

**PENGARUH TEMPERATUR AIR MASUK EVAPORATOR TERHADAP
UNJUK KERJA *WATER CHILLER***

SKRIPSI

KONSENTRASI KONVERSI ENERGI

Diajukan untuk memenuhi sebagian persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun oleh :

FAHYUDIN DARISWANTO
NIM. 0510620037 – 62

KEMENTERIAN PENDIDIKAN NASIONAL

UNIVERSITAS BRAWIJAYA

FAKULTAS TEKNIK

MALANG

2010



LEMBAR PERSETUJUAN

**PENGARUH TEMPERATUR AIR MASUK EVAPORATOR TERHADAP
UNJUK KERJA *WATER CHILLER***

SKRIPSI

KONSENTRASI KONVERSI ENERGI

Diajukan untuk memenuhi sebagian persyaratan
Memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun oleh :

**FAHYUDIN DARISWANTO
NIM. 0510620037-62**

Telah diperiksa dan disetujui oleh :

Dosen Pembimbing I

Dosen Pembimbing II

Ir. Djoko Sutikno, M. Eng
NIP. 19541009 198303 1 002

Ir. I Made Gunadiarta, MT.
NIP. 19461001 197702 1 001



LEMBAR PENGESAHAN

PENGARUH TEMPERATUR AIR MASUK EVAPORATOR TERHADAP
UNJUK KERJA *WATER CHILLER*

SKRIPSI

KONSENTRASI KONVERSI ENERGI

Diajukan untuk memenuhi sebagian persyaratan
Memperoleh gelar Sarjana Teknik

Disusun oleh :

FAHYUDIN DARISWANTO

NIM. 0510620037-62

Skripsi ini telah diuji dan dinyatakan lulus pada
Tanggal 29 Juli 2010

Skripsi 1

Skripsi 2

Dr.Eng. Anindito Purnowidodo, ST, M.Eng.
NIP. 19710310 199802 1 001

Prof. Dr. Ir. Rudy Soenoko, M.Eng.Sc
NIP. 19490911 198403 1 001

Komprehensif

Putu Hadi Setyarini, ST, MT
NIP. 19770806 200312 2 001

Mengetahui
Ketua Jurusan Teknik Mesin

Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT.
NIP. 19720903 199702 1 001

KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadirat Allah SWT yang dengan limpahan rahmat dan hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan skripsi dengan judul *Pengaruh Temperatur Air Masuk Evaporator Terhadap Unjuk Kerja Water Chiller*.

Dalam penyusunan skripsi ini penulis banyak mendapatkan bantuan dari berbagai pihak, oleh karena itu ucapan terima kasih penulis sampaikan kepada:

1. Bapak Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT., selaku Ketua Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya
2. Bapak Dr.Eng. Anindito Purnowidodo, ST.,M.Eng, selaku Sekretaris Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya
3. Bapak Ir. Djoko Sutikno, M.Eng. sebagai dosen pembimbing I yang telah banyak memberikan bimbingan dan masukan pada penulis dalam menyusun skripsi ini
4. Bapak Ir. I Made Gunadiarta, MT. sebagai dosen pembimbing II yang telah banyak memberikan bimbingan dan masukan pada penulis dalam menyusun skripsi ini
5. Kedua orang tuaku, Bapak Sudarto dan Ibu Astutik yang telah memberikan segala yang terbaik untuk penulis, sehingga penulis mampu menyelesaikan skripsi
6. Bapak Narko sebagai pembimbing lapangan.
7. Keluarga besar Laboratorium Mesin Pendingin yang telah banyak memberikan motivasi dan inspirasi sehingga skripsi ini dapat diselesaikan dengan baik.
8. Teman-teman se-Angkatan Mesin 2005 yang selalu menjunjung tinggi kebersamaan kita “*Solidarity Forever*”
9. Keluarga besar LPM SOLID FT UB yang telah banyak memberikan motivasi dan inspirasi sehingga skripsi ini dapat diselesaikan dengan baik
10. Widya Rahma Mufida yang telah memberikan semangat agar penulis mampu menyelesaikan skripsi
11. Semua pihak yang telah memberikan dukungan dalam penyelesaian skripsi ini

Penulis menyadari bahwa masih terdapat banyak kekurangan dalam skripsi ini. Kritik dan saran yang bersifat membangun, penulis harapkan untuk kesempurnaan skripsi ini. Dan terlepas dari segala kekurangan yang ada, penulis berharap skripsi ini dapat memberikan manfaat bagi semua pihak yang membacanya.

Malang, 19 Juli 2010

Penulis

DAFTAR ISI

KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	ii
DAFTAR GAMBAR	iv
DAFTAR TABEL	v
DAFTAR LAMPIRAN	vi
RINGKASAN	vii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah	2
1.4 Tujuan Penelitian	3
1.5 Manfaat Penelitian	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	4
2.1 Penelitian Sebelumnya	4
2.2 Prinsip Dasar Refrigerasi	4
2.3 Parameter Termodinamika	6
2.4 Mesin Pendingin	7
2.4.1 Mesin Pendingin dengan Siklus Kompresi Uap	8
2.4.2 Mesin Pendingin dengan Siklus Absorpsi	10
2.5 Evaporator	11
2.5.1 Jenis Ekspansi Kering	13
2.5.2 Evaporator Jenis Basah	13
2.5.3 Konstruksi Evaporator	14
2.5.3.1 Evaporator Tabung dan Pipa	14
2.6 Unjuk kerja mesin pendingin / <i>Coefficient of Performance (COP)</i> ..	15
2.7 <i>Water Chiller</i>	16
2.7.1 <i>Water Chiller</i> Kompresi-Uap	18
2.7.2 <i>Water Chiller</i> Absorpsi	21
2.7.3 Klasifikasi berdasarkan arah aliran fluida	25
2.8 Mesin <i>water chiller</i> di PT. PATRIOT PANCA PRIMA	25

2.9	Hubungan Temperatur Air Evaporator dengan <i>COP water chiller</i> ..	28
2.10	Hipotesa	29
BAB III METODELOGI PENELITIAN		30
3.1	Metode yang digunakan	30
3.2	Spesifikasi teknis mesin <i>water chiller</i> pada PT. PANCA PA TRIOT PRIMA	30
3.3	Variabel penelitian	31
3.4	Rancangan Penelitian	31
3.5	Tempat dan Waktu	32
3.6	Data yang diambil	32
3.7	Prosedur Analisis	33
3.8	Diagram Alir Proses Penelitian	34
3.9	Perkiraan Grafik	35
BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN		37
4.1	Analisa Data	37
4.1.1	Data Hasil Penelitian	37
4.1.2	Olah Data	38
4.1.3	Data Hasil Perhitungan	40
4.2	Pembahasan	40
4.2.1	Variasi Debit Aliran Air	40
4.2.2	Grafik Pengaruh Debit Air terhadap Beban Pendinginan Evaporator pada Variasi Temperatur Air Masuk Evaporator ..	41
4.2.3	Grafik Pengaruh Debit Air terhadap Kerja Kompresor Pada Variasi Temperatur Air Masuk Evaporator	42
4.2.4	Grafik Pengaruh Debit Air terhadap <i>COP Water Chiller</i> pada Variasi Temperatur Air Masuk Evaporator	43
BAB V PENUTUP		44
5.1	Kesimpulan	44
5.2	Saran	44

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

DAFTAR GAMBAR

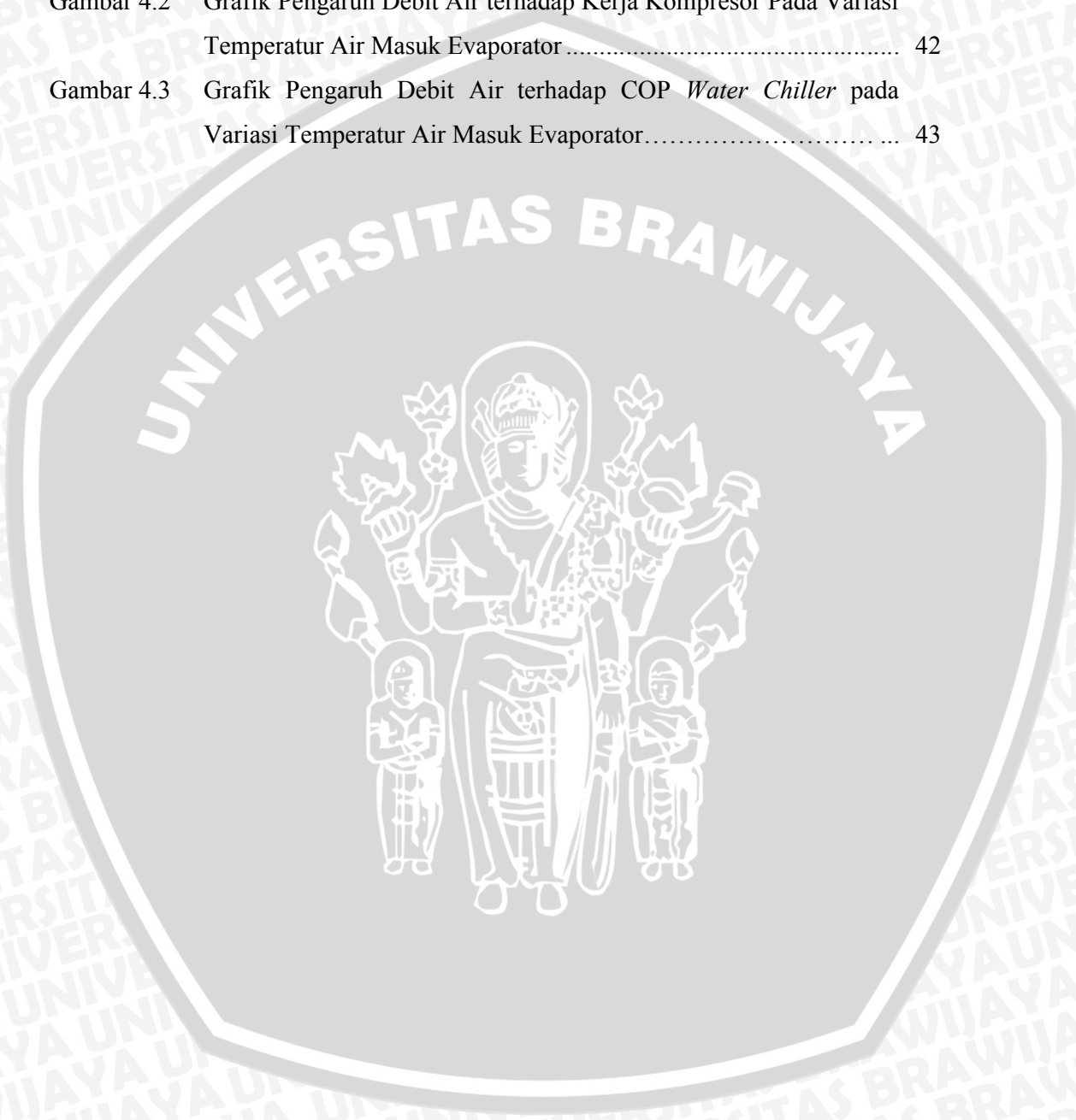
No.	Judul	Hal.
Gambar 2.1	Prinsip kerja sistem refrigerasi.....	5
Gambar 2.2	Diagram skematik komponen mesin pendingin siklus kompresi uap	8
Gambar 2.3	Tekanan-entalpi (p-h diagram)	9
Gambar 2.4	Diagram skematik komponen mesin pendingin siklus absorpsi.....	11
Gambar 2.5	<i>Flooded</i>	12
Gambar 2.6	<i>Liquid Chiller</i>	12
Gambar 2.7	Evaporator Jenis Basah.....	14
Gambar 2.8	Evaporator Tabung dan Pipa	14
Gambar 2.9	Instalasi sistem <i>water chiller</i>	16
Gambar 2.10	Jenis <i>water chiller</i> dibedakan menurut siklus refrigerasi.....	17
Gambar 2.11	Jenis penggerak sistem refrigerasi.....	17
Gambar 2.12	Jenis-jenis kompresor yang digunakan pada <i>water chiller</i>	18
Gambar 2.13	Mekanisme kompresor torak.....	19
Gambar 2.14	Penampang dua buah rotor kompresor sekrup.....	20
Gambar 2.15	Bagian dari kompresor sekrup.....	20
Gambar 2.16	<i>Centrifugal water chiller</i>	21
Gambar 2.17	<i>Single effect absorption chiller</i>	22
Gambar 2.18	<i>Double effect absorption chiller</i>	23
Gambar 2.19	Generator temperatur tinggi dan generator temperatur rendah.....	23
Gambar 2.20	Skema sistem <i>double effect absorption chiller (indirect-fired)</i>	23
Gambar 2.21	<i>Direct-fired absorption chiller</i>	24
Gambar 2.22	Skema sistem <i>Double effect absorption chiller (direct-fired)</i>	24
Gambar 2.23	Jenis arah aliran fluida pada alat penukar kalor.....	25
Gambar 2.24	Skema sederhana <i>water chiller</i> di PT. PATRIOT PANCA PRIMA..	27
Gambar 2.25	Skema Evaporator.....	28
Gambar 3.1	Diagram Alir Penelitian	34
Gambar 3.2	Grafik Hubungan Temperatur Air Masuk Evaporator terhadap Kalor yang Diserap Evaporator dan Debit Aliran Air.....	35
Gambar 3.3	Grafik Hubungan Temperatur Air Masuk Evaporator terhadap Kerja Kompresor dan Debit Aliran Air	35

Gambar 3.4 Grafik Hubungan Temperatur Air Masuk Evaporator terhadap COP Water Chiller dan Debit Aliran Air..... 36

Gambar 4.1 Grafik Pengaruh Debit Air terhadap Beban Pendinginan Evaporator pada Variasi Temperatur Air Masuk Evaporator..... 41

Gambar 4.2 Grafik Pengaruh Debit Air terhadap Kerja Kompresor Pada Variasi Temperatur Air Masuk Evaporator 42

Gambar 4.3 Grafik Pengaruh Debit Air terhadap COP Water Chiller pada Variasi Temperatur Air Masuk Evaporator..... 43



DAFTAR TABEL

No.	Judul	Hal.
Tabel 3.1	Data Rancangan Penelitian.....	31
Tabel 4.1	Data Hasil Pengujian.....	37



DAFTAR LAMPIRAN

Lampiran 1. Data Hasil Perhitungan

Lampiran 2. Diagram P-H R-22



RINGKASAN

Fahyudin Dariswanto; 2010; *Pengaruh Temperatur Air Masuk Evaporator Terhadap Unjuk Kerja Water Chiller*; Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya; Dosen Pembimbing: Ir.Djoko Sutikno, M.Eng & Ir.I Made Gunadiarta, MT

Mesin pendingin *water chiller* adalah mesin pendingin yang berfungsi untuk mendinginkan air. Mesin ini terdiri dari 2 siklus yang saling berkaitan yaitu siklus primer dan siklus sekunder. Pada siklus primer, refrigeran primer tersirkulasi melalui empat komponen utama yaitu kompresor, kondensor, katup ekspansi dan evaporator. Pada siklus sekunder, refrigeran sekunder yang digunakan adalah air (*water*) yang disirkulasikan dengan bantuan pompa yang dapat diatur laju alirannya. Refrigeran sekunder berfungsi sebagai media pembawa kalor dari ruangan atau peralatan proses industri yang dikondisikan untuk diserahkan kepada refrigeran primer di evaporator. Sirkulasi siklus sekunder dimulai dari evaporator ke beban pendinginan (FCU), pompa dan kembali lagi ke evaporator secara kontinyu. Peningkatan temperatur air masuk evaporator akan memperbesar beban pendinginan di evaporator demikian pula laju alir massa refrigeran, yang menyebabkan kenaikan kerja kompresor, sehingga COP dari *water chiller* akan berubah. Tujuannya adalah untuk mengetahui pengaruh temperatur air masuk jumlah lubang peniup udara yang tepat terhadap laju pemanasan air.

Penelitian ini dilakukan di PT. PATRIOT PANCA PRIMA, Lawang Malang. Variabel bebas berupa debit aliran air yang diberikan sebesar 0,001 (m^3/s), 0,0011 (m^3/s), 0,00128 (m^3/s), 0,0013 (m^3/s), 0,0014 (m^3/s). Sedangkan variabel terikatnya adalah unjuk kerja *water chiller*. Variabel terkontrol dibuat bervariasi, yakni temperatur air masuk evaporator 21°C, 22°C.

Dari penelitian tersebut dapat disimpulkan temperatur air masuk evaporator berpengaruh terhadap unjuk kerja *water chiller*. Semakin tinggi temperatur air masuk evaporator dan semakin bertambahnya debit air yang mengalir pada instalasi *water chiller* akan meningkatkan beban pendinginan pada evaporator, kerja kompresor dan menyebabkan perubahan pada COP *water chiller*. COP tertinggi yaitu 4.221 pada beban pendinginan evaporator 40.978 (kJ/s) terjadi pada temperatur air masuk evaporator tertinggi yaitu 22 (°C) dan pada debit air 0.0011 (m^3/s).

Kata kunci: COP, evaporator, mesin pendingin, temperatur air masuk evaporator, *water chiller*.

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Dewasa ini banyak cabang ilmu pengetahuan dan teknologi yang mengalami perkembangan secara pesat, perkembangan tersebut bertujuan untuk menghasilkan sesuatu yang inovatif dan aplikatif yang berguna untuk kehidupan. Hal ini juga terjadi di sebagian besar perusahaan yang ada. Perusahaan bersaing untuk meningkatkan produktivitasnya dengan berbagai cara, termasuk dengan menjaga performa dari mesin – mesin produksinya.

PT. PANCA PATRIOT PRIMA merupakan satu di antara sebagian perusahaan yang bergerak dalam bidang penetasan telur ayam secara massal. Sebagai perusahaan yang telah berpengalaman di bidangnya PT. PANCA PATRIOT PRIMA tentunya sangat menjaga kualitas hasil produksinya. Untuk di daerah Malang, perusahaan ini memiliki dua tempat produksi yaitu di Lawang dan di Jabung.

Pada proses produksi perusahaan ini menggunakan dua mesin yaitu mesin penetas telur (*incubator*) dan *water chiller*. Mesin penetas adalah sejenis mesin pemanas yang suhunya dikondisikan agar sesuai dengan suhu penetasan telur. Sedangkan *water chiller* adalah mesin pendingin yang berfungsi untuk mendinginkan air. Air yang didinginkan ini berfungsi untuk mengkondisikan suhu di ruangan penetas telur tersebut.

Selama ini yang terjadi di perusahaan ketika terjadi perubahan beban pendinginan pada *water chiller* operator hanya memperbesar atau memperkecil kapasitas aliran referigeran yaitu dengan dengan cara membuka dan menutup katup. Hal ini disebabkan karena pada *water chiller* di perusahaan tersebut tidak dilengkapi panel-panel seperti penunjuk suhu, kapasitas aliran, dan tekanan.

Dari keadaan tersebut, perusahaan sulit untuk mengetahui unjuk kerja dari *water chiller*. Di sisi lain unjuk kerja suatu mesin adalah bagian terpenting karena merupakan kinerja dan kemampuan mesin dalam menanggulangi beban yang timbul.

Berdasarkan permasalahan diatas maka dibutuhkan suatu analisis mengenai nilai unjuk kerja *water chiller* tersebut. Parameter yang berpengaruh pada *water chiller* adalah temperatur, tekanan, massa alir refrigeran. Perubahan temperatur air masuk evaporator yang berhubungan dengan beban pendinginan akan mempengaruhi perubahan jumlah kalor yang diserap oleh refrigeran di evaporator. Dengan berubahnya jumlah kalor yang diserap maka menyebabkan terjadinya perubahan kerja kompresor. Perubahan jumlah kalor yang diserap dan kerja kompresor mengakibatkan berubahnya unjuk kerja *water chiller*. Pada penelitian ini divariasikan beban pendinginan yang bertujuan untuk mengetahui nilai unjuk kerja *water chiller* yang paling optimal.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang tersebut dapat dirumuskan permasalahan sebagai berikut :

Bagaimana pengaruh temperatur air masuk evaporator terhadap unjuk kerja *water chiller*?

1.3 Batasan Masalah

Masalah perlu disesuaikan dengan waktu dan tingkatan yang hendak dicapai, batasan masalah yang dikenakan adalah:

- Penelitian dilakukan di PT. PANCA PATRIOT PRIMA Lawang Malang dengan jangkauan penelitian pada *water chiller* saja.
- Unjuk kerja didefinisikan sebagai koefisien prestasi.
- Debit aliran air sebagai variabel bebas yang digunakan adalah (0,001; 0,0011; 0,00128; 0,0013; 0,0014) m³/s.
- Temperatur air masuk pada evaporator sebagai variabel terkontrol yang digunakan adalah (21; 22)°C.
- Refrigeran yang digunakan R-22.
- Udara lingkungan sekitar diasumsikan memiliki kelembaban dan temperatur konstan.

1.4 Tujuan Penelitian

Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh temperatur air masuk evaporator terhadap unjuk kerja *water chiller*.

1.5 Manfaat Penelitian

Melalui penelitian ini diharapkan diperoleh manfaat sebagai berikut:

1. Mampu mengaplikasikan teori yang telah didapat selama perkuliahan tentang pengkondisian udara.
2. Sebagai referensi penelitian selanjutnya terutama mengenai mesin pendingin dan pengkondisi udara.
3. Membantu memecahkan permasalahan-permasalahan yang sering dihadapi oleh perusahaan khususnya dalam melakukan pengoperasian *water chiller* dengan optimal.



BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian – penelitian sebelumnya

Untuk mendapatkan suhu udara yang sesuai dengan yang diinginkan maka dibutuhkan suatu mesin dengan nilai *COP* yang tinggi. Untuk mendapatkan *COP* tinggi banyak alternatif yang dapat diterapkan diantaranya adalah dengan menurunkan temperatur air pendingin kondensor pada mesin *water chiller* (Sihabulmillah, 1999). Lebih lanjut Sihabulmillah mengatakan bahwa kenaikan temperatur air pendingin kondensor akan menyebabkan kenaikan kalor pengembunan, sehingga terjadi penurunan dampak refrigerasi, kenaikan kerja kompresi, kenaikan volume uap yang bersirkulasi, kenaikan daya kompresi dan penurunan koefisien prestasi. Sehingga untuk mendapatkan *COP* yang tinggi dibutuhkan temperatur air pendingin kondensor yang rendah. Namun demikian fenomena ini perlu dikaji lebih jauh misal pada parameter yang terdapat di komponen lain dari mesin pendingin.

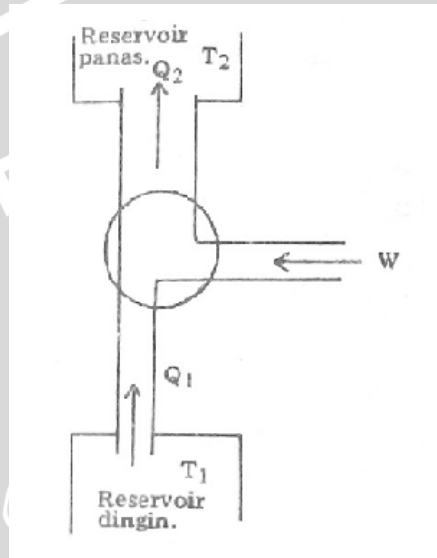
2.2 Prinsip Dasar Refrigerasi

Refrigerasi merupakan proses penyerapan kalor pada temperatur rendah untuk menghasilkan pendinginan dengan menambahkan efek dari luar. Ruangan yang didinginkan dapat berupa ruangan berpenghuni seperti ruangan perkantoran dan ruangan yang berisi produk – produk tertentu seperti ruangan penetas telur ayam. Sebagai media yang berfungsi untuk memindahkan kalor digunakan refrigeran yang disirkulasikan secara tertutup di dalam sistem refrigerasi.

Disini terjadi penyerapan kalor dari reservoir suhu rendah dan pelepasan kalor pada reservoir suhu tinggi. Sesuai dengan Hukum II Termodinamika dibutuhkan suatu kerja dalam suatu proses agar tetap berlangsung. Efisiensi dari siklus ini diukur oleh besaran yang disebut *COP* (*Coefficient of Performance*). *COP* merupakan perbandingan dari jumlah kalor yang diserap oleh reservoir suhu rendah dengan kerja yang dibutuhkan untuk memindahkan kalor dari reservoir suhu rendah ke reservoir suhu tinggi.

Dengan sistem siklus tersebut diperoleh hubungan bahwa jumlah kalor yang dilepas ke sekeliling sama dengan jumlah kalor yang diserap dari reservoir suhu rendah

ditambah jumlah kerja yang dibutuhkan oleh sistem. Gambar 2.1 dibawah dapat menjelaskan pengertian diatas. Temperatur sumber adalah dan kalor yang dipindahkan adalah efek refrigerasi dan adalah jumlah kalor yang dipindahkan pada reservoir pada temperatur . Kedua efek ini dilaksanakan dengan memasukkan sejumlah .



Gambar 2.1 Prinsip Kerja Sistem Refrigerasi
 Sumber: Nainggolan (1987: 109)

Untuk operasi yang kontiyu, penerapan Hukum Termodinamika I adalah sebagai berikut

$$\Delta U = Q_1 - Q_2 + W$$

(Kulshreta, 1989;378)

- dengan Q_1 : Jumlah kalor yang diserap [W]
- Q_2 : Jumlah kalor yang dilepas [W]
- W : Kerja yang dibutuhkan [J/s]

$$\frac{\equiv}{-} = \frac{\equiv}{-} - 1$$

(Kulshreta, 1989;378)

2.3 Parameter Termodinamika

Bagian penting dalam menganalisis sistem termal adalah penentuan parameter termodinamika yang bersangkutan. Suatu parameter termodinamika adalah setiap karakteristik atau ciri dari bahan yang dapat dijabari secara kuantitatif, seperti suhu, tekanan, dan rapat massa. Oleh karena termodinamika berkisar pada energi maka seluruh sifat-sifat termodinamika berkaitan dengan energi. Parameter termodinamika yang utama dalam penelitian ini ialah:

1. Suhu

Suhu dari suatu bahan menyatakan keadaan termal dan kemampuannya untuk bertukar energi dengan bahan lain yang bersentuhan dengannya. Dengan kata lain bahan yang bersuhu tinggi dapat memberikan energinya kepada bahan lain yang bersuhu rendah. Suhu absolut (T) yaitu derajat diatas nol absolut yang dinyatakan dengan Kelvin (K), dimana $T = t^{\circ}\text{C} + 273$.

2. Tekanan

Tekanan (P) adalah gaya normal yang diberikan oleh suatu fluida persatuan luas permukaan benda yang terkena gaya tersebut. Tekanan pengukuran adalah tekanan yang terbaca pada alat ukur tekanan. Sedangkan tekanan absolut ialah ukuran tekanan pengukuran ditambah tekanan atmosfer, dimana $P = P_{\text{pengukuran}} + P_{\text{atm}}$. Satuannya ialah Newton per luasan meter kuadrat atau N/m^2 yang setara dengan 1 Pascal (Pa) sedangkan 1 atmosfer = 101.325 Pa.

3. Kalor spesifik

Kalor spesifik (c) dari suatu bahan adalah jumlah energi yang diperlukan untuk menaikkan suhu satu satuan bahan tersebut sebesar 1 Kelvin. Dua besaran yang berkaitan pada kalor spesifik ialah c_p yaitu kalor spesifik pada tekanan tetap dan c_v kalor spesifik pada volume tetap. Pada sistem refrigerasi kalor spesifik pada tekanan lebih banyak digunakan. Nilai pendekatan dari kalor spesifik dari beberapa bahan yang penting adalah sebagai berikut:

$$c_p = \begin{cases} 1,0 \text{ kJ/kg.K} & \text{udara kering} \\ 4,19 \text{ kJ/kg.K} & \text{air} \\ 1,88 \text{ kJ/kg.K} & \text{uap air} \end{cases}$$

4. Rapat massa dan volume spesifik

Rapat massa (ρ) adalah massa yang mengisi satu satuan volume, sedangkan volume spesifik (v) adalah volume yang diisi oleh satu satuan massa. Untuk massa udara dengan tekanan 1 atmosfer dan suhu 25°C memiliki rapat massa $1,2 \text{ kg/m}^3$.

5. Entalpi

Entalpi dalam kJ/kg suatu bahan adalah jumlah kalor yang dikandung oleh setiap Kg zat pada tekanan dan temperatur tertentu. Sifat entalpi dapat juga menyatakan laju pemindahan kalor untuk proses penguapan dan pengembunan.

6. Entropi

Entropi dalam $\text{kJ/kg}^\circ\text{K}$ adalah parameter termodinamika yang perubahannya menunjukkan tingkat reversibilitas suatu proses. Entropi memiliki sifat yang hanya digunakan dalam hal khusus dan terbatas. Sifat dalam entropi dapat diterangkan berikut:

- Bila suatu sistem mengalami siklus irreversibel maka perubahan entropinya lebih dari nol, dan untuk siklus yang reversibel perubahan entropinya sama dengan nol.
- Jika suatu gas atau uap ditekan atau diekspansikan tanpa gesekan dan tanpa penambahan atau pelepasan kalor selama proses berlangsung maka entropi bahan tersebut tetap.

2.4 Mesin Pendingin

Mesin pendingin adalah mesin yang berfungsi menyerap kalor pada temperatur rendah untuk menghasilkan pendinginan dengan menambahkan efek dari luar.

Menurut cara kerjanya mesin pendingin dapat dibedakan menjadi 2, yaitu:

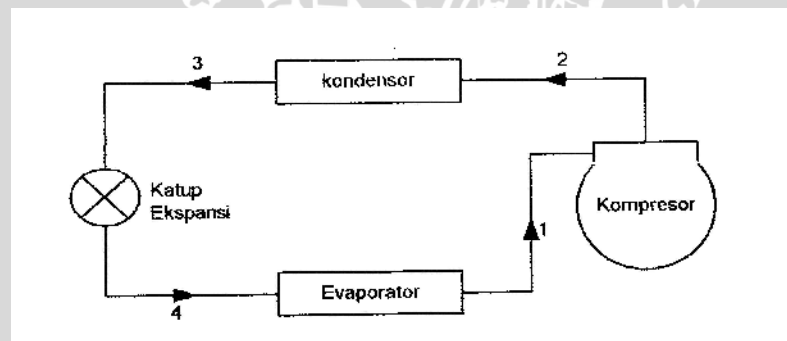
2.4.1 Mesin pendingin dengan siklus kompresi uap

Mesin pendingin dengan siklus kompresi uap merupakan mesin yang banyak dipakai untuk aplikasi mesin pendingin. Pada siklus ini penyerapan panas dilakukan dalam evaporator dengan temperatur dan tekanan rendah. Didalam evaporator, refrigeran berubah dari fase cair menjadi fase gas, lalu masuk ke kompresor. Karena kerja kompresor, refrigeran menjadi gas yang bertemperatur dan bertekanan tinggi. Untuk melepaskan panas yang diserap oleh evaporator, refrigeran diembunkan didalam kondensor sehingga refrigeran menjadi cair. Sebelum refrigeran memasuki evaporator, refrigeran diekspansikan melalui katup ekspansi terlebih dahulu.

Pertimbangan pemilihan mesin pendingin siklus kompresi uap adalah:

- Konstruksinya sederhana
- Pengoperasiannya mudah dan tahan lama
- Bila terjadi kerusakan mudah diperbaiki

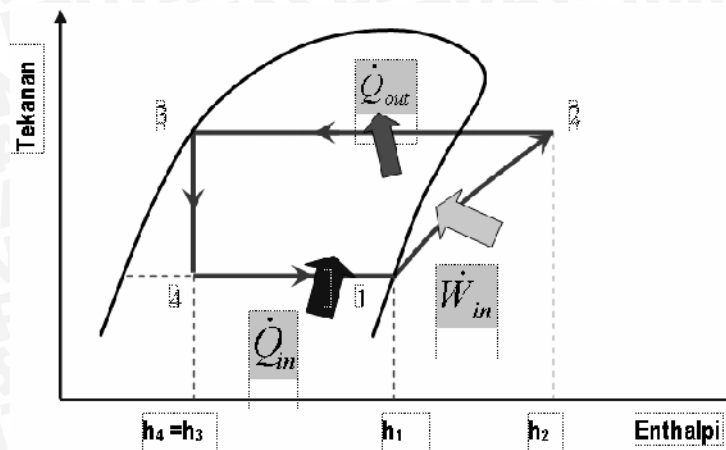
Siklus kompresi uap pada diagram tekanan-entalpi (p-h diagram) dan diagram skematik komponen mesin pendingin siklus kompresi uap dapat digambarkan sebagai berikut:



Gambar 2.2 diagram skematik komponen mesin pendingin siklus kompresi uap
Sumber: Refrigerasi dan Pengkondisian Udara (1982: 187)

Keterangan gambar:

- 1 – 2 : kompresi secara isentropik pada kompresor
- 2 – 3 : pelepasan kalor dan pengembunan secara isobarik pada kondensor
- 3 – 4 : ekspansi secara isoentalpi pada katup ekspansi
- 4 – 1 : penyerapan kalor dan penguapan secara isobarik pada evaporator



Gambar 2.3 tekanan-entalpi (p-h diagram)
 Sumber: Refrigerasi dan Pengkondisian Udara (1982: 187)

Pada proses itu terjadi perubahan-perubahan, yaitu:

2.4.2 Pada kompresor (1 – 2)

- Tekanan, temperatur, dan entalpi naik
- Perubahan fase dari uap jenuh kering menjadi uap panas lanjut

2.4.3 Pada kondensor (2 – 3)

- Tekanan konstan, temperatur dan entalpi turun
- Terjadi perubahan fase dari uap panas lanjut menjadi cair

2.4.4 Pada katup ekspansi (3 – 4)

- Entalpi konstan, tekanan dan temperatur turun
- Terjadi perubahan fase dari cair menjadi uap jenuh

2.4.5 Pada evaporator (4 – 1)

- Tekanan konstan, temperatur dan entalpi naik
- Terjadi perubahan fase dari uap jenuh menjadi uap jenuh kering

➤ Kapasitas pendinginan

Kapasitas pendinginan adalah kemampuan mesin pendingin untuk menyerap kalor per satuan waktu, besarnya kapasitas pendinginan adalah:

$$Q_1 = \dot{m}_{ref}(h_1 - h_4) \quad (\text{Stoecker, 1982:186})$$

➤ Daya kompresor

Daya kompresor adalah kerja kompresor per satuan waktu, besarnya daya kompresor adalah:

$$W = \dot{m}_{ref}(h_2 - h_1) \quad (\text{Stoecker, 1982:186})$$

➤ Kapasitas pemanasan

Kapasitas pemanasan adalah kemampuan mesin pendingin untuk melepaskan kalor per satuan waktu, besarnya kapasitas pemanasan adalah:

$$Q_2 = \dot{m}_{ref}(h_2 - h_3) \quad (\text{Stoecker, 1982:186})$$

➤ Koefisien Prestasi

Koefisien prestasi adalah ukuran efisiensi dari mesin pendingin yang dinyatakan sebagai berikut:

$$KP = \frac{Q_1}{W} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (\text{Stoecker, 1982:178})$$

Dimana:

h_1 = entalpi keluar evaporator [kJ/kg]

h_2 = entalpi masuk kondensor [kJ/kg]

h_3 = entalpi keluar kondensor [kJ/kg]

h_4 = entalpi masuk evaporator [kJ/kg]

\dot{m}_{ref} = laju aliran massa refrigeran [kg/det]

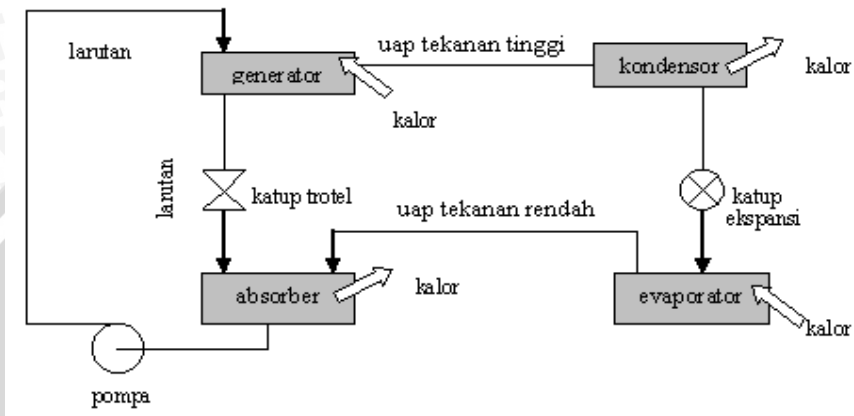
2.4.2 Mesin pendingin dengan siklus absorpsi

Mesin pendingin siklus absorpsi adalah mesin yang berfungsi menyerap kalor pada temperatur rendah untuk menghasilkan pendinginan dengan menambahkan efek dari luar berupa energi kalor.

Dalam beberapa hal siklus absorpsi hampir sama dengan siklus kompresi uap. Uap tekanan rendah dari evaporator dapat ditransformasikan menjadi uap tekanan tinggi dan dialirkan ke kondensor. Pada siklus kompresi uap menggunakan kompresor untuk

keperluan tersebut, sedangkan pada siklus absorpsi menggunakan absorber, pompa, katup trotel dan generator untuk keperluan tersebut. Mesin pendingin absorpsi disebut juga sebagai mesin pendingin yang dioperasikan oleh kalor (*heat operated cycle*).

Skema mesin pendingin absorpsi adalah sebagai berikut:



Gambar 2.4 Diagram skematik komponen mesin pendingin siklus absorpsi
Sumber: Refrigerasi dan Pengkondisian Udara (1982: 309)

2.5 Evaporator

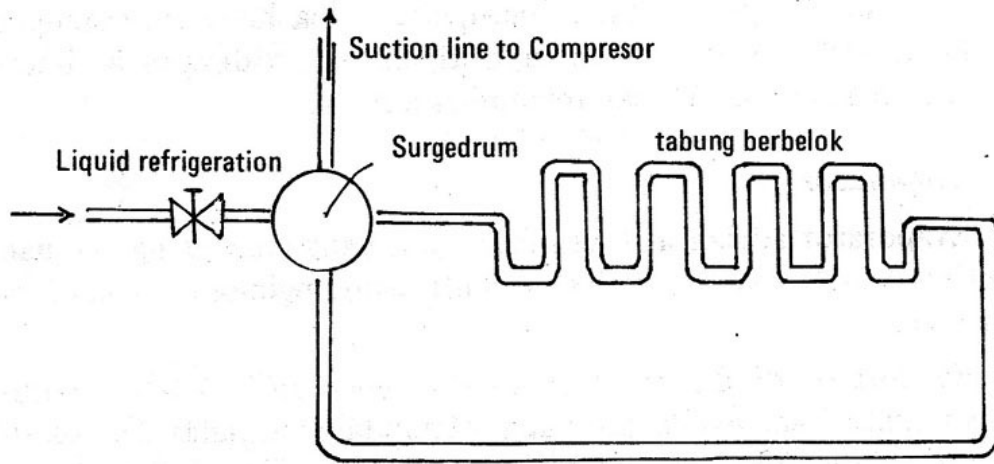
Evaporator adalah alat *heat exchanger* yang berfungsi menguapkan refrigeran agar terjadi penyerapan kalor untuk pendinginan.

Evaporator di dalam suatu sistem pendinginan adalah merupakan suatu heat exchanger yang memindahkan panas dari suatu zat yang didinginkan ke penguapan refrigeran.

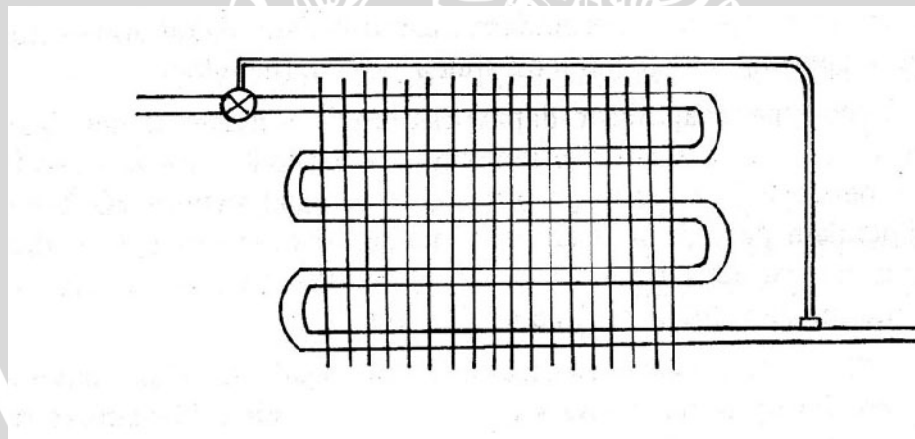
Tipe – tipe evaporator dapat digolongkan dalam 2 golongan yakni : Tipe *forced convection* dan tipe *natural convection*. Pada tipe pertama karena adanya panas, pompa yang mendorong fluida didinginkan pada permukaan perpindahan panas, pada tipe kedua yaitu *natural convection* fluida mengalir bebas tergantung pada dinding dari fluida yang panas dan dingin.

Evaporator dapat juga digolongkan menjadi : *flooded evaporator* dan *dry evaporator*. Evaporator *flooded* seperti pada gambar 2.5 yaitu bilamana refrigeran cair menutupi seluruh permukaan perpindahan panas, *liquid chiller* seperti pada gambar 2.6

juga termasuk jenis evaporator *flooded*. *Dry evaporator* yaitu bilamana bagian dari luasan evaporator dipakai untuk pemanasan lanjut dari refrigeran.



Gambar 2.5 *Flooded*
 Sumber: Ikhtisar Praktis Teknik Pendingin (1983: 66)



Gambar 2.6 *Liquid Chiller*
 Sumber: Ikhtisar Praktis Teknik Pendingin (1983: 66)

Ada beberapa macam evaporator, sesuai dengan tujuan penggunaannya bentuknya dapat berbeda – beda, hal tersebut disebabkan karena media yang hendak didinginkan dapat berupa gas, cairan atau zat padat, maka evaporator dapat dibagi dalam beberapa golongan sesuai dengan keadaan refrigeran yang ada di dalamnya yaitu jenis ekspansi kering, jenis setengah basah, jenis basah.

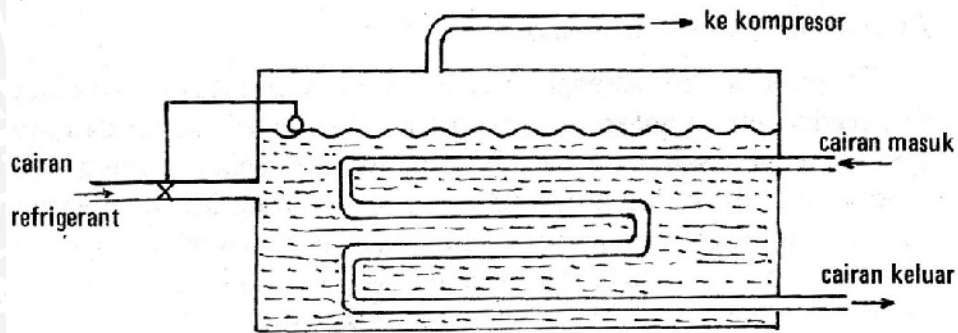
2.5.1 Jenis ekspansi kering

Karena termasuk mesin pendingin sistem kompresi uap, maka evaporator yang digunakan adalah jenis ekspansi kering. Dalam jenis ekspansi kering, cairan refrigeran yang diekspansikan melalui katup ekspansi, pada waktu masuk ke dalam evaporator sudah dalam keadaan campuran cair dan uap sehingga keluar dari evaporator dalam keadaan uap kering. Oleh karena sebagian besar dari evaporator terisi oleh uap refrigeran maka perpindahan kalor yang terjadi tidak begitu besar, jika dibandingkan dengan keadaan dimana evaporator terisi oleh refrigeran cair, akan tetapi evaporator jenis ekspansi kering tidak memerlukan refrigeran dalam jumlah yang besar, disamping itu jumlah minyak pelumas yang tertinggal didalam evaporator adalah sangat kecil. Jumlah refrigeran yang masuk ke dalam evaporator dapat diatur oleh katup ekspansi demikian rupa sehingga semua refrigeran meninggalkan evaporator dalam bentuk uap jenuh dan bahkan dalam keadaan panas lanjut.

2.5.2 Evaporator jenis basah

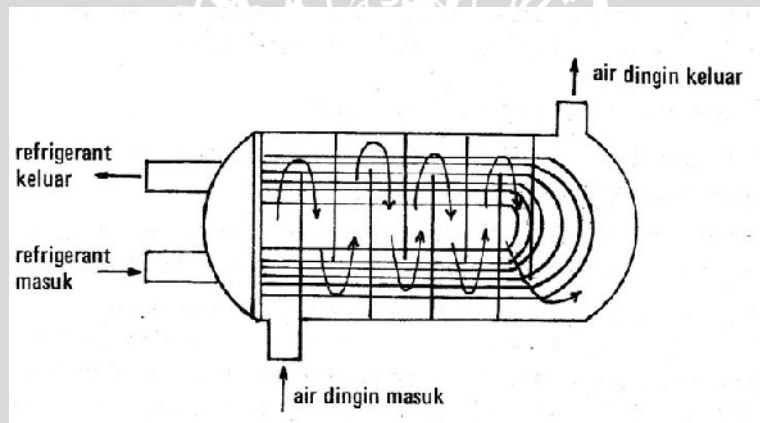
Dalam evaporator jenis basah sebagian besar dari evaporator terisi oleh cairan refrigeran, proses penguapannya terjadi seperti pada ketel uap, gelembung refrigeran yang terjadi karena pemanasan akan naik, pecah pada permukaan cairan atau terlepas dari permukaannya, sebagian refrigeran kemudian masuk ke dalam akumulator yang memisahkan uap dan cairan, maka refrigeran yang ada dalam bentuk uap sajalah yang masuk ke dalam kembali dalam evaporator, bersama – sama dengan refrigeran (cair) yang berasal dari kondensor. Jadi tabung refrigeran terisi oleh cairan refrigeran, cairan refrigeran menyerap kalor dari fluida yang yang hendak didinginkan yang mengalir di dalam pipa. Uap refrigeran yang terjadi dikumpulkan di bagian atas dari evaporator sebelum masuk ke kompresor.

Tinggi permukaan cairan refrigeran yang ada di dalam evaporator diatur oleh katup pelampung, biasanya sedikit lebih tinggi dari setengah tinggi tabung, jumlah refrigeran yang dimasukkan ke dalam tabung evaporator disesuaikan dengan beban pendinginan yang harus dilayani. Gambar 2.7 menunjukkan evaporator jenis basah.



Gambar 2.7 Evaporator Jenis Basah
 Sumber: Ikhtisar Praktis Teknik Pendingin (1983: 67)

2.5.3 Konstruksi evaporator



Gambar 2.8 Evaporator Tabung dan Pipa
 Sumber: Ikhtisar Praktis Teknik Pendingin (1983: 69)

2.5.3.1 Evaporator tabung dan pipa

Pada evaporator jenis ini menggunakan banyak pipa yang di pasang dalam tabung, refrigeran mengalir di dalam pipa, sedangkan cairan yang hendak didinginkan mengalir melalui bagian luar pipa refrigeran yaitu di dalam tabung. Di dalam silinder dipasang plat sekat yang berfungsi menunjang pipa refrigeran dan mengarahkan aliran cairan yang hendak didinginkan sehingga dapat mengalir tegak lurus pada pipa dengan

kecepatan yang lebih tinggi, dengan demikian laju perpindahan panasnya makin baik karena kontak antara cairan yang hendak didinginkan pada pipa refrigeran dapat dibuat lebih baik. Gambar 2.8 diatas menunjukkan evaporator tabung dan pipa.

Ciri – ciri dari evaporator jenis tabung dan pipa adalah sebagai berikut:

- jumlah refrigeran yang diperlukan tidak banyak.
- pemasukan refrigeran dapat diatur dengan mudah dan cepat dengan menggunakan katup ekspansi otomatis, sesuai dengan perubahan beban yang terjadi.
- minyak pelumas dapat kembali ke kompresor dengan cepat karena refrigeran mengalir di dalam pipa dengan kecepatan tinggi.
- tahanan aliran pada air pendingin kecil.
- pipa refrigeran jarang rusak karena pembekuan air jika ada terjadi pada permukaan luar dari pipa refrigeran.

2.6 Unjuk kerja mesin pendingin / *Coefficient of Performance (COP)*

Merupakan ukuran keefektifan kerja atau unjuk kerja dari suatu sistem refrigerasi. Dimana hampir tidak ada koefisien prestasi dari suatu sistem refrigerasi yang sempurna yaitu 1. Besarnya *COP* adalah perbandingan antara panas yang diserap pada evaporator dengan kerja yang masuk yang dilakukan oleh kompresor.

$$\text{COP} = \frac{\text{Panas yang diserap pada evaporator}}{\text{Kerja yang masuk yang dilakukan oleh kompresor}}$$

(Stoecker, 1982:187)

dengan :

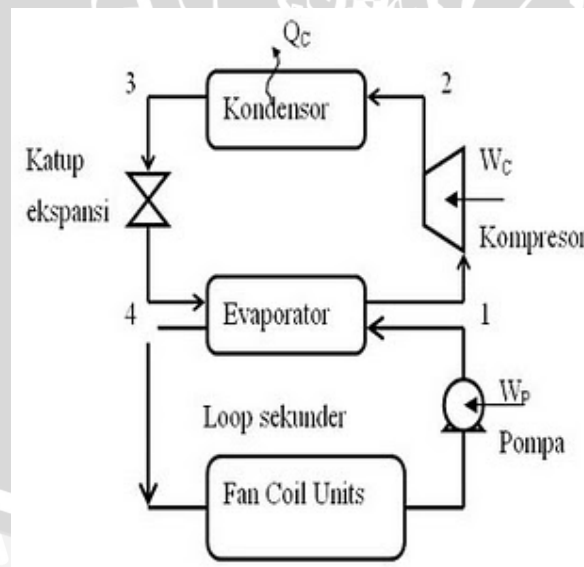
h_1 : entalpi refrigerant keluar evaporator (. .)

h_2 : entalpi refrigerant keluar kompresor (. .)

h_4 : entalpi refrigerant masuk evaporator (. .)

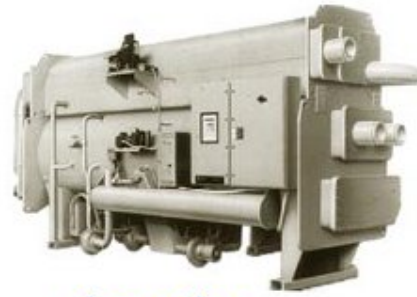
2.7 Water chiller

Water chiller adalah mesin pendingin yang berfungsi untuk mendinginkan air, air telah dingin akan disirkulasikan ke suatu ruangan untuk pengkondisian udara. Mesin ini terdiri dari 2 siklus yang saling berkaitan yaitu siklus primer dan siklus sekunder. Pada siklus primer, refrigeran primer tersirkulasi melalui empat komponen utama yaitu kompresor, kondensor, katup ekspansi dan evaporator. Refrigeran dikompresikan oleh kompresor menuju kondensor kemudian menuju katup ekspansi dan evaporator. Prinsip kerja pada siklus primer ini merupakan prinsip kerja kompresi uap. Refrigeran primer mengalami evaporasi dengan menyerap panas refrigeran sekunder untuk mendinginkan *chilled water*. Pada siklus sekunder, refrigeran sekunder yang digunakan adalah air (*water*) yang disirkulasikan dengan bantuan pompa yang dapat diatur laju alirannya. Refrigeran sekunder berfungsi sebagai media pembawa kalor dari ruangan atau peralatan proses industri yang dikondisikan untuk diserahkan kepada refrigeran primer di evaporator. Sirkulasi siklus sekunder dimulai dari evaporator ke beban pendinginan (FCU), pompa dan kembali lagi ke evaporator secara kontinyu. Gambar 2.9 menunjukkan instalasi sistem *water chiller*.



Gambar 2.9 Instalasi sistem water chiller

Sumber: http://teknik-pendingin.blogspot.com/2008_08_01_archive.html



**absorption
water chiller**



**centrifugal
water chiller**

Gambar 2.10 Jenis water chiller dibedakan menurut siklus refrigerasi
 Sumber: www.scribd.com/20568146/HVAC-Handbook-Air-Conditioning-Clinic-11-Absorption-Water-Chillers

Water chiller dapat dibedakan dari siklus refrigerasi diantaranya siklus kompresi-uap dan absorpsi. Dua siklus tersebut sering digunakan pada pengkondisian udara. Gambar 2.10 menunjukkan dua *water chiller* dengan perbedaan siklus.



compressor-driven

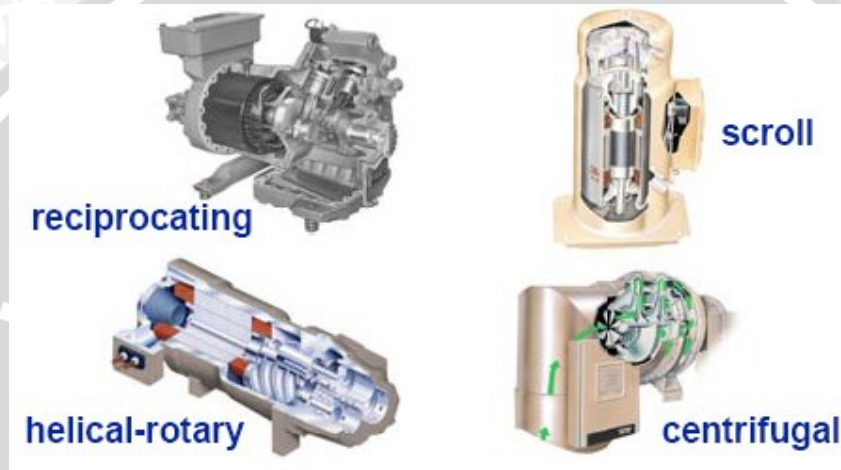


heat-driven

Gambar 2.11 Jenis penggerak sistem refrigerasi
 Sumber: www.scribd.com/20568146/HVAC-Handbook-Air-Conditioning-Clinic-11-Absorption-Water-Chillers

Water chiller kompresi uap menggunakan kompresor untuk mengalirkan refrigeran pada sistem. Pada umumnya sumber energi yang menggerakkan kompresor adalah motor listrik. Sedangkan *water chiller* absorpsi menggunakan panas untuk menggerakkan siklus refrigerasi. Siklus pada *water chiller* jenis ini tidak memiliki kompresor. Uap, air panas, pembakaran minyak atau gas adalah sumber energi yang umumnya digunakan pada tipe pendingin ini. Seperti ditunjukkan pada gambar 2.11.

2.7.1 *Water Chiller* Kompresi-Uap



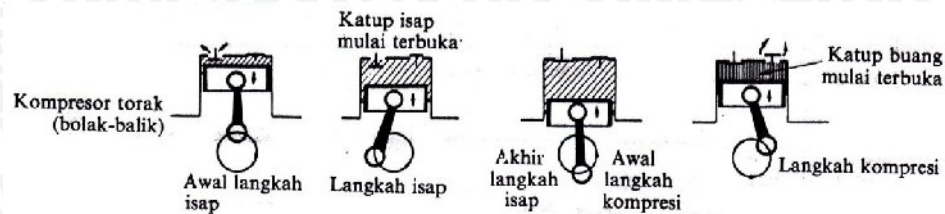
Gambar 2.12 Jenis-jenis kompresor yang digunakan pada *water chiller*
Sumber: www.scribd.com/20568146/HVAC-Handbook-Air-Conditioning-Clinic-11-Absorption-Water-Chillers

Water chiller yang menggunakan siklus kompresi-uap dibedakan dari jenis kompresor yang digunakan (gambar 2.12). Berikut ini macam-macam kompresor yang umumnya digunakan pada *water chiller* kompresi-uap:

1. Kompresor torak

Kompresor torak digunakan untuk pendingin skala kecil, yaitu berkapasitas hingga 100 ton refrigerasi (350 kW). Biasanya sering dipasang lebih dari satu kompresor untuk meningkatkan kapasitas pendingin hingga 200 ton (700 kW). Mekanisme pada kompresor torak (gambar 2.13), yaitu pada saat berlangsung langkah hisap, gas refrigeran yang bertekanan rendah ditarik masuk melalui katup hisap yang terbuka yang terletak pada bagian kepala silinder. Setelah sampai akhir langkah hisap atau awal langkah kompresi, katup hisap dan buang tertutup. Semua katup tetap tertutup juga pada saat langkah kompresi. Sebelum piston sampai titik mati

atas, katup buang mulai terbuka dan gas refrigeran keluar dengan tekanan dan temperatur yang tinggi. Kemudian katup buang tertutup dan kembali lagi pada awal langkah hisap.



Gambar 2.13 Mekanisme kompresor torak
Sumber: Penyebaran Udara (1981: 127)

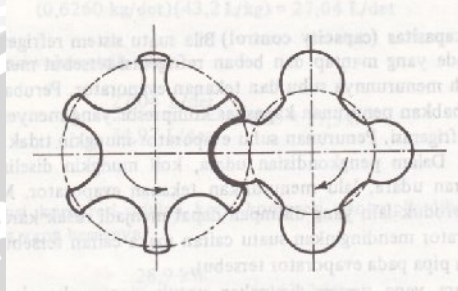
2. **Kompresor scroll**

Kompresor *scroll* merupakan alternatif dari kompresor torak, dan umumnya tersedia dengan konfigurasi *hermetik* dengan kapasitas hingga ton refrigerasi (53 kW). Pada umumnya, kompresor *scroll* 10 sampai 15 persen lebih efisien dibandingkan kompresor torak, karena mempunyai kurang lebih 60 persen lebih sedikit peralatan daripada kompresor torak. Kompresor torak dan *scroll* biasanya digunakan pada *water chiller* skala kecil, yaitu kurang dari 200 ton (700 kW).

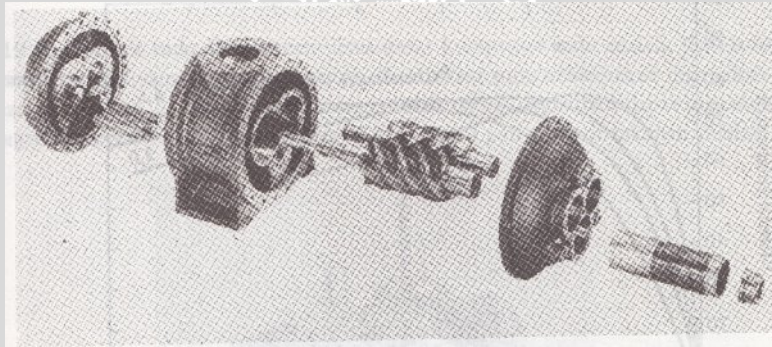
3. **Kompresor helical-rotary (atau sekrup)**

Kompresor *helical-rotary* sering digunakan pada aplikasi kompresi udara dan refrigerasi temperatur rendah. Sekarang digunakan untuk *water chiller* skala menengah, sebesar 50 sampai 500 ton refrigerasi (175 sampai 1750 kW). Seperti kompresor *scroll*, kompresor *helical-rotary* memiliki kelebihan yaitu lebih sedikit peralatan yang digunakan, disamping efisiensi yang lebih baik daripada kompresor torak. Mekanismenya seperti pada gambar 2.14 dapat dilihat penampang dua buah elemen putar utama kompresor sekrup. Di dalam rumah kompresor rotor jantan dengan empat tonjolan, yang menggerakkan rotor betina. Gambar 2.15 menunjukkan bagian – bagian utama kompresor sekrup. Uap refrigeran memasuki satu ujung kompresor pada bagian atas dan meninggalkan kompresor pada ujung yang lain pada bagian bawah. Pada posisi hisap, terbentuk ruang hampa sehingga uap mengalir ke dalamnya. Setelah rongga terisi oleh gas dan putaran terus berlanjut, maka gas yang telah terkurung digerakkan mengelilingi rumah kompresor. Pada putaran selanjutnya terjadi penangkapan tonjolan rotor jantan oleh

lekuk rotor betina, sehingga memperkecil volume rongga dan menekan gas tersebut. Pada saat tertentu, dalam proses kompresi, lubang buang terbuka, sehingga dengan penangkapan tonjolan lebih lanjut, gas yang tertekan keluar melalui lubang buang tersebut.



Gambar 2.14 Penampang dua buah rotor kompresor sekrup
Sumber: Refrigerasi dan Pengkondisian Udara (1982: 208)

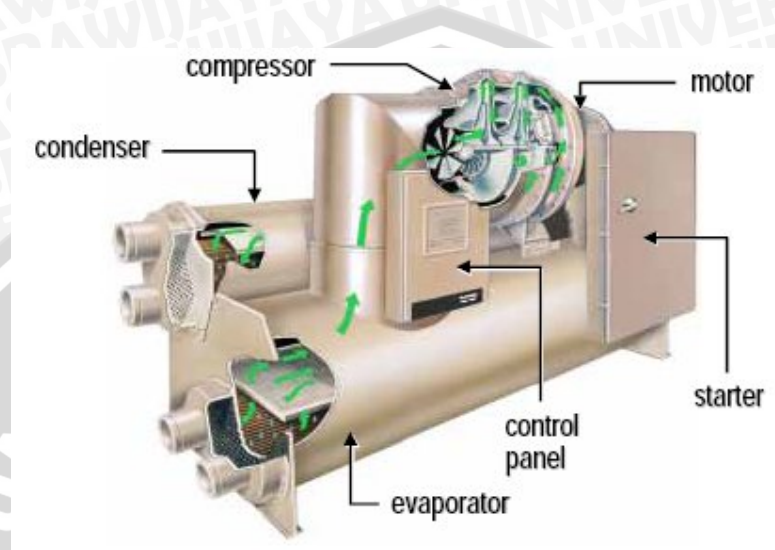


Gambar 2.15 Bagian dari kompresor sekrup
Sumber: Refrigerasi dan Pengkondisian Udara (1982: 209)

4. Kompresor *centrifugal*

Kompresor *centrifugal* digunakan pada *water chiller* skala besar. Efisiensi yang tinggi, lebih unggul, tidak bising, dan lebih murah dimiliki oleh *centrifugal water chiller*. Kompresor *centrifugal* umumnya diproduksi untuk kapasitas dari 100 sampai 3000 ton refrigerasi (350 sampai 10500 kW), dan hingga 8500 ton (30000 kW) adalah mesin built-up. Konstruksi kompresor sentrifugal sama dengan pompa sentrifugal. Mekanismenya fluida memasuki mata impeller yang berputar dan kemudian dilemparkan ke arah lingkaran luar impeller dengan gaya sentrifugal. Sudu – sudu impeller meninggikan putaran gas tersebut dan membangkitkan tekanan. Dari impeller ini, gas mengalir ke sudu – sudu penghambur atau ke ruang

spiral (volute), dimana sejumlah energi kinetik diubah menjadi tekanan. Kompresor – kompresor sentrifugal bekerja dengan kompresi adiabatik, dengan efisiensi antara 70 hingga 80 persen. Gambar 2.16 menunjukkan *centrifugal water chiller*.



Gambar 2.16 *Centrifugal water chiller*

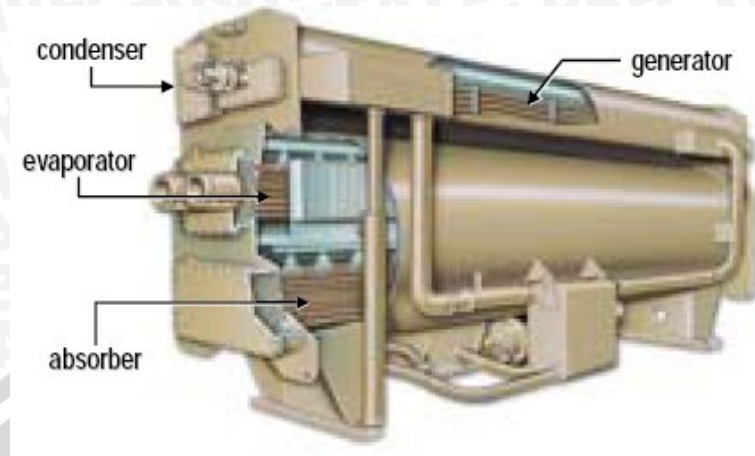
Sumber: www.scribd.com/20568146/HVAC-Handbook-Air-Conditioning-Clinic-11-Absorption-Water-Chillers

2.7.2 *Water Chiller* Absorpsi

Ada tiga tipe dasar dari *chiller* absorpsi. Umumnya tersedia untuk kapasitas antara 100 sampai 1600 ton refrigerasi (350 sampai 5600 kW), diantaranya:

1. *Single effect absorption chiller*

Single effect absorption chiller (gambar 2.17) beroperasi pada tekanan uap yang rendah kira-kira 205 kPa atau pada temperatur menengah kira-kira 132 C, dan memiliki COP antara 0,6 sampai 0,8. Dalam beberapa aplikasi, uap berlebihan dari suatu *boiler* dan panas sisa dari pembangkit listrik dapat digunakan untuk menjalankan *water chiller* jenis ini. Karena itu *water chiller* ini merupakan pelopor *chiller* yang hemat energi. Siklus kerjanya sama dengan siklus mesin pendingin jenis absorpsi yang menggunakan sistem kalor sebagai energi penggerakannya.

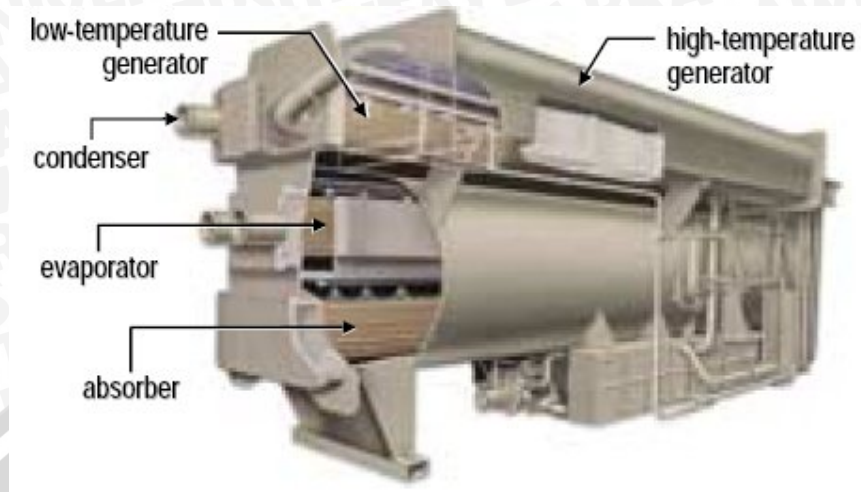


Gambar 2.17 *Single effect absorption chiller*

Sumber: www.scribd.com/20568146/HVAC-Handbook-Air-Conditioning-Clinic-11-Absorption-Water-Chillers

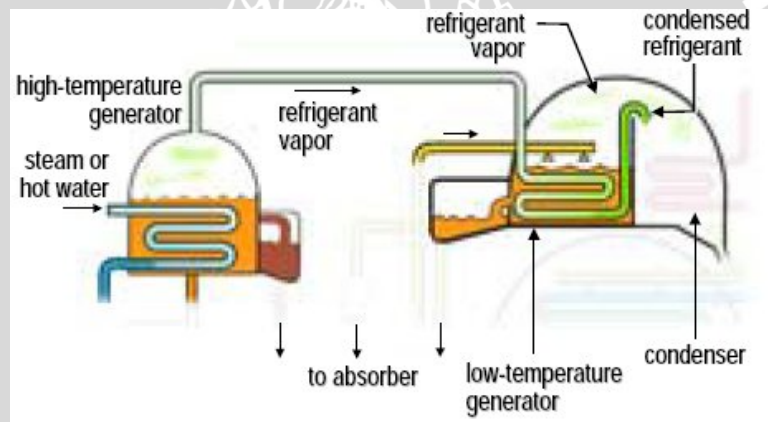
2. *Double effect absorption chiller*

Double effect absorption chiller (gambar 2.18) memerlukan tekanan uap menengah kira-kira 894 kPa atau temperatur tinggi kira-kira 188 °C untuk beroperasi, oleh karena itu membutuhkan *boiler* khusus. Umumnya nilai COP sebesar 0,9 sampai 1,2. Pada *water chiller* jenis ini, generator terdiri dari 2, yaitu generator temperatur tinggi dan generator temperatur rendah (gambar 2.19). Pada generator temperatur tinggi, uap dan air panas dengan temperatur sangat tinggi dialirkan melalui pipa berfungsi untuk memanaskan larutan absorbent dan refrigeran. Mengakibatkan refrigeran menguap dan berpisah dari larutan absorbent. Sedangkan larutan absorbent menuju absorber. Uap panas refrigeran yang dihasilkan dari generator temperatur tinggi berpindah menuju generator temperatur rendah, yang mana melewati pipa untuk memanaskan larutan refrigeran dan absorbent pada generator ini, sehingga refrigeran pada generator ini menguap dan berpisah dengan absorbent. Maka pada sistem *water chiller* absorpsi ini uap refrigeran yang dihasilkan lebih banyak karena berasal dari generator temperatur tinggi dan generator temperatur rendah. Selanjutnya refrigeran mengalir menuju kondensor, katup ekspansi, evaporator, dan absorber seperti pada *single effect absorption chiller*. Skema sistem *double effect absorption chiller (indirect-fired)* ditunjukkan pada gambar 2.20



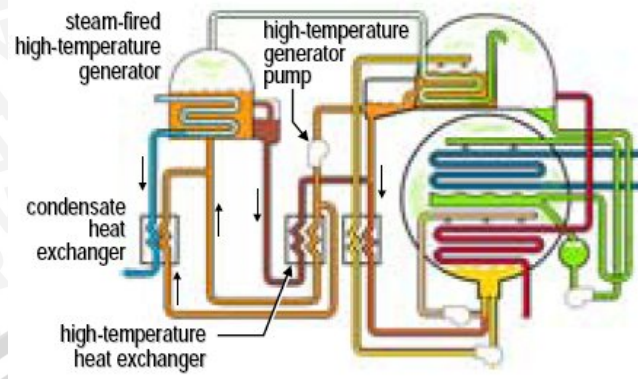
Gambar 2.18 *Double effect absorption chiller*

Sumber: www.scribd.com/20568432/HVAC-Handbook-Air-Conditioning-Clinic-16-Chilled-Water-Systems



Gambar 2.19 generator temperatur tinggi dan generator temperatur rendah

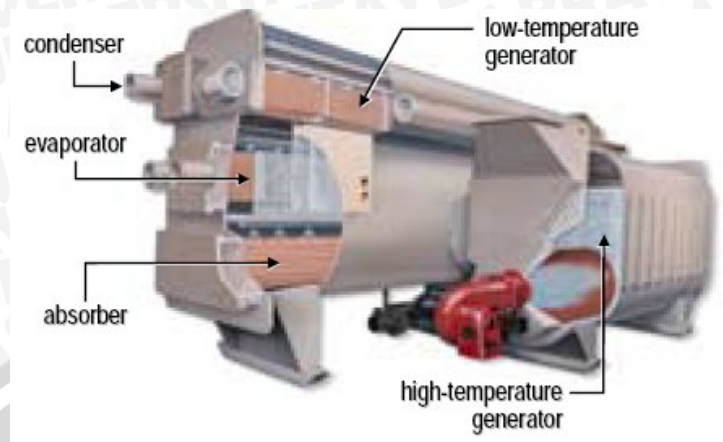
Sumber: www.scribd.com/20568432/HVAC-Handbook-Air-Conditioning-Clinic-16-Chilled-Water-Systems



Gambar 2.20 Skema sistem *double effect absorption chiller (indirect-fired)*
 Sumber: www.scribd.com/20568432/HVAC-Handbook-Air-Conditioning-Clinic-16-Chilled-Water-Systems

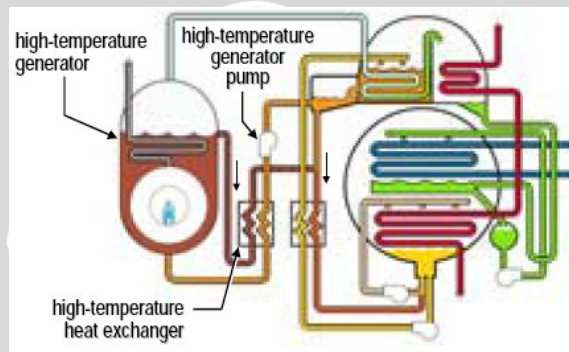
3. *Direct-fired absorption chiller (direct-fired)*

Direct-fired absorption chiller (direct-fired) (gambar 2.21) biasanya menggunakan bahan bakar gas dan minyak. Nilai COP umumnya sebesar 0,9 sampai 1,1 (berdasarkan nilai pembakaran tertinggi dari pembakaran). Efisiensi energi tertinggi dan pengurangan energi yang digunakan pada *boiler* meningkatkan keuntungan sistem *chiller* ini. Tipe *chiller* ini dapat juga menghasilkan air panas untuk pemanasan. Oleh karena itu, tipe ini disebut juga pendingin atau pemanas yang bisa menghasilkan air panas atau air dingin secara bersamaan. Water chiller jenis ini terdiri dari 2 generator, yaitu generator temperatur tinggi dan generator temperatur rendah. Hampir sama dengan jenis pembakaran tak langsung, hanya saja pada generator temperatur tinggi menggunakan pemanas dari proses pembakaran. Gambar 2.22 menunjukkan skema sistem *Double effect absorption chiller (direct-fired)*.



Gambar 2.21 *Direct-fired absorption chiller*

Sumber: www.scribd.com/20568432/HVAC-Handbook-Air-Conditioning-Clinic-16-Chilled-Water-Systems



Gambar 2.22 Skema sistem *Double effect absorption chiller (direct-fired)*

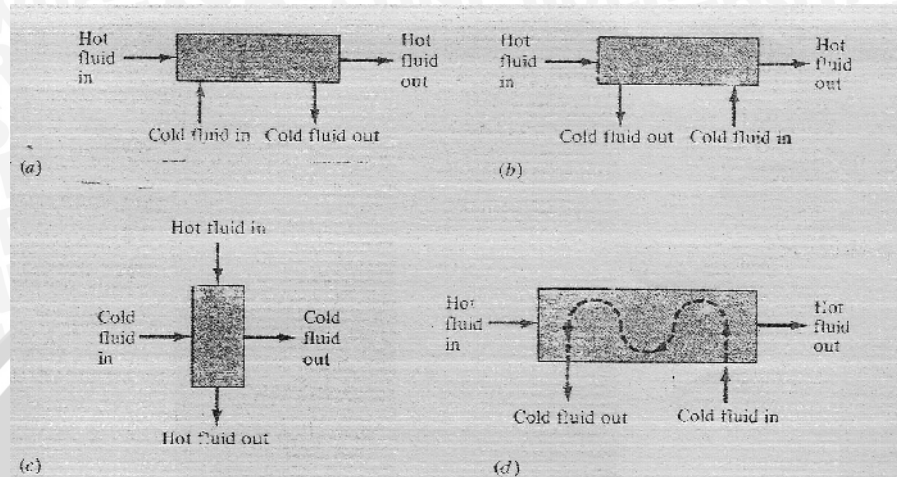
Sumber: www.scribd.com/20568432/HVAC-Handbook-Air-Conditioning-Clinic-16-Chilled-Water-Systems

Karena *water chiller* termasuk suatu *heat exchanger* maka dapat digolongkan berdasarkan jenis *heat exchanger*. Umumnya alat penukar panas diklasifikasikan berdasarkan Arah fluida yang mengalir pada *heat exchanger*

2.7.3 Klasifikasi berdasarkan arah aliran fluida

Macam – macam arah aliran fluida ditunjukkan pada gambar 2.23. Pada tipe *parallel flow*, fluida panas dan dingin masuk dan keluar alat penukar kalor secara bersama – sama pada arah yang sama. Pada tipe *counter flow*, fluida panas dan dingin masuk dan keluar alat penukar kalor dengan arah yang berlawanan. Pada tipe *singlepass crossflow*, fluida satu mengalir melewati alat penukar kalor saling menyilang dengan fluida yang lainnya.

Pada tipe *multipass crossflow*, salah satu fluida mengalir membentuk gelombang dan fluida yang lainnya melewati fluida tersebut.



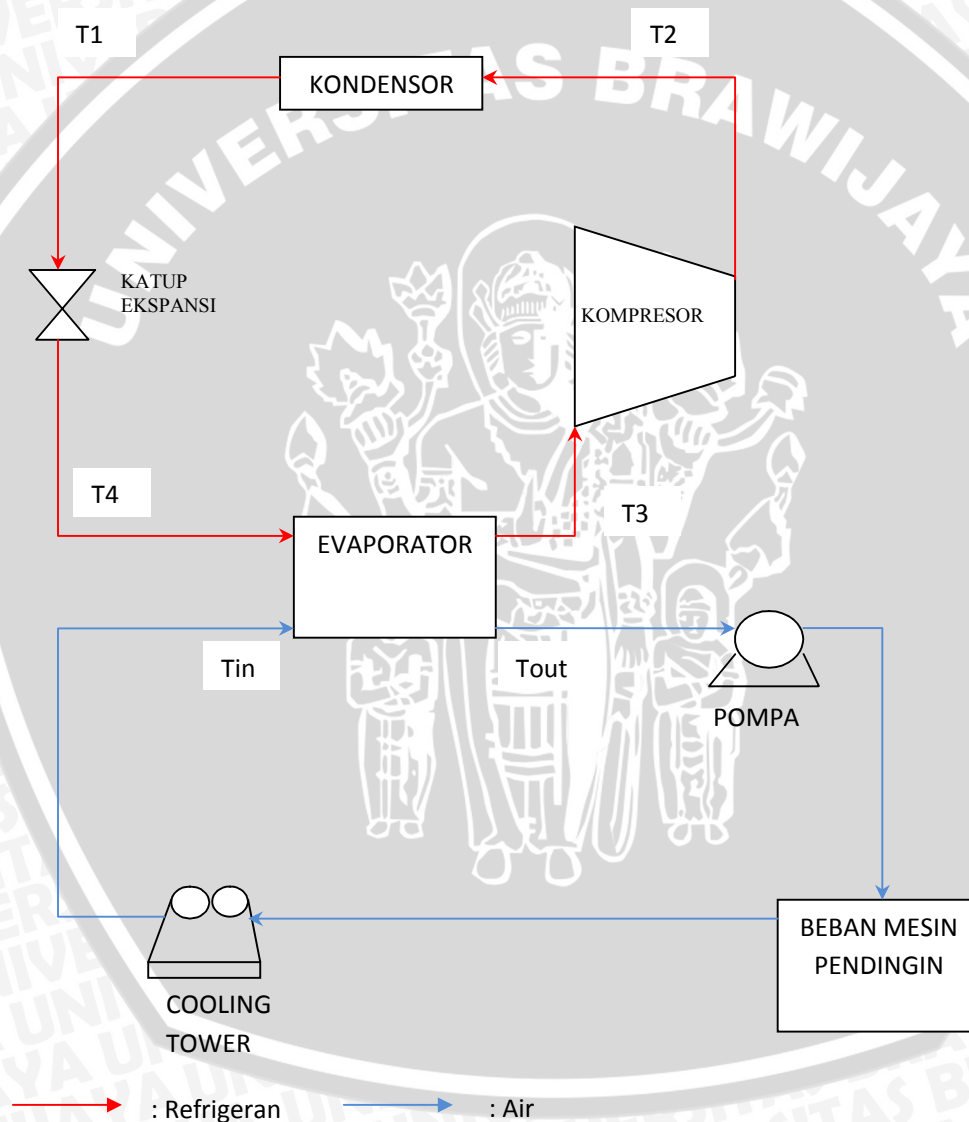
Gambar 2.23 Jenis arah aliran fluida pada alat penukar kalor
Sumber: Basic Heat Transfer (1987: 437)

2.8 Mesin *water chiller* di PT. PATRIOT PANCA PRIMA

Mesin pendingin di PT. PATRIOT PANCA PRIMA disebut juga dengan *water chiller*. *Water chiller* ini memiliki dua siklus yaitu siklus primer dan siklus sekunder. Pada siklus primer ini fluida yang mengalir adalah refrigeran, siklus primer ini sama seperti siklus mesin pendingin jenis kompresi uap. Refrigeran mengalir melewati kompresor, kondensor, katup ekspansi, dan evaporator. Pertama refrigeran dikompresikan oleh kompresor, dibuang kalornya oleh kondensor, dikabutkan oleh katup ekspansi, dan yang terakhir pada evaporator menyerap kalor dari beban pendinginan. Beban pendinginan disini adalah kalor dari air yang telah disirkulasikan dengan suatu pompa pada siklus sekunder. Pada siklus sekunder fluida yang mengalir adalah air. Air disirkulasikan dengan bantuan pompa. Air yang telah mengalami penyerapan kalor di evaporator akan dialirkan ke suatu ruangan penetas telur ayam atau *incubator* sebagai beban pendinginan. Selanjutnya air tersebut menyerap kalor di ruangan tersebut kemudian dialirkan menuju *cooling tower* untuk membuang kalor. Setelah dari *cooling tower* air mengalir menuju evaporator untuk diserap kalornya oleh refrigeran yang bersirkulasi pada siklus primer. Gambar 2.24 di bawah ini menggambarkan secara sederhana siklus dari *water chiller* di perusahaan tersebut.

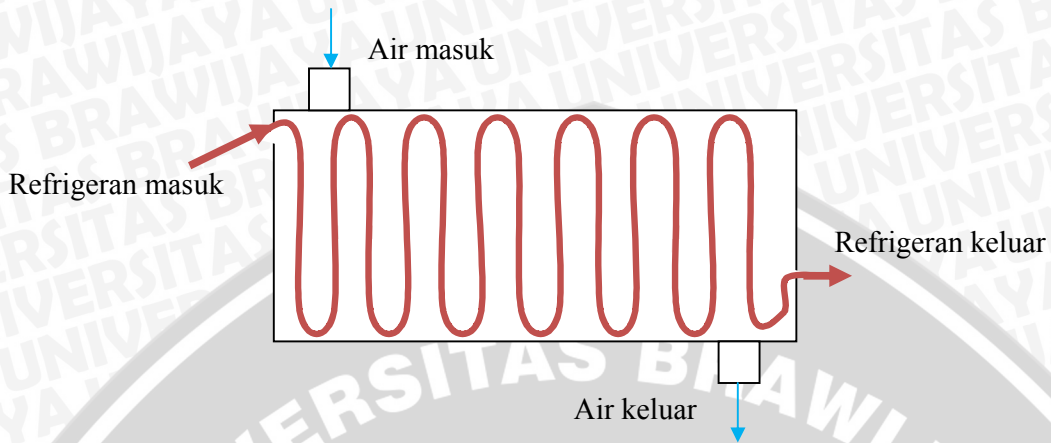
- **Refrigeran sekunder**

Refrigeran sekunder adalah fluida yang mengangkut kalor dari bahan yang sedang didinginkan ke evaporator pada sistem refrigerasi. Refrigeran sekunder mengalami perubahan suhu bila menyerap kalor dan membebaskannya pada evaporator, tetapi tidak mengalami perubahan fasa. Pada instalasi *water chiller* ini menggunakan air sebagai refrigeran sekunder. Air disini disebut juga *acted fluid* atau fluida yang didinginkan, sedangkan *acting fluid* berupa refrigeran R-22.



Gambar 2.24 Skema sederhana *water chiller* di PT. PATRIOT PANCA PRIMA
 Sumber : Arsip PT. PATRIOT PANCA PRIMA

2.9 Hubungan Temperatur Air Evaporator dengan COP water chiller



Gambar 2.25 Skema Evaporator

Keadaan di evaporator adalah adiabatik

$$q_{refrigeran} = q_{air}$$

$$\dot{m}_{ref}(h_3 - h_4) = \dot{m}_{air}(h_{out} - h_{in})$$

$$\dot{m}_{ref}(h_3 - h_4) = \dot{m}_{air}(C_{p\ air}T_{out} - C_{p\ air}T_{in})$$

$$COP = \frac{q_{ref}}{W_{komp}}$$

$$= \frac{\dot{m}_{ref}(C_{p3}T_3 - C_{p4}T_4)}{\dot{m}_{ref}(h_2 - h_3)}$$

$$= \frac{\dot{m}_{air}(C_{p\ air}T_{out} - C_{p\ air}T_{in})}{\dot{m}_{ref}(h_2 - h_3)}$$

dimana,

- h_2 = entalpi refrigeran keluar kompresor [kJ/kg]
- h_3 = entalpi refrigeran keluar evaporator / masuk kompresor [kJ/kg]
- h_4 = entalpi refrigeran masuk evaporator [kJ/kg]
- h_{out} = entalpi air keluar evaporator [kJ/kg]
- h_{in} = entalpi air masuk evaporator [kJ/kg]
- \dot{m}_{air} = laju aliran massa air [kg/det]
- \dot{m}_{ref} = laju aliran massa refrigeran [kg/det]

= kalor spesifik refrigeran [kJ/kg.K]

= kalor spesifik refrigeran [kJ/kg.K]

= kalor spesifik air [kJ/kg.K]

T_3 = temperatur refrigeran keluar evaporator [K]

T_4 = temperatur refrigeran masuk evaporator [K]

T_{out} = temperatur air keluar evaporator [K]

T_{in} = temperatur masuk evaporator [K]

2.10 Hipotesa

Semakin tinggi temperatur air masuk evaporator akan memperbesar beban pendinginan di evaporator demikian pula laju alir massa refrigeran, yang menyebabkan kenaikan kerja kompresor, sehingga COP dari *water chiller* akan berubah.



BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Metode yang digunakan

Penulisan skripsi ini menggunakan metode studi literatur dan pengambilan data dilakukan di PT. PANCA PATRIOT PRIMA, Lawang Malang.

3.2 Spesifikasi teknis mesin *water chiller* pada PT. PANCA PATRIOT PRIMA

1. Kompresor

- Merk : Copeland
- Type : ZR94KC-TFD-522
- Input : - Tegangan : 380-420 V
- Frekuensi : 50 Hz
- Arus : 10,2 A
- n : 2900 rpm
- v : 22.11 m³/jam
- oil : 110-min
- Jenis : Hermetik

2. Motor Pompa

- Merk : Elektrim
- Type : EM 90 L-4
- Input : - Tegangan : 3x230/400 V
- Daya : 1,5 kW
- Arus : 10,2/5,9 A
- Frekuensi : 50 Hz
- n : 2870 rpm
- cos phi : 0,79

3. Pompa

- Merk : Grundfos
- Type : NF 30-30
- Daya : 3,4 kW/2,4 HP
- Head : 29-13,5 m
- Kapasitas : 12-36 m³/h
- n : 2870 rpm

4. Cooling Tower

- Merk : Liang chi
- Motor : 3 PK

5. Refrigeran : R-22

3.3 Variabel penelitian

Variabel penelitian yang digunakan terdiri atas variabel bebas, variabel terkontrol, dan variabel terikat.

1. Variabel bebas

Variabel bebas adalah variabel yang besarnya ditentukan oleh peneliti dan besarnya dapat diubah – ubah untuk mendapatkan nilai variabel terikat dari obyek penelitian, sehingga diperoleh hubungan antara variabel bebas dengan variabel terikat. Variabel bebas dari penelitian ini adalah :

- Debit aliran air (0,001; 0,0011; 0,00128; 0,0013; 0,0014) m³/s.

2. Variabel terkontrol

Variabel yang dikontrol dalam penelitian ini adalah :

- Temperatur air masuk evaporator (21; 22) °C.

3. Variabel terikat

Variabel terikat adalah variabel yang besarnya tidak dapat ditentukan, tetapi besarnya tergantung pada variabel bebasnya. Dalam penelitian ini variabel terikatnya adalah :

- *Coefficient of Performance (COP)*

3.4 Rancangan Penelitian

Model rancangan penelitian dengan melibatkan satu variabel terkontrol yaitu variasi temperatur air masuk evaporator sebesar (21; 22) °C. Dengan perulangan sesuai dengan debit aliran air yang telah ditentukan yaitu (0,001; 0,0011; 0,00128; 0,0013; 0,0014) m³/s.

Tabel 3.1 Data Rancangan Penelitian

Q m ³ /s	T _{kom} (°C)		T _{kon} (°C)		T _{eks} (°C)		T _{evap} (°C)	
	in	Out	in	out	in	out	in	out
0,001								
0,0011								
0,00128								
0,0013								
0,0014								

Keterangan:

- Q : Debit aliran air (m^3/s)
 $T_{kom\ in}$: Temperatur refrigeran masuk kompresor ($^{\circ}C$)
 $T_{kom\ out}$: Temperatur refrigeran keluar kompresor ($^{\circ}C$)
 $T_{kon\ in}$: Temperatur refrigeran masuk kondensor ($^{\circ}C$)
 $T_{kon\ out}$: Temperatur refrigeran keluar kondensor ($^{\circ}C$)
 $T_{eks\ in}$: Temperatur refrigeran masuk katup ekspansi ($^{\circ}C$)
 $T_{eks\ out}$: Temperatur refrigeran keluar katup ekspansi ($^{\circ}C$)
 $T_{evap\ in}$: Temperatur refrigeran masuk evaporator ($^{\circ}C$)
 $T_{evap\ out}$: Temperatur refrigeran keluar evaporator ($^{\circ}C$)

3.5 Tempat dan waktu

Studi literatur dilakukan di perpustakaan Fakultas Teknik Jurusan Mesin Universitas Brawijaya, Perpustakaan Universitas Brawijaya, dan data teknis dari unit mesin *water chiller* PT. PANCA PATRIOT PRIMA, Lawang, Malang.

3.6 Data yang diambil

Seluruh data yang digunakan dalam skripsi ini diperoleh dari data operasi harian unit mesin *water chiller* PT. PANCA PATRIOT PRIMA, Lawang, Malang yang meliputi :

1. Temperatur refrigerant masuk kompresor ($^{\circ}C$)
2. Temperatur refrigerant masuk kondensor ($^{\circ}C$)
3. Temperatur refrigerant masuk katup ekspansi ($^{\circ}C$)
4. Temperatur refrigerant masuk kondensor ($^{\circ}C$)
5. Temperatur air masuk evaporator ($^{\circ}C$)
6. Temperatur air keluar evaporator ($^{\circ}C$)
7. Tekanan refrigerant masuk kompresor (N/m^2)
8. Tekanan refrigerant keluar kompresor (N/m^2)
9. Kapasitas air *cooling tower* (m^3/h)

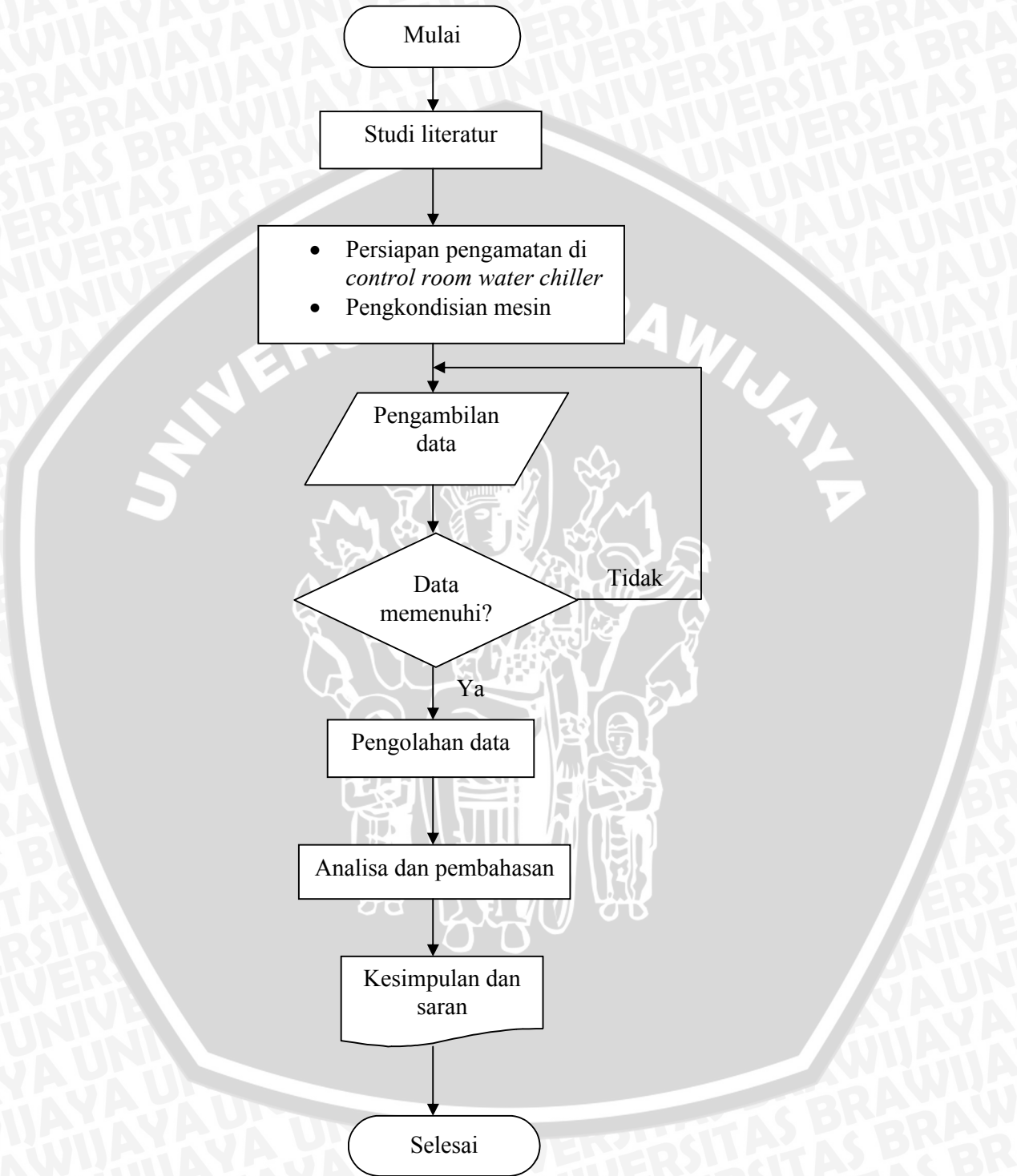
3.7 Prosedur Analisis

Langkah – langkah analisis untuk memperoleh hasil akhir dari skripsi ini adalah sebagai berikut :

1. Menentukan property yang ada dalam data dari unit mesin *water chiller* PT. PANCA PATRIOT PRIMA untuk menganalisisnya, dimana dalam data tersebut terdapat keterangan tekanan, temperatur.
2. Menghitung *COP* mesin *water chiller* pada saat beroperasi.
3. Membandingkan kelima macam prosentase beban yang diasumsikan sebagai debit air yang mengalir pada instalasi *water chiller* dan menganalisis pembebanan yang optimum dalam *COP*.
4. Membandingkan variasi temperatur air masuk pada evaporator terhadap *COP* mesin *water chiller*.
5. Menyimpulkan hasil analisis.



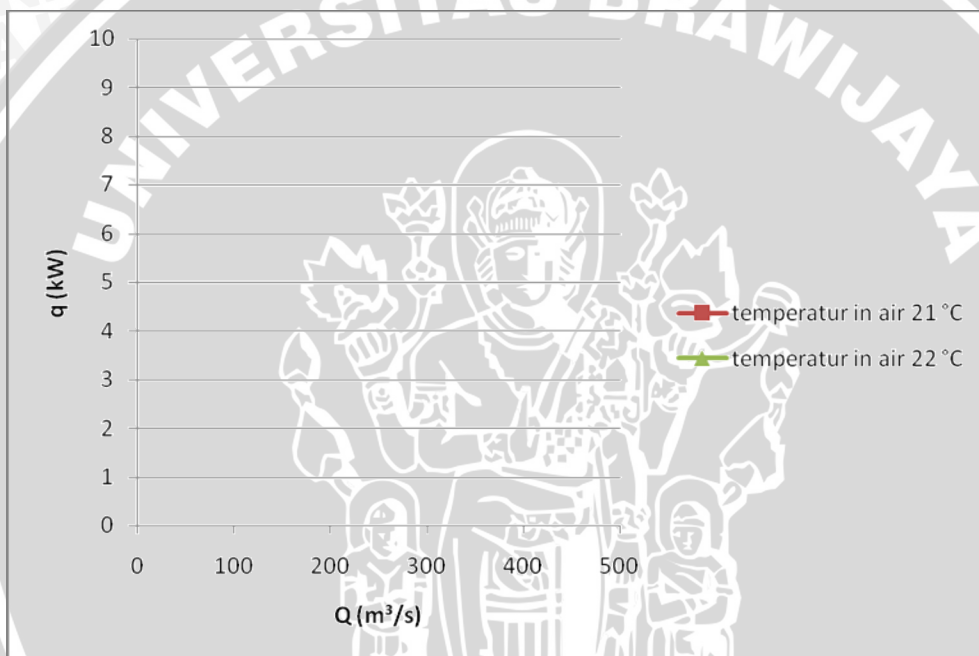
3.8 Diagram Alir Proses Penelitian



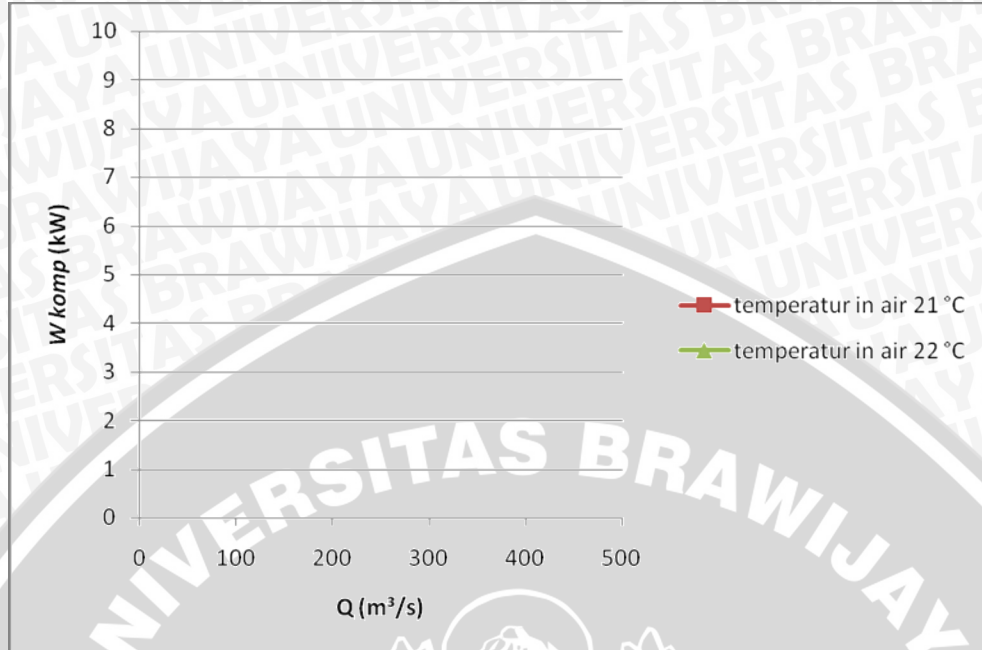
Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian

3.9 Perkiraan Grafik

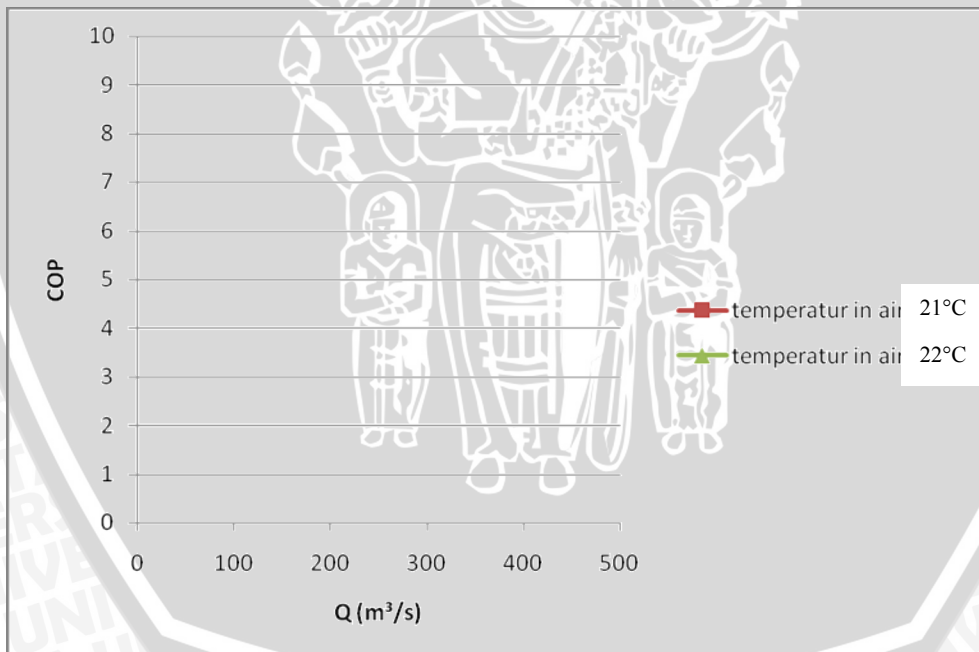
Rencana grafik yang akan ditampilkan dalam penelitian ini adalah grafik hubungan debit aliran air (Q) m^3/s terhadap kalor yang diserap evaporator (q) dalam kW yang ditunjukkan pada gambar 3.2, grafik hubungan debit aliran air (Q) m^3/s terhadap kerja kompresor (W) kW yang ditunjukkan pada gambar 3.3, dan grafik hubungan debit aliran air (Q) m^3/s terhadap COP water chiller yang ditunjukkan pada gambar 3.4. Ketiga grafik tersebut menggunakan variable terkontrol berupa temperautr air masuk evaporator sebesar $21^\circ C$ dan $22^\circ C$.



Gambar 3.2 Grafik Hubungan Temperatur Air Masuk Evaporator terhadap Kalor yang Diserap Evaporator dan Debit Aliran Air.



Gambar 3.3 Grafik Hubungan Temperatur Air Masuk Evaporator terhadap Kerja Kompresor dan Debit Aliran Air.



Gambar 3.4 Grafik Hubungan Temperatur Air Masuk Evaporator terhadap COP Water Chiller dan Debit Aliran Air.

BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1. Analisa Data

4.1.1 Data Hasil Penelitian

Data-data diambil dengan melakukan variasi debit aliran air satuan m^3/s . Adapun besarnya yaitu : 0.001, 0.0011, 0.00128, 0.0013, 0.0014 m^3/s dan data penelitian yang diperoleh sebagai berikut :

Tabel 4.1 Data Hasil Pengujian

Q m^3/s	Tin air (°C)	T _{kom} (°C)		T _{kon} (°C)		T _{eks} (°C)		T _{evap} (°C)	
		in	out	in	out	in	out	in	out
0.001	21	20	86	86	38	38	12	12	20
0.0011	21	21	88	88	38	38	12	12	21
0.00128	21	23	90	90	40	40	12	12	23
0.0013	21	24	94	94	41	41	12	12	24
0.0014	21	24	95	95	43	43	12	12	24
0.001	22	21	88	88	37	37	13	13	21
0.0011	22	22	90	90	39	39	13	13	22
0.00128	22	24	92	92	41	41	13	13	24
0.0013	22	25	93	93	42	42	13	13	25
0.0014	22	25	95	95	43	43	13	13	25

Dimana :

Q : Debit aliran air (m^3/s)

T_{air in} : Temperatur air masuk evaporator (°C)

T_{kom in} : Temperatur refrigeran masuk kompresor (°C)

T_{kom out} : Temperatur refrigeran keluar kompresor (°C)

T_{kon in} : Temperatur refrigeran masuk kondensor (°C)

T_{kon out} : Temperatur refrigeran keluar kondensor (°C)

T_{eks in} : Temperatur refrigeran masuk katup ekspansi (°C)

T_{eks out} : Temperatur refrigeran keluar katup ekspansi (°C)

T_{evap in} : Temperatur refrigeran masuk evaporator (°C)

T_{evap out} : Temperatur refrigeran keluar evaporator (°C)

4.1.2. Olah Data

Olah data dilakukan untuk mencari nilai besaran-besaran yang diperlukan untuk menentukan karakteristik COP. Disini akan ditunjukkan olah data dari hasil pengamatan dengan temperatur air masuk evaporator 21°C :

- Debit aliran air, $Q_1 : 0.00128 \text{ m}^3/\text{s}$
- Temperatur air masuk evaporator, $T_{air \text{ in}} : 21^\circ\text{C}$
- Temperatur refrigeran masuk kompresor, $T_{kom \text{ in}} : 23^\circ\text{C}$
- Temperatur refrigeran keluar kompresor, $T_{kom \text{ out}} : 90^\circ\text{C}$
- Temperatur refrigeran masuk kondensor, $T_{kon \text{ in}} : 90^\circ\text{C}$
- Temperatur refrigeran keluar kondensor, $T_{kon \text{ out}} = 40^\circ\text{C}$
- Temperatur refrigeran masuk katup ekspansi, $T_{eks \text{ in}} = 40^\circ\text{C}$
- Temperatur refrigeran keluar katup ekspansi, $T_{eks \text{ out}} = 12^\circ\text{C}$
- Temperatur refrigeran masuk evaporator, $T_{evap \text{ in}} = 12^\circ\text{C}$
- Temperatur refrigeran keluar evaporator, $T_{evap \text{ out}} = 23^\circ\text{C}$

Proses perhitungan :

- Mencari entalpi pada masing – masing titik

Dari data empiris pada saat pengamatan serta data-data olahan, maka dengan diagram P-H R-22, dapat menentukan entalpi dari masing – masing titik yaitu:

$$h_1 = 426, 2 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 468,75 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 250 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 250 \text{ kJ/kg}$$

- Perhitungan Q_{air} pada evaporator.

Untuk menghitung Q_{air} pada evaporator, menggunakan rumus kalor, yaitu :

$$Q_{air} = \dot{m} \times C_p \times \Delta T \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right]$$

Diketahui :

$$\dot{m} = \dot{m}_{air} \times Q_n \quad \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

Sehingga rumus menjadi :

$$Q_{air} = \dot{m}_{air} \times Q_n \times C_p \times (T_{in} - T_{out}) \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right]$$

Dimana :

Q_{air} = kalor yang dilepaskan oleh air (kJ/s)

ρ_{air} = massa jenis air (kg/m³)

C_p = kalor spesifik air (kJ/kg.K)

Q_n = debit aliran air yang mengalir (m³/s)

T_{in} = Temperatur air masuk evaporator (°C)

T_{out} = Temperatur air keluar evaporator (°C)

Diketahui :

ρ_{air} pada 21 °C = 999.7762 kg/m³

$C_{p,air}$ pada 21 °C = 4.1928 kJ/kg.K

$C_{p,air}$ pada 13 °C = 4.1998 kJ/kg.K

Q_n = 0.00128 m³/s

T_{in} = 21°C

T_{out} = 13°C

$Q_{air} = \rho_{air} \times Q_n \times C_p \times (T_{in} - T_{out})$

= ρ_{air} pada 21°C × Q_n × ((C_p pada 21°C × T_{in}) - (C_p pada 13°C × T_{out}))

= 999.7762 × 0.00128 × ((4.1928 × 21) - (4.1998 × 13))

= 42.8082 (kJ/s)

3. Perhitungan \dot{m} refrigeran.

Keadaan di evaporator diasumsikan adiabatik, sehingga

$Q_{air} = Q_{refrigeran}$

Diketahui :

$Q_{air} = 42.8082$ (kJ/s), maka $Q_{refrigeran} = 42.8082$ (kJ/s)

$Q_{ref} = \dot{m}_{ref} \times (h_1 - h_4)$

$$\dot{m}_{ref} = \frac{Q_{ref}}{(h_1 - h_4)} \quad \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

Dimana :

\dot{m}_{ref} = laju alir massa refrigeran (kg/s)

Q_{ref} = kalor yang diserap refrigeran (kJ/s)

h_1 = entalpi keluar evaporator (kJ/kg)

h_4 = entalpi masuk evaporator (kJ/kg)

$$\dot{m}_{ref} = \frac{42.8082}{(426.2 - 250)}$$

$$= 0.2429$$

$$\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

4. Perhitungan daya kompresor (Pkom)

$$P_{\text{kom}} = \dot{m}_{\text{ref}} \times (h_2 - h_1) \quad (\text{kW})$$

Dimana :

P_{kom} = daya kompresor (kW)

\dot{m}_{ref} = laju alir massa refrigeran (kg/s)

h_1 = entalpi masuk kompresor (kJ/kg)

h_2 = entalpi keluar kompresor (kJ/kg)

$$\begin{aligned} P_{\text{kom}} &= 0.2429 \times (468.75 - 426.2) \\ &= 10.33762 \quad (\text{kW}) \end{aligned}$$

5. Perhitungan *Coefficient Of Performance (COP)*

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{ref}}}{P_{\text{kom}}}$$

Dimana :

Q_{ref} = kalor yang diserap refrigeran (kJ/s)

P_{kom} = daya kompresor (kW)

$$\begin{aligned} \text{COP} &= \frac{42.8082 \text{ (kJ/s)}}{10.33762 \text{ (kW)}} \\ &= 4.141011 \end{aligned}$$

4.1.3 Data Hasil Perhitungan

Data hasil perhitungan selengkapnya ditunjukkan pada Tabel Data Hasil Perhitungan di Lampiran 1.

Untuk mempermudah penjelasan hasil penelitian, maka semua hasil data pengamatan ditunjukkan dalam bentuk grafik yang pembahasannya dijelaskan pada subbab berikutnya.

4.2. Pembahasan

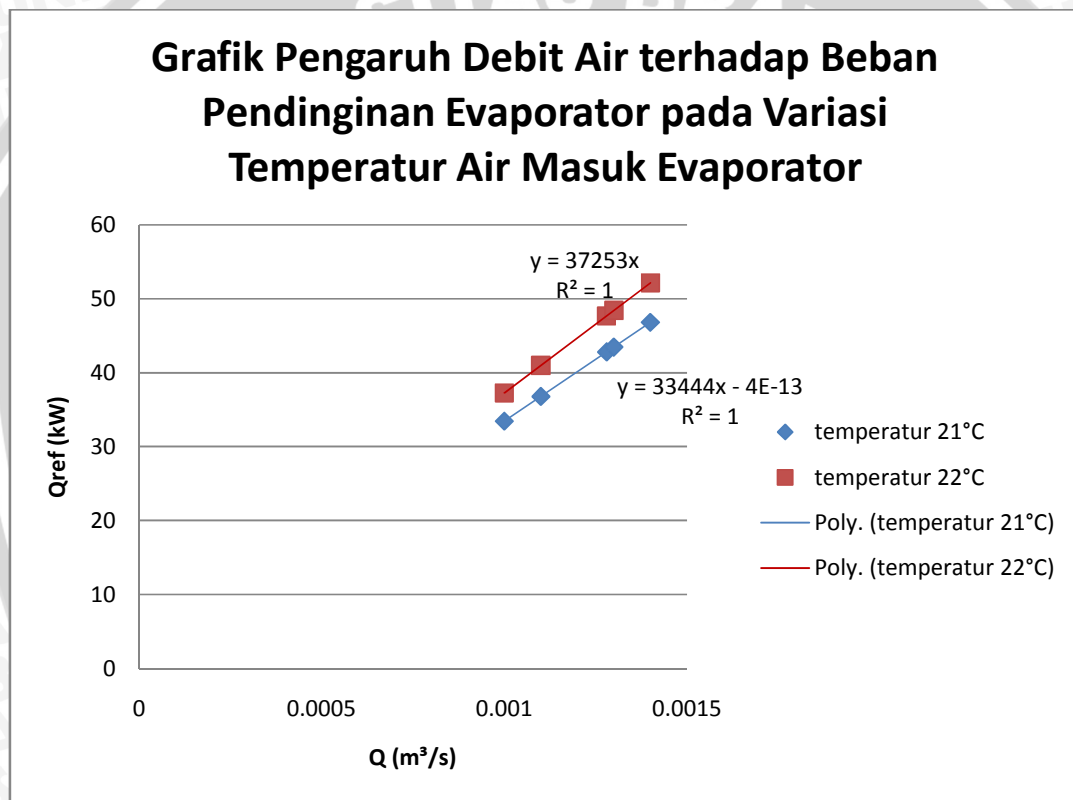
4.2.1. Variasi Debit aliran air

Penelitian ini menggunakan variabel bebas berupa variasi debit aliran air sebelum masuk ke evaporator. Variasi debit aliran air sebelum masuk ke evaporator,

akan diperoleh dengan mengatur besarnya katup pengatur debit aliran yang mengalir pada instalasi *water chiller* dengan satuan liter/menit. Perubahan debit aliran air akan mempengaruhi beban pendinginan di evaporator.

Dari variasi nilai debit aliran air dalam satuan (liter/menit) inilah, akan dibahas pengaruhnya terhadap COP *water chiller*. Pembahasan akan menggunakan kajian ilmu dasar mesin pengkondisian udara, yaitu : ilmu termodinamika, mekanika fluida serta ilmu perpindahan panas.

4.2.2. Grafik Pengaruh Debit Air terhadap Beban Pendinginan Evaporator pada Variasi Temperatur Air Masuk Evaporator



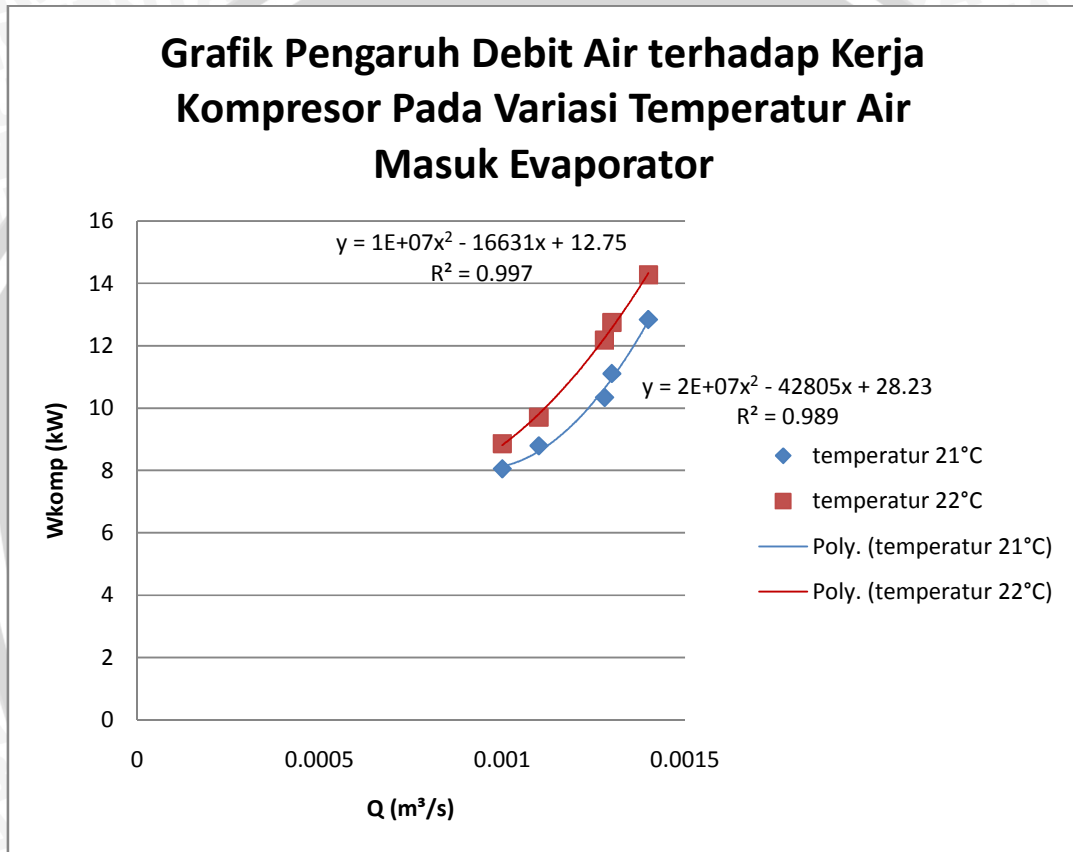
Gambar 4.1 Grafik Pengaruh Debit Air terhadap Beban Pendinginan Evaporator pada Variasi Temperatur Air Masuk Evaporator

Grafik diatas menunjukkan adanya pengaruh debit air terhadap beban pendinginan yang terjadi di evaporator. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa semakin meningkat debit air sebelum masuk ke evaporator, maka nilai beban pendinginan pada evaporator yang dihasilkan akan semakin besar pula.

Keadaan di evaporator diasumsikan adiabatik, dimana $Q_{ref} = Q_{air}$. Berdasarkan rumusan $Q_{air} = \dot{m} \times C_p \times \Delta T$ dimana Q_{air} berbanding lurus dengan \dot{m} (laju alir massa

air). Sehingga dengan meningkatnya laju alir massa air maka akan meningkatkan Q_{air} , dimana rumusan laju alir massa air $\dot{m} = \rho_{air} \times Q_n$, semakin besar debit air yang mengalir, maka akan semakin besar laju massa alir air, sehingga beban pendinginan yang terjadi di evaporator semakin besar.

4.2.3 Grafik Pengaruh Debit Air terhadap Kerja Kompresor Pada Variasi Temperatur Air Masuk Evaporator



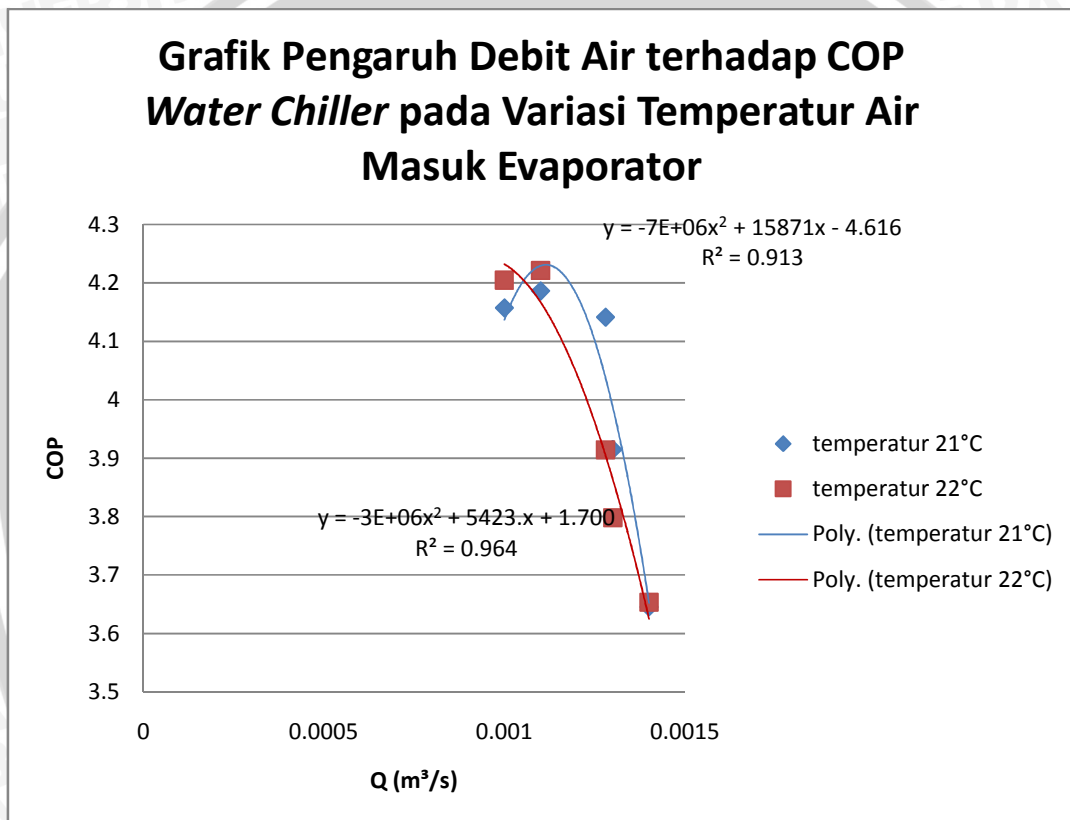
Gambar 4.2 Grafik Pengaruh Debit Air terhadap Kerja Kompresor Pada Variasi Temperatur Air Masuk Evaporator.

Grafik diatas menunjukkan adanya pengaruh debit air terhadap kerja kompresor. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa semakin meningkat debit air sebelum masuk ke evaporator, maka nilai kerja kompresor yang dihasilkan akan semakin besar pula.

Keadaan di evaporator diasumsikan adiabatik, dimana $Q_{ref} = Q_{air}$. Berdasarkan rumusan $Q_{air} = \dot{m} \times C_p \times \Delta T$ dimana Q_{air} berbanding lurus dengan \dot{m} (laju alir massa air). Sehingga dengan meningkatnya laju alir massa air maka akan meningkatkan Q_{air} , dimana rumusan laju alir massa air $\dot{m} = \rho_{air} \times Q_n$, semakin besar debit air yang

mengalir, maka akan semakin besar laju massa alir air, sehingga Q_{air} meningkat demikian pula Q_{ref} , dimana $Q_{ref} = \dot{m}_{ref} \times \Delta h$. Karena Q_{ref} berbanding lurus dengan \dot{m}_{ref} , maka dengan Q_{ref} yang meningkat, maka \dot{m}_{ref} juga meningkat. Berdasarkan rumus $P_{komp} = \dot{m}_{ref} \times \Delta h$, dengan \dot{m}_{ref} yang meningkat, maka P_{komp} juga meningkat.

4.2.4 Grafik Pengaruh Debit Air terhadap COP *Water Chiller* pada Variasi Temperatur Air Masuk Evaporator .



Gambar 4.3 Grafik Pengaruh Debit Air terhadap COP *Water Chiller* pada Variasi Temperatur Air Masuk Evaporator.

Grafik diatas menunjukkan adanya pengaruh debit air terhadap COP *water chiller*. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa semakin meningkat debit air sebelum masuk ke evaporator, maka nilai COP akan meningkat kemudian pada titik tertentu menurun. Peningkatan suhu yang terjadi di evaporator lebih kecil daripada yang terjadi di kompresor, sehingga perbandingan nilai yang dihasilkan akan meningkat kemudian menurun sesuai pada grafik di atas. Hal ini sesuai dengan rumusan $COP = \frac{Q_{ref}}{P_{komp}}$,

dimana COP berbanding lurus dengan ———. Pada titik debit 0.001 s/d 0.0011 (m^3/s) memiliki perbandingan nilai ——— semakin meningkat, selanjutnya pada titik debit 0.00128 s/d 0.0014 (m^3/s) perbandingan nilai ——— semakin menurun. Karena nilai ——— berbanding lurus dengan COP, maka nilai COP yang dihasilkan meningkat kemudian menurun. Nilai COP tertinggi yaitu 4.221 pada beban pendinginan evaporator 40.978 (kJ/s) terjadi pada temperatur air masuk evaporator tertinggi yaitu 22 ($^{\circ}\text{C}$) dan pada debit air 0.0011 (m^3/s).

UNIVERSITAS BRAWIJAYA



BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari penelitian ini dapat disimpulkan bahwa :

- Ternyata temperatur air masuk evaporator berpengaruh terhadap unjuk kerja *water chiller*.
- Semakin tinggi temperatur air masuk evaporator dan semakin bertambahnya debit air yang mengalir pada instalasi *water chiller* akan meningkatkan beban pendinginan pada evaporator, kerja kompresor dan menyebabkan perubahan pada COP *water chiller*.
- COP tertinggi yaitu 4.221 pada beban pendinginan evaporator 40.978 (kJ/s) terjadi pada temperatur air masuk evaporator tertinggi yaitu 22 (°C) dan pada debit air 0.0011 (m³/s).

5.2 Saran

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, peneliti menyarankan untuk penelitian selanjutnya perlu dilakukan dengan berbagai variasi yang lain yaitu:

- Pengaruh temperatur air masuk evaporator terhadap COP *water chiller* dengan variasi debit refrigeran yang mengalir pada instalasi *water chiller*.
- Pada penelitian selanjutnya dapat digunakan alat ukur digital pada pengambilan data tekanan agar lebih mempermudah proses pengambilan data.

DAFTAR PUSTAKA

- Arismunandar, Wiranto & Sato, Heizo; 1981: *Penyegaran Udara*; Penerbit PT Pradnya Paramita, Jakarta.
- Daryanto, Drs; 1983: *Ikhtisar Praktis Teknik Pendingin untuk STM, FKT, FT*; Penerbit Tarsito, Bandung.
- Djojodihardjo, Harijono; 1983: *Dasar – Dasar Termodinamika Teknik*; Penerbit PT Gramedia, Jakarta.
- Kulsherstha, S. K; 1989: *Buku Teks Termodinamika Terpakai, Teknik Uap dan Panas*; Penerbit Universitas Indonesia, Jakarta.
- Nainggolan, W. S; 1987: *Thermodinamika*; CV. Armico, Bandung.
- Necati, M, O; 1989: *Basic Heat Transfer*; R.E. Krieger Pub. Co.
- Rasta, M, I; 2007: Pengaruh Laju Aliran Volume *Chilled Water* Terhadap NTU pada FCU Sistem AC Jenis *Water Chiller*, JURNAL TEKNIK MESIN Vol. 9, No. 2, Oktober 2007, 72 – 79; Politeknik Negeri Bali, Bali.
- Setyo, Y, S; 2006: Perkembangan Terkini Teknologi Refrigerasi (2) (Penkondisian Udara (AC), Artikel Iptek - Bidang Energi dan Sumber Daya Alam.
- Stoecker, W,F; 1982: *Refrigerasi dan Pengkondisian Udara. Edisi Kedua*; Penerbit Erlangga, Jakarta.
- Sushkov, V, V, Prof; 1992: *Technical Thermodynamics First Impression*; Peace Publishers, Moscow.
- Widodo, S, & Hasan, S; 2008: *Sistem Refrigerasi dan Tata Udara Jilid 2 Untuk SMK*; Departemen Pembinaan Sekolah Menengah Kejuruan, Jakarta.
- http://teknik-pendingin.blogspot.com/2008_08_01_archive.html
- www.scribd.com/.../20568146/HVAC-Handbook-Air-Conditioning-Clinic-11-Absorption-Water-Chillers
- www.scribd.com/.../20568432/HVAC-Handbook-Air-Conditioning-Clinic-16-Chilled-Water-Systems

Lampiran 1

Data Hasil Perhitungan

Q (m ³ /s)	Tin air (°C)	T kom (°C)		T kon (°C)		T eks (°C)		T evap (°C)		h1 (kJ/kg)	h2 (kJ/kg)	h3 (kJ/kg)	h4 (kJ/kg)	mref (kg/s)	Pkomp (kW)	Qref (kJ/s)	COP
		in	out	in	out	in	out	in	out								
0.001	21	12	86	86	38	38	5	5	12	421.8	463.9	247.5	247.5	0.191	8.045	33.443	4.156
0.0011	21	11	88	88	38	38	5	5	11	421.4	463.04	247.5	247.5	0.211	8.788	36.788	4.185
0.00128	21	10	90	90	40	40	5	5	10	421	462.34	250	250	0.250	10.337	42.808	4.141
0.0013	21	8	94	94	41	41	5	5	8	420.2	463.07	252.9	252.9	0.259	11.105	43.477	3.914
0.0014	21	7	95	95	43	43	5	5	7	419.8	464.86	255.8	255.8	0.285	12.843	46.821	3.645
0.001	22	11	88	88	37	37	6	6	11	421.4	462.9	246.7	246.7	0.213	8.859	37.253	4.204
0.0011	22	10	90	90	39	39	6	6	10	421	463.20	249.2	249.2	0.238	9.707	40.978	4.221
0.00128	22	8	92	92	41	41	6	6	8	420.2	462.93	252.9	252.9	0.285	12.180	47.683	3.914
0.0013	22	7	93	93	42	42	6	6	7	419.8	463.61	253.75	253.75	0.291	12.750	48.429	3.798
0.0014	22	7	95	95	43	43	6	6	7	419.8	464.68	255.8	255.8	0.318	14.273	52.154	3.653

Lampiran 2
Diagram P-H R22

