μ_l = Viskositas dinamik fase liquid = $2,64 \cdot 10^{-4}$ [kg/m.sec]

D_h = Diameter hidrolis = $d_{inner} = 0,0189$ [m]

c) Menghitung besaran angka Nusselt rata-rata (*mean Nusselt number*)

Sistem yang digunakan adalah flooded evaporator, dimana pada sisi keluarannya tidak 100% uap. Maka hal ini disebut dengan proses penguapan yang belum sempurna. Untuk menghitung nilai koefisien perpindahan kalor dua fasa, maka menggunakan korelasi dari Piere (1969) yang melakukan percobaannya menggunakan refrigeran R22, pipa horizontal.

[1]

Incomplete Evaporation :

$$Nu_m = 1,1 \cdot 10^{-3} \cdot Re \cdot K_f^{0,5} = (1,1 \cdot 10^{-3}) \cdot (18387,22) \cdot (206,1)^{0,5} = 290,36$$

Nu_m = mean Nusselt number

$$K_f = \frac{\Delta h_e}{L \cdot N_t \cdot g} = \frac{143170}{(2,95) \cdot (24) \cdot (9,81)} = 206,1$$

K_f = Pierre boiling number

Δh_e = enthalpi fase saturasi = 143,17 [kJ/kg]

L = total tube length = 2,95 [m]

g = accelerati on due to gravity = 9,81 [m/s²]

Condition : $Re^2 \cdot K_f < 3,5 \cdot 10^{11}$ Actual : $Re^2 \cdot K_f = 0,696 \cdot 10^{11}$

$Nu_m < 420$

$Nu_m = 290,36$

MEMENUHI

d) Menghitung nilai koefisien perpindahan kalor dua fasa

$$h = \frac{Nu_m \cdot k_l}{d_i} = \frac{(290,36) \cdot (0,1075)}{0,0189} = 1649,93 [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}]$$

Dimana :

h = heat transfer coefficient refrigerant

Nu_m = mean Nusselt number = 290,36

k_l = konduktivitas termal fase cair = 0,1075 [W/m.K]

d_i = diameter dalam = 0,0189 [m]

4.4.6. Menghitung nilai koefisien konveksi perpindahan kalor brine

Untuk menghitung nilai koefisien konveksi perpindahan kalor pada brine, maka pada rancangan ditetapkan data sebagai berikut:

Asumsi Dimensi Tube		
Dimensi Nominal Tube	:	3/4 in
Diameter luar tube (do)	:	0,875 in = 0,022 m
Diameter dalam tube (di)	:	0,745 in = 0,019 m
Ketebalan (t)	:	0,065 in = 0,002 m
Luasan tube bagian dalam (A _{pipe})	:	0,436 in = 0,011 m
Jumlah tube (N _t)	:	24,000 tube
S _t	:	0,067 m
S _l	:	0,073 m
(NL)	:	6 baris
(NT)	:	6 baris

a) Luas total permukaan aliran brine didalam evaporator tank

$A_b = (\text{Luas penampang evaporator tank}) - (\text{Luas penampang total tube evaporator})$

$$A_b = (T. \text{ evap. tank} \times L. \text{ evap. tank}) - \{(\pi/4 \times D_o^2) \times N_{\text{tube}}\}$$

$$A_b = (0,45 \times 0,3) - \{(\pi/4 \times (0,022)^2) \times 24\}$$

$$A_b = 0,125 \text{ m}^2$$

b) Kecepatan aliran brine didalam evaporator tank

$V_b = \text{Debit pompa} / \text{Luas total aliran brine didalam tube}$

$$V_b = 0,00525 \text{ [kg/m}^3\text{]} / 0,125 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$V_b = 0,042 \text{ [m/s]}$$

c) Kecepatan maksimum brine dan bilangan Reynolds

Rancangan evaporator ditetapkan bahwa susunan pipa selang-seling (staggered). Berdasarkan buku “*Heat and Mass Transfer*” (*Mechanical Engineering Handbook*) yang ditulis oleh Kreith, F.; Boehm, R.F. Maka diperoleh rumus sebagai berikut:

$$[4] \text{ Staggered: } S_d > \frac{S_T + d}{2} \quad U_{\max} = \frac{U_{\infty} S_T}{S_T - d} \quad \dots\dots\dots \text{pers (1)}$$

$$\text{Staggered: } S_d < \frac{S_T + d}{2} \quad U_{\max} = \frac{U_{\infty} S_T}{2(S_d - d)} \quad \dots\dots\dots \text{pers (2)}$$

$$S_d = \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Kemudian didapat nilai sebagai berikut:

$$* S_d = \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{1/2} = 0,08 \text{ [m]} > * (S_T - D_o) / 2 = 0,044 \text{ [m]}$$

Karena nilai S_d lebih besar dari nilai $\frac{S_T + d}{2}$. Maka kita gunakan persamaan 1.

$$U_{\max} = \frac{U_{\infty} \cdot S_T}{S_T - d_o} = \frac{0,042 \times 0,067}{0,067 - 0,022} = 0,062 \text{ [m/s]}$$

d) Menghitung nilai bilangan Reynolds

$$Re_{D,\max} = \frac{\rho_b \cdot U_{\max} \cdot d_o}{\mu_b} = \frac{1145,7 \times 0,062 \times 0,022}{418,622 \times 10^{-5}} = 381,1$$

$Re_d > 2300$, maka aliran yang terjadi adalah laminar

e) Menghitung nilai angka Prandtl

$$\begin{aligned} Pr &= \frac{\mu_b \cdot Cp_b}{k_b} \\ &= \frac{(0,0042) \cdot (3456)}{0,531} \\ &= 7,68 \end{aligned}$$

Dimana:

Pr = Prandtl number

μ_b = Viskositas dinamik = 0,0042 [Pa.s]

Cp_b = Kalor jenis = 3456 [J/kg.K]

k_b = Konduktivitas termal = 0,531 [W/m.K]

Dari data diatas kemudian dari di dapatkan

$$C_1 = 0,428$$

$m = 0,574$ Fundamental of Heat Transfer (Incropera; De Witt)

Nilai C_1 dan m adalah konstanta yang didapatkan dari tabel berikut ini: [5]

S_L/D	S_T/D							
	1,25		1,5		2,0		3,0	
	C_1	m	C_1	m	C_1	m	C_1	m
Staggered								
0,600	-	-	-	-	-	-	0,213	0,636
0,900	-	-	-	-	0,446	0,571	0,410	0,581
1,000	-	-	0,497	0,558	-	-	-	-
1,125	-	-	-	-	0,478	0,565	0,518	0,560
1,250	0,518	0,556	0,505	0,554	0,519	0,556	0,522	0,562
1,500	0,451	0,568	0,460	0,562	0,452	0,568	0,448	0,568
2,000	0,404	0,572	0,416	0,568	0,482	0,556	0,449	0,570
3,000	0,310	0,592	0,356	0,580	0,440	0,562	0,428	0,574

f) Menghitung angka Nusselt

$$\begin{aligned}
 {}^{[5]} \overline{Nu}_D &= 1,13.C_1.Re^m.Pr^{1/3} \\
 &= 1,13.(0,428).(381,1).(7,68)^{1/3} \\
 &= 37,53
 \end{aligned}$$

Dimana :

$$C_1 = 0,428$$

$$m = 0,574$$

$$Re = \text{Angka Reynolds aliran brine} = 381,1$$

$$Pr = \text{Angka Prandtl} = 7,68$$

g) Nilai koefisien konveksi perpindahan kalor pada brine

$$\begin{aligned}
 h_b &= \frac{\overline{Nu}.k_b}{d_o} \\
 &= \frac{(37,53).(0,531)}{0,0222} \\
 &= 896,71
 \end{aligned}$$

dimana

$$h_b = \text{Koefisien konveksi perpindahan kalor brine}$$

$$\overline{Nu} = \text{Angka Nusselt}$$

$$k_b = \text{Konduktivitas termal brine} = 0,531 [\text{W/m.K}]$$

$$d_o = \text{Diameter luar} = 0,0222 [\text{m}]$$

4.4.7. Menghitung nilai perpindahan kalor menyeluruh

$$\begin{aligned}
 U_o &= \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{f,o} + \frac{r_o}{k} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + \left(\frac{r_o}{r_i}\right) R_{f,i} + \left(\frac{r_o}{r_i}\right) \frac{1}{h_i}} \\
 &= \frac{1}{\frac{1}{896,7} + 0,000528 + \frac{0,0111}{394} \left(\frac{0,011}{0,009}\right) + \left(\frac{0,011}{0,009}\right) 0,000175 + \left(\frac{0,011}{0,009}\right) \frac{1}{1649,93}} \\
 &= 389,84 [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}]
 \end{aligned}$$

Dimana :

h_o = Koefisien konveksi perpindahan kalor brine = 896,7 [W/m².K]

h_i = Koefisien konveksi perpindahan kalor refrigeran dua fasa = 1649,93 [W/m².K]

$R_{f,o}$ = Faktor pengotoran dari brine = 0,000528 [m².K/W]

$R_{f,i}$ = Faktor pengotoran refrigeran = 0,000175 [m².K/W]

k = Konduktivitas termal tembaga = 394 [W/m.K]

r_o = Jari - jari pipasisi luar = 0,011 [m]

r_i = Jari - jari pipasisi dalam = 0,009 [m]

4.4.8. Menghitung luas perpindahan kalor rancangan

$$A = \frac{q_{tot}}{U \cdot \Delta T_m} = \frac{10327,62}{389,94 \times 5,36} = 4,94 \text{ [m}^2\text{]}$$

Dimana :

A = Luas total perpindahan kalor

q_{tot} = Daya pendinginan = 10327,62 [W]

U = Koefisien perpindahan kalor menyeluruh = 389,84 [W/m².K]

ΔT_m = True temperature 5,36 °C

4.4.9. Menghitung panjang satu buah pipa evaporator

Panjang tube yang dibutuhkan adalah

A = luas selimut tube x jumlah tube

$$A = (\pi \cdot d_o \cdot L) \times Nt$$

$$L = \frac{A}{\pi \cdot d_o \cdot Nt} = \frac{4,94}{\pi \times 0,0222 \times 24} = 2,95 \text{ [m]}$$

Dimana:

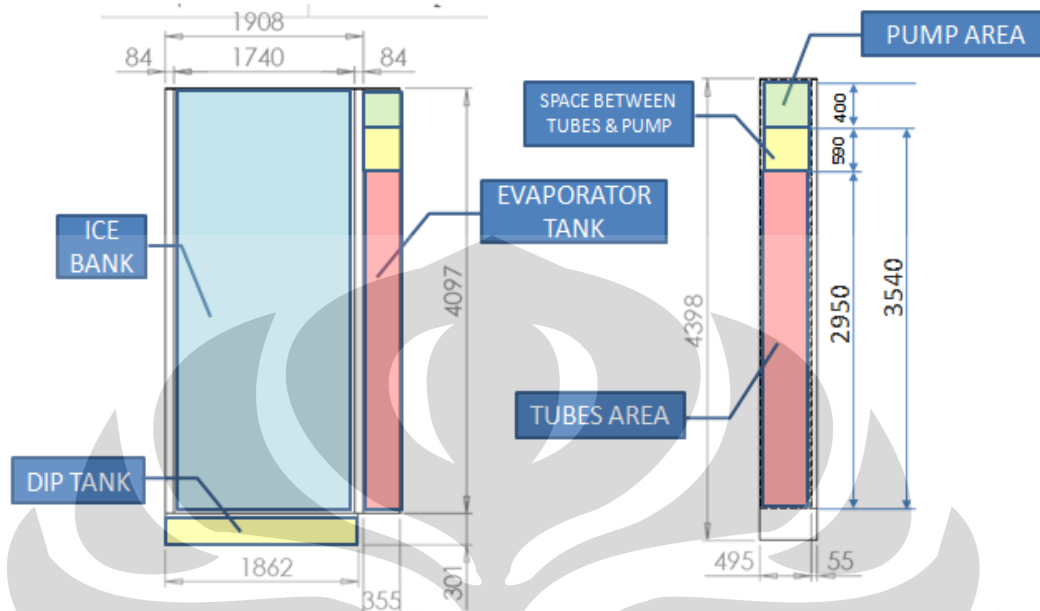
L = Panjang satu buah pipa evaporator

A = Luas total perpindahan kalor = 4,94 [m²]

d_o = Diameter luar pipa = 0,0222 [m]

Nt = Jumlah pipa = 24

Panjang evaporator tank adalah 3,54 [m] maka dengan hasil perhitungan evaporator yang lebih kecil yang berdimensi 2,95 [m] maka rancangan ini dapat digunakan.



Gambar 4.2. Layout Evaporator di dalam Ruang Produksi

4.4.10. Menghitung *pressure drop* dalam pipa evaporator

Pada setiap satu pipa evaporator, komponen-komponen *pressure drop*nya adalah:

- a) Gesekan fluida

Pressure drop akibat gesekan antara fluida dengan dinding pipa dan gesekan antara fluida dengan fluida.

$$^{[1]} \Delta p_f = f_m \cdot G^2 \cdot v_m \cdot L / d_i$$

Dimana:

Δp_f = *Pressure drop* akibat gesekan [Pa]

f_m = Faktor gesekan

G = *Mass flux*

v_m = Volume spesifik rata - rata

L = Panjang evaporator

d_i = Diameter dalam pipa

$$A_i = \frac{\pi}{4} \cdot d_i^2 = \frac{\pi}{4} \cdot (0,0189)^2 = 2,8 \times 10^{-4} [\text{m}^2]$$

$$G = \frac{\dot{m}}{A_o} = \frac{0,072}{2,8 \times 10^{-4}} = 256,63 [\text{kg/m}^2 \text{sec}]$$

$$K_f = \frac{\Delta h}{L \cdot g} = \frac{143169}{(2,95) \cdot (9,81)} = 4946,4$$

$$\begin{aligned} f_m &= 0,053 \cdot K_f^{1/4} \cdot \text{Re}^{-1/4} \\ &= (0,053) \cdot (4946,4)^{1/4} \cdot (18387)^{-1/4} \\ &= 0,000311 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} v_m &= \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\rho_i} + \frac{1}{\rho_o} \right) \\ &= \frac{1}{2} \left(\frac{1}{1334,04} + \frac{1}{12,88} \right) \\ &= 0,0392 \text{ [kg/m}^3 \text{]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta p_f &= f_m \cdot G^2 \cdot v_m \cdot \frac{L}{d_i} \\ &= (0,000311) \cdot (256,62)^2 \cdot (0,0392) \cdot \frac{3,42}{0,0189} \\ &= 127,1 \text{ [Pa]} \end{aligned}$$

b) Perubahan kecepatan fluida.

Pressure drop akibat perubahan momentum (Densitas fluida akan berubah saat terjadi perubahan fasa dari liquid ke *vapor*, maka akan terjadi perubahan kecepatan aliran pada fluida)

$$^{[1]} \Delta p_m = \frac{G^2}{\rho_i} \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right)$$

Dimana :

Δp_m = Pressure drop akibat momentum [Pa]

G = Mass flux [kg/m².s]

ρ_i = Densitas fase liquid [kg/m³]

ρ_o = Densitas fase gas [kg/m³]

$$\begin{aligned} \Delta p_m &= \frac{G^2}{\rho_i} \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) \\ &= \frac{256,62}{1334,04} \cdot \left(\frac{1334,04}{12,88} - 1 \right) \\ &= 5063,13 \text{ [Pa]} \end{aligned}$$

c) Tekanan hidrostatik

Pressure drop akibat melawan tekanan hidrostatik

$$\Delta p_h = \rho_m \cdot g \cdot h$$

Dimana :

Δp_h = Pressure drop akibat tekanan hidrostatik [Pa]

ρ_m = Densitas rata - rata [kg/m^3]

g = Percepatan gravitasi [m^2/s]

h = Ketinggian pipa[m]

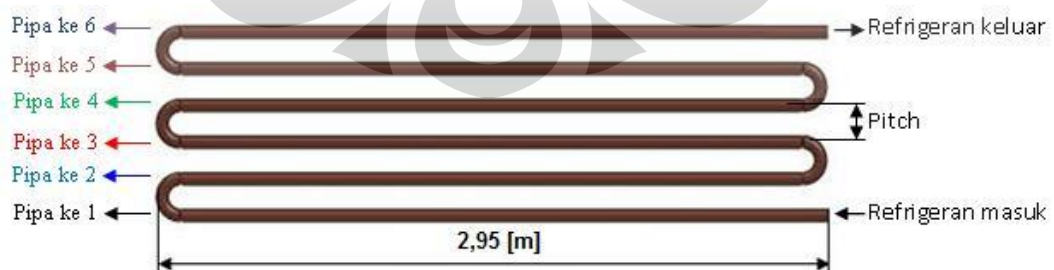
$$\left(\frac{1}{\rho}\right)_m = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\rho_i} + \frac{1}{\rho_o} \right)$$

$$= \frac{1}{2} \left(\frac{1}{1334,04} + \frac{1}{12,88} \right)$$

$$\rho_m = 25,5 [\text{kg/m}^3]$$

Untuk pressure drop di pipa lurus adalah jumlah dari ketiga pressure drop diatas. Masing-masing pipa memiliki kesamaan nilai pressure drop untuk pressure drop akibat gesekan dan akibat momentum, tetapi berbeda untuk nilai pressure drop akibat tekanan hidrostatik karena hal ini berkaitan dengan ketinggian pipa tersebut pada evaporator tank.

$$\Delta p_s = \Delta p_f + \Delta p_m + \Delta p_{h,n}$$



Gambar 4.3. Preview Model Evaporator

$$\text{Pitch} = (2 \times d_o) + d_o = (2 \times 0,75 \text{ inch}) + 0,75 \text{ inch} = 2,25 \text{ inch} = 0,057 \text{ [m]}$$

Oleh karena itu sebelum mencari pressure drop total di pipa lurus, maka perlu dicari pressure drop akibat tekanan hidrostatis pada setiap level ketinggian pipa, yaitu

Pipa 1 (h = 0,286 m)	Pipa 2 (h = 0,228 m)
$\Delta p_h = \rho_m \cdot g \cdot h$ $= (25,5) \cdot (9,81) \cdot (0,286)$ $= 71,5 \text{ [Pa]}$	$\Delta p_h = \rho_m \cdot g \cdot h$ $= (25,5) \cdot (9,81) \cdot (0,228)$ $= 57,2 \text{ [Pa]}$
$\Delta p_s = \Delta p_f + \Delta p_m + \Delta p_{h,1}$ $= 127,1 + 5063,13 + 71,5$ $= 5261,75 \text{ [Pa]}$	$\Delta p_s = \Delta p_f + \Delta p_m + \Delta p_{h,2}$ $= 127,1 + 5063,13 + 57,2$ $= 5247,44 \text{ [Pa]}$
$\Delta p_{total,1} = \Delta p_{s,1} \times 4$ $= 5261,75 \times 4$ $= 21047 \text{ [Pa]}$	$\Delta p_{total,2} = \Delta p_{s,2} \times 4$ $= 5247,44 \times 4$ $= 20989,76 \text{ [Pa]}$
Pipa 3 (h = 0,171 m)	Pipa 4 (h = 0,114 m)
$\Delta p_h = \rho_m \cdot g \cdot h$ $= (25,5) \cdot (9,81) \cdot (0,171)$ $= 42,9 \text{ [Pa]}$	$\Delta p_h = \rho_m \cdot g \cdot h$ $= (25,5) \cdot (9,81) \cdot (0,114)$ $= 28,6 \text{ [Pa]}$
$\Delta p_s = \Delta p_f + \Delta p_m + \Delta p_{h,3}$ $= 127,1 + 5063,13 + 42,9$ $= 5233,14 \text{ [Pa]}$	$\Delta p_s = \Delta p_f + \Delta p_m + \Delta p_{h,4}$ $= 127,1 + 5063,13 + 28,6$ $= 5218,83 \text{ [Pa]}$
$\Delta p_{total,3} = \Delta p_{s,3} \times 4$ $= 5233,14 \times 4$ $= 20932,56 \text{ [Pa]}$	$\Delta p_{total,4} = \Delta p_{s,4} \times 4$ $= 5218,83 \times 4$ $= 20875,32 \text{ [Pa]}$
Pipa 5 (h = 0,057m)	Pipa 6 (h = 0 m)
$\Delta p_h = \rho_m \cdot g \cdot h$ $= (25,5) \cdot (9,81) \cdot (0,057)$ $= 14,3 \text{ [Pa]}$	$\Delta p_h = 0$
$\Delta p_s = \Delta p_f + \Delta p_m + \Delta p_{h,5}$ $= 127,1 + 5063,13 + 14,3$ $= 5204,53 \text{ [Pa]}$	$\Delta p_s = \Delta p_f + \Delta p_m + \Delta p_{h,6}$ $= 127,1 + 5063,13 + 0$ $= 5190,23 \text{ [Pa]}$

$\begin{aligned}\Delta p_{total,5} &= \Delta p_{s,5} \times 4 \\ &= 5204,53 \times 4 \\ &= 20818,12 \text{ [Pa]}\end{aligned}$	$\begin{aligned}\Delta p_{total,6} &= \Delta p_{s,6} \times 4 \\ &= 5190,23 \times 4 \\ &= 20760,92 \text{ [Pa]}\end{aligned}$
PRESSURE DROP TOTAL DI PIPA LURUS ADALAH	
$\begin{aligned}\Delta p_{s,total} &= \Delta p_{s,1} \times \Delta p_{s,2} \times \Delta p_{s,3} \times \Delta p_{s,4} \times \Delta p_{s,5} \times \Delta p_{s,6} \\ &= 21047 + 20989,76 + 20932,56 + 20875,32 + 20818,12 + 20760,92 \\ &= 125.423,68 \text{ [Pa]} \\ &= 1,254 \text{ [bar]}\end{aligned}$	

d) Pressure drop dibelokan pipa^[3]



Gambar 4.4. Skematik dari belokan (*return bend 180°*)

Sumber: Domanski, P.A., Hermes, C.J.L., 2006,
An improved two-phase pressure drop correlation for 180° return bends,
3rd Asian Conference on Refrigeration and Air-Conditioning, Gyeongju, Korea, May 21-23, 2006

$$^{[3]} \Delta p_b = f \frac{L}{d_i} \cdot \frac{G^2 \cdot x^2}{2\rho_v}$$

Dimana :

Δp_b = Pressure drop di belokan [Pa]

f = Faktor gesekan

$L = 2R$ [m]

d_i = Diameter dalam pipa [m]

G = Mass flux [kg/m².s]

x = Vapor quality

ρ_v = Densitas fasa uap [kg/m³]

- Faktor gesekan

[3]

$$f = \frac{a \cdot \text{Re}_v^{0,5}}{\exp\left(0,215 \frac{2R}{D}\right) x^{1,25}}$$

Dimana :

f = Faktor gesekan

a = Konstanta = $8,03 \cdot 10^{-4}$

Re_v = Bilangan Reynolds (fase uap)

R = Jari - jari belokan

d_o = Diameter luar pipa[m]

x = Vapor quality

$$\begin{aligned} A_i &= \frac{\pi}{4} \cdot d_i^2 \\ &= \frac{\pi}{4} \cdot (0,0189)^2 \\ &= 2,8 \times 10^{-4} [\text{m}^2] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} G &= \frac{\dot{m}}{A_o} \\ &= \frac{0,072}{2,8 \times 10^{-4}} \\ &= 256,63 [\text{kg/m}^2 \text{sec}] \end{aligned}$$

$$D_h = d_i$$

$$\begin{aligned} \text{Re}_d &= \frac{G \cdot D_h}{\mu_v} \\ &= \frac{(256,63) \cdot (0,0189)}{1,126 \times 10^{-5}} \\ &= 430975,5 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} f &= \frac{a \cdot \text{Re}_v^{0,5}}{\exp\left(0,215 \cdot \frac{2R}{d_i}\right) x^{1,25}} \\ &= \frac{(8,03 \times 10^{-4}) \cdot (430975,5)^{0,5}}{\exp\left(0,215 \times \frac{(2) \cdot (0,0285)}{0,0189}\right) \cdot 0,525^{1,25}} \\ &= 0,62 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta p_b &= f \frac{L}{d_i} \cdot \frac{G^2 \cdot x^2}{2\rho_v} \\ &= 0,62 \cdot \frac{(\pi \cdot 0,0285)}{0,0189} \cdot \frac{(256,63)^2 \cdot (0,525)^2}{(2) \cdot (12,88)} \\ &= 2056,78 [\text{Pa}]\end{aligned}$$

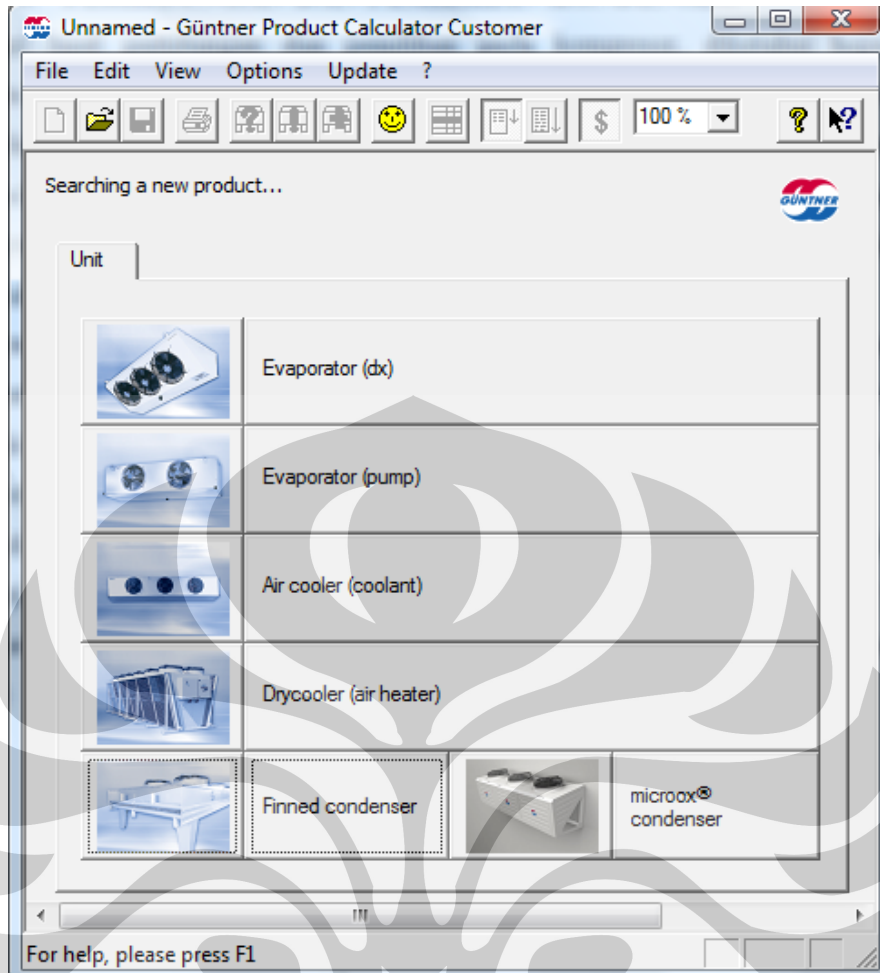
$$\begin{aligned}\Delta p_{b,total} &= \Delta p_b \times \text{Jumlah belokan} \\ &= 2056,78 \times 20 \text{ belokan} \\ &= 41135,6 [\text{Pa}] \\ &= 0,412 [\text{bar}]\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta p_{evap,total} &= \Delta p_{s,total} + \Delta p_{b,total} \\ &= 1,254 + 0,412 \\ &= 1,67 [\text{bar}]\end{aligned}$$

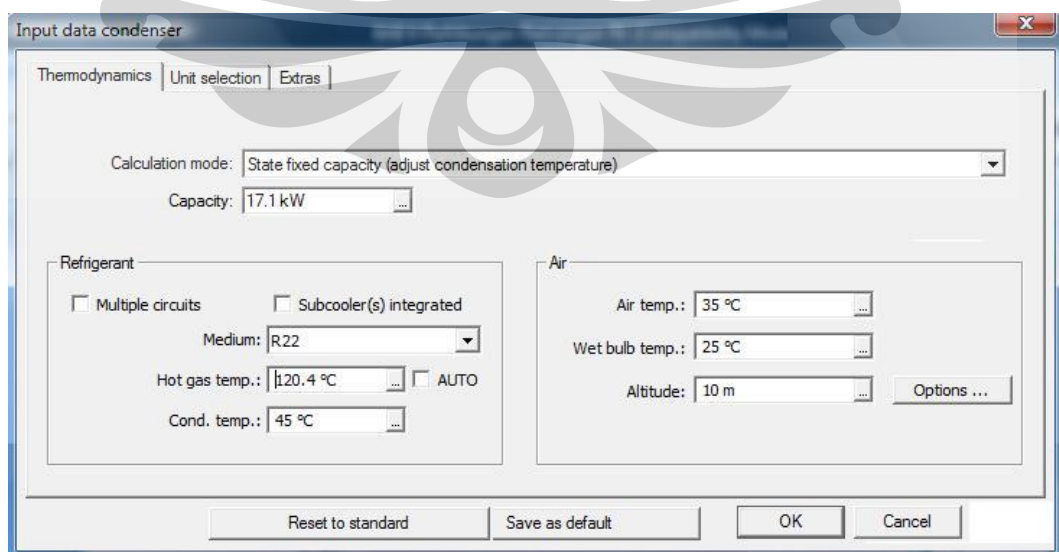
4.5. PERHITUNGAN DAN PEMILIHAN KONDENSER

Dari hasil perhitungan dan pemilihan pada kompresor, diketahui kapasitas pendinginan sebesar 10,89 [kW] dan daya kompresor sebesar 6,21 [kW] maka didapatkan besarnya daya kondensasi sebesar 17,1 [kW]. Dan temperatur discharge dari kompresor sebesar 120,4°C (gambar...) dan temperatur kondenser 45°C karena daya dan temperatur yang dibutuhkan sudah ada, maka pada sub-bab ini hanya dilakukan pemilihan kondenser saja.

Pemilihan kondenser perlu agar kondenser juga bisa diangkat menggunakan kontainer. Dalam pemilihan digunakan perangkat lunak Guntner Product Calculator Customer yang merupakan perangkat lunak katalog untuk produk-produk Guntner.



Pada tampilan perangkat lunak, seperti yang ditunjukkan pada gambar 4... dipilih bagian kondenser. Selanjutnya adalah memasukkan input untuk kondenser yang akan digunakan sesuai dengan data-data yang ada seperti pada gambar dibawah ini:



Setelah melakukan perhitungan, akan muncul berbagai pilihan kondenser yang bisa digunakan seperti tampak pada gambar berikut ini:

The screenshot shows a software window titled 'Unit selection' with the following input data and dimensions:

Input data:
 Capacity: 17.1 kW
 Medium: R22
 Condensation temp.: 45.0 °C
 Air temp. inlet: 35.0 °C
 Wet bulb: 25.0 °C

Dimensions:
 Length: 1075 mm
 Width: 895 mm
 Height: 950 mm

Two technical drawings of the condenser unit are shown to the right of the input data.

Unit key	Cond. temp. [°C]	Surface [m ²]	Air [m ³ /h]	Noise pressure level [dB(A)]	Motor capacity per motor [kW]	Current per motor [A]	Speed [min ⁻¹]	Base unit [EUR]	Total price [EUR]
GVH 045.1C/1-NW.E	44.8	54.1	5680	47	0.48	2.20	1360	1083.00	1083.00
GVH 050.1A/1-LD.E	46.1	50.4	4970	39	0.28	0.70	870	1174.00	1174.00
GVH 050.1A/1-LW.E	46.1	50.4	4970	39	0.29	1.25	890	1174.00	1174.00
GVH 050.1A/1-NW.E	43.4	50.4	7360	49	0.78	3.40	1250	1187.00	1187.00
GVH 050.1A/1-ND.E	43.4	50.4	7360	49	0.78	1.35	1340	1187.00	1187.00
GVH 050.1A/1-NS.E	45.3	50.4	5540	43	0.55	0.94	1000	1187.00	1187.00
GVH 050.1A/1-NJ.E	43.1	50.4	7700	48	1.00	1.85	1420	1208.00	1208.00
GVH 050.1A/1-LJ.E	45.9	50.4	5100	39	0.38	0.88	920	1231.00	1231.00
GVH 050.1C/1-LW.E	44.1	73.4	5540	39	0.29	1.25	890	1297.00	1297.00
GVH 050.1C/1-LD.E	44.1	73.4	5540	39	0.28	0.70	870	1297.00	1297.00
GVH 050.1C/1-NW.E	41.8	73.4	8190	49	0.78	3.40	1250	1308.00	1308.00
GVH 050.1C/1-ND.E	41.8	73.4	8190	49	0.78	1.35	1340	1308.00	1308.00
GVH 050.1C/1-NS.E	43.2	73.4	6290	43	0.55	0.94	1000	1308.00	1308.00
GVH 050.1C/1-LJ.E	43.8	73.4	5800	39	0.38	0.88	920	1354.00	1354.00
GVH 065.1A/1-LW.E	42.5	66.1	8410	47	0.70	3.40	870	1477.00	1477.00
GVH 065.1A/1-LD.E	42.5	66.1	8410	47	0.76	1.50	870	1477.00	1477.00
GVH 065.1A/1-LS.E	44.1	66.1	6390	41	0.47	0.81	650	1477.00	1477.00
GVH 065.1A/1-SW.E	44.3	66.1	6150	40	0.40	1.75	680	1549.00	1549.00
GVH 065.1A/1-SD.E	44.3	66.1	6150	40	0.34	0.78	650	1549.00	1549.00
GVH 065.1A/1-EW.E	45.4	66.1	5300	36	0.25	1.20	550	1549.00	1549.00

Dari berbagai jenis kondenser yang ada, maka dipilih kondenser yang temperatur kondensasinya dibawah 45°C untuk menjamin supaya temperatur kondensasinya terjadi pada temperatur maksimal 45°C. Sebab jika temperatur kondensasinya diatas 45°C, dikhawatirkan bisa mengganggu sistem refrigerasi yang ada sebab sistem refrigerasi yang ada dibuat untuk temperatur kondensasi 45°C. Selain masalah temperatur juga dipilih ukuran kondenser yang dapat diletakkan pada bagian atas kontainer. Setelah melakukan pemilihan, kondenser yang digunakan adalah sebagai berikut:

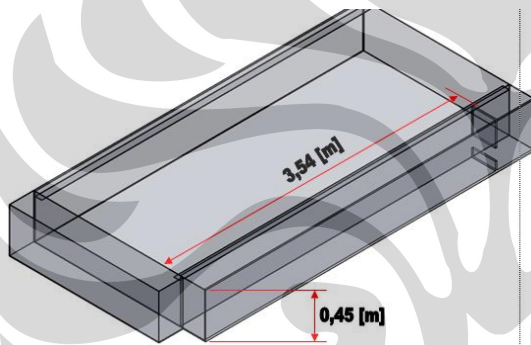
- Tipe kondenser : GVH 050.1A/1-NJ.E
- Kapasitas : 17,1 [kW]
- Laju aliran udara masuk : 7700 [m³/h]
- Temperatur udara masuk : 35°C
- Untuk refrigerant:
 - o Temperatur gas panas : 120,4°C
 - o Temperatur awal kondensasi : 43,1°C

BAB V

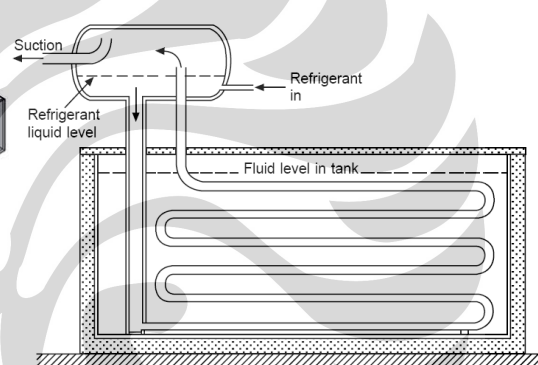
KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. KESIMPULAN

1. Panjang evaporator = 2,95 [m], dengan panjang tanki evaporator = 3,54 [m]. Maka rancangan dapat digunakan (lihat gambar 5.1)
2. Pressure drop di pipa evaporator = 1,254 [bar]. Maka tekanan ini adalah tekanan yang harus diatasi oleh receiver. Karena aliran refrigeran memanfaatkan efek gravitasi maka nilai ini dapat digunakan sebagai data untuk mensetting ketinggian receiver.



Gambar 5.1. Dimensi tanki evaporator



Gambar 5.2. Flooded evaporator

3. Dari tabel 2.1, dapat dilihat bahwa tekanan keluaran evaporator sebesar = 2,957 [bar]. Maka tekanan saturasi ini dapat mengatasi pressure drop yang nilainya lebih kecil (1,254 bar).

$$\begin{aligned}\Delta p &= p_{\text{saturasi}} - p_{\text{drop}} \\ &= 2,957 \text{ [bar]} - 1,254 \text{ [bar]} \\ &= (+) 1,703 \text{ [bar]}\end{aligned}$$

4. Hasil rancangan Mini Ice Plant secara keseluruhan adalah sebagai berikut:

NO	TINJAUAN RANCANGAN	JENIS/NILAI
1	REFRIGERAN	
	a) Jenis	R22
	b) Massa aliran refrigeran	0,072 [kg/s]
2	BRINE	
	a) Jenis	Sodium klorida
	b) Persentase	18%
	c) Temperatur inlet	-8°C
	d) Temperatur outlet	-11°C
	e) Titik beku	-14,28°C
3	KOMPRESOR	
	a) Jenis	Reciprocating (Single)
	b) Kapasitas kontrol	Parallel
	c) Buatan	Bitzer
	d) Tipe	2EC-2.2
	e) Jumlah	3 unit
	f) Kapasitas pendinginan total	10,33[kW]
	g) Daya kompresor total	3,34 [kW] = 4,45 [hp]
	h) Kapasitas pendinginan rancangan per unit	3,45 [kW]
	i) Daya kompresor rancangan per unit	1,1 [kW] = 1,5 [hp]
	j) Kapasitas pendinginan aktual per unit	3,88 [kW]
	k) Daya kompresor aktual per unit	2,07 [kW] = 3 [hp]
5	KONDENSER	
	a) Jenis	Air-cooled
	b) Temperatur kondensasi	45°C
	c) Tipe kondenser	GVH 050.1A/1-NJ.E
	d) Kapasitas	17,1 [kW]
	e) Laju aliran udara masuk	7700 [m ³ /h]
	f) Temperatur udara masuk	35°C
	g) Temperatur gas panas	120,4°C

	h) Temperatur awal kondensasi	43,1°C
4	EVAPORATOR	
	a) Jenis	Flooded evaporator
	b) Temperatur evaporasi	-15°C
	c) Material tube	Tembaga
	d) Diameter nominal tube	¾ inch
	e) Ketebalan	Type K
	f) Jumlah tube (Nt)	24
	g) Layout tube	Selang -seling
	h) Panjang tube	2,95 [m]
	i) Pola tube	6 (pass) x 4 (baris)
	j) Pitch transversal (S_T)	0,057 [m] = 2,25 [inch]
	k) Pitch longitudinal (S_L)	0,073 [m]
	l) Panjang evaporator tank	3,54 [m]
	m) Tinggi evaporator tank	0,45 [m]
6	KATUP EKSPANSI	
	a) Jenis	Katup apung
7	RECEIVER	
	a) Jenis	Receiver bertekanan rendah
	b) Posisi	Vertikal

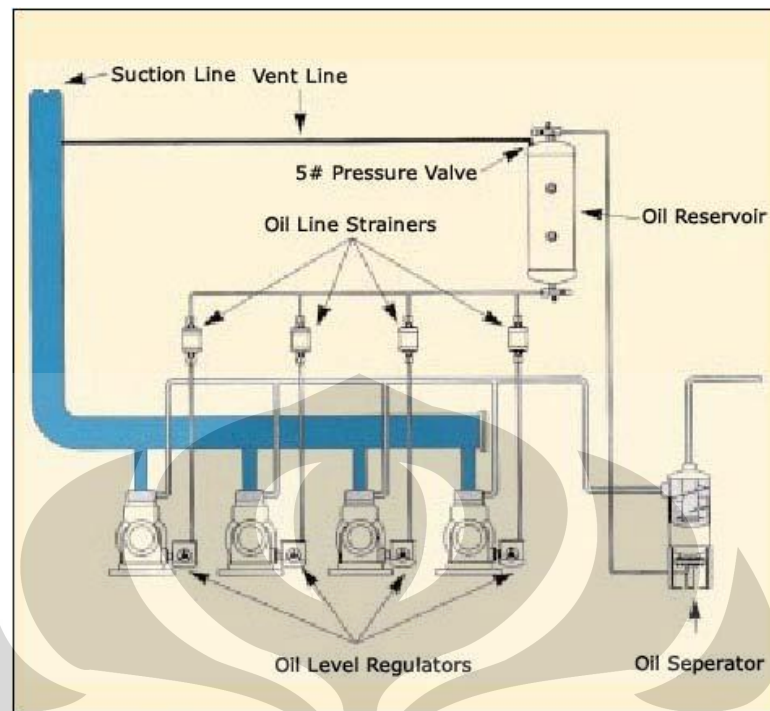
5. Dari grafik yang ada, dapat ditunjukkan bahwa jika kompresor yang bekerja secara bertahap bertambah (karena pembebanan yang meningkat) maka laju aliran massa refrigerannya pun semakin besar. Hal ini menyebabkan nilai koefisien konveksi refrigeran menjadi lebih tinggi yang secara langsung akan berpengaruh pada nilai perpindahan kalor menyeluruh (U).
6. Desain Mini Ice Plant yang dirancang dapat digunakan oleh nelayan didaerah terpencil karena selain mudah untuk dimobilisasi dan juga teknologinya umum digunakan dalam proses pembuatan es balok.
7. Kapasitas produksi Mini Ice Plant adalah 1497,5 [kg] atau 1,5 ton per hari.

8. Proses pembuatan es ini menggunakan sistem secondary coolant, yaitu cairan yang didinginkan terlebih dahulu oleh refrigeran untuk memindahkan panas tanpa adanya perubahan keadaan. Fluida yang digunakan adalah NaCl 18%.
9. Refrigeran yang dipilih R22 karena mudah didapat dan efek refrigerasinya yang cukup tinggi
10. 6). Jenis brine yang digunakan adalah larutan sodium klorida (NaCl) yang umum digunakan untuk industri makanan.
11. Untuk mengendalikan kapasitas dari kompresor akibat variasi pembebanan maka kompresor dipasang secara parallel sebanyak 3 unit dimana masing –masing unit akan berhenti dan bekerja menurut yang beban dibutuhkan.
12. Pemilihan tipe Flooded evaporator disebabkan pada tipe ini menghasilkan efisiensi perpindahan kalornya besar dibandingkan dengan evaporator tipe lain.
13. Perancangan dimensi panjang, diameter dan banyaknya tube sangat dibatasi oleh dimensi tanki evaporator itu sendiri. Sehingga komposisi yang dipilih adalah yang paling optimal.

5.2. SARAN

Beberapa saran yang dapat disampaikan adalah sebagai berikut:

1. Perancangan yang telah ada hendaknya disempurnakan dan diperbaiki pada perancangan selanjutnya dan jika perlu dibuat prototipnya sehingga dapat segera dimanfaatkan oleh saudara-saudar kita yang berprofesi sebagai nelayan-nelayan tradisional didaerah terpencil.



Gambar 5.3. Pengontrolan Oli pada Sistem Kompresor Paralel (Courtesy of Henry Valve Co., USA)

2. Dengan sistem kompresor paralel masalah yang umum terjadi adalah aliran oli yang tidak seimbang ke setiap kompresor, maka sisi *suction* dan *discharge*-nya harus dirancang sedemikian rupa agar aliran oli terbagi secara merata.
3. Dengan sistem kompresor yang paralel perlu di *setting* agar urutan saat hidup atau matinya dapat terbagi secara merata. Sehingga umur setiap kompresor adalah sama.
4. Karena oli pada refrigeran R22 pada temperatur yang rendah akan membentuk suatu lapisan pada sisi bagian atas receiver. Maka perlu dirancang sistem pengeluaran oli yang efektif.

DAFTAR PUSTAKA

Incropera, Frank P., David De Witt.

2002, *Fundamental of Heat and Mass Transfer*, Singapore: WSE Willey.

Shah, Ramesh K., Dusan P. Sekulic

2003, *Fundamental of Heat Exchanger Design*, New Jersey: John Wiley & Sons, Inc.

Wang, S.K., Lavan, Z.

2001, *Air Conditioning and Refrigeration Second Edition*, New York: McGraw-Hill.

Trott, A. R., T. Welch.

2000, *Refrigeration And Air-Conditioning third edition*, Oxford: Butterworth-Heinemann.

Kreith, F.; Boehm, R.F.

1999, *Heat And Mass Transfer, Mechanical Engineering Handbook*, Boca Raton: CRC Press LLC.

Bejan, Adrian dan Allan D Kraus

2003, *Heat Transfer Handbook*, New York: John Wiley & Sons, Inc.

Holman J.P

1995, *Perpindahan Kalor*, terj. E. Jasjfi, edisi keenam, Jakarta : Erlangga

Stoecker, Wilbert F. Dan Jeroid W Jones

1994, *Refrigerasi dan Pengkondisien udara*, terj Supratma Hara, edisi kedua, Jakarta: Erlangga

LAMPIRAN 1

DATA TEMPERATUR SAAT OBSERVASI DI PABRIK ES

Jam	Temperatur				
	B2	B2	B2	B2	B2
	39456	39516	39547	39577	39730
1	-9,0	-5,0	-4,5	-5,0	-4,0
2	-9,0	-6,0	-5,0	-4,0	-5,0
3	-9,0	-6,5	-5,5	-4,0	-6,0
4	-9,0	-6,5	-6,0	-4,5	-6,0
5	-9,0	-6,0	-6,0	-4,5	-6,5
6	-9,0	-6,0	-5,5	-4,0	-6,5
7	-9,0	-6,0	-5,0	-4,0	-6,5
8	-8,0	-6,0	-5,0	-4,5	-7,0
9	-8,0	-6,0	-5,0	-5,0	-7,0
10	-8,0	-6,0	-5,0	-5,5	-7,5
11	-8,0	-6,0	-5,0	-6,0	-7,5
12	-8,0	-6,0	-5,5	-6,0	-7,0
13	-8,0	-5,0	-5,5	-6,0	-7,5
14	-10,0	-5,0	-5,5	-6,0	-8,5
15	-11,0	-5,0	-5,5	-5,0	-9,0
16	-11,0	-6,0	-6,5	-5,0	-9,0
17	-10,5	-6,0	-7,0	-6,0	-9,0
18	-10,0	-6,0	-7,0	-7,0	-8,0
19	-10,0	-6,0	-7,0	7,0	-7,5
20	-9,5	-5,0	-7,0	-5,0	-7,0
21	-9,0	-4,0	-6,0	-5,0	-6,0
22	-8,0	-4,0	-6,0	-5,0	-3,0
23	-7,5	-3,0	-4,0	-4,0	-3,5
24	-7,5	-3,5	-4,0	-4,0	-4,0
Rata-rata	-9,0	-5,4	-5,6	-4,5	-6,6
Rata-rata Total	-6,2				

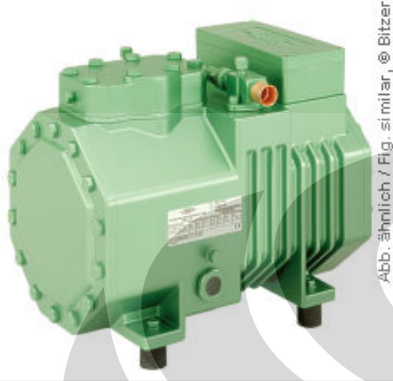
Jam	Temperatur				
	B1	B1	B1	B1	B1
	09/02/2008	09/06/2008	09/07/2008	09/08/2008	09/09/2008
1	-9,0	-3,5	-4,0	-3,0	-3,0
2	-8,0	-4,5	-5,0	-3,5	-3,5
3	-8,0	-4,5	-5,5	-4,0	-4,0
4	-8,0	-5,0	-5,0	-5,0	-4,5
5	-8,0	-5,5	-5,0	-6,0	-5,0
6	-8,0	-6,0	-4,5	-7,0	-5,5
7	-8,0	-6,5	-5,5	-7,0	-6,0
8	-8,0	-7,0	-6,0	-7,0	-6,5
9	-8,0	-7,0	-7,0	-7,0	-6,0
10	-8,5	-7,0	-7,5	-7,0	-7,0
11	-8,5	-7,0	-8,5	-7,0	-7,0
12	-8,5	-7,0	-8,5	-8,0	-7,5
13	-8,5	-7,0	-9,0	-8,5	-8,0
14	-8,0	-7,5	-9,0	-8,0	-8,5
15	-9,0	-7,5	-9,0	-8,0	-8,5
16	-10,0	-7,0	-9,0	-8,0	-9,0
17	-10,0	-7,0	-8,0	-8,5	-9,0
18	-9,0	7,0	8,0	-8,5	-8,0
19	-8,0	-6,0	-7,0	-8,0	-8,0
20	-7,5	-5,0	-6,0	-7,0	-6,0
21	-6,0	-4,0	-5,0	-6,0	-5,0
22	-6,0	-3,0	-4,0	-4,5	-4,0
23	-6,0	-3,5	-5,0	-3,0	-4,0
24	-7,0	-4,0	-7,0	-4,0	-5,0
Rata-rata	-8,1	-5,2	-5,9	-6,4	-6,2
Rata-rata Total	-6,4				

LAMPIRAN 2:

SPESIFIKASI KOMPRESOR

Details single compressor

2EC-2.2-20D



Refrigerant R22

Output data	Limits	Data	Dimensions	Notes	Input
Compressor type					Recips. semi-hermetic
Refrigerant					R22
Reference temperature					Dew point temp.
Cooling capacity					10.33 kW
subcooling method					Natural
Power supply					50 Hz / 200 V
Liquid subcooling (after condenser)					0.0K
Suct. gas superheat					5.0K
Useful superheat					0.0K

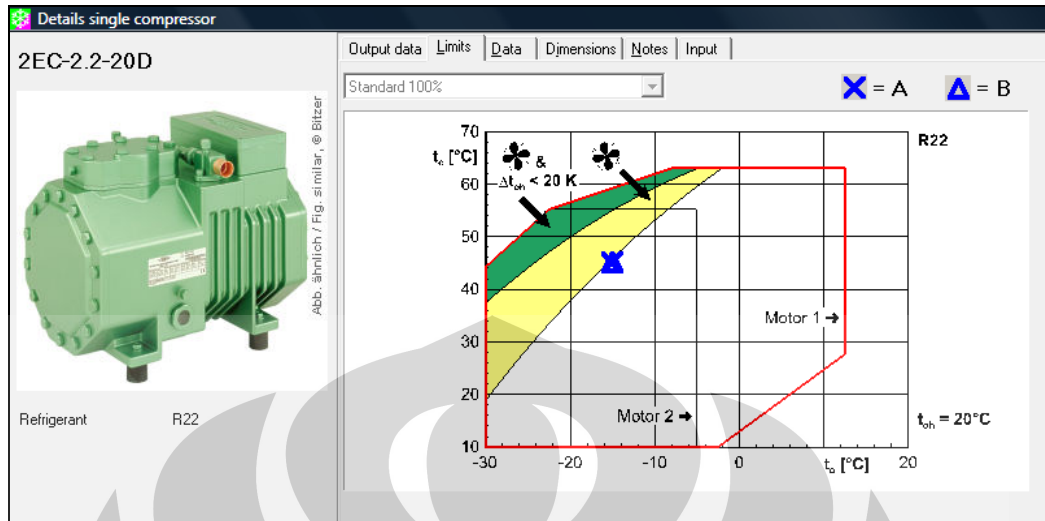
*According to EN12900 (20°C suction gas temp., 0K liquid subcooling)

Capacity control:

Operating point	A	B
Evaporating SST	-15.0°C	-15.0°C
Condensing SDT	45.0°C	45.0°C

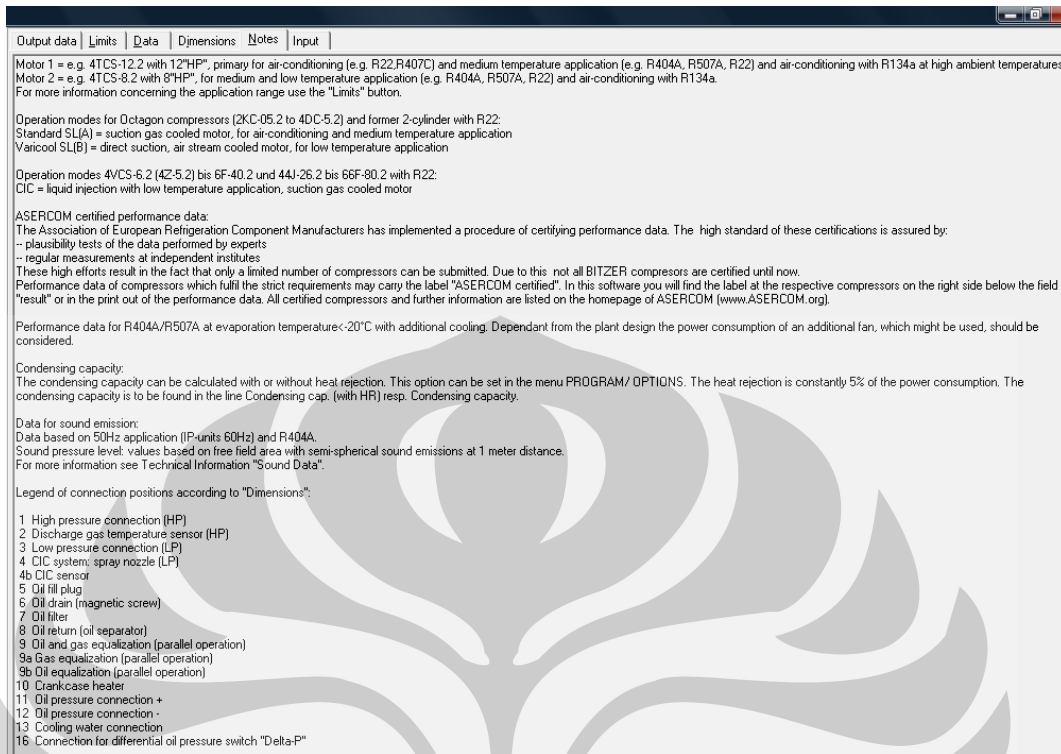
Cooling capacity	3.71 kW	3.71 kW
Cooling capacity *	3.90 kW	3.90 kW
Evaporator capacity	3.63 kW	3.63 kW
Power input	2.07 kW	2.07 kW
Current (200V)	7.90 A	7.90 A
Voltage range	180-200V	180-200V
COP/EER	1.75	1.75
COP/EER *	1.88	1.88
Mass flow	91.1 kg/h	91.1 kg/h
Operating mode	Standard	Standard
Discharge gas temp. w/o cooling	120.4 °C	120.4 °C

SPESIFIKASI KOMPRESOR (cont'd)



Output data	Limits	Data	Dimensions	Notes	Input
Displacement (1450 RPM 50Hz)					11,36 m ³ /h
Displacement (1750 RPM 60Hz)					13,71 m ³ /h
No. of cylinder x bore x stroke					2 x 46 mm x 39,3 mm
Motor voltage (more on request)					180-200V D-3-50 Hz
Max operating current					11,5 A
Winding ratio					--
Starting current (Rotor locked)					58,7 A
Weight					67,5 kg
Max. pressure (LP/HP)					19 / 28 bar
Connection suction line					22 mm - 7/8"
Connection discharge line					16 mm - 5/8"
Oil type R134a/R407C/R404A/R507A					$t_c < 55^\circ\text{C}$: BSE32 / $t_c > 55^\circ\text{C}$: BSE55 (Option)
Oil type R22 (R12/R502)					B5.2 (Standard)
Oil type R290/R1270					Clavus G68 (Standard)
Oil charge					1,50 dm ³
Crankcase heater					0,120 W PTC (Option)
Motor protection					SE-B1
Enclosure class					IP65
Additional fan					Option
Vibration dampers					Standard
Sound power level (-10°C / 45°C)					66,0 dB(A) @ 50Hz
Sound power level (-35°C / 40°C)					68,0 dB(A) @ 50Hz
Sound pressure level @ 1m (-10°C / 45°C)					58,0 dB(A) @ 50Hz
Sound pressure level @ 1m (-35°C / 40°C)					60,0 dB(A) @ 50Hz

SPESIFIKASI KOMPRESOR (cont'd)



Output data | Limits | Data | Dimensions | Notes | Input

Motor 1 = e.g. 4TCS-12.2 with 12"HP", primary for air-conditioning (e.g. R22,R407C) and medium temperature application (e.g. R404A, R507A, R22) and air-conditioning with R134a at high ambient temperatures
Motor 2 = e.g. 4TCS-8.2 with 8"HP", for medium and low temperature application (e.g. R404A, R507A, R22) and air-conditioning with R134a.
For more information concerning the application range use the "Limits" button.

Operation modes for Octagon compressors (2KC-05.2 to 4DC-5.2) and former 2-cylinder with R22:
Standard SL(A) = suction gas cooled motor, for air-conditioning and medium temperature application
Varicool SL(B) = direct suction, air stream cooled motor, for low temperature application

Operation modes 4VCS-6.2 (4Z-5.2) bis 6F-40.2 und 44J-26.2 bis 66F-80.2 with R22:
CIC = liquid injection with low temperature application, suction gas cooled motor

ASERCOM certified performance data:
The Association of European Refrigeration Component Manufacturers has implemented a procedure of certifying performance data. The high standard of these certifications is assured by:
-- plausibility tests of the data performed by experts
-- regular measurements at independent institutes
These high efforts result in the fact that only a limited number of compressors can be submitted. Due to this not all BITZER compressors are certified until now.
Performance data of compressors which fulfill the strict requirements may carry the label "ASERCOM certified". In this software you will find the label at the respective compressors on the right side below the field "result" or in the print out of the performance data. All certified compressors and further information are listed on the homepage of ASERCOM (www.ASERCOM.org).

Performance data for R404A/R507A at evaporation temperature < -20°C with additional cooling. Dependant from the plant design the power consumption of an additional fan, which might be used, should be considered.

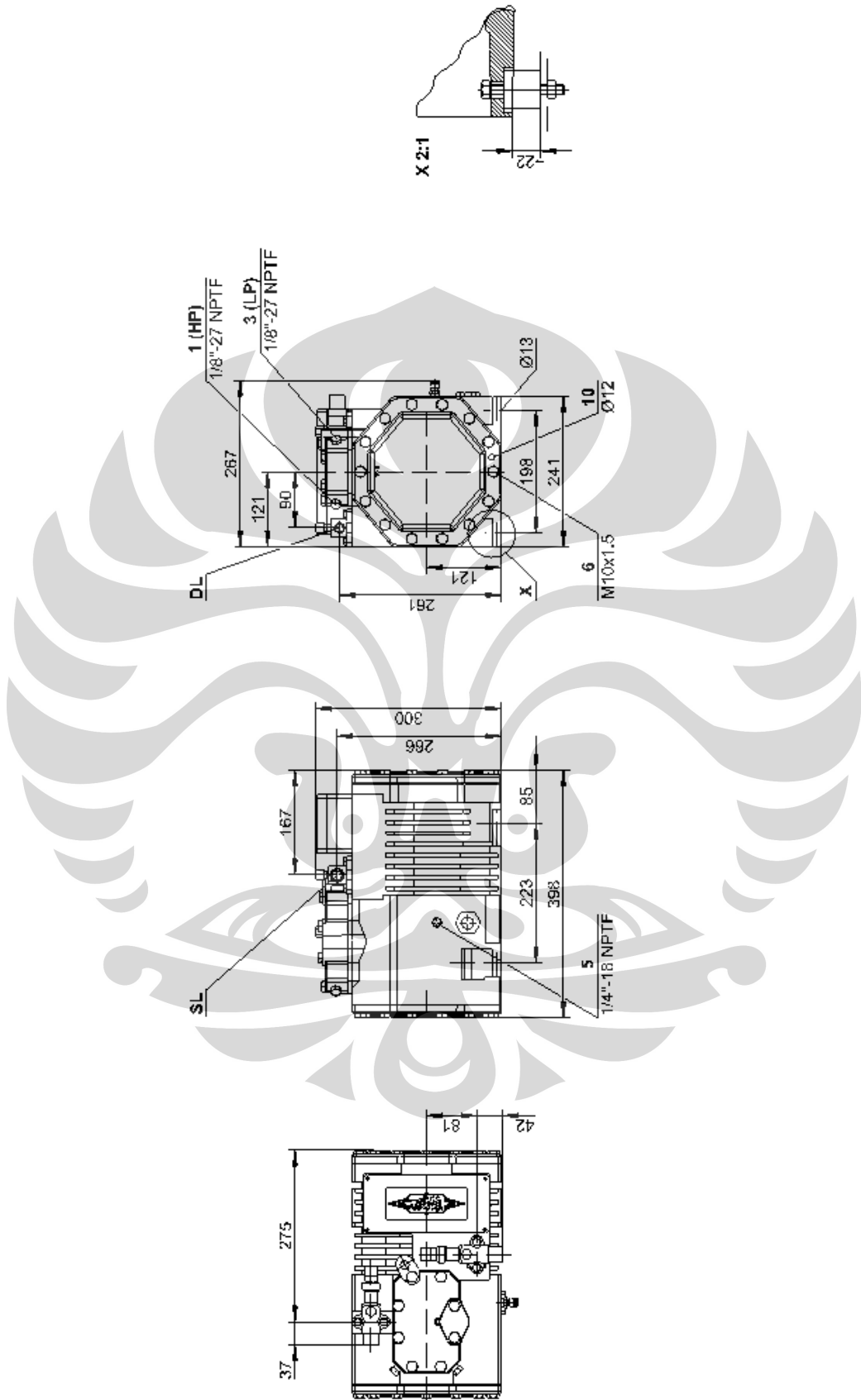
Condensing capacity:
The condensing capacity can be calculated with or without heat rejection. This option can be set in the menu PROGRAM/ OPTIONS. The heat rejection is constantly 5% of the power consumption. The condensing capacity is to be found in the line Condensing cap. (with HR) resp. Condensing capacity.

Data for sound emission:
Data based on 50Hz application (IP-units 60Hz) and R404A.
Sound pressure level: values based on free field area with semi-spherical sound emissions at 1 meter distance.
For more information see: Technical Information "Sound Data".

Legend of connection positions according to "Dimensions":

- 1 High pressure connection (HP)
- 2 Discharge gas temperature sensor (HP)
- 3 Low pressure connection (LP)
- 4 CIC system: spray nozzle (LP)
- 4b CIC sensor
- 5 Oil fill plug
- 6 Oil drain (magnetic screw)
- 7 Oil filter
- 8 Oil return (oil separator)
- 9 Oil and gas equalization (parallel operation)
- 9a Gas equalization (parallel operation)
- 9b Oil equalization (parallel operation)
- 10 Crankcase heater
- 11 Oil pressure connection +
- 12 Oil pressure connection -
- 13 Cooling water connection
- 16 Connection for differential oil pressure switch "Delta-P"

SPESIFIKASI KOMPRESOR (cont'd)



Lampiran 3 . Thermal properties of ice

<u>Temperature</u> - t -	<u>Density</u> - ρ -	<u>Thermal Conductivity</u> - k -	<u>Specific Heat</u> - c_p -
(°C)	(kg/m ³)	(W/mK)	(kJ/kgK)
0.01 (Water)	999.8		
0	916.2	2.22	2.050
-5	917.5	2.25	2.027
-10	918.9	2.30	2.000
-15	919.4	2.34	1.972
-20	919.4	2.39	1.943
-25	919.6	2.45	1.913
-30	920.0	2.50	1.882
-35	920.4	2.57	1.851
-40	920.8	2.63	1.818
-50	921.6	2.76	1.751
-60	922.4	2.90	1.681
-70	923.3	3.05	1.609
-80	924.1	3.19	1.536
-90	924.9	3.34	1.463
-100	925.7	3.48	1.389

LAMPIRAN 4 Gambar saat obsrvasi ke pabrik es

