



UNIVERSITAS INDONESIA

PEMBUATAN MESIN PENDINGIN

ASEP AHMAD N JAMIL

0706196475

FAKULTAS MATEMATIKA DAN ILMU PENGETAHUAN ALAM

PROGRAM STUDI S1 FISIKA

DEPOK

JUNI 2012



PEMBUATAN MESIN PENDINGIN

SKRIPSI

Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar sarjana

Oleh

ASEP AHMAD N JAMIL

0706196475

FAKULTAS MATEMATIKA DAN ILMU PENGETAHUAN ALAM

PROGRAM STUDI S1 FISIKA MEDIS

DEPOK

JUNI 2012

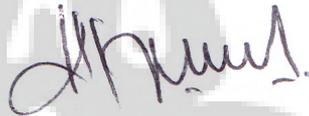
HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS

**Skripsi ini adalah hasil karya saya sendiri,
dan semua sumber baik yang dikutip maupun dirujuk
telah saya nyatakan dengan benar.**

Nama : ASEP AHMAD N JAMIL

NPM : 0706196475

Tanda Tangan :



Tanggal : 7 JUNI 2012

HALAMAN PENGESAHAN

Skripsi ini diajukan oleh

Nama : Asep Ahmad N Jamil
NPM : 0706196475
Program Studi : S-1 Ekstensi
Judul : Pembuatan Mesin Pendingin

Pembimbing I : Dr. Budhy Kurniawan, M.Si
Pembimbing II : Dwi Seno Kuncoro Sihono M.Si

Telah berhasil dipertahankan dihadapan Dewan Penguji dan diterima sebagai bagian persyaratan yang diperlukan untuk memperoleh gelar Sarjana Sains pada program Studi Fisika, Fakultas Matematika dan Ilmu Pengetahuan Alam, Universitas Indonesia

Pembimbing I : Dr. Budhy Kurniawan, M.Si

Pembimbing II : Dwi Seno Kuncoro Sihono M.Si

Penguji I : Prof.Dr. Djarwani Soeharso

Penguji II : Arief Sudarmadji, MT

Ditetapkan di : Depok

Tanggal : 22 Juni 2012

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur penulis panjatkan hanya kepada Allah SWT , sholawat serta salam semoga tercurah kepada Nabi Muhammad Rasulullah SAW beserta keluarga dan para sahabat. Penulisan skripsi ini dilakukan dalam rangka memenuhi salah satu syarat untuk mencapai gelar Sarjana Sains Jurusan Fisika dengan peminatan Fisika Medis pada Fakultas Matematika dan Ilmu Pengetahuan Alam, Universitas Indonesia.

Penulis menyadari bahwa, selesainya skripsi ini tidak terlepas dari bantuan, bimbingan, dukungan dan doa yang tulus dari banyak pihak, dari masa perkuliahan sampai pada penyusunan skripsi ini. Tanpa itu semua sangat sulit bagi penulis untuk menyelesaikan skripsi ini dengan baik. Untuk itu penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. **ALLAH SWT**, karena dengan izin-Nya penulis dapat menulis skripsi ini dengan penuh kesehatan, ketekunan, kesabaran, perjuangan dan motivasi tinggi sehingga memperlancar proses penelitian dan penyusunan skripsi.
2. Istri tercinta, '**Rini Susilawati S.Hut**' yang selalu memberikan support lahir dan bathin selama 24 jam, Anaku yang pertama Bilqis Tsimar Tazkia dan Sikecil Razes Alrazi Avicena Jamil sebagai sumber inspirasi dan motivasi dalam menyelesaikan penulisan skripsi ini.
3. Ibunda '**Hj. Munajah**' serta Alm ayahanda KH. Shohib Djamil, Ibu mertua tercinta yang selalu membuatku tersenyum serta telah banyak memberikan dukungan moril maupun materil yang tak hingga serta doa-doa indah yang memberikan semangat kepada penulis.
4. Bapak **Dr. Budhy Kurniawan, M.Si** selaku **Pembimbing I** dan Bapak **Dwi Seno Seno Kuncoro Sihono M.Si** selaku **Pembimbing II** yang telah memberikan kesempatan kepada penulis untuk mengembangkan penelitian ini dan dengan penuh kesabaran membimbing serta membina penulis dan segala fasilitas yang telah diberikan untuk membantu menyelesaikan skripsi ini.
5. Ibu **Prof. Dr. Djarwani S.S**, yang telah bersedia meluangkan waktu untuk memberikan pengarahan, diskusi dan bimbingan secara teknis serta persetujuan sehingga skripsi ini dapat selesai dengan baik.

6. Serta semua pihak yang ikut membantu dalam penyelesaian skripsi ini baik secara langsung maupun tidak langsung yang penulis tidak dapat sebutkan namanya satu persatu.

Semoga skripsi ini dapat memberikan manfaat yang besar bagi siapa saja yang mengkaji dan mengaplikasikanya, serta dapat dikembangkan dan disempurnakan agar lebih bermanfaat untuk kepentingan dan keperluan orang banyak.

Jakarta, Juni 2012

Penulis



**HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI
TUGAS AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS**

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

Nama : Asep Ahmad N Jamil
NPM : 0706196475
Program Studi : Fisika Medis
Departemen : Fisika
Fakultas : Matematika dan Ilmu pengetahuan Alam
Jenis karya : Skripsi

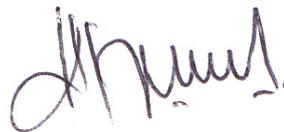
demi pengembangan ilmu pengetahuan, menyetujui untuk memberikan kepada Universitas Indonesia **Hak Bebas Royalti Noneksklusif (*Non-exclusive Royalty-Free Right*)** atas karya ilmiah saya yang berjudul :

PEMBUATAN MESIN PENDINGIN

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 : Juni 2012

Yang menyatakan



(Asep Ahmad N Jamil)

Nama : Asep Ahmad N Jamil
Program studi : S1 Fisika-Ekstensi
Judul skripsi : Pembuatan Mesin Pendingin

ABSTRAK

Mesin pendingin merupakan sebuah mesin refrigerasi kompresi uap yang digunakan untuk proses *heat transfer* pada peralatan medis seperti MRI, PET, CT Scan, Oncology Linear Accelerator, Cardiology (Blood Cooling System). Mesin pendingin atau yang lebih dikenal dengan *Water Chiller* adalah mesin yang mampu menghilangkan panas dari cairan melalui kompresi-uap atau siklus refrigerasi absorpsi. Pembuatan miniatur mesin pendingin ini di desain dengan kemampuan menurunkan temperatur air dari 25°C menjadi 5°C dengan cooling capacity 470 W untuk mendinginkan air sebanyak 30 liter dan beroperasi selama 12 jam. Pengambilan data dilakukan dengan menguji performansi miniatur *water chiller*. Miniatur mesin pendingin ini mampu menurunkan temperatur maximum 5°C dengan koefisien performansi sistem aktual adalah 5,09 dan koefisien performansi carnot adalah 6,15 dengan efisiensi mesin didapatkan 80,56 % dan 84,06 %

Kata kunci : Water Chiller, Diagram p-h, COP actual, COP carnot, efisiensi

Name : Asep Ahmad N Jamil
Program study : Physics
Title of essay : Assembly of Cooling Machine

ABSTRACT

Cooling machine is vapor compression refrigeration machine wick used for heat transfer process in medical equipment such us MRI, PET, CT Scan, Oncology Linear Accelerator, Cardiology (Blood Cooling System). Cooling machine or water chiller is a machine wick removes heat from the liquid trough the vapor-compression or absorption refrigeration cycle. Manufacture of cooling machine are designed with the ability to lower the water temperature of 25°C to 5°C with use cooling capacity 470 W for cooling water system amount 30 litre and operation 12 hours. Taken data with testing of miniatur water chiller performance. This miniature water chiller can be reduce temperatur maximum 5°C with coefisien performance actual system is 5,09 and coefisien performance carnot is 6,15 and coefisient result of machine is 80,56% and 84,06%

Key words: Water Chiller, Diagram p-h, COP actual, COP carnot, efisiensi

DAFTAR ISI

HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS	iii
HALAMAN PENGESAHAN	iv
KATA PENGANTAR	v
HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI	vi
ABSTRAK	vii
DAFTAR ISI	viii
1 PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	1
1.3 Pembatasan Masalah	2
1.4 Tujuan Penelitian	2
1.5 Metode Penelitian	2
1.6 Sistematika Penulisan	3
2 LANDASAN TEORI	5
2.1 Water Chiller	5
2.1.1 Proses Kompresi	8
2.1.2 Proses Kondensasi	9
2.1.3 Proses Ekspansi	11
2.1.4 Proses Evaporasi	12
2.1.5 Komponen-Komponen Sistem Refrigerasi	12
2.2 Komponen Kelistrika	15
2.3 Perhitungan Beban	18
2.3.1 Beban Air	18
2.3.2 Beban Konstruksi Dinding	19
2.3.3 Beban Motor	19

2.3.4 Penentuan Kapasitas Peralatan.....	20
2.3.5 Perhitungan Siklus Refrigerasi	20
2.4 Koefisien Prestasi (COP).....	21
3. METOLOGI PENELITIAN DAN PEMBUATAN ALAT.....	23
3.1 Perancanagn Sistem Water Chiller.....	23
3.2 Pemilihan Komponen Mini Chiller.....	28
3.3 Tahap Perangkaian Miniatur Water Chiller.....	30
3.4 Prinsip Kerja Sistem Mini Chiller.....	31
3.5 Prinsip Kerja Sistem Kelistrikan.....	32
3.6 Prinsip Kerja Sistem Pendistribusian Air Dingin	33
4. HASIL EKSPERIMEN DAN ANALISIS	34
4.1 Pengambilan Data	34
4.2 Pengolahan Data	37
4.2.1 Analisa Temperatur Air	40
4.2.2 Analisa Tekanan dan Temperatur Air.....	39
4.2.3 Analisa Temperatur Suction Terhadap Air	41
4.2.4 Analisa COP dan Temperatur Air	43
5. KESIMPULAN DAN SARAN	
5.1 Kesimpulan.....	45
5.2 Saran.....	45
DAFTAR ACUAN	47
LAMPIRAN	

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Kebutuhan system *water chiller* dari waktu ke waktu semakin meningkat, seperti meningkatnya kebutuhan alat-alat pendingin didalam rumah tangga, industry umum dan industry medis. Industri medis saat ini telah berkembang pesat, kemajuan teknologi telah menyebabkan beberapa peralatan medis di Rumah Sakit sangat membutuhkan sumber air dingin untuk proses *heat transfer* pada seperti *MRI, PET, CT Scan, Oncology Linear Accelerator, Caridiology (Blood Cooling System)*.

Mesin Pendingin atau yang lebih dikenal dengan *Water Chiller* adalah mesin yang mampu menghilangkan panas dari cairan melalui kompresi-uap atau siklus refrigerasi absorpsi (J Roy Dossat,1984). Cairan ini kemudian dapat diedarkan melalui penukar panas untuk mendinginkan udara atau peralatan yang diperlukan.

Pada tugas akhir kali ini akan dibuat unit *mini chiller* dengan kemampuan menurunkan temperature air dari 25 ° C menjadi 5° C, selanjutnya unit chiller ini dapat digunakan untuk proses *heat transfer* guna menunjang kebutuhan peralatan pada industri medis.

1.2 Perumusan Masalah

Permasalahan yang akan diteliti dalam tugas akhir kali ini adalah merancang dan membuat miniatur mesin pendingin, tujuannya agar mesin ini mampu menurunkan temperatur air untuk proses *heat transfer* yang optimal guna mendukung peralatan medis di Rumah Sakit.

1.3 Pembatasan Masalah

Karena begitu luasnya aplikasi mesin pendingin, maka permasalahan dari penelitian ini dibatasi pada perancangan dan pembuatan mesin pendingin untuk aplikasi industri medis.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan penelitian ini adalah

1. Melakukan perancangan dan pembuatan mesin pendingin
2. Mempelajari dan memahami proses *heat transfer* yang optimum sesuai dengan perhitungan dan aktual.
3. Mempelajari prinsip kerja mesin pendingin serta hubungannya dengan peralatan medis.

1.5 Metode Penelitian

Metode penelitian yang dilakukan terdiri dari beberapa tahap antara lain:

1. Metode Literatur

Metode studi literatur ini digunakan untuk mengetahui teori dasar sebagai sumber dan acuan dalam penulisan skripsi. Informasi yang akan dijadikan rujukan berasal dari paper, buku, bimbingan dan diskusi dengan beberapa rekan.

2. Perancangan Mesin Pendingin

Metode ini merupakan langkah awal penentuan data dan parameter yang akan ditentukan agar tercipta kondisi yang sesuai antara perhitungan dan aktual.

3. Tahap pembuatan

Setelah dilakukan perhitungan maka akan disiapkan berbagai macam komponen yang diperlukan oleh sistem mesin pendingin seperti unit compressor, condenser, evaporator, expansion valve, refrigeran, peralatan las, tahap perakitan dan pengetesan.

4. Uji Coba dan Pengambilan Data

Pada tahapan ini akan dilakuakn uji coba pada sistem mesin pendingin dan dilakukan simulasi pengukuran pada output mesin pendingin, pengukuran temperatur, dan perhitungan *heat transfer* dan pengukuran performasi efisiensi mesin, data akan dipelajari untuk kebutuhan *heat transfer* pada aplikasi peralatan medis seperti CT Scan, MRI, PET.

5. Metode Analisis

Metode analisa dari perancangan, pembuatan dan pengambilan data unit mesin pendingin ini adalah dengan membandingkan anatara desain temperatur dengan temperatur aktual, jika terjadi perbedaan yang signifikan antara rancangan dan aktual maka akan dianalisa faktor-faktor penyebabnya untuk perbaikan sistem.

1.6 Sistematika Penulisan

Sistematika pada penulisan ini dibagi menjadi 5 Bab, yang masing-masing terdiri dari beberapa sub-bab untuk mempermudah penjelasan. Penulisan bab-bab dilakukan sebagai berikut:

Bab 1 Pendahuluan

Pada bab ini berisi tentang penjelasan secara umum latar belakang permasalahan, perumusan masalah, pembatasan masalah, tujuan penelitian, dan sistematika.

Bab 2 Landasan Teori

Pada bab ini penulis menguraikan teori-teori dasar yang digunakan pada penulisan, simulasi dan analisa.

Bab 3 Metodologi Penelitian

Pada bab ini akan dijelaskan bagaimana langkah – langkah dalam pelaksanaan pengumpulan data, perancangan, perhitungan, dan penentuan komponen, tahap pembuatan, pengujian, pengambilan data, analisa dan proses perolehan hasil.

Bab 4 Hasil dan Pembahasan

Pada bab ini akan ditampilkan hasil pengambilan data, parameter rancangan dan hasil aktual dari penelitian yang dilakukan beserta analisisnya.

Bab 5 Kesimpulan dan Saran

Pada bab ini berisi kesimpulan dan saran dari penulis yang diperoleh selama penelitian.



BAB 2

LANDASAN TEORI

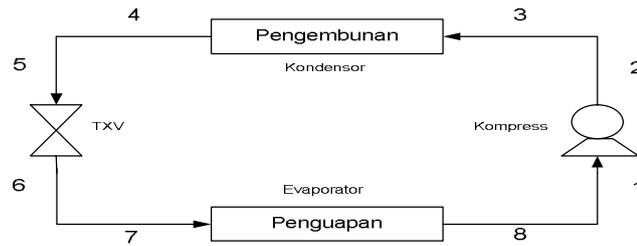
2.1 *Water Chiller*

Water Chiller berfungsi untuk mendinginkan *fluida* yang berfasa cair seperti air atau secondary refrigerant lainnya yang nantinya *fluida* yang telah didinginkan akan digunakan untuk menyerap kalor pada peralatan medis seperti *MRI, PET, CT Scan, Oncology Linear Accelerator*.

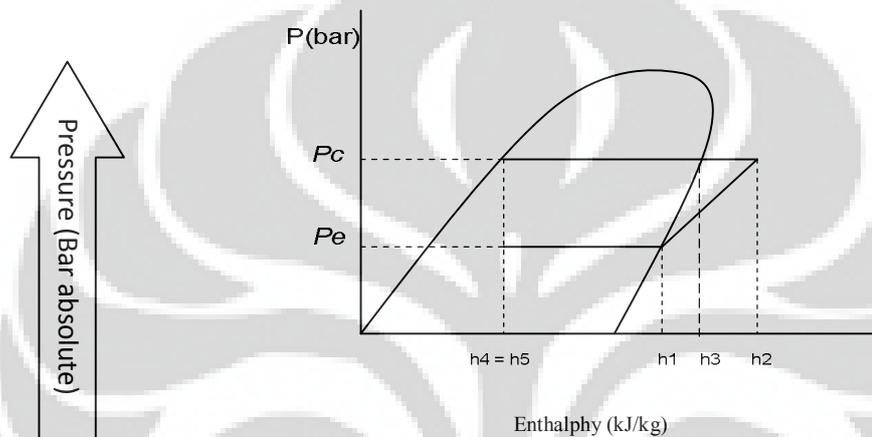
Pembuatan *water chiller* kali ini menggunakan metode sistem refrigerasi kompresi uap (J Roy Dossat, 1984) dimana sistem ini paling banyak digunakan pada mesin-mesin pendingin, karena memiliki komponen yang sederhana apabila dibandingkan dengan sistem refrigerasi yang lain.

Secara umum refrigerasi didefinisikan sebagai suatu proses perpindahan kalor. Namun lebih khusus lagi, refrigerasi didefinisikan sebagai bagian dari ilmu pengetahuan yang berfungsi untuk pengkondisian temperatur dibawah temperatur ruangan. Jadi dalam hal ini, terjadi proses penyerapan kalor dari suatu benda atau ruangan sehingga temperatur benda atau ruangan tersebut lebih rendah dari temperatur lingkungan sekitar.

Dapat dikatakan bahwa refrigerasi merupakan penerapan dari teori perpindahan kalor dan termodinamika. Hal ini dikarenakan hampir semua proses yang terjadi (kecuali pada sistem kelistrikan) merupakan proses perpindahan kalor dan termodinamika. Berbagai konsep, model dan hukum termodinamika serta perpindahan kalor dikembangkan dari serangkaian konsep yang dikembangkan dari dunia fisika, model khusus dan juga hukum yang digunakan untuk memecahkan masalah dan sistem rancangan.



Gambar 2.1. Siklus kompresi uap sederhana (J Roy Dossat,1984)



Gambar 2.2. Plot Siklus Refrigerasi – Diagram p-h (J.Roy Dossat,1984)

Sistem refrigerasi kompresi uap (J.Roy Dossat,1984) merupakan salah satu sistem refrigerasi mekanik yang saat ini merupakan sistem yang paling banyak dipakai karena dipandang secara komersial harganya terjangkau masyarakat menengah dan komponen yang digunakan sederhana dibandingkan sistem refrigerasi lainnya. Sistem refrigerasi kompresi uap (JP Holman,1998) ini merupakan sistem yang mempergunakan kompresor sebagai alat pemompa refrigeran, yang mana uap refrigeran bertekanan rendah yang masuk pada sisi penghisap (*suction*) (JP Holman,1988) kemudian uap refrigeran tersebut ditekan didalam kompresor sehingga berubah menjadi uap bertekanan tinggi yang dikeluarkan pada sisi keluaran (*discharge*). Sehingga dari proses tersebut dapat ditentukan sisi tekanan tinggi dan sisi tekanan rendah.

Siklus refrigerasi kompresi uap (JP. Holman,1988) merupakan suatu sistem yang memanfaatkan aliran perpindahan kalor melalui refrigeran. Komponen

penyusun dari sistem refrigerasi pada mesin pendingin ini terbagi dalam dua kelompok. Pembagian ini berdasarkan kepada keutamaan masing-masing alat atau komponen penyusun refrigerasi. Komponen tersebut adalah :

1. Komponen utama yang terdiri dari :

- Kompresor
- Kondensor
- Evaporator
- Katup ekspansi

2. Komponen pendukung yang terdiri dari

- Komponen pendukung mekanik
- Komponen pendukung kelistrikan yaitu komponen yang digunakan sebagai kontrol sistem refrigerasi. Sama halnya dengan komponen pendukung mekanik, komponen pendukung kelistrikan juga hanya sebagai penambah efisiensi dari sistem refrigerasi.

Pada sistem refrigerasi ini akan terjadi berbagai macam proses yang akan mempengaruhi properti atau sifat udara, yang terjadi adalah perubahan suhu dan tekanan. Selain itu terjadi ekspansi isentalpi, kompresi isentropi, proses-proses adiabatik (tidak terjadi perubahan energi kalor) akibat pengisolasian sistem tertutup (JP. Holman, 1988)

Sistem refrigerasi kompresi uap ideal mengacu kepada konsep dari sistem refrigerasi *Carnot* (JP. Holman, 1988) Pada kondisi semacam ini tidak ada perubahan berarti yang mempengaruhi unjuk kerja sistem. Akan tetapi siklus ideal ini dapat menghasilkan efisiensi yang tinggi, yang tidak dapat dilampaui oleh siklus refrigerasi kompresi uap aktual (JP. Holman, 1988)

3. Sebagai siklus refrigerasi standar.

4. Sebagai pemberi petunjuk bahwa temperatur-temperatur siklus refrigerasi perlu dijaga agar menghasilkan efisiensi maksimum.

Akan tetapi kondisi yang akan diraih dengan konsep ideal ini tidak dapat tercapai. Jumlah energi yang masuk tidak dapat seluruhnya diubah menjadi energi yang diperoleh untuk dimanfaatkan. Secara matematis, dihitung melalui COP (J Roy Dossat, 1984)

Kondisi yang akan dicapai oleh sistem refrigerasi kompresi uap ideal adalah jumlah energi yang masuk sama dengan energi yang diperlukan untuk melakukan kerja ditentukan oleh $COP = 1$ (J Roy Dossat, 1984) Kenyataannya efek refrigerasi selalu lebih besar dari pada kerja kompresi yang mengakibatkan $COP > 1$. Dengan kata lain kondisi ideal siklus Carnot tidak tercapai.

Siklus refrigerasi kompresi uap ideal / sederhana ini mempunyai empat proses dasar yaitu (J Roy Dossat, 1984) :

1. Proses Kompresi (Penekanan)
2. Proses Kondensasi (Pengembunan)
3. Proses Ekspansi (Penurunan tekanan)
4. Proses Evaporasi (Penguapan)

2.1.1 Proses Kompresi

Proses ini terjadi dikompresor Gaya gesek kompresor mempunyai efisiensi tersendiri, fasa yang masuk ke kompresor adalah uap jenuh (J Roy Dossat, 1984) dengan tekanan dan temperatur yang rendah. Kerja diberikan pada refrigeran dengan cara dipompakan agar tekanannya naik sehingga temperaturnya pun ikut naik (titik didih naik). Pada fasa ini uap refrigeran berubah menjadi fasa uap *superheat* (J Roy Dossat, 1984) yang keluar dari kompresor dengan bertekanan tinggi. Disini, temperatur refrigeran lebih tinggi dari temperatur lingkungan tempat kompresor tersebut ditempatkan. Refrigeran mengalami kompresi secara reversibel dan isentropik. Kerja yang diberikan pada refrigeran akan menyebabkan kenaikan tekanan, sehingga temperatur refrigeran akan lebih besar dari temperatur lingkungan. Hal tersebut dapat dicapai dengan membuat proses berlangsung secara isentropik (P Frank Incropera and Witt De Pe David, 1990) dengan asumsi bahwa :

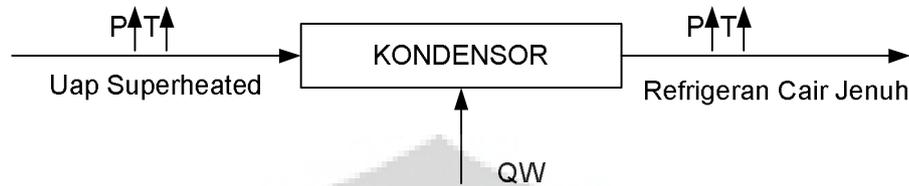
- * Tidak ada gesekan di kompresor
- * Tidak terjadi pertukaran panas antara refrigeran dan kompresor.

kalor yang dikeluarkan kompresor :

$$Q_w = m \cdot q_w \quad (2.1)$$

$$Q_w = m \cdot (h_3 - h_2) \quad (2.2)$$

2.1.2 Proses Kondensasi



Gambar 2.3. Proses Kondensasi (JP, Holman, 1988)

Proses ini terjadi dikondensator, karena temperatur refrigeran lebih tinggi daripada temperatur lingkungan, maka kalor dari refrigeran panas akan dilepas melalui dinding pipa kondensator ke lingkungan sekitar. Proses pelepasan atau perpindahan kalor secara konveksi dari refrigeran ini dapat dilakukan secara konveksi alami (natural) maupun secara konveksi paksa melalui fan (JP Holman, 1988)

Pada saat uap refrigeran yang berasal discharge kompresor masuk kondensator maka uap (superheat) tersebut akan diembunkan pada keadaan saturasi. Selama dalam kondensator, baik tekanan ataupun temperatur akan tetap tinggi, namun refrigeran akan berubah fasa menjadi fasa cair.

Kalor yang diterima kondensator (Roy J Dossat, 1984):

$$q_c = h_3 - h_4 \quad (2.4)$$

$$q_e = q_c + q_w \quad (2.5)$$

Untuk menghasilkan efek refrigerasi terus menerus, uap refrigeran harus diembunkan di kondensator pada laju sama dengan cairan refrigeran diuapkan di evaporator. Ini artinya bahwa kalor harus keluar dari sistem pada kondensator pada laju sama dengan kalor masuk ke sistem di evaporator dan saluran suction juga di kompresor sebagai hasil dari kerja kompresi. Akibatnya peningkatan laju penguapan akan meningkatkan keperluan laju perpindahan kalor pada kondensator.

Laju ketika kalor mengalir melalui dinding kondensator dari uap refrigeran ke media kondensasi merupakan fungsi dari tiga faktor (JP Holman, 1988), yaitu:

Universitas Indonesia

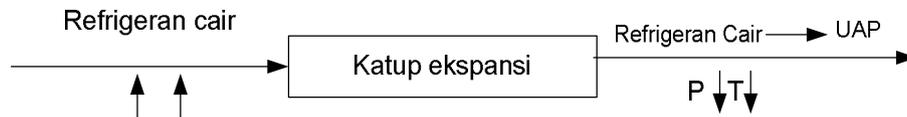
1. Luas permukaan kondensasi
2. Koefisien konduktansi dinding kondensor
3. Beda temperatur antara uap refrigeran dan media kondensasi.

Untuk beberapa kondensor, luas permukaan kondensasi dan koefisien konduktansi telah ditetapkan sehingga laju perpindahan kalor melalui dinding kondensor hanya tergantung pada beda temperatur antara uap refrigeran dan media kondensasi.

Karena temperatur kondensasi (pengembunan) selalu menyamai temperatur media kondensasi ditambah beda temperatur refrigeran yang diembunkan dan media kondensasi, itu berarti bahwa temperatur kondensasi bervariasi terhadap temperatur media kondensasi dan keperluan laju perpindahan kalor pada kondensor.

Sementara itu tekanan kondensasi selalu tekanan jenuh yang bersesuaian dengan temperatur campuran uap-cair di kondensor. Ketika kompresor mati, temperatur campuran refrigeran di kondensor akan menjadi sama dengan temperatur media kondensasi dan juga tekanan jenuh yang bersesuaian akan menjadi relatif rendah. Akibatnya, ketika kompresor nyala, pemompaan uap ke kondensor akan segera mulai mengembun karena tidak ada perbedaan temperatur antara refrigeran dan media, dan selanjutnya tidak ada perpindahan kalor antara keduanya. Karena kerja *throttling* (J Roy Dossat, 1984) kontrol refrigeran, kondensor seolah-olah sebagai kotak tertutup, dan semakin banyak uap dipompa ke kondensor tanpa adanya pengembunan, tekanan di kondensor meningkat ke satu titik di mana temperatur jenuh uap cukup tinggi untuk memacu keperluan laju perpindahan kalor antara refrigeran dan media kondensasi. Ketika laju perpindahan kalor dipenuhi, uap akan mengembun secepat uap dipompa ke kondensor, selanjutnya tekanan di kondensor akan stabil dan relatif konstan selama kesetimbangan siklus berjalan.

2.1.3 Proses Ekspansi



Gambar 2.4. Proses Ekspansi (J Roy Dossat, 1984)

Proses ini terjadi di katup ekspansi, Setelah refrigeran melepas kalor di kondensor, refrigeran berfasa cair yang berasal dari kondensor akan mengalir menuju katup ekspansi untuk diturunkan tekanan dan temperaturnya. Diharapkan temperatur yang akan terjadi lebih rendah dari pada temperatur lingkungan, sehingga dapat menyerap kalor pada saat berada di evaporator. Dalam proses ekspansi ini tidak terjadi proses penerimaan ataupun pelepasan energi (entalpi konstan)

Seperti yang telah dijelaskan diatas, kondisi yang ideal berbeda dengan kondisi yang sebenarnya (aktual). Energi yang digunakan tidak seluruhnya diubah menjadi energi kerja, hal ini disebabkan karena adanya drop tekanan. Drop tekanan dapat disebabkan oleh beberapa faktor, adanya partikel-partikel asing dalam sistem, seperti bram, kotoran dan sebagainya, panjangnya sistem sehingga tekanan berkurang ditengah jalan, penambahan komponen-komponen yang jelas menyita tekanan sistem.

Dalam siklus aktual, komponen-komponen pembantu seperti penyaring refrigeran (filter), pengering kualitas refrigeran (dryer), penukar panas (heat exchanger), dan lain-lain. Ditambahkan guna memperoleh faktor unjuk kerja sistem yang lebih baik, dengan semakin tingginya COP maka kerja sistem akan semakin meningkat dengan kata lain proses pendinginan akan lebih cepat.

Kompresor akan menerima refrigeran dengan tekanan yang lebih rendah dari pada jika tidak menggunakan *heat exchanger*. Akibatnya beban kerja

kompresor akan naik dengan catatan jika demikian maka suhu evaporator lebih rendah atau kondisi lingkungan akan lebih dingin.

Adapun proses kerja sistem yang aktual, dengan yang ideal adalah sama hanya sistem aktual pada *liquid line-nya*, yaitu jaringan antara kondensor dengan komponen pengekspansi, ditambahkan komponen-komponen seperti yang telah disebutkan tadi. Khusus untuk penukar panas, *liquid line* tersebut digabungkan dengan *suction line* kompresor (Hill Grow Mc, 1965) .

Perbedaan kerja sistem refrigerasi kompresi uap yang aktual dapat dilihat melalui diagram Mollier (J Roy Dossat, 1984). Disini terlihat bagaimana komponen-komponen tambahan mempengaruhi kerja sistem jika dibandingkan dengan sistem yang ideal.

2.1.4 Proses Evaporasi (Penguapan)

Proses ini terjadi di evaporator, dimana temperatur refrigeran di evaporator dibuat lebih rendah dari ruang refrigerasi, agar terjadi proses penguapan maka dibutuhkan kalor, kalor tersebut diambil dari lingkungan sekitar. Setelah refrigeran diekspansikan secara irreversibel adiabatik menjadi cairan tekanan jenuh, tekanan rendah dan kualitas rendah, refrigeran akan masuk menuju evaporator.

Setelah masuk di evaporator, refrigeran akan berubah fasa dari fasa campuran (cair-uap) menjadi fasa uap jenuh (K Handoko, 1981) .

Kalor yang diserap di evaporator (J Roy Dossat, 1984) :

$$Q_e = m \cdot q_e \quad (2.6)$$

$$Q_e = m \cdot (h_2 - h_1) \quad (2.7)$$

2.1.5 Komponen-Komponen Sistem Refrigerasi

1. Kompresor

Kompresor merupakan jantung dari sistem refrigerasi (J Roy Dossat, 1984). Cara kerja kompresor adalah menghisap uap refrigeran yang bertekanan rendah dari evaporator dan mengkompresinya menjadi uap bertekanan tinggi sehingga uap akan tersirkulasi.

Kebanyakan kompresor-kompresor yang dipakai saat ini adalah dari jenis torak. Ketika torak bergerak turun dalam silinder, katup hisap terbuka dan uap refrigerant masuk dari saluran hisap ke dalam silinder (J Roy Dossat, 1984). Pada saat torak bergerak ke atas, tekanan uap di dalam silinder meningkat dan katup hisap menutup, sedangkan katup tekan akan terbuka, sehingga uap refrigeran akan ke luar dari silinder melalui saluran tekan menuju ke kondensator.

Kompresor berdasarkan konstruksinya terbagi menjadi tiga bagian, yaitu (JP Holman, 1988):

- a. Kompresor hermetik
- b. Kompresor semihermetik
- c. Kompresor open type

Kompresor berdasarkan cara kerjanya terbagi menjadi Lima, yaitu (J Roy Dossat, 1984) :

- a. Kompresor torak (reciprocating)
- b. Kompresor putar (rotary)
- c. Kompresor heliks (screw)
- d. Kompresor scroll
- e. Kompresor sentrifugal

Kompresor yang digunakan pada trainer air cooled ini adalah kompresor jenis hermetik satu fasa.

2. Kondensator

Kondensator merupakan salah satu komponen utama dari sebuah mesin pendingin. Pada kondensator terjadi perubahan wujud refrigeran dari uap super-heated bertekanan tinggi ke cairan sub-cooled bertekanan tinggi (K Handoko, 1981)

Agar terjadi perubahan wujud refrigeran (dalam hal ini adalah pengembunan/condensing), maka kalor harus dibuang dari uap refrigeran.

Faktor penting yang menentukan kapasitas kondensor adalah (M.N Ozisik,1981) :

1. Luas permukaan yang didinginkan
2. Jumlah udara permenit yang dipakai untuk mendinginkan
3. Perbedaan suhu antara bahan pendingin dengan udara luar

Fungsi kondensor adalah untuk merubah refrigeran gas menjadi cair dengan jalan membuang kalor yang dikandung refrigeran tersebut ke udara sekitarnya atau air sebagai medium pendingin/condensing (M.N Ozisik,1981).

Gas dalam kompresor yang bertekanan rendah dikompresikan menjadi uap bertekanan tinggi sedemikian rupa, sehingga temperatur jenuh pengembunan (condensing saturation temperature) lebih tinggi dari temperature medium pengembunan (condensing medium temperature). Akibatnya kalor dari uap bertekanan tinggi akan mengalir ke medium pengembunan, sehingga uap refrigeran akan terkondensasi. Menurut media / zat yang mendinginkannya, kondensor dapat terbagi menjadi tiga yaitu *Air-Cooled Condensor*, *Water-Cooled Condensor* dan *Evaporative Condensor* (J Roy Dossat, 1984).

Kondensor yang digunakan pada pembuatan water chiller ini adalah Air-Coled Condensor. Kondensor ini adalah kondensor yang menggunakan udara sebagai media pendinginannya. Cara kerja Air Cooled kondensor adalah, udara lingkungan yang bertemperatur lebih rendah dari refrigerant yang berasal dari kompresor dihembuskan oleh kipas/blower ke permukaan koil. Penghambusan udara tersebut dilakukan agar perpindahan kalor dari refrigerant ke udara terjadi lebih cepat.

Laju ketika kalor mengalir melalui dinding kondensor dari uap refrigerant (JP Holman, 1988) ke media kondensasi merupakan fungsi dari tiga faktor, yaitu luas permukaan kondensasi, koefisien konduktansi dinding kondensor, beda temperatur antara uap refrigeran dan media kondensasi.

3. Evaporator

Pada proses evaporator, refrigerant menyerap kalor dari media yang didinginkan. Penyerapan kalor ini menyebabkan refrigeran mendidih dan berubah wujud dari cair menjadi uap (kalor/panas laten).

Kemampuan memindahkan panas dan konstruksi evaporator akan sangat mempengaruhi kapaistas evaporator. Evaporator jika ditinjau dari segi konstruksinya dapat dikelompokkan menjadi (K Handoko, 1981) :

1. Evaporator pipa telanjang (bare tube)
2. Evaporator permukaan pelat (plate surface)
3. Evaporator bersirip / rusuk-rusuk (finned)
4. Evaporator tabung dengan pipa (shell and tube)

Evaporator jika ditinjau dari cara kerjanya dapat dibagi menjadi dua (J Roy Dossat, 1984):

1. Evaporator kering (dry or direct evaporator), terdiri dari pipa-pipa saja
2. Evaporator banjir (flooded evaporator), terdiri dari tabung dan pipa.

4. Alat Expansi

Katup ekspansi dapat mengatur jumlah refrigerant yang mengalir ke evaporator sesuai dengan beban pendinginan di evaporator dan mempertahankan efisiensi evaporator yang maksimum pada setiap keadaan beban evaporator yang berubah-ubah. Alat ekspansi yang digunakan ada dua macam, yaitu :

1. Katup *Ekspansi Termostatik* (TXV).

TXV menggunakan sensing bulb yang ditempatkan di akhir evaporator sebagai sensor temperatur. Sensor tersebut akan mempengaruhi besar kecilnya bukaan katup. Katup ekspansi termostatik juga mempunyai batas (range) suhu evaporator yang besar dan super heat yang dapat disetel melalui baut pengatur.

2. Pipa Kapiler.

Pipa kapiler merupakan alat ekspansi yang cukup sederhana dan murah, karena konstruksinya hanya dibentuk oleh sebuah pipa kapiler berdiameter kecil dengan panjang tertentu sesuai beban yang akan didinginkan.

2.2 Komponen Kelistrikan

Pada water chiller terdapat dua komponen utama yaitu system mekanik dan system elektrik. Sistem kelistrikan water chiller terdiri dari ;

1. *Thermostat Digital*

Thermostat merupakan suatu alat yang berfungsi untuk mengontrol temperatur air agar dapat dijaga atau dipertahankan pada temperatur konstan sesuai dengan range atau batas temperatur yang telah ditentukan.

2. *MCB (Main Circuit Breker)*

MCB adalah alat yang digunakan untuk menjaga sistem dari beban yang berlebih atau menjaga sistem kelistrikan dari hubungan singkat arus listrik. Jika terjadi beban yang berlebih atau hubungan singkat, maka MCB akan memutus aliran listrik dari sumber.

3. *Voltmeter*

Sesuai namanya, voltmeter berfungsi sebagai pengukur besarnya tegangan listrik pada rangkaian. voltmeter dirangkai paralel dengan beban.

4. *Amperemeter*

Sesuai namanya, Amperemeter berfungsi sebagai pengukur besarnya arus listrik yang mengalir pada rangkaian. Ampere-meter dirangkai seri dengan beban adalah alat untuk mengukur besarnya jumlah kerja/ daya input yang digunakan untuk menjalankan sistem. Khususnya pada kerja motor kompressor dan kumparan solenoid valve.

5. *Time Delay Relay*

Adalah suatu alat yang berfungsi untuk menunda arus awal yang besar yang masuk ke dalam alat-alat ukur yang mempunyai tahanan dalam rendah, sehingga menghindari rusaknya alat-alat tersebut.

6. *Lever Switch*

Adalah alat yang digunakan sebagai saklar untuk mematikan atau menghidupkan (on / off) sistem. Switch yang digunakan dalam penelitian kali ini merupakan switch jenis togel dengan pengunci. Switch tersebut berjenis Single pole double throw (SPDT).

7. *Kontaktor*

Adalah komponen listrik yang digunakan untuk mengalirkan listrik ke beban sebagai penghantar arus listrik dari dan menuju alat-alat kontrol. Alat ini memudahkan kita untuk menghubungkan kabel yang terlalu banyak jumlahnya.

8. *Pilot Lamp*

Adalah indikator apakah sistem yang dirangkai parallel dengan Pilot Lamp sudah bekerja atau belum.

9. *Kabel*

Kabel digunakan untuk mengalirkan listrik dari alat kelistrikan yang satu ke alat kelistrikan yang lain.

10. *Refrigerant*

Refrigeran adalah suatu zat yang bertindak sebagai media pendingin dengan menyerap panas dari benda atau bahan lain, sehingga mudah berubah fasanya dari cair menjadi gas dan membuang panas ke benda atau bahan lain sehingga merubah fasanya dari gas menjadi cair. Zat yang dapat dipakai sebagai refrigeran harus memiliki struktur kimia tertentu, sifat-sifat fisis, sifat-sifat termodinamik sehingga dapat digunakan dengan aman dan ekonomis.

11. *Pompa Sentrifugal*

Pompa merupakan alat yang dapat digunakan untuk mengalirkan cairan dari suatu tempat ke tempat yang lain melalui sistem pemipaan. Pompa sentrifugal merupakan jenis yang paling banyak digunakan karena memiliki banyak kelebihan, antara lain konstruksinya relative sederhana, kapasitasnya cukup besar. Pompa sentrifugal adalah jenis pompa aliran radial yang cara kerjanya memanfaatkan gaya sentrifugal yang ditimbulkan oleh impeler pompa yang kemudian dimanfaatkan untuk

Universitas Indonesia

mengalirkan fluida. Gaya sntrifugal merupakan gaya yang dialami benda dalam system kerangka acuan yang bergerak melingkar.

Kerja pompa sentrifugal mempunyai sebuah impeler (baling-baling) untuk mengangkat zat cair dari tempat yang lebih rendah ke tempat yang lebih tinggi. Daya dari luar diberikan kepada poros pompa untuk memutar impeler di dalam zat cair. Maka zat cair yang ada didalam impeler, oleh dorongan sudu sudu ikut berputar. Karena timbul gaya sntrifugal maka zat cair mengalir dari tengah impeler keluar melalui sudu sudu. Disini head tekanan zat cair menjadi lebih tinggi. Demikian pula head kecepatannya bertambah besar karena zat cair mengalami percepatan.

2.3 Perhitungan Beban

2.3.1 Beban Air

Perhitungan beban pendinginan dilakukan dengan tujuan pemilihan jenis peralatan seperti kompressor, kondenser, evaporator dll. Dalam sistem water chiller beban pendinginan dapat tentukan sebagai berikut:

Beban kalor proses pendinginan air dari temperature 25° C menjadi 5 °C dapat dihitung dengan persamaan (J Roy Dossat) :

$$Q = \frac{m \cdot C_p \cdot \Delta T}{\text{Desired cooling time in second}} \quad (2.8)$$

Dengan :

- Q = Beban Produk (W)
- M = massa (kg)
- Cp = Kalor spesifik bahan (Kj/kg K)
- ΔT = Perbedaan Temperatur Air (K)

Sistem refrigerasi water chiller dirancang untuk menidnginkan air sebanyak 30 liter. Sifat sifat air pada temperature awal dan temperatur rancangan harus diketahui terlebih dahulu sebelum menghitung beban air tersebut. Sifat-sifat air tersebut antara lain (J Roy Dossat, 1984):

C_p	= Kalor Spesifik (Kj/kg K)
μ	= kg/ m.s
K	= (W/m °C)
ρ	= (kg/m ³)
Pr	= Bilangan Prandtl

Setelah sifat-sifat air tersebut diketahui selanjutnya perhitungan beban yang dihasilkan oleh air dapat dihitung dengan persamaan (J Roy Dossat, 1984) :

$$Q = \frac{m \text{ air } C_{p\text{air}} \Delta T}{n \cdot 3600} \quad (2.9)$$

Ketika air yang didinginkan mengalir, maka perlu diketahui bilangan Reynolds dan bilangan Nusslet dengan persamaan (J Roy Dossat, 1984) :

$$Re = \frac{v \cdot x \cdot \rho}{\mu} \quad (2.10)$$

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

Dimana : $n = 0,4$ untuk pemansan

$n = 0,3$ untuk pendinginan kalor persatuan waktunya

2.3.2 Beban Konstruksi Dinding

Beban melalui dinding dapat dihitung dengan persamaan (J Roy Dossat, 1984):

$$Q = U \times A \times \Delta T \quad (2.11)$$

Dengan

Q = Laju aliran kalor dalam Watt

U = Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh N / m² K

ΔT = Beda temperature melalui dinding dalam ° C

A = Luas Dinding (bagian luar) dalam m²

Nilai U dapat ditentukan :

$$\frac{1}{u} = \frac{1}{f_1} + \frac{X_1}{k_1} + \frac{X_2}{X_2} + \frac{1}{F_0} \quad (2.12)$$

2.3.3 Beban Motor

Untuk menghitung beban motor menggunakan persamaan sebagai berikut (J Roy Dossat, 1984) :

$$Q = P_o FH \cdot (t M / 24) \quad (2.13)$$

Dengan :

- P_o = Daya Output Motor
- FH = Faktor Pengali (Tabel 10 – 13 Dossat)
- T_m = Lamanya motor bekerja

2.3.4 Penentuan Kapasitas Peralatan

Setelah diketahui nilai beban total, maka untuk menghindari beban lain yang tak terduga harus diberikan faktor safety 10%, kemudian digunakan formula dibawah ini (J Roy Dossat, 1984) :

$$Q_t = Q_b + 10\% Q_b \quad (2.14)$$

Beban biasanya dihitung rata-rata 24 jam, sedangkan peralatan biasanya tidak beroperasi 24 jam sehingga untuk memilih kapasitas peralatan digunakan persamaan (J Roy Dossat, 1984):

$$Q = Q_t - 24/RT \quad (2.15)$$

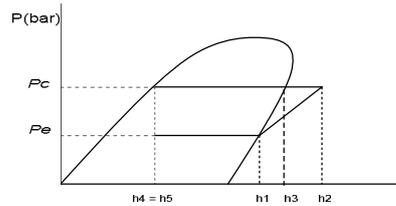
Dengan :

- Q = Kapasitas peralatan yang dibutuhkan
- Q_t = Jumlah Beban + faktor keamanan
- RT = Jam operasi / Running Time

Setelah kapasitas peralatan ditentukan, maka perhitungan selanjutnya adalah menjumlahkan semua beban yang ada untuk menentukan jenis evaporator, kondenser dan yang lainnya.

2.3.5 Perhitungan Siklus Refrigerasi

Karakteristik dari refrigerant pada setiap tahap siklus refrigerasi dapat di plot pada diagram *Moiller* (J Roy Dossat, 1984) :



Gambar 2.5. Plot Siklus Refrigerasi (J Roy Dossat, 1984)

A. Efek Refrigerasi

Proses 4-1 pada gambar 2.2 menunjukkan proses penguapan refrigerant didalam evaporator, dengan tekanan konstan. Efek refrigerasi dari suatu sistem refrigerasi ideal dapat dihitung menggunakan hubungan berikut (J Roy Dossat, 1984)

$$q_e = h_1 - h_2 \quad (2.16)$$

Dimana :

q_e = Efek Refrigerasi (kJ/kg)

h_1 = Nilai enthalpi keluaran evaporator (kJ/kg)

h_2 = Nilai enthalpi masukan evaporator (kJ/kg)

B. Kerja Kompresi

Kerja kompresor dinyatakan dengan garis 1-2 pada gambar 2.2 Pada siklus ideal, kerja kompresor dianggap bersifat isentropic (Wilbert F Stoecker, 1989). Dengan demikian, kerja kompresor dapat dihitung dengan menggunakan hubungan :

$$q_w = h_2 - h_1 \quad (2.17)$$

Dimana :

q_w = Kerja Kompresi (kJ/kg)

h_1 = Nilai enthalpi keluaran kompresor (kJ/kg)

h_2 = Nilai enthalpi masukan kompresor (kJ/kg)

C. Kalor yang dilepas oleh kondenser

Proses pengembunan ini berlangsung sepanjang titik 1 sampai titik 3 didalam kondenser. Proses ini berlangsung pada tekanan yang konstant. Titik 2 menyatakan masuk ke kondenser dan titik 3 menyatakan keluar kondenser.

Perhitungan jumlah kalor yang dilepaskan oleh kondenser secara ideal dapat dihitung (J Roy Dossat, 1984) :

Universitas Indonesia

$$q_c = h_2 - h_3 \quad (2.18)$$

Dimana :

q_c = Kalor yang dilepas oleh kondenser (kJ/kg)

h_3 = Nilai enthalpi keluaran kondenser (kJ/kg)

h_2 = Nilai enthalpi masukan kondenser (kJ/kg)

2.4 Koefisien Prestasi (COP)

Perhitungan koefisien prestasi dari suatu sistem refrigerasi akan memudahkan untuk mengetahui efisiensi dari suatu sistem. Harga koefisien prestasi *actual* dan carnot dapat dituliskan dengan (J Roy Dossat, 1984) :

$$COP_{actual} = q_e / q_w \quad (2.19)$$

Dimana :

COP actual = Harga koefisien prestasi actual

q_e = Efek Refrigerasi (kJ/kg)

q_w = Kerja kompresi (kJ/kg)

Untuk menentukan harga koefisien prestasi mesin carnot dapat dituliskan

Dengan persamaan :

$$COP_{car} = \frac{T_e}{T_c - T_e} \quad (2.20)$$

Dimana :

COP carnot = Harga koefisien prestasi Carnot

T_e = Temperature Evaporator (°C)

T_c = Temperature Kondensasi (°C)

Efisiensi dari suatu sistem refrigerasi dapat dinyatakan dengan (J Roy Dossat, 1984) :

$$\eta = COP_{actual} / COP_{carnot} \quad (2.21)$$

BAB 3

METODOLOGI PENELITIAN DAN PEMBUATAN ALAT

Metodologi penelitian yang kami lakukan adalah perancangan dan pembuatan water chiller, penelitian ini menggunakan metode sistem refrigerasi kompresi uap, dimana sistem ini paling banyak digunakan pada mesin-mesin pendingin, karena memiliki komponen yang sederhana apabila dibandingkan dengan sistem refrigerasi yang lain. Secara umum refrigerasi didefinisikan sebagai suatu proses perpindahan kalor. Refrigerasi didefinisikan sebagai bagian dari ilmu pengetahuan yang berfungsi untuk pengkondisian temperatur dibawah temperatur ruangan. dalam hal ini, terjadi proses penyerapan kalor dari suatu benda atau ruangan sehingga temperatur benda atau ruangan tersebut lebih rendah dari temperatur lingkungan sekitar.

System refrigerasi merupakan penerapan dari teori perpindahan kalor dan termodinamika. Hal ini disebabkan hampir semua proses yang terjadi (kecuali pada sistem kelistrikan) merupakan proses perpindahan kalor dan termodinamika. Berbagai konsep, model dan hukum termodinamika serta perpindahan kalor dikembangkan dari serangkaian konsep yang dikembangkan dari dunia fisika, model khusus dan juga hukum yang digunakan untuk memecahkan masalah dan sistem rancangan.

3.1 Perancangan Sistem Water Chiller

Perancangan sistem mini chiller untuk mendinginkan fluida/air yang ada dalam cooler, air yang akan didinginkan dari temeperatur 25 °C menjadi 5° C, pengoperasian mini chiller dirancang selama 21 jam dengan menggunakan chilling time selama 3 jam. Dimensi rancangan mini chiller dengan ukran dimensi mini chiller 60 cm x 29,5 cm x 30 cm.

Pada penelitian kali ini digunakan air sebanyak 30 liter dengan temperatur awal 25° C. Sifat-sifat air pada temperature 25°C yaitu :

Tabel 3.1 Sifat-Sifat Air Pada Temperatur 25°C (K Handoko, 1981)

$C_{p \text{ air}}$	4,179 k J/kg ° C
ρ	996,85 Kg/m ³
μ	9,4 x 10 ⁻⁴ Kg/m.s
K	0,605 W/m ° C
Pr	6,46

Dengan metode yang sama dapat dilihat sifat-sifat air pada temperature 5°C yaitu

Tabel 3.2 Sifat Sifat Air Pada Temperatur 5°C (K Handoko, 1981)

$C_{p \text{ air}}$	4,205 k J/kg ° C
ρ	997,74 Kg/m ³
μ	9,4 x 10 ⁻⁴ Kg/m.s
K	0,576 W/m ° C
Pr	11,15
v	0,014 m/s

Tabel 3.3. Parameter Konstruksi Dinding untuk Berbagai Material

No	Nama Bahan	Tebal (m)	C (W/m ² °C)	K (W/m°C)	Simbol
1	Moving Air		22,7		fo
2	Insulation	0,13		0,035	K1
3	Material Stailless Steel 0,5	0,003		59	K2
4	Water		105		F1

Dari hasil pengambilan data dari berbagai material yang digunakan pada bak penampung air water chiller dilakukan perhitungan untuk mendapatkan nilai U,

yaitu koefisien perpindahan kalor menyeluruh (J Roy Dossat, 1984) pada material yang digunakan, berdasarkan persamaan 2.12 pada Bab II :

$$\frac{1}{u} = \frac{1}{f1} + \frac{X1}{k1} + \frac{X2}{X2} + \frac{1}{F0}$$

maka didapatlah nilai U sebagai berikut :

$$\frac{1}{u} = \frac{1}{105} + \frac{0,003}{59} + \frac{0,013}{0,035} + \frac{1}{22,7} = 0,425$$

Setelah dihitung berdasarkan nilai yang terdapat pada tabel 3.3 maka didapat nilai U sebesar 2,35 N/m² K. Nilai ini sangat diperlukan untuk tahap berikutnya yaitu menghitung beban kalor total bak penampungan air dengan menggunakan persamaan 2.11 pada bab II :

$$Q = U \times A \times \Delta T$$

Dengan menggunakan persamaan tersebut diatas maka dapat dihitung kalor total untuk peralatan tersebut yaitu :

Beban pada dinding samping :

$$\begin{aligned} Q &= U \times A \times \Delta T \\ &= 2,35 \times 0,18 \times (25-5) \\ &= 8,46 \text{ W} \end{aligned}$$

Beban pada Dinding Depan :

$$\begin{aligned} Q &= U \times A \times \Delta T \\ &= 2,35 \times 0,088 \times (25-5) \\ &= 4,13 \text{ W} \end{aligned}$$

Beban pada Dinding Bawah :

$$\begin{aligned} Q &= U \times A \times \Delta T \\ &= 2,35 \times 0,177 \times (25-5) \\ &= 8,31 \text{ W} \end{aligned}$$

Beban kalor pada dinding depan :

$$\begin{aligned} Q &= U \times A \times \Delta T \\ &= 2,35 \times 0,088 \times (25-5) \\ &= 4,13 \text{ W} \end{aligned}$$

Beban pada Dinding Atas :

$$\begin{aligned} Q &= U \times A \times \Delta T \\ &= 2,35 \times 0,224 \times (25-5) \\ &= 10,52 \text{ W} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{TotDinding}} &= 2 (8,46) + 2 (4,13) + 8,31 + 10,52 \\ &= 39,24 \text{ W} \end{aligned}$$

Setelah menghitung beban wadah penampungan air pada water chiller, pada penelitian kali ini akan dihitung pula beban yang ditimbulkan oleh pipa yang akan dilewati oleh air dingin, dengan menggunakan persamaan 2.10 pada bab II :

$$Re = \frac{v \cdot x \cdot \rho}{\mu}$$

Adapun material yang digunakan pada penelitian kali ini dapat dilihat pada tabel 3.3 sebagai berikut :

Tabel 3.4. Bahan dan Konstruksi Dinding Pipa Air (K Handoko, 1981)

No	Nama Bahan	Tebal (m)	C (W/m ² °C)	K (W/m°C)	Simbol
1	Moving Air		22,7		f _o
2	Insulation	0,008		0,048	K1
3	PVC	0,002		0,036	K2
4	Water		100,4		f _i

Dengan menggunakan data tersebut maka didapatkan nilai konfeksi pada pipa air (J. Roy Dossat, 1984)

$$\begin{aligned} Re &= \rho v d / \mu \\ &= \rho v x / \mu \\ &= 999,74 \times 2,75 \times 1,8 / 1,52 \times 10^{-3} \end{aligned}$$

$$= 3,225.723 \text{ (turbulen)}$$

$$\text{Nu} = 0,023 \text{ RE}^{0,8} \text{ Pr}^{0,3} [2]$$

$$= 0,0023 (3,225.723)^{0,8} (11,15)^{0,3} = 763,5$$

Maka dapat dihitung nilai konduktivitas air dengan menggunakan persamaan (JP Holman, 1988) :

$$h = \text{Nu } K / x$$

$$= 763,5 \times 0,576 / 4,38$$

$$= 100,4 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

Dari hasil perhitungan tersebut maka didapatkan nilai konduktivitas air sebesar $100,4 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$, nilai ini dapat digunakan guna menghitung koefisien perpindahan kalor menyeluruh pada pipa air yang digunakan. Berdasarkan persamaan 2.10 pada bab II

$$1/U = 1/f_1 + X_1/K_1 + X_2/K_2 + 1/f_0$$

$$= 1/100,4 + 0,002 / 0,036 + 0,008/0,035 + 1/22,7$$

$$= 2,895$$

Maka nilai U, yaitu koefisien perpindahan kalor menyeluruh untuk pipa air yang digunakan sebesar $0,345 \text{ N/m}^2 \text{ K}$. Selanjutnya dari nilai ini dapat menghitung beban kalor dari pipa air yang digunakan yaitu dengan menggunakan persamaan 2.11 pada bab II yaitu :

$$Q = U \times A \times \Delta T$$

$$= 0,345 \times 0,3 \times (25 - 5)$$

$$= 2,07 \text{ W}$$

Beban lain yang harus diperhitungkan dalam pemilihan peralatan water chiller adalah beban peralatan pompa, dengan menggunakan persamaan 2.13 pada bab II

$$Q = P_o \text{ FH} \cdot (t \text{ M} / 24)$$

Maka didapatkan beban kalor pada pompa yaitu sebesar

$$Q_{\text{pompa}} = 0,125 \times 1,0 \times 24/24$$

$$= 125 \text{ W}$$

Setelah proses perhitungan dari masing-masing beban peralatan yang digunakan maka didapatkan beban total secara keseluruhan yang harus ditanggulangi oleh

sistem pendingin. Jika dihitung beban total dengan menggunakan persamaan (J Roy Dossat) :

$$\begin{aligned} Q_{\text{total}} &= Q_{\text{prod}} + Q_{\text{wadah}} + Q_{\text{pipa}} + Q_{\text{pompa}} \\ &= 208 \text{ W} + 39,24 \text{ W} + 2,07 \text{ W} + 125 \text{ W} = 374,31 \text{ W} \end{aligned}$$

Berdasarkan buku referensi Principles of Refrigeration (Roy J Dossat) second Edition, untuk menghitung beban total dari mesin pendingin harus diberikan Safety factor 10%, dengan demikian dapat dihitung yaitu :

$$10/100 \times 374,31 = 37,43 \text{ W}$$

Berban kalor total yang harus diserap oleh mini chiler pada penelitian kali ini adalah :

$$\begin{aligned} Q &= Q_{\text{tot}} + 10\% \\ &= 374,31 + 37,43 \\ &= 411,74 \text{ W} \end{aligned}$$

Dengan demikian dapat kita simpulkan bahwa beban kalor yang harus di serap oleh evaporator dengan chilling time yang dipakai adalah 3 jam dan running time adalah 21 jam sbb :

$$Q_{\text{evaporator}} = 411,74 \times (24 / 21) = 470 \text{ W}$$

3.2 Pemilihan Komponen Mini Chiller

Setelah diketahui beban kalor total yang harus ditanggulangi oleh evaporator maka selanjutnya dapat dipilih komponen dalam pembuatan miniatur water chiller, diantaranya pemilihan refrigerant compressor, evaporator, ekspansi valve dan condenser.

$$\text{Total beban} = 470 \text{ W}$$

$$\text{Temperatur Awal Air} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Evaporator Temperatur} = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Refrigerant} = \text{R-134a}$$

$$\text{Ambient Temperature} = 30^{\circ}\text{C}$$

Dari katalog didapatkan kompressor dengan merk dagang Panasonic spesifikasi sebagai berikut :

Universitas Indonesia

Tabel 3.5. Pemilihan Komponen Compressor Water Chiller

Merk	Panasonic
Expansion Device	Capillary tube
Cooling Capacity	560 Watt
Dispalcement	8,85
Voltage	220V-240 V
Max Current	3,6 A

Setelah diketahui kapasitas *comprosor refrigerant* yang dibutuhkan maka secara mudah dapat memilih kapasitas evaporator yang dibutuhkan dengan cara melihat catalog dari manufacture evaporator, pemilihan evaporator berdasarkan kapasitas kompresor tersebut.

Tabel 3.6. Pemilihan Komponen Evaporator (K Handoko, 1981)

Jenis	Pipa Polos (Bare Tube)
Panjang	12,3 m
Dimeter Pipa masuk	0,095 m
Diamter Pipa Keluar	0,095 m

Setelah dipilih komponen evaporator selanjutnya memilih alat ekspansi, Alat ekspansi yang digunakan pada penelitian kali ini adalah pipa kapiler dengan spesifikasi diamter 0,062 inch, panjang 0,9 meter. Dasar pemilihan alat ekspansi diperhitungkan dari tabel capillary tube yang di hubungkan dengan rancangan temperature evaporator dengan kapasitas kompresor 1 HP.

Setelah dilakukan pemilihan alat ekspansi, penelitian ini dilanjutkan dengan memilih refrigerant atau Freon, pertimbangannya adalah mudah didapatkan dipasaran dan mempunyai efek lingkungan yang ramah, karena isu

yang paling utama dalam sistem pendingin adalah efek rumah kaca yang ditimbulkan, dari hasil penelusuran kami dipasaran maka didapatkan type refrigerant yang paling ramah lingkungan yaitu R-134a.

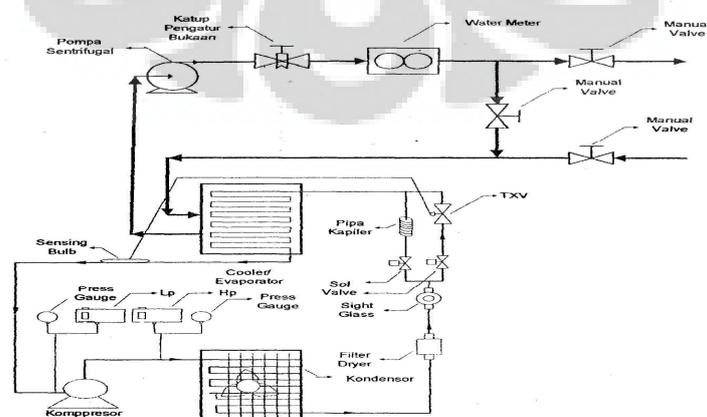
Tabel 3.7 Pemilihan Komponen Pompa untuk Distribusi Air

Merk	Airlux
Type	Aqua
Power output	125 W
Total Head	24 m
Capacity	42 ltr/min
RPM	2850

3.3 Tahap Perangkaian Miniatur Water Chiller

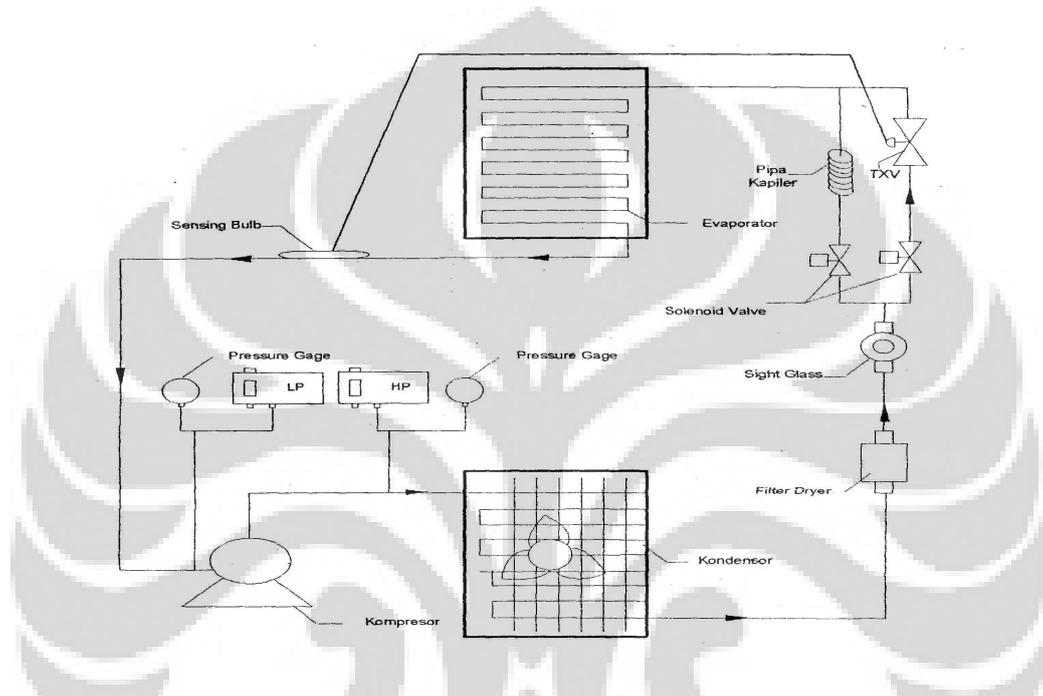
Setelah dilakukan perhitungan maka akan disiapkan berbagai macam komponen yang diperlukan oleh sistem mesin pendingin seperti unit compressor, condenser, evaporator, expansion valve/kapiler tube, pipa tembaga, refrigeran, peralatan las, tahap perakitan dan pengetesan. Rangkaian dan prinsip kerja water chiller akan dibagi dalam 3 tahap yaitu :

1. Diagram pemipaan dan prinsip kerja mini chiller
2. Diagram Kelistrikan
3. Prinsip pendistribusian air dingin



Gambar 3.1. Rangkaian Sistem Mini Chiller (K Handoko, 1981)

3.4. Prinsip Kerja Sistem Mini Chiller

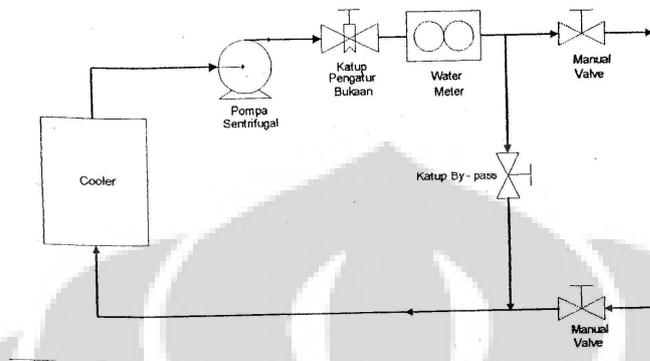


Gambar 3.2. Diagram Pemipaan Mini Chiller (K Handoko, 1981)

Pada saat compressor dioperasikan, maka compressor akan mengkompresi refrigerant yang berfasa uap, sehingga refrigerant akan mengalami kenaikan tekanan dan temperature. Selanjutnya refrigerant mengalir menuju condenser, setelah melewati condenser refrigerant berubah fasa menjadi fasa cair karena terjadi pelepasan kalor ke lingkungan, kemudian refrigerant akan melewati *filter dryer* dan *sight glass*.

Selanjutnya refrigerant melewati alat ekspansi akan mengalami penurunan tekanan, sehingga temperaturnya turun dan kemudian melewati evaporator. Refrigerant di dalam evaporator akan menyerap kalor dari air sehingga temperature air menjadi turun (dingin) karena kalor air tersebut diserap oleh refrigerant di evaporator

3.6 Prinsip Kerja Sistem Pendistribusian Air Dingin



Gambar 3.4 Diagram Pemipaan air mini chiller (K Handoko, 1981)

Pompa yang digunakan pada mini chiller ini mempunyai dua fungsi yaitu :

1. Mendistribusikan air pada saat proses pendinginan
2. Mendistribusikan air yang telah mencapai 5°C menuju beban

Pada saat proses pendinginan air, air disirkulasikan oleh pompa dengan mensirkulasikan air yang berada didalam *cooler* menuju *cooler* kembali dengan cara menutup katup bukaan untuk beban dan membuka katup *by-pass*.

Air dengan temperature rendah kemudian disirkulasikan oleh pompa ke beban seperti CT Scan, LINAC, PET-Scan, dengan cara menutup *by-pass* katup dan membuka katup bukaan untuk beban sehingga air bersirkulasi menuju sumber kalor yang akan diserap.

BAB 4

HASIL EKSPERIMEN DAN PEMBAHASAN

Setelah melakukan perancangan dan pembuatan miniature water chiller, selanjutnya dilakukan serangkaian uji coba terhadap alat. Pengujian ini mencakup pengambilan data temperatur yang keluar dari evaporator, temperatur air, tekanan suction dan discharge serta performansi sistem berdasarkan waktu. Data pengujian yang diperoleh merupakan data hasil dari uji coba pengaturan bukaan katup terhadap performansi sistem. Ada dua metode pengambilan data yaitu pada kondisi air pada water chiller tidak disirkulasikan atau bukaan katup 0% dan pengambilan data dengan metode air tersirkulasikan dengan pompa atau bukaan katup 100%.

4.1 Pengambilan Data

Setelah proses pengambilan data temperature air, tekanan discharge dan suction, temperature ekspansi, COP actual dan Carnot serta efisiensi dari sistem, maka akan diplot semua data yang didapat pada grafik terhadap waktu. Pengambilan data temperatur air pada penelitian ini dimaksudkan untuk mengetahui hasil dari performansi water chiller yang akan menjadi parameter akhir dari penelitian ini. Temperatur awal air adalah 25°C setelah didinginkan oleh evaporator pada water chiller maka temperatur menjadi turun pada temperature 5° C pada periode waktu tertentu.

Data tekanan discharge dan suction diperlukan untuk mengetahui kinerja sistem pendingin yang berhubungan dengan kinerja refrigerant yang bersirkulasi didalam siklus tersebut. Tekanan suction dan discharge tergantung dari jenis refrigerant yang dipakai, pada penelitian kali ini refrigerant yang digunakan adalah R-134a, tekanan discharge rata-rata didapatkan 8,6 Bar gauge dan tekanan suction rata rata adalah 1,74 Bar gauge. Data temperatur pada ekspansi dan suction diperlukan untuk menganalisa kinerja sistem berdasarkan siklus refrigerant yang tergantung didalamnya. Data data yang didapatkan disajikan dalam tabel 4.1 dan tabel 4.2 dibawah ini.

Tabel 4.1. Data Miniatur Water Chiller dengan Buka-an Katup 0%

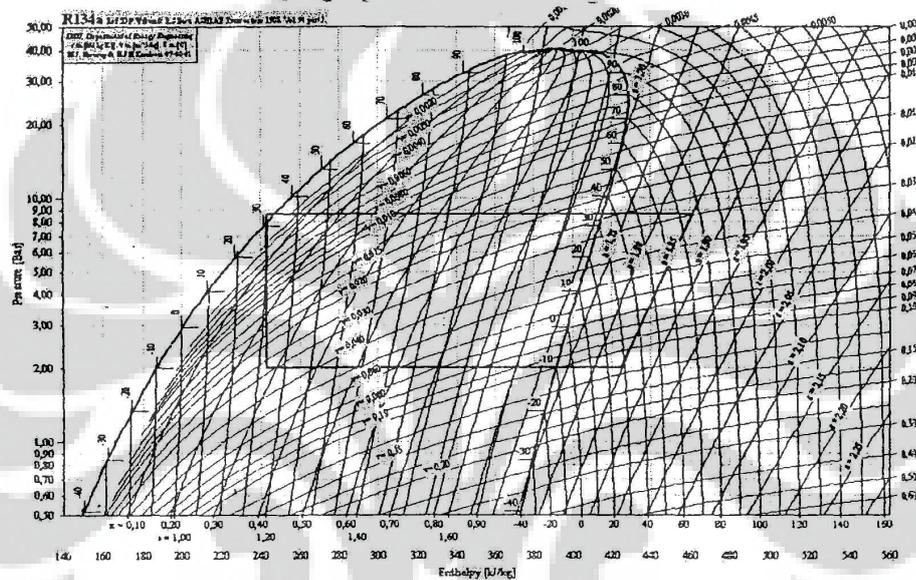
Menit	Temp air (°C)	Tekanan (Bar Gauge)		Temperature (°C)		COP		Efisiensi
		Suction	Discharge	In Ekspansi	Suction	Actual	Carnot	
1	25	0.4	6.5	29.1	26.8	4.37	5.31	82.38
5	25	1	7.6	31.3	28.2	4.97	5.98	83.12
10	24	1.2	8	32.5	29.5	5.09	6.15	82.85
15	23.2	1.3	8.3	33.5	29.4	5.1	6.17	82.7
20	22.3	1.6	8.6	33.5	29	5.49	6.56	83.73
25	21.5	1.6	8.6	33.6	29.5	5.45	6.56	83.12
30	20.2	1.6	8.6	33.8	29.4	5.43	6.56	82.83
35	19.3	1.6	8.6	34.2	28.9	5.4	6.56	82.83
40	18.3	1.6	8.6	33.7	28.8	5.41	6.56	82.38
45	17.4	1.6	8.6	34.2	28.2	5.37	6.56	82.51
50	16.5	1.6	8.6	33.7	27.4	5.29	6.56	81.91
55	15.5	1.6	8.6	34.2	26.9	5.36	6.56	80.68
60	15.9	1.6	8.6	34.6	26.2	5.36	6.56	81.66
65	14.8	1.6	8.6	34	25.5	5.32	6.56	81.8
70	13.9	1.6	8.6	33.7	25.5	5.33	6.56	81.77
75	12.8	1.6	8.6	33.4	24.6	5.12	6.56	81.14
80	11.6	1.5	8.6	34.1	24.2	5.11	6.37	81.29
85	10.6	1.4	8.3	33.6	23.4	5.15	6.35	80.4
90	10	1.5	8.3	33.5	22.8	5.1	6.37	80.54
95	9.6	1.4	8.3	33.2	22.6	4.92	6.36	80.85
100	9	1.3	8.3	33.2	22.6	4.92	6.17	80.19
105	8.6	1.3	8.3	33.2	22.2	4.93	6.17	79.69
110	8.3	1.3	8.3	32.8	21.9	4.93	6.17	79.83
115	8	1.3	8.3	32.7	21.7	4.92	6.17	79.83
120	7.8	1.3	8.3	32.4	21.7	4.93	6.17	79.83
125	7.6	1.3	8.3	32.4	21.7	4.93	6.17	79.69
130	7.3	1.3	8.3	32.4	21.7	4.92	6.36	79.77
135	6.8	1.3	8.3	32.4	21.7	4.91	6.35	79.78
140	5.8	1.3	8.3	32.4	21.7	4.92	6.34	79.8
145	5.6	1.3	8.3	32.4	21.7	4.91	6.35	79.8

Tabel 4.2. Data Miniatur Water Chiller dengan Buka-an Katup 100%

Menit	Temp air (°C)	Tekanan (Bar g)		Temperature (°C)		COP		Efisiensi
		Suction	Discharge	In Ekspansi	Suction	Actual	Carnot	
1	23	1.1	7.8	30.3	28.3	5.08	6.06	83.85
5	23	1.4	8.3	33	30.7	5.23	6.36	82.31
10	22.5	1.7	8.5	34	32	5.62	6.82	82.46
15	22.1	1.8	8.7	33.8	32.5	5.71	6.88	82.98
20	21.3	1.9	9	34.3	32	5.68	6.88	82.58
25	20.5	2.1	9.2	33.3	26.4	6.11	7.12	85.8
30	20.2	1.8	9	34.4	26.5	6.18	6.69	92.34
35	19.6	1.9	9	34.7	25.5	5.69	6.88	82.73
40	18.5	2.1	9.1	34.1	25	6.01	7.19	83.48
45	17.5	2.1	9	33	24.3	6.95	7.26	95.71
50	16.2	2	9.2	34	23.3	5.87	7.07	83
55	15.5	1.9	9	35.2	23.3	6.51	6.75	96.46
60	15	1.9	9	34.4	22.6	5.65	6.88	82.1
65	14.4	1.9	9	33.7	22	5.66	6.88	82.32
70	13.5	1.9	9	34	22	5.65	6.88	82.22
75	13	1.9	9	33.3	22	5.67	6.69	82.4
80	12.3	1.9	9	33.7	22	5.64	6.63	81.96
85	11.7	1.8	8.8	33.4	22	5.45	6.69	81.41
90	11.1	1.7	8.7	33.6	21.5	5.42	6.62	81.75
95	10.3	1.7	8.5	32.3	21.7	5.46	6.96	81.59
100	9.6	1.6	8	31.6	20.7	5.42	6.96	81.87
105	8.9	1.6	8	31.2	20.6	5.67	6.75	81.51
110	8.2	1.5	8	30.6	18.9	5.73	6.76	82.3
115	7.3	1.5	8	28.7	18.9	5.61	6.76	83.18
120	6.5	1.5	8.5	28.4	18.1	5.64	6.75	83.18
125	5.9	1.6	8.3	28.4	18.9	5.63	6.75	83.62
130	5.4	1.5	8.5	28	18.1	5.64	6.76	83.18
135	5.1	1.7	8.3	28	18.9	5.64	6.76	83.62
140	5	1.6	8.7	28.6	18	5.63	6.76	83.62
145	5	1.7	8.6	28.4	18	5.64	6.62	83.18

4.2 Pengolahan Data

Pada penelitian ini data yang diperoleh kemudian diolah untuk mendapatkan nilai performansi sistem refrigerasi. Tahapan pengolahan data adalah dengan melakukan perhitungan dengan menggunakan diagram *Mollier* (J Roy Dossat, 1984) sebagai contoh pada pengujian katup 0% pada menit ke 5 sebagai berikut :



Gambar 4.1. Siklus refrigerasi pengujian mesin pendingin menit ke 5

Dari Gambar 4.1 dapat nilai enthalpy yang dapat digunakan untuk menghitung efek refrigerasi dan kerja kompresi (Roy J Dossat) diperoleh :

$$\begin{aligned}
 h_1 &= 425.11 \text{ k J/kg} \\
 h_2 &= 461.07 \text{ k J/kg} \\
 h_3 &= h_4 = 243.34 \text{ k J/kg} \\
 T_k &= 33,9^\circ \text{ C} \\
 T_e &= 10,09^\circ \text{ C}
 \end{aligned}$$

Sehingga dapat dihitung (J Roy Dossat, 1984) :

$$\begin{aligned}
 \text{Efek Refrigerasi} &= h_1 - h_4 = 176,37 \text{ k J/kg} \\
 \text{Kerja Kompresi} &= h_2 - h_1 = 34,64 \text{ k J/kg}
 \end{aligned}$$

Dengan menggunakan persamaan 2.19 dan 2.20 pada bab II, Hasil ini memberikan COP_{actual} dan COP_{carnot} :

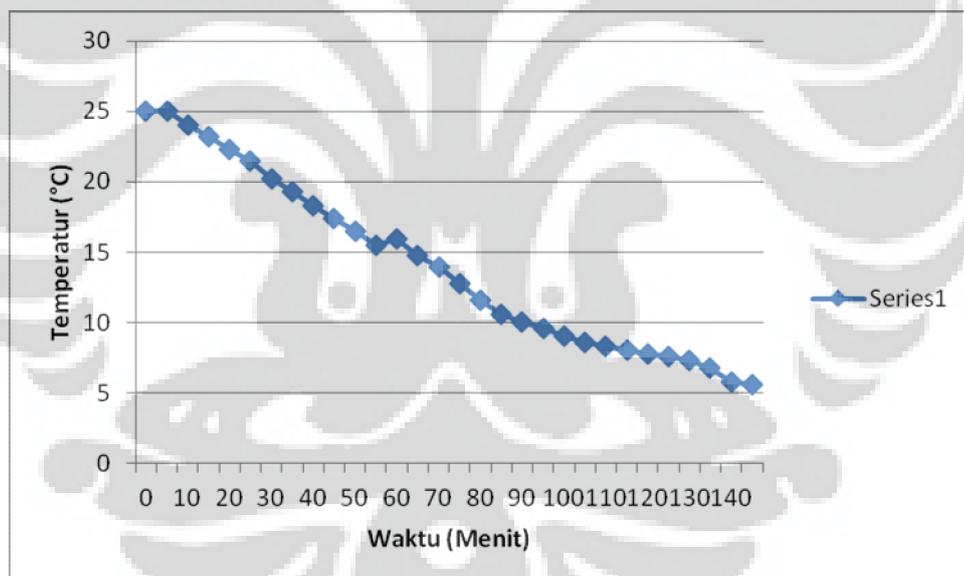
$$COP_{act} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = 5,09$$

$$COP_{car} = \frac{T_e}{T_k - T_e} = 6,15$$

$$\text{Efisiensi } (\eta) = COP_{actual} / COP_{carnot} \times 100\% = 82.85 \%$$

Dengan melakukan perhitungan yang sama maka didapatkan hasil perhitungan yang ditampilkan pada tabel 4-1 dan 4-2.

4.2.1 Analisa Temperatur Air

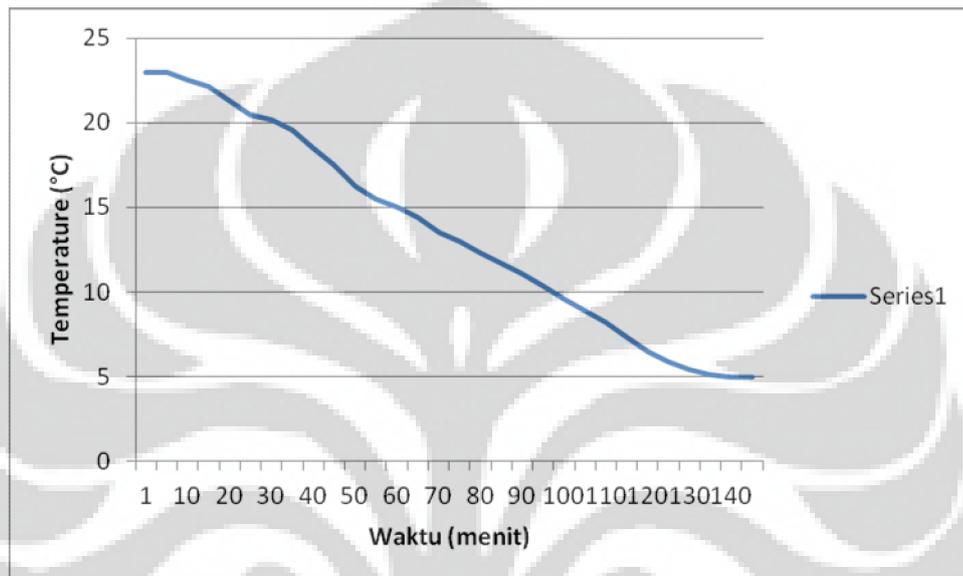


Gambar 4.2. Grafik Temperatur terhadap waktu pada bukaan katup 0%

Dari grafik 4.1 dan Tabel 4.1 diatas dapat dilihat bahwa penurunan temperatur air dari 25°C menjadi 5°C membutuhkan waktu 140 menit, temperatur air mengalami penurunan yang cukup cepat dari menit ke-10 sampai menit ke 80 yaitu turun sampai 15°, hal ini disebabkan air pada kondisi tidak mengalir sehingga kalor dari air mudah diserap oleh evaporator karena semakin lama air kontak dengan

evaporator akan lebih sempurna, kebutuhan air dingin pada aplikasi medis misalnya untuk pesawat LINAC, CT Scan temepartur rata-rata yang dibutuhkan adalah 20-23°C, air ini sangat cukup untuk mempertahankan peralatan medis untuk beroperasi dengan baik.

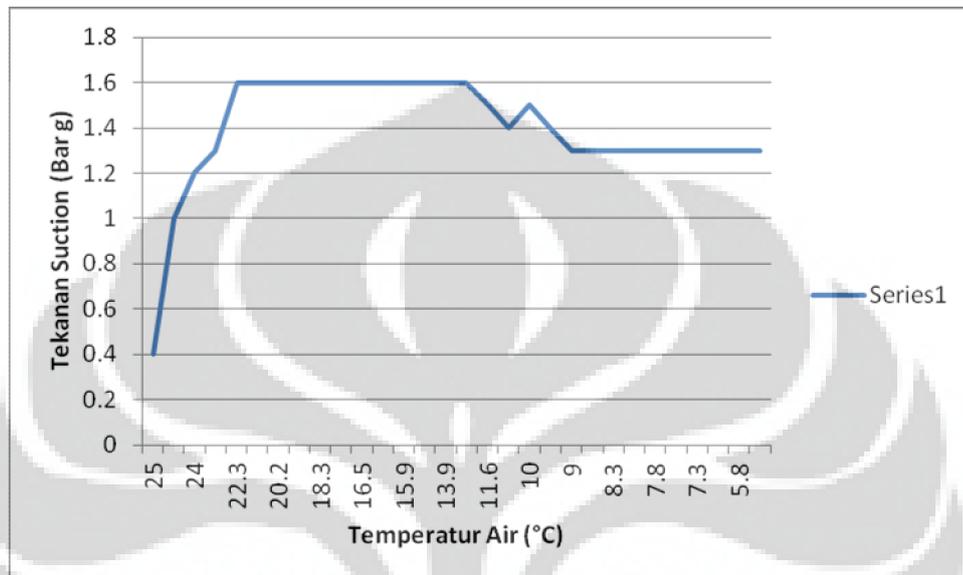
Penyerapan kalor dievaporator akan lebih sempurna akibat air semakin lama kontak evaporator, efisiensi sistem ini rata-rata 80,56%.



Gambar 4.3. Grafik Temperatur terhadap waktu pada bukaan katup 100%

Setelah dilakukan pengujian pada bukaan katup 100% selanjutnya diplot pada Grafik diatas, dapat dilihat bahwa penurunan temperatur air dari 25°C menjadi 5° C membutuhkan waktu 130 menit dengan debit yang lebih besar, demikian juga jika dibandingkan dengan bukaan katup 0% efisisnesi sistem ini lebih besar yaitu 84,06%, jika dianalisa fenomena ini terjadi karena dengan mengalirnya fluida air pada sistem mengakibatkan penyerapan kalor oleh evaporator lebih sempurna karena jumlah debit yang masuk ke cooler akan membuat temperature air lebih merata didalam cooler.

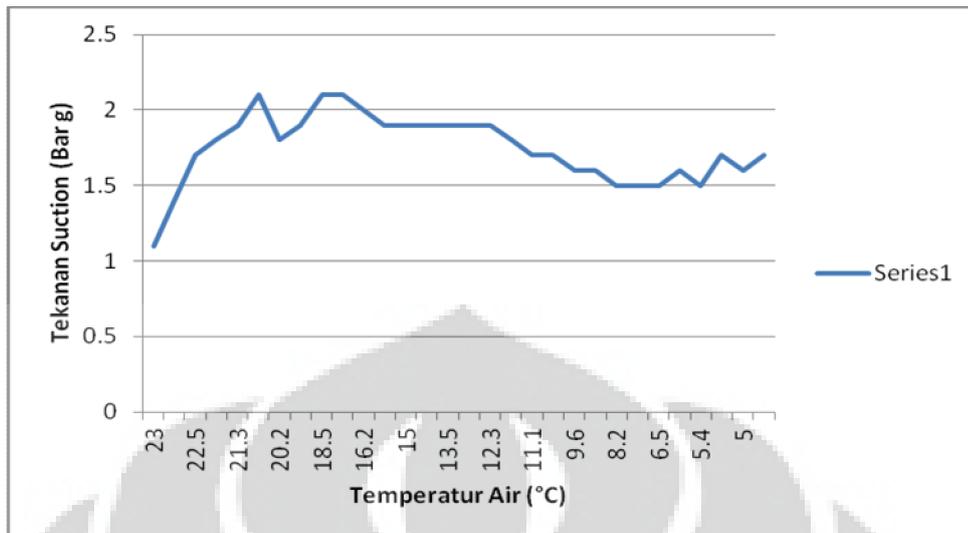
4.2.2 Analisa Tekanan dan Temperatur Air



Gambar 4.4. Grafik Tekanan Suction terhadap Temperatur Air pada katup 0%

Pada grafik 4.3 adalah pengaruh tekanan tekanan suction terhadap temperature air pada miniature water chiller dengan bukaan katup 0%, nilai tekanan suction rata rata adalah 1.39 Bar g untuk tekanan kerja refrigerant R-134a. Dari grafik tersebut terlihat temperatur air mengalami penurunan dan hampir stabil pada 5°C yaitu pada tekanan 1.3 Bar g, hal ini menunjukkan tekanan kerja rata-rata merupakan tekanan kerja ideal yang diperlukan pada miniature water chiler ini.

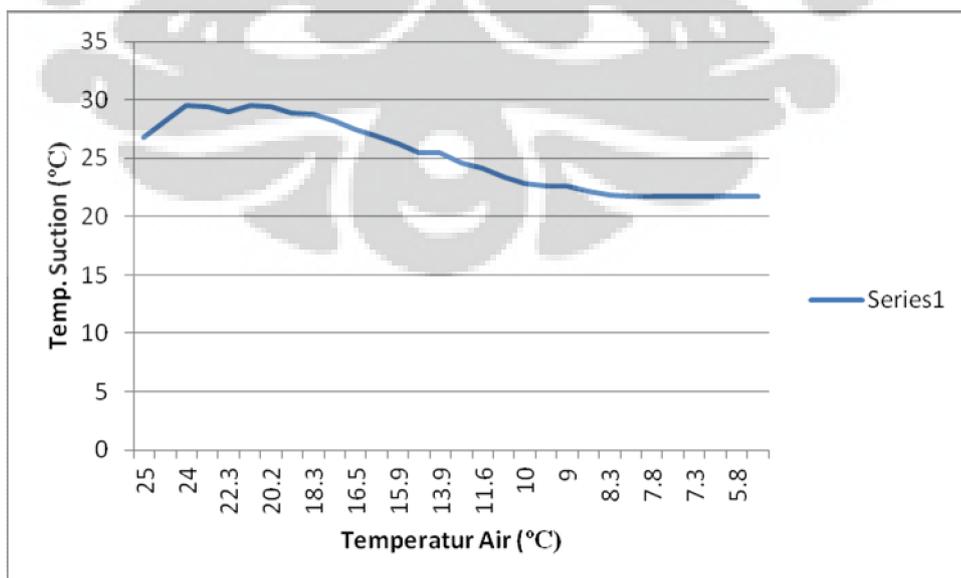
Pada saat water chiller mulai beroperasi tekanan suction mulai 0,4 Bar g, namun setelah beroperasi dalam waktu 140 menit tekanan muali naik sampai dengan 1,6 Bar g dan mulai turun dan stabil pada tekanan 1.3 Bar, dalam hal ini dapat disimpulkan bahwa tekanan suction sangat mempengaruhi pencapaian temperatur air, data ini akan dibandingkan dengan method pengukuran saat air disirkulasikan atau bukaan katup 100%.



Gambar 4.5. Grafik Tekanan Suction terhadap Temperatur Air pada katup 100%

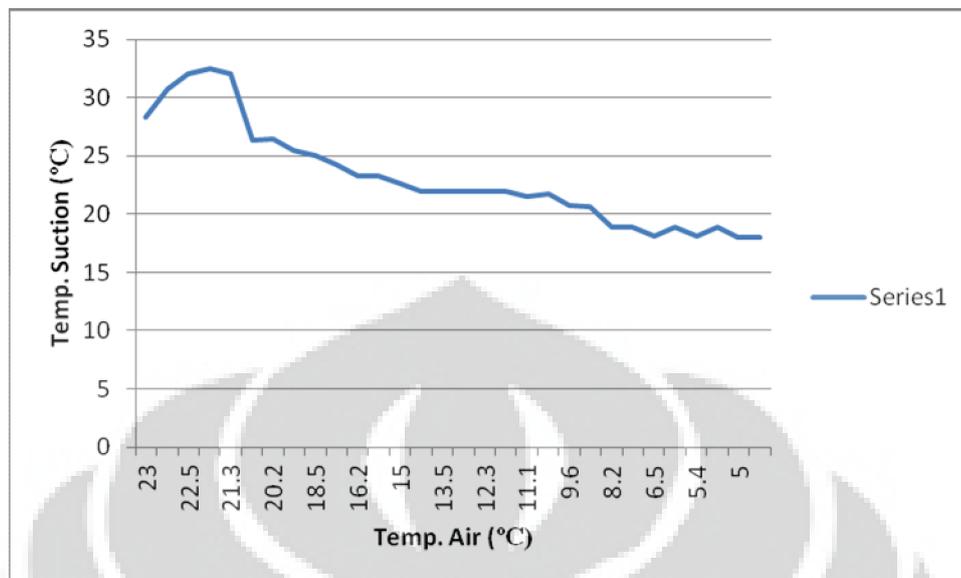
Pada grafik 4-3 yaitu pengaruh tekanan suction terhadap temperatur dengan air disirkulasikan dengan pompa, dari grafik dapat dilihat nilai rata-rata adalah 1,74 bar dan menunjukkan pencapaian temperatur 5 °C, jika dibandingkan dengan grafik 4-2 tekanan rata-rata adalah 1,3 sedangkan dengan air disirkulasikan membutuhkan tekanan 1,74 bar atau lebih besar, hal ini disebabkan adanya beban kalor tambahan dari pompa dan sirkulasi air.

4.2.3 Analisa Temperatur Suction Terhadap Air



Universitas Indonesia

Gambar 4.6. Grafik Temperatur Suction dan Temperatur Air Tanpa Sirkulasi



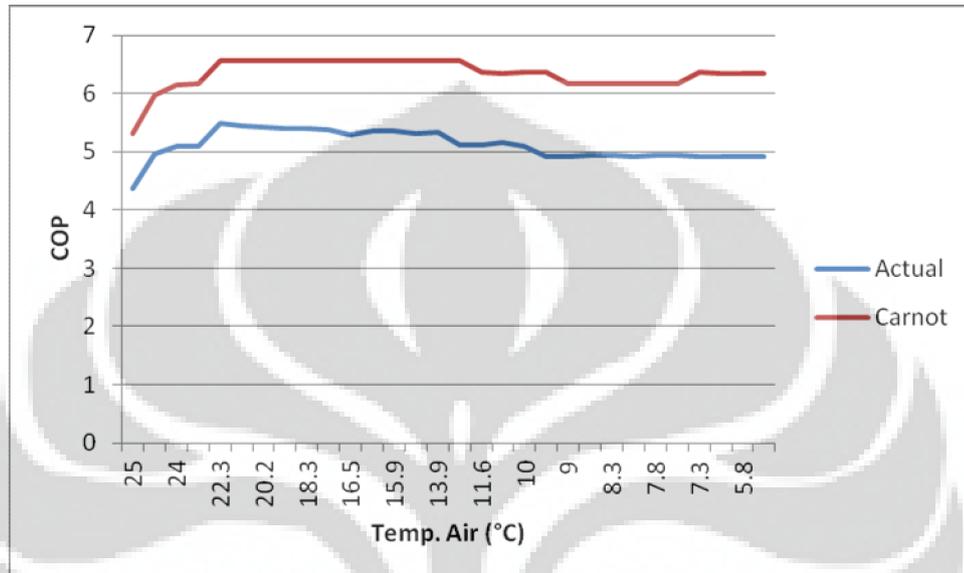
Gambar 4.7. Grafik Temperatur Suction dan Temperatur Air

Mengukur temperatur suction bermaksud untuk mengetahui pengaruh penurunan temperatur di area suction terhadap penurunan temperatur air, semakin rendah temperatur suction maka temperatur air semakin rendah, hal ini sebanding pula dengan penurunan tekanan disuction, hal ini membuktikan bahwa jika tekanan turun maka sebanding dengan penurunan temperatur hal ini sangat tepat dengan hukum persamaan gas ideal. Saat mulai beroperasi temperatur suction bernilai 26°C kemudian mengalami penurunan sampai dengan temperatur 21°C, pada kondisi ini temperatur air mencapai 5°C.

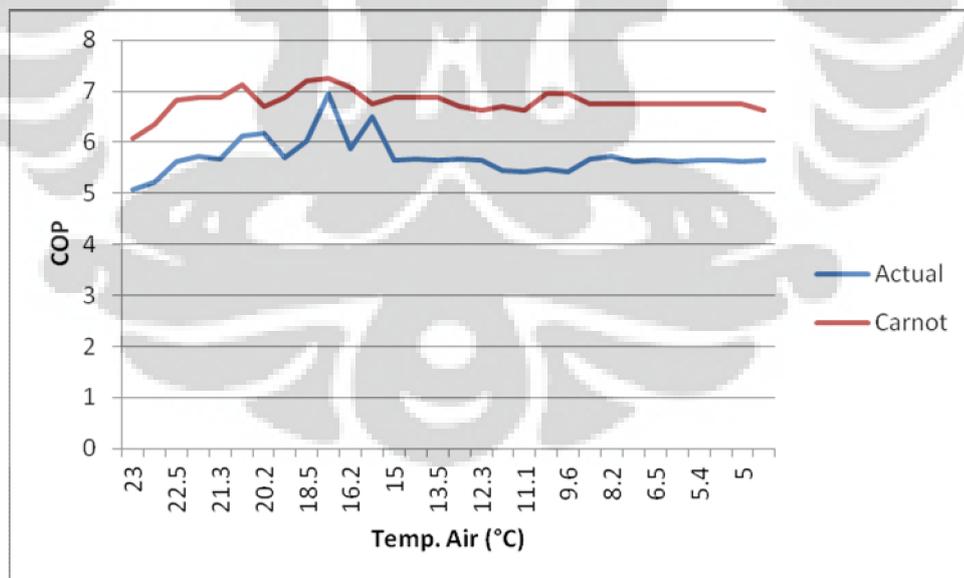
Demikian juga pada kondisi bukaan katup 100% atau pada kondisi air disirkulasikan dengan pompa, penurunan temperatur suction sebanding dengan penurunan temperatur air, temperatur suction lebih rendah jika dibandingkan tanpa sirkulasi untuk pencapaian temperatur air 5°C, hal ini disebabkan adanya sirkulasi fluida pada sistem yang menyebabkan perpindahan kalor lebih menyebar dan lebih baik. Pemanfaatan air dingin dengan metode pengujian pendistribusian air seperti ini dapat digunakan pada aplikasi medis, berdasarkan hasil penelusuran kami, kebutuhan rata-rata temperatur air pada peralatan medis seperti CT Scan, PET, LINAC adalah 20-23°C^[1]. Pada penelitian kali ini penulis telah menguji

temperatur mini chiller sampai dengan 5 ° C, jika dilihat sudah melampaui kebutuhan pada aplikasi peralatan medis.

4.2.4 Analisa COP dan Temperatur Air



Gambar 4.8. Grafik COP dan Temperatur pada sirkulasi 0%



Gambar 4.9. Grafik COP dan Temperatur pada sirkulasi 100%

Bila kita lihat koefisien performansi dari miniatur chiller ini didapatkan nilai rata-rata yaitu 6,34 untuk COP_{carnot} dan 5,11 untuk COP_{actual} , maka dapat disimpulkan bahwa COP_{actual} lebih rendah dibandingkan dengan COP_{carnot} , seperti telah ditulis pada bab II bahwa Kondisi yang akan dicapai oleh sistem refrigerasi kompresi uap ideal adalah jumlah energi yang masuk sama dengan energi yang diperlukan untuk melakukan kerja ditentukan oleh $COP = 1$. Kenyataannya efek refrigerasi selalu lebih besar dari pada kerja kompresi yang mengakibatkan $COP > 1$. Dengan kata lain kondisi ideal siklus Carnot tidak tercapai, pada penelitian kali ini terbukti bahwa tidak mencapai COP ideal dan bernilai lebih besar dari 1.

Demikian juga COP pada saat air disirkulasikan atau bukaan katup 100% didapatkan nilai rata-rata lebih besar yaitu COP_{carnot} 6,7 dan COP_{actual} 7,4 dengan pencapaian temperature yang sama yaitu $5^{\circ}C$. COP_{actual} relative stabil dengan COP_{carnot} hanya pada menit ke 45 dan menit ke 55 dimana COP_{carnot} mengalami penurunan sedangkan COP_{actual} mengalami, hal ini dikarenakan temperature di area suction cukup rendah dibandingkan menit sebelumnya.

Pada penelitian ini penulis mencoba menganalisa kebutuhan water chiller pada aplikasi Industry medis, seperti yang telah disebutkan sebelumnya yaitu kebutuhan rata-rata temperature $20-23^{\circ}C$, untuk menunjang kebutuhan pada peralatan medis terutama dalam hal perawatan kiranya dapat diaplikasikan analisa performansi chiller yang terpasang dengan melakukan monitor dan pengecekan temperature secara periodik dan menghitung performansi water chiller dengan menghitung COP_{actual} dan COP_{carnot} seperti metode diatas, hal ini akan membantu sistem perawatan dapat dilakukan dengan mendeteksi kerusakan lebih cepat dan sistem dapat beroperasi dengan baik serta memiliki jam operasi lebih panjang.

BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil-hasil yang dicapai dari analisis teoritis maupun hasil yang didapat dari pengambilan data maka dapat ditarik beberapa kesimpulan :

1. Perancangan dan pembuatan miniatur mesin pendingin ini mencapai temperature maksimum yaitu dari 25° C menjadi 5° C dan unit mini chiller ini dapat bekerja dengan baik.
2. Efisiensi sistem untuk setiap variasi kondisi debit air konstan / tidak mengalir dan kondisi air yang bersirkulasi didapatkan
 - a. 80,56% untuk kondisi air konstan
 - b. 84,06 % untuk kondisi air disirkulasikan dengan pompa
3. Debit air yang mengalir sangat mempengaruhi pencapaian temperatur rancangan air, pada percobaan kali ini didapatkan sbb :
 - a. 0 liter / menit dengan kondisi debit air konstan membutuhkan chilling time 190 menit
 - b. 30 liter / menit dengan kondisi air disirkulasikan dengan pompa membutuhkan chilling time 130 menit. Shingga dapat disimpulkan dengan sirkulasi pompa merupakan chilling time yang tepat.

5.2. Saran

Selain kesimpulan, juga akan diberikan beberapa saran untuk pengembangan dan inovasi selanjutnya dimasa yang akan datang. Dengan merujuk hasil percobaan penulis menyarankan beberapa hal berikut :

1. Saran penulis berkaitan dengan pembuatan miniatur mesin pendingin kali ini adalah untuk mengambil data lebih banyak lagi dengan variasi beban yang berhubungan dengan peralatan medis secara langsung.
2. Perlu penambahan sistem kontrol otomatis untuk sistem pendingin agar

mudah memonitor dan mempertahankan kondisi tempartir desian sesuai dengan yang diharapkn dan berjalan secara konstant, mengingat peralatan medis pada rumah sakit sangat memerlukan akurasi yang lebih tinggi.

3. Perlu pembuatan mesin pendingin yang dengan pemasangan inverter pada motor pengatur kecepatan pompa.



DAFTAR ACUAN

- [1] Dossat Roy J, **Principle's Of Refrigeration**, Third Edition, Prentice Hall, Engle Wood Chiffs, New Jersey, 1984.
- [2] Holman JP, Jasjfi E Msc, **Perpindahan Kalor**, edisi keenam, Erlangga, Jakarta, 1988.
- [3] Carrier Air Conditioning Company, **Hand book Of Air Conditioning Syste Design**, Mc Graw Hill Book Company, New York, 1965.
- [4] Handoko K, **Teknik Lemari Es**, cetakan kedua, Ikhtiar Baru, Jakarta, 1981.
- [5] Incropera Frank P and David P De Witt, **Fundamentals Of Heat Transfers**, John Willey and Sons, New York, 1990.
- [6] Kreith Frank, Priyono Arko Msc, **Prinsip-prinsip Perpindahan Panas**, edisiketiga, Erlangga, Jakarta, 1991.
- [7] Stoecker F Wilbert, Jones Winda Jerold, Hara S, **Refrigerasi dan pengkondisian Udara**, cetakan kedua, Erlangga, Jakarta, 1989.
- [8] Ozisik M.N, 1981, **Heat Transfer A Basic Approach**



TABLE 10-1 Thermal Conductivity of Materials Used in Cold Storage Walls

Material	Description	Thermal Conductivity (k) W/m K	Thermal Conductance (C) W/m ² K
Masonry	Brick, common	0.72	
	Brick, face	1.30	
	Concrete, mortar or plaster	0.72	
	Concrete, sand aggregate	1.73	
	Concrete block		
	Sand aggregate 100 mm		7.95
	Sand aggregate 200 mm		5.11
	Sand aggregate 300 mm		4.43
	Cinder aggregate 100 mm		5.11
	Cinder aggregate 200 mm		3.29
	Cinder aggregate 300 mm		3.01
	Gypsum plaster 13 mm		17.72
	Tile, hollow clay 100 mm		5.11
Tile, hollow clay 150 mm		3.75	
Tile, hollow clay 200 mm		3.07	
Woods	Maple, oak, similar hardwoods	0.16	
	Fir, pine, similar softwoods	0.12	
	Plywood 13 mm		9.09
	Plywood 19 mm		6.08
Roofing	Asphalt roll roofing		36.91
	Built-up roofing 9 mm		17.03
Insulating materials	Blanket or batt, mineral or glass fiber	0.039	
	Board or slab		
	Cellular glass	0.058	
	Corkboard	0.043	
	Glass fiber	0.036	
	Expanded polystyrene (smooth)	0.029	
	Expanded polystyrene (cut cell)	0.036	
	Expanded polyurethane	0.025	
	Loose fill		
	Milled paper or wood pulp	0.039	
	Sawdust or shavings	0.065	
Mineral wool (rock, glass, slag)	0.039		
Redwood bark	0.037		
Wood fiber (soft woods)	0.043		
Surface conductance (convection coefficient)	Still air		9.37
	Moving air (3.35 m/s or 12 km/h)		22.70
	Moving air (6.7 m/s or 24 km/h)		34.10
Glass	Single pane		6.42
	Two pane		2.61
	Three pane		1.65
	Four pane		1.19

Adapted from *ASHRAE Data Book*, Fundamentals Volume, 1972 Edition, by permission of the American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers.

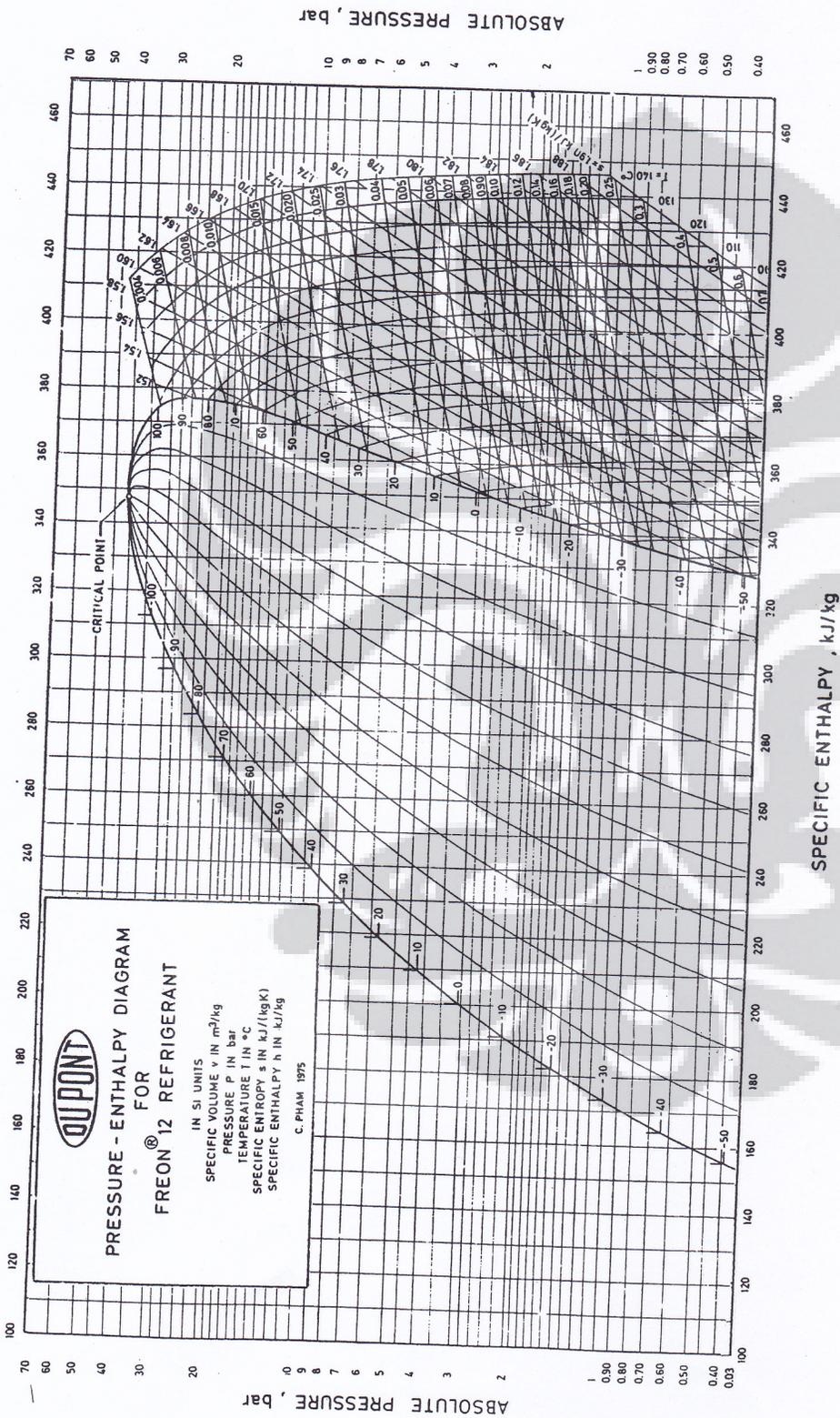


Fig. 7-1 Pressure-enthalpy diagram for Refrigerant-12.

TABLE 5-1 WATER Properties of Liquid and Saturated Vapor

Temp. °C	Saturation pressure 10 ⁵ Pa (bar)	Specific Volume m ³ /kg		Enthalpy kJ/kg		Entropy kJ/(kg·K)	
		liquid	vapor	liquid	vapor	liquid	vapor
0	0.006108	0.0010002	206.3	0.04	2501.6	0.0002	9.1577
2	0.007055	0.0010001	179.9	8.39	2505.2	0.0306	9.1047
4	0.008129	0.0010000	157.3	16.80	2508.9	0.0611	9.0526
6	0.009345	0.0010000	137.8	25.21	2512.6	0.0913	9.0015
8	0.010720	0.0010001	121.0	33.60	2516.2	0.1213	8.9513
10	0.012270	0.0010003	106.4	41.99	2519.9	0.1510	8.9020
12	0.014014	0.0010004	93.84	50.38	2523.6	0.1805	8.8536
14	0.015973	0.0010007	82.90	58.75	2527.2	0.2098	8.8060
16	0.018168	0.0010010	73.38	67.13	2530.9	0.2388	8.7593
18	0.02062	0.0010013	65.09	75.50	2534.5	0.2677	8.7135
20	0.02337	0.0010017	57.84	83.86	2538.2	0.2963	8.6684
22	0.02642	0.0010022	51.49	92.23	2541.8	0.3247	8.6241
24	0.02982	0.0010026	45.93	100.59	2545.5	0.3530	8.5806
26	0.03360	0.0010032	41.03	108.95	2549.1	0.3810	8.5379
28	0.03778	0.0010037	36.73	117.31	2552.7	0.4088	8.4959
30	0.04241	0.0010043	32.93	125.66	2556.4	0.4365	8.4546
32	0.04753	0.0010049	29.57	134.02	2560.0	0.4640	8.4140
34	0.05318	0.0010056	26.60	142.38	2563.6	0.4913	8.3740
36	0.05940	0.0010063	23.97	150.74	2567.2	0.5184	8.3348
38	0.06624	0.0010070	21.63	159.09	2570.8	0.5453	8.2962
40	0.07375	0.0010078	19.55	167.45	2574.4	0.5721	8.2583
42	0.08198	0.0010086	17.69	175.81	2577.9	0.5987	8.2209
44	0.09100	0.0010094	16.04	184.17	2581.5	0.6252	8.1842
46	0.10086	0.0010103	14.56	192.53	2585.1	0.6514	8.1481
48	0.11162	0.0010112	13.23	200.89	2588.6	0.6776	8.1125
50	0.12335	0.0010121	12.05	209.26	2592.2	0.7035	8.0776
52	0.13613	0.0010131	10.98	217.62	2595.7	0.7293	8.0432
54	0.15002	0.0010140	10.02	225.98	2599.2	0.7550	8.0093
56	0.16511	0.0010150	9.159	234.35	2602.7	0.7804	7.9759
58	0.18147	0.0010161	8.381	242.72	2606.2	0.8058	7.9431
60	0.19920	0.0010171	7.679	251.09	2609.7	0.8310	7.9108
62	0.2184	0.0010182	7.044	259.46	2613.2	0.8560	7.8790
64	0.2391	0.0010193	6.469	267.84	2616.6	0.8809	7.8477
66	0.2615	0.0010205	5.948	276.21	2620.1	0.9057	7.8168
68	0.2856	0.0010217	5.475	284.59	2623.5	0.9303	7.7864
70	0.3116	0.0010228	5.046	292.97	2626.9	0.9548	7.7565
72	0.3396	0.0010241	4.656	301.35	2630.3	0.9792	7.7270
74	0.3696	0.0010253	4.300	309.74	2633.7	1.0034	7.6979
76	0.4019	0.0010266	3.976	318.13	2637.1	1.0275	7.6693
78	0.4365	0.0010279	3.680	326.52	2640.4	1.0514	7.6410
80	0.4736	0.0010292	3.409	334.92	2643.8	1.0753	7.6132
82	0.5133	0.0010305	3.162	343.31	2647.1	1.0990	7.5850
84	0.5557	0.0010319	2.935	351.71	2650.4	1.1225	7.5588

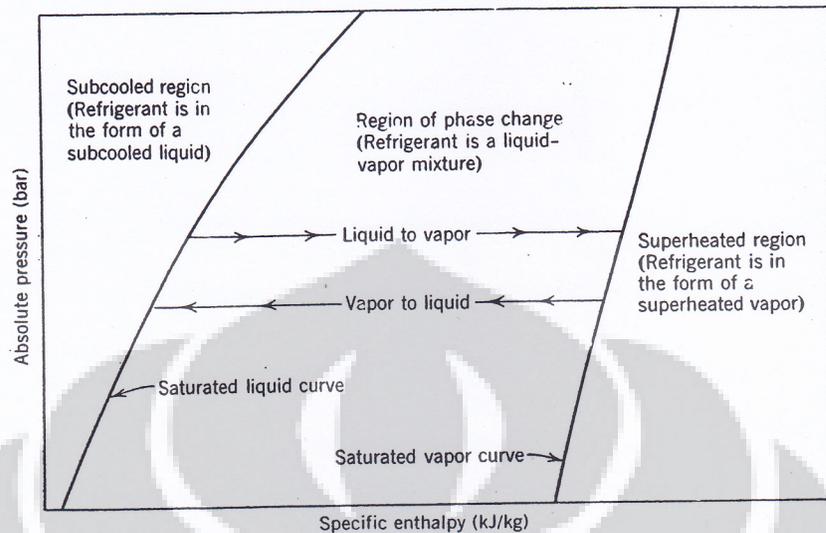


Fig. 7-2 Skeleton ph chart illustrating the three regions of the chart and the direction of phase changing.

saturated vapor lines is the mixture region and represents the change in phase of the refrigerant between the liquid and vapor phases. At any point between the two saturation lines the refrigerant is in the form of a liquid-vapor mixture. The distance between the two lines along any constant pressure line, as read on the enthalpy scale at the bottom of the chart, is the latent heat of vaporization of the refrigerant at that pressure. The saturated liquid and saturated vapor lines are not exactly parallel to each other because the latent heat of vaporization of the refrigerant varies with the pressure at which the change in phase occurs.

On the chart, the change in phase from the liquid to the vapor phase takes place progressively from left to right, whereas the change in phase from the vapor to the liquid phase occurs from right to left. Close to the saturated liquid line the liquid-vapor mixture is primarily liquid, whereas close to the saturated vapor line the liquid-vapor mixture is primarily vapor. The lines of constant quality (Fig. 7-3), extending from top to bottom through the center section of the chart and

approximately parallel to the saturated liquid and vapor lines, indicate the percentage of vapor in the mixture in increments of 10%. For example, at any point on the constant quality line closest to the saturated liquid line the quality of the liquid-vapor mixture is 10%, which means that 10% (by mass) of the mixture is vapor. Similarly, the indicated quality of the mixture at any point along the constant quality line closest to the saturated vapor line is 90% and the amount of vapor in the liquid-vapor mixture is 90%. At any point on the saturated liquid line the refrigerant is a saturated liquid and at any point along the saturated vapor line the refrigerant is a saturated vapor.

The horizontal lines extending across the chart are lines of constant pressure and the vertical lines are lines of constant enthalpy.

The lines of constant temperature in the subcooled region are almost vertical on the chart and parallel to the lines of constant enthalpy. In the center section, since the refrigerant changes state at a constant temperature and pressure, the lines of constant temperature are parallel to and coincide with

TABLE 16-2 Saturation Properties of Refrigerant 12 (SI Units)

TEMP. °C	PRES.	VOLUME m³/kg·10³		DENSITY kg/m³·10³		ENTHALPY kJ/kg			ENTROPY kJ/kg K		TEMP. °C
		LIQUID v _l	VAPOR v _g	LIQUID 1/v _l	VAPOR 1/v _g	LIQUID h _f	LATENT h _{fg}	VAPOR h _g	LIQUID s _f	VAPOR s _g	
-45	0.5044	0.65355	302.683	1.53010	0.00330	159.549	171.674	331.223	0.83901	1.59142	-45
-44	0.5298	0.65472	289.157	1.52736	0.00346	160.427	171.260	331.687	0.84285	1.59016	-44
-43	0.5562	0.65590	276.362	1.52462	0.00362	161.306	170.845	332.151	0.84667	1.58893	-43
-42	0.5836	0.65709	264.249	1.52186	0.00378	162.186	170.429	332.615	0.85047	1.58773	-42
-41	0.6121	0.65828	252.779	1.51910	0.00395	163.067	170.011	333.078	0.85427	1.58655	-41
-40	0.6417	0.65949	241.919	1.51633	0.00413	163.948	169.593	333.541	0.85805	1.58539	-40
-39	0.6724	0.66070	231.607	1.51355	0.00432	164.831	169.173	334.004	0.86181	1.58426	-39
-38	0.7043	0.66192	221.835	1.51076	0.00451	165.714	168.752	334.466	0.86557	1.58315	-38
-37	0.7373	0.66315	212.562	1.50796	0.00470	166.598	168.329	334.927	0.86931	1.58207	-37
-36	0.7714	0.66438	203.759	1.50515	0.00491	167.482	167.905	335.388	0.87304	1.58100	-36
-35	0.8071	0.66563	195.399	1.50233	0.00512	168.369	167.480	335.849	0.87676	1.57996	-35
-34	0.8438	0.66689	187.453	1.49951	0.00533	169.255	167.054	336.309	0.88046	1.57894	-34
-33	0.8819	0.66815	179.900	1.49667	0.00556	170.143	166.626	336.768	0.88415	1.57795	-33
-32	0.9211	0.66942	172.716	1.49382	0.00579	171.031	166.196	337.227	0.88783	1.57697	-32
-31	0.9620	0.67071	165.881	1.49097	0.00603	171.920	165.765	337.686	0.89150	1.57601	-31
-30	1.0041	0.67200	159.375	1.48810	0.00627	172.810	165.333	338.143	0.89516	1.57507	-30
-29	1.0477	0.67330	153.175	1.48522	0.00653	173.701	164.899	338.600	0.89880	1.57416	-29
-28	1.0927	0.67461	147.275	1.48234	0.00679	174.593	164.463	339.057	0.90244	1.57326	-28
-27	1.1392	0.67593	141.649	1.47944	0.00706	175.486	164.024	339.513	0.90606	1.57238	-27
-26	1.1872	0.67726	136.284	1.47653	0.00734	176.380	163.587	339.968	0.90967	1.57152	-26
-25	1.2368	0.67860	131.150	1.47361	0.00762	177.275	163.147	340.422	0.91327	1.57068	-25
-24	1.2880	0.67996	126.282	1.47068	0.00792	178.171	162.705	340.876	0.91686	1.56985	-24
-23	1.3408	0.68132	121.620	1.46774	0.00822	179.068	162.261	341.329	0.92043	1.56903	-23
-22	1.3953	0.68269	117.167	1.46477	0.00853	179.966	161.815	341.780	0.92400	1.56825	-22
-21	1.4514	0.68407	112.913	1.46177	0.00885	180.864	161.367	342.231	0.92756	1.56748	-21
-20	1.5093	0.68547	108.847	1.45876	0.00919	181.764	160.918	342.682	0.93110	1.56672	-20
-19	1.5690	0.68687	104.940	1.45572	0.00953	182.665	160.466	343.131	0.93464	1.56598	-19
-18	1.6304	0.68829	101.242	1.45268	0.00988	183.567	160.013	343.580	0.93816	1.56526	-18
-17	1.6937	0.68972	97.741	1.44962	0.01024	184.470	159.558	344.029	0.94168	1.56454	-17
-16	1.7589	0.69115	94.429	1.44655	0.01061	185.374	159.100	344.474	0.94518	1.56385	-16
-15	1.8260	0.69261	91.287	1.44347	0.01099	186.279	158.641	344.920	0.94866	1.56317	-15
-14	1.8950	0.69407	88.301	1.44038	0.01138	187.185	158.180	345.365	0.95212	1.56250	-14
-13	1.9660	0.69554	85.462	1.43728	0.01177	188.093	157.716	345.809	0.95556	1.56185	-13
-12	2.0390	0.69703	82.764	1.43416	0.01219	189.001	157.250	346.252	0.95910	1.56121	-12
-11	2.1140	0.69853	80.202	1.43102	0.01261	189.911	156.783	346.693	0.96256	1.56059	-11
-10	2.1912	0.70004	77.771	1.42789	0.01305	190.822	156.312	347.134	0.96601	1.55997	-10
-9	2.2704	0.70157	75.465	1.42474	0.01349	191.734	155.840	347.574	0.96945	1.55938	-9
-8	2.3519	0.70310	73.278	1.42157	0.01395	192.647	155.365	348.012	0.97287	1.55879	-8
-7	2.4355	0.70465	71.204	1.41838	0.01442	193.562	154.888	348.450	0.97629	1.55822	-7
-6	2.5214	0.70622	69.246	1.41519	0.01490	194.477	154.408	348.886	0.97971	1.55765	-6
-5	2.6094	0.70780	67.397	1.41198	0.01539	195.395	153.926	349.321	0.98311	1.55710	-5
-4	2.7000	0.70939	65.652	1.40876	0.01590	196.313	153.442	349.755	0.98650	1.55657	-4
-3	2.7930	0.71099	64.007	1.40552	0.01642	197.233	152.955	350.187	0.98989	1.55604	-3
-2	2.8882	0.71261	62.457	1.40228	0.01695	198.154	152.465	350.619	0.99327	1.55552	-2
-1	2.9859	0.71425	61.000	1.40000	0.01750	199.076	151.972	351.049	0.99664	1.55502	-1
0	3.0861	0.71590	59.634	1.39665	0.01805	200.000	151.477	351.477	1.00000	1.55452	0
1	3.1888	0.71756	58.356	1.39331	0.01863	200.925	150.979	351.905	1.00335	1.55404	1
2	3.2940	0.71924	57.161	1.39000	0.01921	201.852	150.479	352.331	1.00670	1.55356	2
3	3.4019	0.72094	56.044	1.38670	0.01981	202.780	149.975	352.755	1.01004	1.55310	3
4	3.5124	0.72265	54.999	1.38339	0.02043	203.710	149.468	353.179	1.01337	1.55264	4
5	3.6255	0.72438	54.021	1.38009	0.02106	204.647	148.959	353.600	1.01670	1.55220	5
6	3.7414	0.72612	53.107	1.37678	0.02170	205.575	148.446	354.020	1.02001	1.55176	6
7	3.8601	0.72788	52.252	1.37348	0.02234	206.509	147.930	354.439	1.02333	1.55133	7
8	3.9815	0.72966	51.452	1.37016	0.02300	207.445	147.411	354.856	1.02663	1.55091	8
9	4.1058	0.73146	50.704	1.36673	0.02379	208.383	146.889	355.272	1.02993	1.55050	9

Courtesy E.I. du Pont & Co, Inc.