TUGAS AKHIR – TM141585

STUDI EKSPERIMEN MENGGUNAKAN VARIASI ALAT EKSPANSI *THERMOSTATIC EXPANSION VALVE* (TXV) DAN PIPA KAPILER TERHADAP PERFORMANSI SISTEM *WATER CHILLER*

IBNU WARDOYO
NRP. 2115 105 024

Dosen Pembimbing
ARY BACHTIAR KRISHNA PUTRA ST, MT, PhD.

TUGAS AKHIR – TM141585

STUDI EKSPERIMEN MENGGUNAKAN VARIASI ALAT EKSPANSI *THERMOSTATIC EXPANSION VALVE* (TXV) DAN PIPA KAPILER TERHADAP PERFORMANSI SISTEM *WATER CHILLER*

IBNU WARDOYO
NRP. 2115 105 024

Dosen Pembimbing
ARY BACHTIAR KRISHNA PUTRA ST, MT, PhD.

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018

FINAL PROJECT – TM141585

EXPERIMENTAL STUDIES USING THERMOSTATIC EXPANTION VALVE (TXV) AND CAPILLARY PIPES VARIATION ON WATER CHILLER SYSTER PERFORMANCE

IBNU WARDOYO
NRP. 2115 105 024

Supervisor
ARY BACHTIAR KRISHNA PUTRA ST, MT, PhD.

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty Of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute Of Technology
Surabaya 2018

STUDI EKSPERIMEN MENGGUNAKAN VARIASI ALAT EKSPANSI *THERMOSTATIC EXPANSION VALVE* (TXV) DAN PIPA KAPILER TERHADAP PERFORMANSI SISTEM *WATER CHILLER*

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program StudiS-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:
IBNU WARDOYO
NRP. 2115105024

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Ary Bachtiar KP, ST, MT, Ph.D. (Pembimbing)
   NIP. 19710524199702100[illegible]
2. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng (Penguji I)
   NIP. 19531019197903100[illegible]
3. Prof. Ir. Sutardi M.Eng. Ph.D. (Penguji II)
   NIP. 19641228199003100[illegible]
4. Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT. (Penguji III)
   NIP. 197301161997021001

SURABAYA

JANUARI, 2018

Studi Eksperimen Menggunakan Variasi Alat Ekspansi *Thermostatic Expansion Valve* (TXV) dan Pipa Kapiler Terhadap Performansi Sistem *Water chiller*

Nama : **Ibnu Wardoyo**
NRP : **2115105024**
Jurusan / Fakultas : **Teknik Mesin FTI-ITS**
Dosen Pembimbing : **Ary Bachtiar Krishna Putra, ST, MT, Ph.D**

Abstrak

Water chiller (air pendingin) telah menjadi kebutuhan umum pada gedung-gedung perkantoran dan mal-mal di kota-kota besar dikarenakan *water chiller water* lebih effisien dibandingkan ac split. Pengkondisi udara sangat diperlukan karena Indonesia memiliki iklim tropis dan kondisi udara yang cenderung lembab. Prinsip kerja chiller water sama denga sistem refrigrasi. *water chiller water* merupakan air dingin yang dihasilkan oleh mesin pendingin (mesin *chiller*) untuk di distribusikan ke unit-unit mesin AHU (*air handling unit*). Performa sistem di *chiller water* dinyatakan dalam nilai COP, untuk meningkatkan nilai dari COP dalam sistem *chiller water* dengan cara memodifikasi alat ekpansi yaitu menggunakan *Thermostatic Expansion Valve (TXV)* dan pipa kapiler.

Pada sistem chiller water ini penguji menggunakan sistem pendingan air yang dialirkan ke evaporator yang ada di dalam drum (bak) melalui pompa sentrifugal, dan beban pendinginan pendinginan penguji menggunakan drum (bak) yang satunya yang berisi *heater* untuk memanaskan air di dalamnya. Eksperimen ini menguji sebrapa jauh pengaruh alat ekspansi yang digunakan yaitu *automatic expansion valve* (TXV) dan pipa kapiler untuk

mengetahui nilai COP dalam satu sistem. Alat dan bahan yang digunakan pada saat pengujian diantara lain *pressure gauge*, *flowmeter*, refrigran R-22, termokopel dan perangkat data akuisisi. Pengambilan data dilakukan dengan variasi alat ekpansi *automatic expansion valve* (TXV) dan pipa kapiler dengan beban temperatur air yang sudah dipanaskan dengan *heater* dengan suhu 25 °C, 35 °C dan 45 °C. Pada setiap variasi, pengambilan dilakukan selama 1 jam dengan interval waktu 5 menit.

Hasil dari eksperimen *water chiller* dengan variasi alat ekspansi membuktikan bahwa pengguna alat ekspansi *Thermostatic Expansion Valve (TXV)* lebih baik dari alat ekspansi pipa kapiler dinyatakan dalam nilai COP. Nilai COP elektik penggunaan TXV sebesar 2,434 pada beban *low* (30˚C), beban *medium* (35˚C) sebesar 2,838 dan beban *high* (40˚C) sebesar 3,251 untuk penggunaan alat ekspansi pipa kapiler untuk beban *low* (30˚C) sebesar 2,376 , beban *medium* (35˚C) sebesar 2,377 dan beban *high* (40˚C) sebesar 2,389

Kata kunci: Refrigeran, COP, Beban Evaporator, Alat ekspansi

Experimental Studies Using Thermostatic Expansion Valve (TXV) and Capillary Pipes Variation On Water Chiller System Performance

Name : **Ibnu Wardoyo**
NRP : **2115105024**
Department : **Mechanical Engineering - FTI ITS**
Academic Supervisor : **Ary Bachtiar Krishna Putra, ST, MT, Ph.D**

Abstract

Water chiller (cooling water) has become a common requirement in office buildings and malls in big cities because water chiller water is more efficient than ac split. Air conditioning is very necessary because Indonesia has a tropical climate and air conditions tend to be moist. The working principle of chiller water is the same as the refrigration system. water chiller water is cold water produced by cooling machine (chiller machine) to distribute to AHU machine units (air handling unit). The performance of the system in chiller water is expressed in COP value, to increase the value of COP in the chiller water system by modifying the expansion means using Thermostatic Expansion Valve (TXV) and capillary tube.

In this chase, Chiller water system used water cooling system that flows to the existing evaporator in the drum (tub) through a centrifugal pump, and the cooling load of the testers uses the only drum that contains the heater to heat the water in it. This experiment extent of the expansion valve used (TXV) and capillary tube to determine the value of COP in one system. Tools and materials used at the time of testing among other pressure gauge,

flowmeter, refrigran R-22, thermocouple and data acquisition devices. The data were collected by variation of expansion valve expansion valve (TXV) and capillary tube with load of heated water temperature with heater with temperature 25 ° C, 35 ° C and 45 ° C. Each variation takes 1 hour with a time interval of 5 minutes.

Results from water chiller experiments with a variety of expansion tools prove that used Thermostatic Expansion Valve (TXV) expansion tools are better than capillary expansion tools expressed in COP values. The value of COP electronics use TXV of 2,434 at low load (30˚C), medium load (35˚C) of 2,838 and high load (40˚C) of 3.251 for the use of capillary expansion tool for low load (30˚C) of 2.376, medium load (35˚C) of 2.377 and high load (40˚C) of 2.389.

Keyword : Refrigerant, COP, Evaportor load, Expantion tools.

KATA PENGANTAR

Segala puji dan syukur penulis curahkan sepenuhnya kepada Allah SWT, karena atas berkah dan izin-Nya tugas akhir ini dapat terselesaikan. Penulis sangat menyadari bahwa keberhasilan dalam penulisan tugas akhir ini tak lepas dari dukungan dan bantuan berbagai pihak. Melalui kesempatan ini penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu dan mendukung baik secara moril maupun materil dalam proses penyelesaian tugas akhir ini, antara lain:

1. Bapak Ary Bachtiar KP., ST., MT., Ph.D, selaku dosen pembimbing tugas akhir penulis yang selalu memberikan ilmu-ilmu yang sangat bermanfaat bagi penulis.
2. Bapak Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng, selaku dosen penguji tugas akhir penulis serta yang selalu memberikan bimbingan tentang tugas akhir penulis, terima kasih atas ilmu dan saran-saran yang telah diberikan
3. Bapak Prof. Ir. Sutardi M.Eng. Ph.D, selaku dosen penguji tugas akhir penulis, terima kasih atas ilmu dan saran-saran yang telah diberikan.
4. Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT; selaku dosen penguji tugas akhir penulis serta yang selalu memberikan bimbingan tentang tugas akhir penulis, terima kasih atas ilmu dan saran-saran yang telah diberikan.
5. Orang tua dan keluarga tercinta yang selalu memberikan nasehat kepada penulis dan selalu memberi dukungan dan mendoakan penulis.
6. Seluruh dosen dan karyawan jurusan Teknik Mesin ITS.
7. Semua teman Lintas Jalur yang tidak dapat disebutkan oleh penulis.

Penulis menyadari bahwa laporan tugas akhir ini masih banyak kekurangan dan dengan senang hati penulis siap menerima kritik dan saran yang tentunya bersifat mendorong untuk kemajuan

di kemudian hari. Penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Surabaya, Januari 2018

Penulis

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN

.....**ER**

ROR! BOOKMARK NOT DEFINED.

ABSTRAK VII

ABSTRACT IX

KATA PENGANTAR..... XI

DAFTAR ISI 13

DAFTAR GAMBAR 17

DAFTAR TABEL 19

BAB 1 PENDAHULUAN 1

1.1 LATAR BELAKANG MASALAH.....1

1.2 RUMUSAN MASALAH 2

1.3 TUJUAN TUGAS AKHIR.....2

1.4 BATASAN MASALAH.....2

1.5 METODOLOGI.....3

1.6 METODE PENULISAN.....3

BAB 2 DASAR TEORI 5

2.1 *CHILLER*.....5

2.2 BAGIAN-BAGIAN KOMPONEN UTAMA *CHILLER* WATER SISTEM.8

2.2.1 Kompresor 8

2.2.2 Kondensor 9
2.2.3 Evaporator 9
2.2.4 Alat Ekspansi 10
2.3 LANDASAN TEORI 14
2.3.1 Sistem Refrigerasi Kompresi Uap 14
2.3.2 Kinerja dari Sistem Pendingin 19
2.3.3 Pemilihan pipa kapiler 20
2.3.4 Pengaruh *pressure drop* terhadap pipa kapiler 22
2.4 PENELITIAN TERDAHULU 22
2.4.1 Kaji Eksperimental Karakteristik Pipa Kapiler Dan Katup Ekspansi Termostatik Pada Sistem Pendinginan *Water-Chiller* (Iskandar R. 2010) [5] 22
2.4.2 *Experimental Analysis of Thermostatic Expansion Valve, Constans expansion Device & Cap tube on vapour compression refrigeration system* (Rohit Joshi, 2016) [7] 24
BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN 27
3.1 LANGKAH PENELITIAN 27
3.1.1 Perumusan masalah 27
3.1.2 Studi literatur 27
3.1.3 Persiapan peralatan 27
3.1.4 Pengambilan data 27
3.1.5 Pengolahan data 27
3.1.6 Mengamati dan menganalisa hasil perhitungan 28
3.1.7 Pengaturan beban 28
3.1.8 Kesimpulan dan saran 28

3.2 DIAGRAM ALIR PENELITIAN 29
3.3 SKEMA PERALATAN PENGUJIAN DAN KOMPONEN.....30
3.3.1 Komponen dan peralatan pengujian 31
3.3.2 Komponen Pendukung 35
BAB 4 ANALISA HASIL PERCOBAAN 43
4.1 DATA HASIL PERCOBAAN 43
4.2 CONTOH PERHITUNGAN 43
4.2.1 Properti Refrigrant.....43
4.2.2 Perhitungan Laju Aliran Massa Refrigran 46
4.2.3 Perhitungan Kerja Aktual Kompresor 46
4.2.4 Perhitungan Kerja Isentropis Kompresor 47
4.2.5 Perhitungan Effisiensi Isentropis Kompresor 47
4.2.6 Perhitungan $\boldsymbol{Q}$ evaporator.....47
4.2.7 Perhitungan $\boldsymbol{Q}$ kondensor 48
4.2.8 *Heat Rejection Ratio* (HRR).....48
4.2.9 *Coefficient of Performance Refrigran* (COP).....48
4.2.10 *Coefficient of Performance* (COP) elektrik 48
4.3 PERHITUNGAN LAJU ALIRAN MASSA AIR.....49
4.3.1 Perhitungan $\boldsymbol{Q}$ pada air 49
4.4 ANALISA GRAFIK.....50
4.4.1 Analisa Grafik Kapasitas Evaporator terhadap Beban Pendinginan.....50
4.4.2 Analisa Grafik Kapasitas Kondensor Terhadap Beban Pendinginan.....51
4.4.3 Analisa Grafik Kerja Kompresor Terhadap Beban Pendinginan.....52

4.4.4 Analisa Grafik Effisiensi Isentropis Kompresor Terhadap Beban Pendinginan.....53
4.4.5 Analisa Grafik *Coefficient of Performance* (COP) Terhadap Beban Pendinginan.....54
4.4.6 Analisa Grafik *Coefficient of Performance* (COP) elektrik pada sistem Terhadap Beban Pendinginan.....55
4.4.7 Analisa Grafik Kapasitas Air Terhadap Beban Pendinginan56
4.4.8 Analisa P-h Diagram Terhadap Beban Pendinginan Low 58
4.4.9 Analisa P-h Diagram Terhadap Beban Pendinginan Medium 59
4.4.10 Analisa P-h Diagram Terhadap Beban Pendinginan High 60

BAB 5 PENUTUP.....63

5.1 KESIMPULAN.....63
5.2 SARAN.....63

DAFTAR PUSTAKA.....65

LAMPIRAN A.....XXI

LAMPIRAN B.....XXI

LAMPIRAN C.....XXI

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 *Water Cooled Condenser* 6
Gambar 2.2 *Air Cooled Condenser* 6
Gambar 2.3 *Evaporative Condenser* 7
Gambar 2.4 Kompresor Refrigeran 8
Gambar 2.5 Kondensor 9
Gambar 2.6 Evaporator bentuk *spiral* 10
Gambar 2.7 Skema *thermostatic Expansion Valve* (TXV) 11
Gambar 2.8 *Thermostatic Expansion Valve* (TXV) 13
Gambar 2.9 Pipa Kapiler 14
Gambar 2.10 Siklus Refrigerasi Kompresi Uap 15
Gambar 2.11 Diagram P-h Siklus Kompresi Uap Sederhana 15
Gambar 2.12 Diagram P-h siklus kompresi aktual 16
Gambar 2.13 Gambar sistem pada kompresor 17
Gambar 2.14 Gambar sistem pada kondensor 17
Gambar 2.15 Gambar sistem pada evaporator 19
Gambar 2.16 Bagan referensi pendingin untuk pipa kapiler 21
Gambar 2.17 Grafik perbandingan COP actual dengan alat ekspansi terpadap debit 23
Gambar 2.18 Grafik pengaruh air pada temperature air keluar *chiller water* 23
Gambar 2.19 Tabel Penelitian 24
Gambar 2.20 Grafik COP dengan carnot, teoritikal dan actual 25
Gambar 3.1 Skema Peralatan 31
Gambar 3.2 Kompresor dan Kondensor 32
Gambar 3.3 Pipa Kapiler 33
Gambar 3.4 *Thermostatic Expansion Valve* (TXV) 34
Gambar 3.5 Evaporator bentuk *spiral* 34
Gambar 3.6 *Filter dryer* 35
Gambar 3.7 *Sight glass* 36
Gambar 3.8 *Low pressure gauge and high pressure gauge* 37
Gambar 3.9 *High low pressure* 38
Gambar 3.10 *Heater* 38

Gambar 3.11 *Hand valve* 39
Gambar 3.12 *Flowmeter* 40
Gambar 3.13 Drum (bak) 40
Gambar 3.14 Pompa 41
Gambar 3.15 Termokopel 42
Gambar 3.16 Perangkat data akuisisi 42
Gambar 4.1 Grafik kapasitas evaporator terhadap beban 50
Gambar 4.2 Grafik kapasitas kondensor terhadap beban 51
Gambar 4.3 Grafik kerja aktual kompresor terhadap beban 52
Gambar 4.4 Grafik effisiensi isentropis kompresor terhadap beban 53
Gambar 4.5 Grafik coefficient of performance (COP) terhadap beban 54
Gambar 4.6 Grafik coefficient of performance (COP) elektrik pada sistem terhadap beban 55
Gambar 4.7 Grafik kapasitas air terhdap beban pendinginan 56
Gambar 4.8 Grafik Q loss air terhadap beban pendinginan 57
Gambar 4.9 P-h diagram terhadap beban pendinginan *low* 57
Gambar 4.10 P-h diagram terhadap beban pendinginan *medium* 58
Gambar 4.11 P-h diagram terhadap beban pendinginan *high* 59

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 Spesifik Kompresor dan kondensor 19
Tabel 3.2 Spesifik *Filter dryer* 21
Tabel 3.3 Spesifik *Sight glass* 22
Tabel 3.4 Spesifik *High low pressure* 23
Tabel 3.5 Spesifik *Heater* 24
Tabel 3.6 Spesifik *Hand valve* 24
Tabel 3.7 Spesifik *Flowmeter* 25
Tabel 3.8 Spesifik Drum (bak) 25
Tabel 3.9 Spesifik Pompa 25
Tabel 3.9 Spesifik Termokopel 26
Tabel 3.9 Spesifik Perangkat data akuisisi 26
Tabel 4.1 Parameter analisis untuk contoh perhitungan 27

“Halaman ini sengaja dikosongkan.”

BAB 1
PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang Masalah

Water chiller (air pendingin) telah menjadi kebutuhan umum pada gedung-gedung perkantoran dan mal-mal di kota-kota besar dikarenakan *water chiller* lebih effisien dibandingkan ac split. Pengkondisi udara sangat diperlukan karena Indonesia memiliki iklim tropis dan kondisi udara yang cenderung lembab. Sistem pendingin atau sistem refrigerasi adalah proses penurunan temperatur dengan cara pelepasan kalor dari suatu substansi dan pemindahan kalor ke substansi lainnya.

Pada dasarnya prinsip kerja *water chiller* sama dengan refrigerasi, *water chiller* merupakan air dingin yang dihasilkan oleh mesin pendingin (mesin *chiller*) untuk di distribusikan ke unit-unit mesin AHU (*air handling unit*). Air dingin ini di distribusikan ke unit AHU dengan media pipa yang di isolasi untuk menjaga suhu di dalam pipa konstan. Sistem refrigrasi terdiri dari komponen kompresor, kondensor, alat ekspansi dan evaporator. Alat ekspansi berfungsi untuk menurunkan tekanan refrigeran yang keluar dari kondensor dengan fase *sub-cooled* menjadi fase cair-jenuh ketika memasuki evaporator. Ada tiga jenis alat ekspansi yang biasa digunakan antara lain *Thermostatic Expansion Valve (TXV)*, *Automatic Expansion Valve (AXV)* dan pipa kapiler. *Thermostatic Expansion Valve (TXV)*, *Automatic Expansion Valve (AXV)* biasa di gunakan untuk mesin-mesin pendingin skala besar dan untuk kebutuhan pendinginan di bawah temperature normal atau sampai temperatur minus dan pipa kapiler biasa digunakan untuk mesin pendingin dengan kapasitas rendah atau *AC split*.

Untuk mendapatkan pendingin yang diinginkan dari eksperimen chiller water seharus tidak salah memilih katup ekspansi yang sesuai dengan kebutuhan. Sudah dilakukan beberapan penelitian sebelumnya untuk membandingkan kinerja *Thermostatic Expansion Valve (TXV)* dan pipa kapiler, Iskandar, 2010 melakukan kaji ekperimental karakteristik pipa kapiler dan katup ekspansi termostatik pada system pendinginan *water-chiller*, Azridjal Aziz, 2013 melakukan komparasi katup ekpansi

termostatik dan pipa kapiler terhadap temperature dan tekanan mesin pendingin. Rohit Joshi, 2016. *Experimental analysis of Thermostatic expansion valve, Constant expansion device and cup tube on vapour compression refrigeration system*. Dari penelitian terdahulu dihasilkan katup ekspansi relatif lebih baik daripada peggunaan pipa kapiler.

Dalam studi eksperimen ini, penulis mencoba memodifikasi kondensor *AC split* pada *water chiller* dengan melakukan variasi pada komponen alat ekspansi dengan menggunakan *Thermostatic Expansion Valve (TXV)* dan pipa kapiler.

1.2 Rumusan Masalah

Adapun rumusan masalah berdasarkan latar belakang yang dibuat adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana perbedaan performa *water chiller* dengan penggunaan *Thermostatic Expansion Valve (TXV)* dan pipa kapiler?
2. Bagaimana pengaruh beban evaporator terhadap performa sistem *water chiller* dengan penggunaan *Thermostatic Expansion Valve (TXV)* dan pipa kapiler

1.3 Tujuan Tugas Akhir

Berdasar pada rumusan masalah di atas, maka studi ekperimen ini memiliki tujuan sebagai berikut:

1. Menganalisa perbedaan performa dari sistem pendingin *water chiller* dengan penggunaan *Thermostatic Expansion Valve (TXV)* dan pipa kapiler
2. Menganalisa pengaruh variasi evaporator terhadap performa sistem *water chiller* dengan penggunaan *Thermostatic Expansion Valve (TXV)* dan pipa kapiler.

1.4 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah dalam pembuatan Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut:

1. *Design water chiller* menggunakan *outdoor* ac *split* 2 pk.
2. Air yang didinginkan *water chiller* digunakan untuk menganalisis COP dalam satu sistem.
3. Refrigeran yang di gunakan adalah R-22.
4. *Design* evapovator dengan bentuk *spiral*.
5. Sistem dalam keadaan tunak
6. Perubahaan energi kinetik dan potensial diabaikan
7. Alat ekspansi menggunakan *Thermostatic Expansion Valve (TXV)* dan pipa kapiler

1.5 Metodologi

1. Studi literatur, meliputi pengumpulan data yang dibutuhkan dan teori yang menjadi dasar dalam memecahkan masalah yang ditetapkan di atas
2. Mengelola dan melalukan perhitungan data actual telah didapat dari hasil eksperimen alat kemudian di analisa

1.6 Metode Penulisan

Untuk memperoleh gambaran ringkas mengenai apa yang dibahas pada laporan tugas akhir ini, maka penulis memberikan sistematika penulisan laporan, sebagai berikut :

BAB 1 PENDAHULUAN

Bab ini berisi uraian singkat mengenai latar, perumusan masalah, tujuan, Batasan masalah, metodologi da sistematika penulisan.

BAB 2 DASAR TEORI

Pada bab ini berisi tentang teori dasar dari sistem *chiller*, sistem refigerasi kompresi uap, komponen utama sistem refrigerasi kompresi uap, komponen tambahan sistem refrigerasi kompresi uap, komponen kelistrikan sistem *chiller*, teori perhitungan beban pendinginan dan teori perhitungan panjang evaporator

BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN

Pada bab ini membahas tentang konstruksi sistem *water chiller*, data perancangan, penghitungan beban pada sistem *chiller* dan penghitungan panjang pipa evaporator

BAB 4 DATA HASIL PENGAMATAN DAN ANALISA

Bab ini berisikan data-data hasil eksperimen, contoh perhitungan, hasil eksperimen yang ditampilkan dalam bentuk grafik dan analisa hasil eksperimen

BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN

Bab ini penulis membahas tentang kesimpulan dan saran dari hasil eksperimen

BAB 2
DASAR TEORI

2.1 Chiller

Chiller kompresi uap merupakan salah satu aplikasi dari sistem refrigerasi yang menggunakan metode pendinginan secara tidak langsung, dimana proses pendinginanya menggunakan dua refrigeran yaitu refrigeran primer dan refrigeran sekunder. Refrigeran primer yaitu refrigeran yang akan mengambil kalor dari refrigeran sekunder, kemudian refrigeran sekunder akan didistribusikan ke sistem lain yang kemudian akan mengambil kalor dari lingkungan. Jenis *chiller* menurut media pendingin kondenser yaitu :

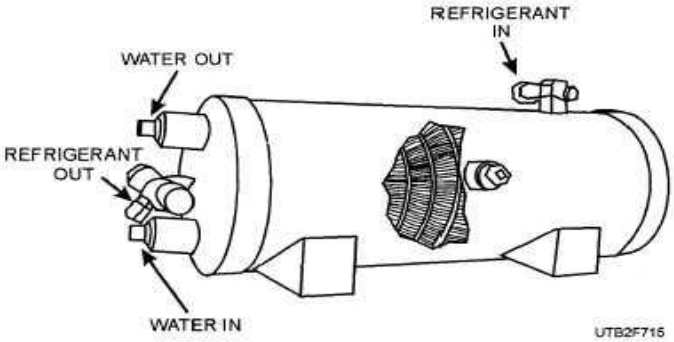
1. Water-Cooled Condensor

Water-Cooled Condensor merupakan jenis pembuangan kalor pada refrigeran menggunakan air. Air ini digunakan untuk mendinginkan kondenser yang aliran airnya berasal dari *cooling water*. Pada suatu chiller, jika temperatur air keluar kondenser naik, maka temperatur dan tekanan refrigeran akan naik. Sebaliknya, jika temperatur air keluar kondenser turun, maka temperatur dan tekanan refrigeran akan turun. Perubahan temperatur dan tekanan refrigeran ini akan mengakibatkan perubahan kerja kompresor. Kondenser ini sensitif terhadap debit air. Debit yang terlalu besar akan menghasilkan kecepatan air yang besar, erosi, vibrasi, atau kebisingan. Debit yang terlalu kecil akan mengurangi efisiensi pertukaran kalor dan menyebabkan kinerja chiller menurun. Jadi, debit air kondenser harus dipertahankan pada rentang tertentu (kecuali saat start-up).

2. Air Cooled Condensor

Air cooled condensor adalah kondenser berpendingin udara sehingga tidak memerlukan air sebagai media pendinginan kondenser, karena pembuangan kalor kondenser dilakukan lengsung ke udara lingkungan. Kelebihan utama penggunaan *air cooled condensor* adalah tidak adanya *cooling tower* dalam sistem pendingin kondenser. Hal ini membuat perawatan *chiller* akan menjadi lebih mudah, karena tidak diperlukan *water treatment*,

pembersihan pipa-pipa kondenser, perawatan mekanik cooling tower, perlindungan terhadap temperatur ekstra rendah (negara 4 musim), dan penyediaan air. Secara umum, hal ini juga akan mengurangi biaya operasi.



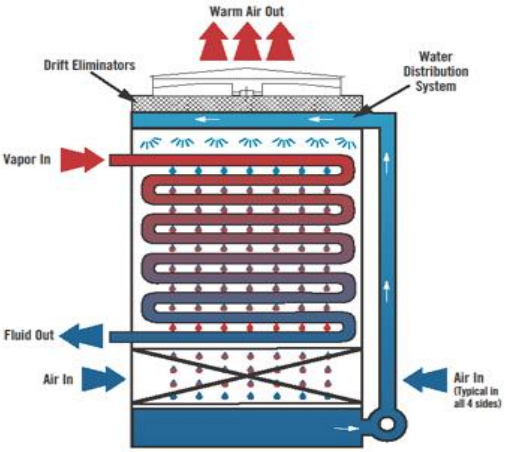
Gambar 2.1 .*Water Cooled Condenser*
(Sumber : https://www.evapco.com)

Gambar 2.2.*Air Cooled Condenser*
(Sumber : https://www.evapco.com)

3. Evaporative Condenser

Evaporative Condenser adalah kondensor berpendingin air dan udara biasanya jenis pendinginan ini untuk sistem besar untuk menurunkan temperatur yang tinnggi dari kondensor. Untuk sistem ini konsumsi energi lebih besar di bandingkan menggunakan *Water Cooled Condensor* dan *Air Cooled Condenser* karna energi listrik digunakan untuk menggerakan fan dan juga pompa.

Evaporative Condenser adalah kondensor berpendingin air dan udara biasanya jenis pendinginan ini untuk sistem besar untuk menurunkan temperatur yang tinnggi dari kondensor. Untuk sistem ini konsumsi energi lebih besar di bandingkan menggunakan. *Water Cooled Condensor* dan *Air Cooled Condenser* karna energi listrik digunakan untuk menggerakan fan dan juga pompa.



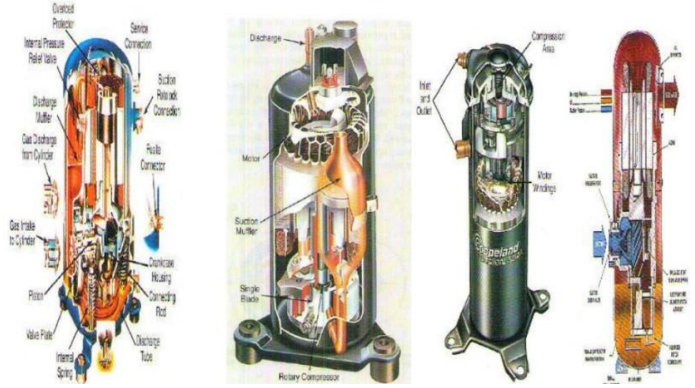
Gambar 2.3.*Evaporative Condenser*
(Sumber: https://www.evapco.com/products/catc-evaporative-condenser)

2.2 Bagian-bagian komponen utama *chiller water* sistem

Seperti halnya air conditioning (AC), chiller memiliki bagian-bagian berupa kompresor, kondensor, evaporator dan katup ekspansi. Perbedaan antara AC dan *chiller* terletak pada media yang didinginkan. AC mendinginkan udara sedangkan *chiller* mendinginkan air. Secara sederhana fungsi dari bagian-bagian komponen *chiller* adalah :

2.2.1 Kompresor

Kompresor berfungsi untuk menghisap uap refrigeran bertekanan rendah dari evaporator dan mengkompresinya menjadi uap bertekanan tinggi sehingga uap akan tersirkulasi. Dengan adanya proses kompresi maka terjadi perbedaan tekanan tekanan antara sisi hisap *(suction)* dan sisi keluar *(discharge)* yang menyebabkan refrigeran dapat mengalir dalam sistem. Berdasarkan konstruksinya, maka kompresor dapat dibagi menjadi lima macam, yaitu kompresor torak (reciprocating), kompresor putar (rotary), kompresor sekrup (screw), kompresor gulung (scroll), dan kompresor sentrifugal (centrifugal).



Gambar 2.4 Kompresor refrigeran, (a) *reciprocating*, (b) *rotary*, (c) *scroll*, (d) *screw*
(Sumber: Andrew D. Althouse, 2003, edisi ke-9, hal 148-164)

2.2.2 Kondensor

Kondensor merupakan alat penukar kalor yang berada pada daerah tekanan tinggi dari sistem refrigerasi. Kondensor menkondensasikan uap refrigeran yang mengalir dari kompresor. Dalam kondesor, refrigeran yang masuk dalam fasa *superheated* berubah menjadi berfasa cair-jenuh pada tekanan konstan. Dalam proses kondensasi terjadi pelepasan kalor dari dalam sistem menuju lingkungan.

Gambar 2.5.Kondensor
(Sumber: https://www.evapco.com/products/catc-evaporative-condenser)

2.2.3 Evaporator

Evaporator adalah sebuah alat yang mengubah sebagian atau keseluruhan sebuah pelarut dari sebuah larutan dari bentuk cair menjadi uap. Evaporator mempunyai dua prinsip dasar, untuk menukar panas dan untuk memisahkan uap yang terbentuk dari cairan. Evaporator umumnya terdiri dari tiga bagian, yaitu penukar panas, bagian evaporasi (tempat di mana cairan mendidih lalu menguap), dan pemisah untuk memisahkan uap dari cairan lalu dimasukkan ke dalam kondenser (untuk diembunkan atau kondensasi) atau ke peralatan lainnya.

Gambar 2.6 Evaporator bentuk spiral
(Sumber : https://www.ec21.com/product-details/Titanium-Stainless-Steel-Evaporator-Condenser)

Evaporator berfungsi sebagai alat pertukaran panas dari lingkungan. Perpindahan kalor tersebut terjadi saat refrigeran yang mengalir pada evaporator yang memiliki temperatur yang lebih rendah dari temperatur lingkungan, sehingga panas dari lingkungan akan berpindah ke refrigeran yang memiliki temperatur yang lebih rendah. perpindahan kalor dari lingkungan ke refrigeran membuat entalpi refrigeran meningkat dan refrigeran berubah fasa dari campuran uap-cair menjadi uap jenuh.

2.2.4 Alat Ekspansi

Alat ekspansi berfungsi untuk mengekspansikan atau menurunkan tekanan refrigeran yang keluar dari kondenser dan berfasa cair-jenuh menjadi berfasa uap-cair. Ada beberapa alat ekspansi dalam sistem refrigerasi, yaitu:

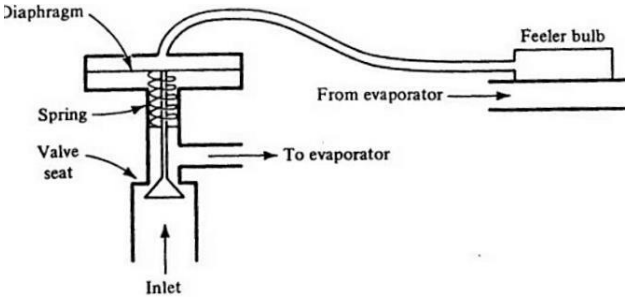
2.2.4.1 Thermostatic Expansion Valve (TXV)

Thermostatic Expansion Valve (TXV) adalah alat ekspansi yang paling sering digunakan dalam sistem refrigerasi kapasitas menengah. Karena efisiensinya tinggi dan mudah diadaptasikan dengan berbagai aplikasi refrigrasi. TXV juga tidak dikendalikan

oleh temperatur di dalam evaporator, TXV pengaturannya berbasis pada suhu *superheated vapour* di bagian keluaran evaporator yang selalu konstan untuk memastikan refrigerant yang dihisap kompresor selalu dalam fasa gas.

Ketika refrigeran cair masuk dari *inlet* melewati *valve seat* menuju evaporator, tekanan refrigeran turun menjadi sama dengan tekanan evaporator. Kemudian refrigeran mengalami evaporasi dan keluar dalam bentuk gas *superheat*. Temperatur gas *superheat* dideteksi oleh *power fluid* (fluida daya) yang terdapat di dalam *sensing bulb*. *Power fluid* umumnya terisi dengan refrigeran yang jenisnya sama dengan refrigeran yang digunakan di dalam AC. Apabila terjadi peningkatan beban pendinginan, temperatur *superheat* gas refrigeran keluar evaporator akan naik, begitu juga dengan temperatur *power fluid* sehingga tekanan saturasi *power fluid* juga naik. Tekanan tersebut mengakibatkan diafragma mendorong pegas ke bawah sehingga *valve seat* terdorong ke *inlet* dan bukaan evaporator melebar.

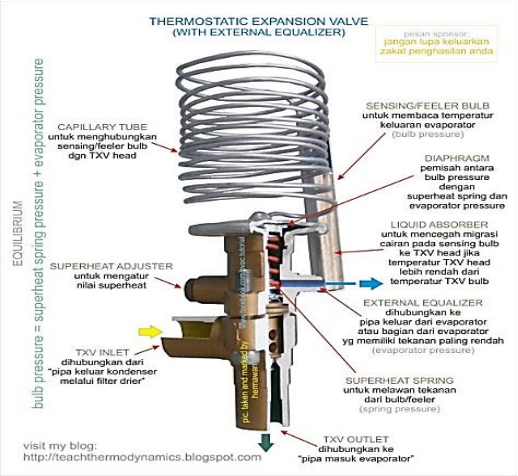
Hal ini menyebabkan suplai refrigeran cair ke evaporator semakin banyak. Jika beban pendinginan turun, hal sebaliknya terjadi sehingga jumlah refrigeran cair yang masuk ke vaporator berkurang[9]



Gambar 2.7 Skema *thermostatic expansion valve (TXV)*
(Sumber : Stoecker, W.F.,1958, p. 274)

Adapun bagian-bagian dan fungsi dari *thermostatic expansion valve (TXV)* yaitu sebagai berikut :

1. Pipa kapiler berfungsi untuk menghubungkan *sensing* atau *feeler bulb* dengan TXV *head*
2. *Sensing* atau *feeler bulb* berfungsi untuk membaca temperatur keluaran evaporator
3. *Diaphragm* berfungsi untuk pemisah antara *bulb pressure* dengan *superheat spring* dari evaporator *pressure*
4. *Liquid absorber* berfungsi untuk mencegah berpindah cairan pada *sensing bulb* ke TXV *head* jika temperatur TXV *head* lebih rendah dari temperatur TXV *bulb*
5. *Superheat adjuster* berfungsi untuk mengatur nilai *superheat*
6. *External equalizer* berfungsi untuk dihubungkan pipa keluar keluar dari evaporator
7. *Superheat spring* berfungsi untuk melawan tekanan dari *bulb* atau *feeler*
8. TXV inlet berfungsi untuk dihubungkan dari pipa keluar kondensor melalui *filter dryer*
9. TXV *outlet* berfungsi untuk dihubungkan pipa masuk evaporator



Gambar 2.8 *Thermostatic expansion valve (TXV)*
(Sumber : https://teachintegration.wordpress.com/hvac-forum/basic/thermostatic-expansion-valve)

2.2.4.2 Capillary tube (pipa kapiler)

Pipa kapiler adalah alat ekspansi yang memiliki diameter paling kecil jika di bandingkan dengan pipa-pipa lainnya dan pipa kapiler digunakan untuk aliran refrigran yang memiliki bukaan konstan di sistem pendinginan. Diameter pipa kapiler berkisar antara 0,8 mm smpai 2 mm dengan panjang kurang lebih 1 m.

Pipa kapiler berfungsi sebagai alat ekspansi untuk menurunkan tekanan dan merubah fase dari gas menjadi fase cair untuk mengatur cairan refrigran yang berasal dari kondensor. Penurunan tekanan dalam pipa kapiler terjadi karena dua faktor. Pertama, refrigeran harus mampu mengatasi tahanan gesek yang disebabkan oleh dinding pipa, sehingga hal ini menyebakan penurunan tekanan. Kedua, laju aliran massa dan diameter pipa (termasuk luas) adalah konstan, sehingga kecepatan refrigeran akan meningkat. Peningkatan kecepatan atau perceapatan refrigeran akan mengakibatkan penurunan tekanan. Pipa kapiler

biasanya ditempatkan dengan cara digulung melingkar agar menghemat tempat [9].

Gambar 2.9 Pipa kapiler

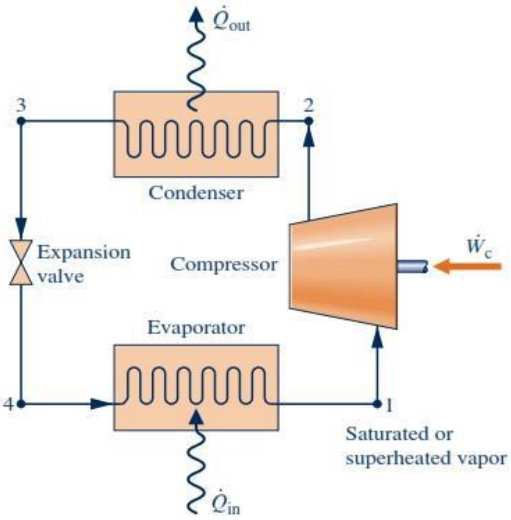
2.3 Landasan Teori

2.3.1 Sistem Refrigerasi Kompresi Uap

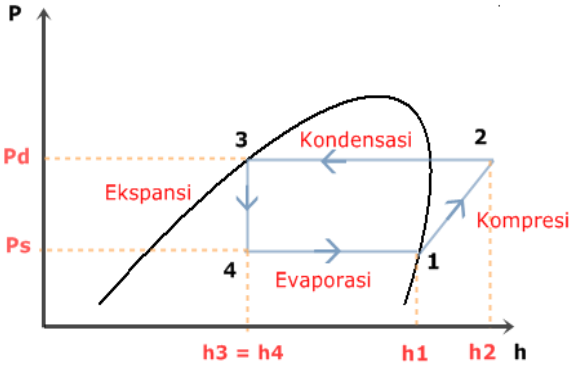
Sistem refrigerasi kompresi uap merupakan salah satu dari sistem refrigerasi yang memiliki komponen yang paling sederhana dibandingkan dengan sistem yang lainnya. Sistem refrigerasi kompresi uap adalah sistem refrigerasi yang paling banyak digunakan, dengan komponen utamanya adalah kompresor, kondenser, alat ekspansi dan evaporator. Keempat komponen tersebut akan saling berhubungan dan membentuk siklus refrigerasi kompresi uap

Dalam sistem ini kompresor merupakan pemompa refrigeran sehingga dapat tersirkulasi dengan baik. Adapun Gambar 2.10 merupakan sistem refrigerasi kompresi uap yaitu sebagai berikut [6] :

Proses yang terjadi pada sistem refrigerasi kompresi uap pada gambar 2.10 dapat digambarkan pada diagram *pressure-enthalpy* (p - h diagram),

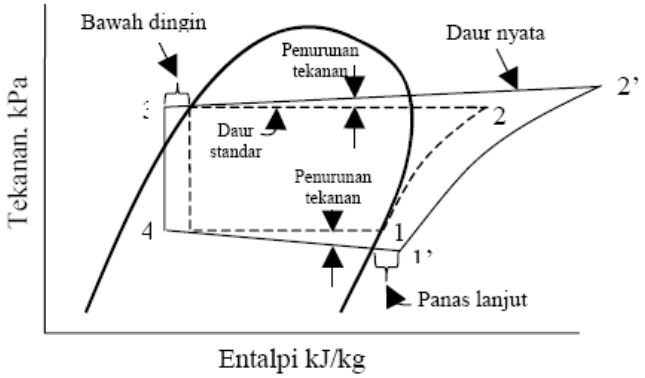


Gambar 2.10 Siklus Refrigerasi Kompresi Uap



Gambar 2.11. Diagram P-h siklus kompresi Uap sederhana

Gambar 2.10 merupakan gambar siklus refrigerasi kompresi uap sederhana yang akan dijelaskan lebih lanjut seperti dibawah ini [6].



Gambar 2.12. Diagram P-h siklus kompresi aktual

a. Proses (1 – 2) yaitu: Proses Kompressi

Proses kompresi berlangsung di kompresor secara *isentropic adiabatic* dimana kondisi awal refrigeran pada saat masuk di kompresor atau keluaran evaporator adalah uap jenuh bertekanan rendah dan setelah dikompresi refrigeran menjadi uap bertekanan tinggi, oleh karena itu proses ini dianggap *isentropic* dan temperatur refrigeran keluar kompresor pun meningkat. Hal ini dilakukan agar refrigeran dapat membuang panas yang telah diserap dievaporator ke lingkungan karena ketika mengalami proses kompresi, tekanan dan temperatur akan meningkat melebihi temperatur lingkungan.

Kerja yang dikeluarkan kompresor :

$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{ref}\,(h_{out} - h_{in})$

$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{ref}.(h_2 - h_1)$ …..(2.1)

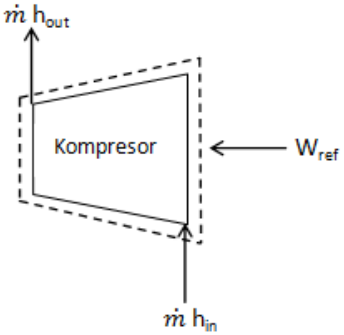
Dimana :

W = Kerja yang masuk kompresor, (kW)

$\dot{m}_{ref}$ = Laju aliran massa, (kg/s)

h_1 = Entalpi refrigeran masuk kompresor , (kJ/kg)

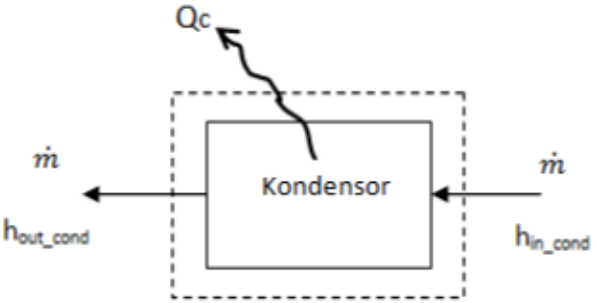
h_2 = *Enthalpy* refrigeran keluar kompresor , (kJ/kg)



Gambar 2.13 Gambar sistem pada kompresor

b. Proses (2 – 3) yaitu: Proses Kondensasi

Setelah mengalami proses kompresi, tekanan refrigeran keluaran kompresor menjadi lebih tinggi, sehingga temperatur jenuh refrigeran saat masuk ke kondensor akan tinggi. Kenaikan tekanan kondensor tersebut sengaja dibuat agar temperatur jenuhnya lebih tinggi dari temperatur lingkungannya, sehingga refrigeran melepaskan kalor ke lingkungan dan refrigeranakan berkondensasi (proses berubahnya fasa refrigeran uap menjadi fasa cair) oleh karena itu alat ini disebut kondensor. Pada proses kondensasi refrigeran idealnya tidak mengalami perubahan tekanan dan temperatur (*isobar*) hal tersebut dilihat dari diagram P-h.



Gambar 2.14 Gambar sistem pada kondensor

Kerja yang dilepas di kondenser:

$\dot{Q}c = \dot{m}_{ref}\,(h_{in\ cond} - h_{out\ cond})$

$\dot{Q}c = \dot{m}_{ref}\ .\ (h_2\text{-}h_3)$ ……...……(2.2)

Dimana :

$\dot{Q}c$ = Kerja yang dilepas di kondenser (kW)

$\dot{m}_{ref}$ = Laju aliran massa refrigeran (kg/s)

h_2 = *Enthalpy* refrigeran masuk kondenser (kJ/kg)

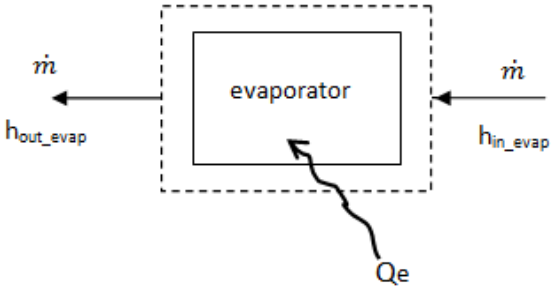
h_3 = *Enthalpy* refrigeran keluar kondenser (kJ/kg)

c. Proses (3 -4) yaitu: Proses Ekspansi

Proses ekspansi terjadi di alat ekspansi, setelah refrigeran melepaskan kalor ke lingkungan di kondensor, refrigeran yang berfasa campuran yang berasal dari kondensor akan mengalir menuju alat ekspansi. Ketika refrigeran masuk ke alat ekspansi maka tekanannya turun dengan disertai penurunan temperatur sehingga tekananan dan temperatur menjadi lebih rendah dari pada temperatur lingkungansehingga refrigeran dapat menyerap kalor pada saat berada di evaporator. Dalam proses ekspansi ini tidak terjadi secara adiabatik, artinya tidak ada energi yang keluar maupun masuk. Sehingga proses ekspansi terjadi pada enthalpi konstan atau. Karena prosesnya yang *isoentalphy***.**

d. Proses (4 – 1) yaitu: Proses Evaporasi

Refrigeran yang telah diturunkan tekanan dan temperaturnya di alat ekspansiakan mengalir ke evaporator. Di evaporator refrigeran akan menyerap kalor dari tempat atau produk yang didinginkan, maka fasa refrigeran akan berubah menjadi uap dan idealnya seluruh refrigeran akan berubah fasa dari cair ke uap hingga menjadi uap jenuh. Proses inilah yang dinamakan proses evaporasi. Seperti halnya proses kondensasi, maka proses ini pun berlangsung pada tekanan dan temperatur yang konstan (*isobar*).



Gambar 2.15 Gambar sistem pada evaporator

Kalor yang diserap di evaporator :

$\dot{Q}e$ = $\dot{m}_{ref}$. $(h_{outevap} - h_{inevap})$

$\dot{Q}e$ = $\dot{m}_{ref}$. (h_4-h_1)…….…….. (2.3)

Dimana :

$\dot{Q}e$ = Kapasitas pendinginan, (kW)

$\dot{m}_{ref}$ = Laju aliran massa, (kg/s)

h_4 = Entalpi di titik 4 (masukan evaporator), (kJ/kg)

h_1 = Entalpi di titik 1 (*suction line*), (kJ/kg)

2.3.2 Kinerja dari Sistem Pendingin

Untuk menyatakan performansi atau kinerja siklus dapat dicari dengan menggunakan persamaan berikut [9]:

a. Laju aliran massa refrigran ($\dot{m}_{ref}$)
Laju aliran massa refrigeran dapat dihitung dengan membagi kerja kompresi dengan perubahan entalpi masuk dan keluar kompresor.

$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{W}comp}{h2-h1}$ (kg/s) ……...…. (2.4)

b. Heat rejection rasio (HRR)
Heat rejection rasio (HRR) adalah rasio pelepasan panas yang bisa dilepaskan oleh sistem.

$HRR = \frac{\dot{Q}kondensor}{\dot{Q}evaporator}$ ……...…. (2.5)

c. Efisiensi isentropis kompresor
Efisiensi kompresor untuk sistem dalam persen didefinisikan sebagai berikut:

$$\eta_{c,s} = \frac{\dot{W}_{c,s},\ kJ/kg}{\dot{W}_{c},\ kJ/kg} = \frac{\dot{m}(h_{2s} - h_1)}{\dot{m}(h_2 - h_1)} \text{ x } 100\% \text{.....(2.6)}$$

d. COP ideal (*Coefficient of Performance*)

Nilai COP yang dihitung pada penelitian ini adalah nilai COP ideal yang diperoleh dengan membagi antara panas yang diserap oleh refrigeran pada evaporator (Q evaporator) dengan kerja nyata kompresor pada sistem refrigerasi.

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_e/\dot{m}}{\dot{W}_{comp}/\dot{m}} = \frac{h1-h4}{h2s-h1} \text{……...…. (2.7)}$$

e. COP aktual (*Coefficient of Performance*)
Nilai COP yang dihitung pada penelitian ini adalah nilai COP aktual yang diperoleh dengan membagi antara panas yang diserap oleh refrigeran pada evaporator (Q evaporator) dengan kerja nyata kompresor pada sistem refrigerasi.

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_e/\dot{m}}{\dot{W}_{comp}/\dot{m}} = \frac{h1-h4}{h2-h1} \text{ ……...…. (2.8)}$$

Dapat dilihat pada Gambar 2.10
dimana :

h_1 = Entalpi di titik 1 (*suction line*), (kJ/kg)
h_2 = *Enthalpy* refrigeran masuk kondenser (kJ/kg)
h_3 = *Enthalpy* refrigeran keluar kondenser (kJ/kg)
h_4 = Entalpi di titik 4 (masukan evaporator), (kJ/kg)

2.3.3 Pemilihan pipa kapiler

Pada eksperimen ini penulis menggunakan tabel sebagai dasar acuan untuk menentukan panjang dan diameter pipa kapiler yang didapat dari JB *(Just Better) Company.* JB *(Just Better)*

Company adalah perusahaaan yang memproduksi peralatan dan instrumen untuk keperluan industri HVAC *(Heating, Ventilation and Air Conditioning)* yang profillengkapnya dapat dilihat pada website http://www.jbind.com Tabel yang digunakan adalah tabel "*Application and Engineering Data Copper Capillary Tubing for Refrigeration and Air-Conditioning*"

Sesuai dengan spesifikasi kompresor yang digunakan dalam sistem pendingin dalam penelitian ini yaitu 2 HP dan tingkat pembebanan yang dipilih oleh penulis adalah pembebanan *HIGH*. Maka sesuai dengan tabel di bawah ini ukuran diameter dan panjang yang di dapat masing-masing adalah 0,064 inch dan 32 inch.

H.P.	LOW		MED		HIGH	
R12 / R416A						
1/8	TC-26	110"	TC-26	84"	TC-26	48"
1/6	TC-26	71"	TC-31	96"	TC-31	72"
1/5	TC-31	54"	TC-31	36"	TC-31	24"
1/4	TC-31	43"	TC-42	90"	TC-42	60"
1/3	TC-42	93"	TC-42	72"	TC-42	36"
1/2	TC-49	96"	TC-49	48"	TC-64	90"
3/4	TC-49	60"	TC-64	92"	TC-64	72"
1	TC-49	36"	TC-64	84"	TC-64	54"
1-1/2	TC-64	84"	TC-64	60"	TC-64	43"
2	TC-64	55"	TC-64	40"	TC-64	26"
R134A / R401A / R401B / R406A, R409A / R500						
1/8	TC-26	121"	TC-26	92"	TC-26	53"
1/6	TC-26	78"	TC-31	106"	TC-31	79"
1/5	TC-31	59"	TC-31	39"	TC-31	26"
1/4	TC-31	47"	TC-42	99"	TC-42	66"
1/3	TC-42	102"	TC-42	79"	TC-42	39"
1/2	TC-49	105"	TC-49	52"	TC-64	99"
3/4	TC-49	66"	TC-64	101"	TC-64	79"
1	TC-49	39"	TC-64	92"	TC-64	59"
1-1/2	TC-64	92"	TC-64	66"	TC-64	47"
2	TC-64	61"	TC-64	44"	TC-64	29"
R22						
1/8	TC-26	132"	TC-26	101"	TC-26	58"
1/6	TC-26	86"	TC-31	116"	TC-31	86"
1/5	TC-31	64"	TC-31	42"	TC-31	28"
1/4	TC-31	51"	TC-42	109"	TC-42	72"
1/3	TC-42	112"	TC-42	87"	TC-42	43"
1/2	TC-49	115"	TC-49	57"	TC-64	109"
3/4	TC-49	72"	TC-64	111"	TC-64	87"
1	TC-49	42"	TC-64	101"	TC-64	65"
1-1/2	TC-64	101"	TC-64	72"	TC-64	51"
2	TC-64	67"	TC-64	48"	TC-64	32"

Gambar 2.16 Bagan referensi pendinginan untuk pipa kapiler

2.3.4 Pengaruh *pressure drop* terhadap pipa kapiler

Panjang dan pendeknya pemilihan pipa kapiler yang digunakan pada suatu sistem refrigerasi sangat mempengaruhi *pressure drop*. Hal ini sudah sesuai dengan persamaan *pressure drop*, yaitu [9]:

$$\Delta P = \frac{\bar{v}2 \times f \times L \times \rho}{2\ D} \quad \text{.....(2.9)}$$

Dimana :
ΔP = *Pressure Drop* (Pa)
$\bar{v}$ = kecepatan rata-rata (m/sec)
f = koefisien gesek
L = Panjang pipa kapiler (m)
ρ = massa jenis refrigeran (kg/m3)
D = Diameter dalam pipa kapiler (m)

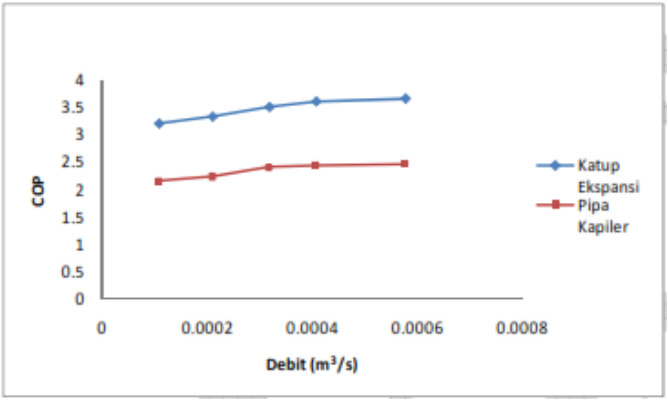
2.4 Penelitian Terdahulu

2.4.1 Kaji Eksperimental Karakteristik Pipa Kapiler Dan Katup Ekspansi Termostatik Pada Sistem Pendinginan Water-Chiller (Iskandar R. 2010) [5]

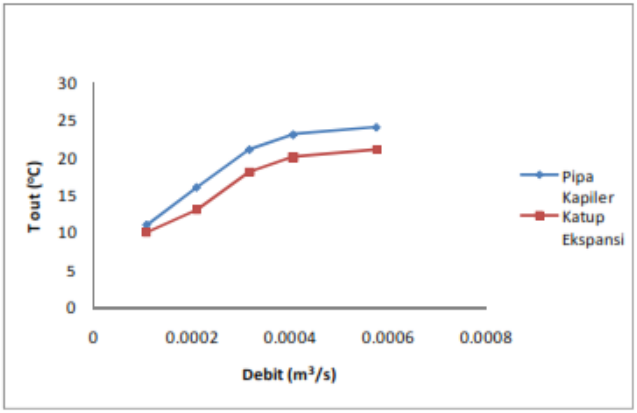
Penelitian yang dilakukan oleh Iskandar R. adalah membandingkan performa sistem pendinginan *water chiller* antara pipa kapiler dan katup ekspansi termostatik dengan menggunakan kompresor 2 pk dan pompa sentrifugal untuk pengaruh debit aliran air terhadap pendinginan di evaporator.

Dari gambar 2.17 dapat dilihat bahwa nilai COP dari katup ekspansi termostatis lebih besar dibandingkan dengan nilai COP dari pipa kapiler. Pada debit maksimal sebesar 0,000578 m^3/s katp ekspansi termostatik mempunyai nilai COP sebesar 3,66 dan pada pipa kapiler sebesar 2,46. Pengaruhnya debit air menyebabkan energi yang diserap oleh refrigran di evaporator menjadi bertambah besar sedangkan kerja kompresor tidak mengalami perubahan yang

begitu signifikan atau tetap. Hal ini dapat di lihat pada gambar 2.18 dibawah ini.



Gambar 2.17 Grafik perbandingan COP actual dengan alat ekspansi terhadap debit



Gambar 2.18 Grafik pengaruh air pada temperatur air keluar *water chiller*

Dari gambar 2.18 diatas dapat dilihat temperature air keluar sistem dengan menggunakan katup ekspansi termostatik lebih rendah dari pada keluaran pipa kapiler, dengan debit 0,000109 m^3/s katup ekspansi sanggup mendinginkan sampai 10 ^oC sedangkan pipa pipa kapiler 11 ^oC dan untuk debit maksimal 0,000578 m^3/s katup ekspansi sanggup mendinginkan sampai 21 ^oC sedangkan pipa kapiler 24 ^oC. jadi dari keadaan ini kemampuan pendinginan menggunakan katup ekspansi lebih baik dari pada pipa kaipler.

2.4.2 *Experimental Analysis of Thermostatic Expansion Valve, Constans expansion Device & Cap tube on vapour compression refrigeration system (Rohit Joshi, 2016)* [7]

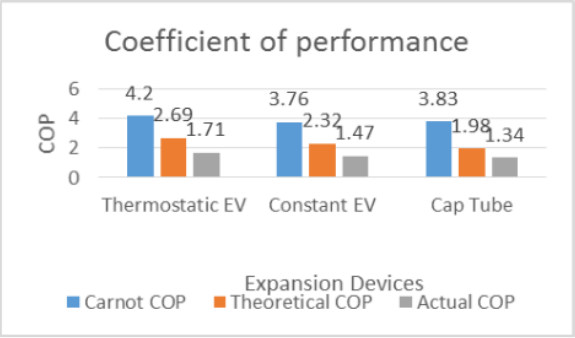
Penelitian yang dilakukan oleh Rohit Joshi adalah membandingkan performa sistem pendinginan antara pipa kapiler dan katup ekspansi termostatik dengan menggunakan refrigran R-134a dan kompresor *reciprocating* hermetic.

Valve	Unit	TEV	Const Exp	Cap tube
T_{CI}	^0C	66.5	58.2	66.7
T_{CO}	^0C	31.3	29.3	30.4
T_{EI}	^0C	16.4	13.7	10.6
T_{EO}	^0C	30.1	32.6	36.1
T_{bath}	^0C	18.0	18.0	18.0
P_1	Bar	2.8	1.8	2.1
P_2	Bar	18.2	15.5	16.8
$V_{compressor}$	Volt	226	223	227
$I_{compressor}$	Amp	2.05	2.1	2.1
$V_{evaporator}$	Volt	185	168	172
$I_{evaporator}$	Amp	4.3	4.1	3.7

Gambar 2.19 Tabel penelitian

Pada gambar diatas terdapat data-data untuk melakukan eksperimen dan setelah dihitung didapatkan gambar 2.19 grafik yang menjelaskan perbandingan COP antara katup ekspansi dan pipa kapiler dalam sistem pendinginan, dengan menggunakan carnot, teoritikal dan actual.

Dilihat pada gambar 2.20 bahwa dengan menggunakan carnot COP yang didapatkan lebih baik daripada actualnya dikarenakan dengan menggunakan carnot dianggap kinerja sistem itu sempurna, tidak ada energi yang terbuang. Katup ekspansi juga lebih baik COP daripada pipa kapiler.



Gambar 2.20 Grafik COP dengan carnot,teoritikal dan actual

“Halaman ini sengaja dikosongkan.”

BAB 3
METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Langkah Penelitian

Berdasarkan tujuan dari penelitian untuk hasil yang diinginkan, maka langkah-langkah analisis yang digunakan dalam penelitian ini adalah:

3.1.1 Perumusan masalah

Perumusan masalah diperlukan untuk membentuk kerangka dalam menyusun rencana penyelesaian termasuk merancang metode atau teknik pendekatan yang tepat untuk digunakan sebagai langkah-langkah dalam penelitian yang selanjutnya ditentukan tujuan dari penelitian ini.

3.1.2 Studi literatur

Studi literatur digunakan untuk menambah pengetahuan penulis tentang materi-materi yang berhubungan dengan penelitian

3.1.3 Persiapan peralatan

Untuk memulai percobaan, terlebih dahulu dilakukan persiapan peralatan. Peralatan-peralatan yang akan digunakan dalam pengujian harus diperiksa terlebih dahulu, untuk memastikan bahwa alat tersebut benar-benar siap untuk pengambilan data.

3.1.4 Pengambilan data

Pengambilan data dilakukan untuk mendapatkan informasi yang dibutuhkan dalam penyelesaian permasalahan. Data yang didapatkan berupa tekanan dan temperatur dari setiap titik yang diambil langsung dari peralatan uji.

3.1.5 Pengolahan data

Setelah didapatkan data-data dari hasil percobaan, maka data tersebut dapat diolah dengan cara menghitung sesuai dengan rumus-rumus yang tercantum pada bab 2 dasar teori.

3.1.6 Mengamati dan menganalisa hasil perhitungan

Dari hasil perhitungan dapat diamati dan dianalisa karakteristik dalam sistem *water chiller*, dengan penggunaan *Thermostatic Expansion Valve (TXV)* dan pipa kapiler.

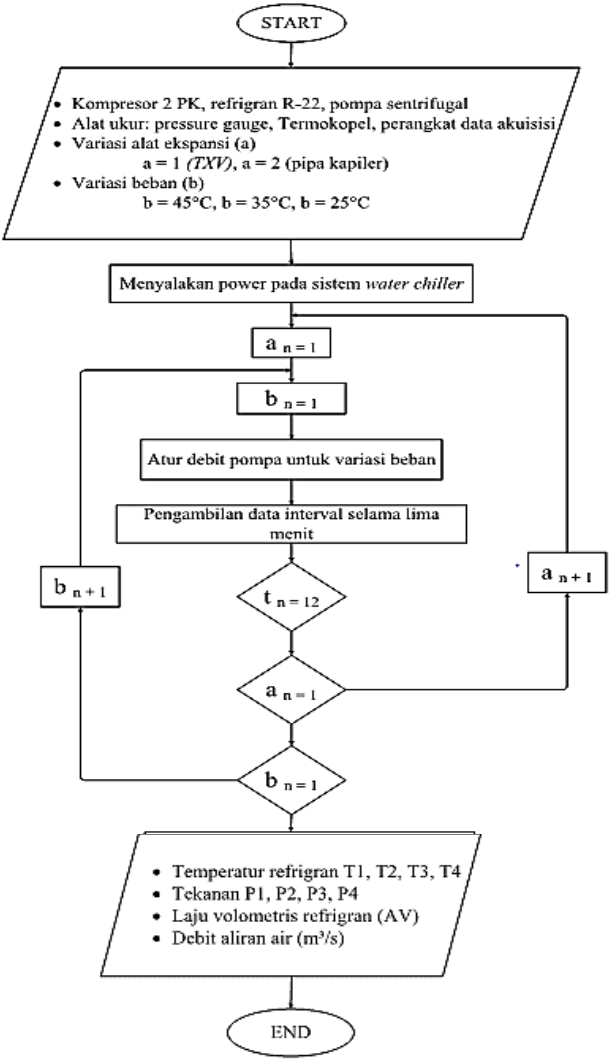
3.1.7 Pengaturan beban

Dalam studi eksperimen ini, pengaturan beban pendinginan dilakukan dengan mengatur aliran debit air yang masuk ke dalam bak yang berisi evaporator, dengan variasi beban yaitu 40ºC, 35ºC, dan 30ºC

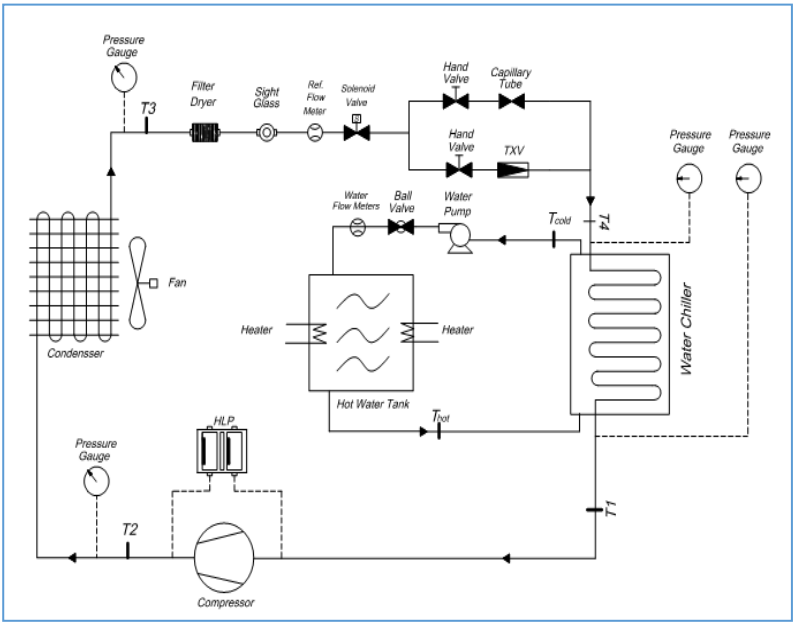
3.1.8 Kesimpulan dan saran

Pada tahap ini akan dihasilkan beberapa kesimpulan sebagai jawaban dari permasalahan yang diangkat dalam studi eksperimental. Serta akan dihasilkan beberapa saran untuk meningkatkan kualitas studi ekperimental untuk disempurnakan.

3.2 Diagram alir penelitian



3.3 Skema Peralatan Pengujian dan Komponen



Gambar 3.1 Skema peralatan

Keterangan:

P1	:	Tekanan pada titik 1
T1	:	Temperatur pada titik 1
P2	:	Tekanan pada titik 2
T2	:	Tekanan pada titik 2
P3	:	Tekanan pada titik 3
T3	:	Temperatur pada titik 3
P4	:	Tekanan pada titik 4
T4	:	Temperatur pada titik 4

Refrigeran berfasa uap-jenuh dikompresi oleh kompresor hingga menjadi uap bertekanan tinggi dan berubah fasa menjadi *superheated*. Hal tersebut diikuti dengan kenaikan temperatur pada refrigeran dan proses ini terjadi secara isentropik (entropi konstan). Kemudian uap referigeran dalam kondisi fasa *superheated* tersebut akan masuk melewati kondensor dan mengalami pendinginan yang mengakibatkan terjadinya perubahan fasa pada referigeran menjadi fasa cair-jenuh. Proses pendinginan tersebut terjadi secara isobarik (tekanan konstan). Proses pendinginan terjadi karena adanya pelepasan panas dari dalam kondensor ke lingkungan. lalu refrigeran berfasa cair-jenuh tersebut masuk ke dalam katup ekspansi. Ekspansi terjadi secara isoenthalpi (entalpi konstan). Ekspansi mengakibatkan penurunan tekanan juga temperatur dan membuat referigeran berubah fasa menjadi campuran uap-cair. Selanjutnya referigeran berfasa campuran uap-cair akan menguap karena perpindahan panas. Panas dari ruangan dipindahkan dari udara ke koil yang mengakibatkan referigeran berfasa campuran uap-cair berubah fasa menjadi uap jenuh.

3.3.1 Komponen dan peralatan pengujian

1. Kompresor dan kondensor

   Kompresor merupakan salah satu komponen utama dari refrigerasi kompresi uap yang berfungsi untuk menghisap gas refrigeran bertekanan rendah dan temperatur rendah yang berasal dari evaporator masuk ke kompresor melalui saluran suction dan kemudian menekan / memampatkan gas tersebut sehingga menjadi gas bertekanan tinggi dan temperatur tinggi, lalu dialirkan melaui saluran *discharge* ke kondensor. Kompresor yang digunakan adalah kompresor bertipe *Reciprocating.*

   Pada kondenser, uap refrigeran yang berasal dari kompresor dengan tekanan dan temperatur tinggi akan melepas kalor ke lingkungan sehingga terjadi proses kondensasi.Kalor yang dilepas di kondenser merupakan kalor yang diserap di evaporator dan kalor dari akibat kerja kompresi.Karena kalor dari uap refrigeran dilepas ke

lingkungan sehingga refrigeran berubah fasa dari uap menjadi cair saat keluar dari kondenser.Kondenser yang digunakan adalah kondenser bertipe *air colled condenser.*

Gambar 3.2 Kompresor dan kondensor

Tabel 3.1 spesifik kompresor dan kondensor

Merek outdor	General
Merek kompresor	Bristol
Nomor model	H24B4QABHA
Fase	1
Voltase	265 V~
Frekuensi	60 Hz
Refrigran	R-22

2 Pipa kapiler

Pipa kapiler merupakan komponen sistem refrigerasi yang berfungsi untuk menurunkan tekanan merubah fase dari gas menjadi fase cair untuk mengatur cairan refrigran yang berasal dari kondensor.

Gambar 3.3 Pipa kapiler

3. *Thermostatic Expansion Valve* (TXV)

Thermostatic Expansion Valve (TXV) merupakan komponen sistem refrigerasi yang berfungsi sama seperti pipa kapiler yaitu menurunkan tekanan merubah. Refrigeran pada saat masuk ke alat ekspansi masih berfasa cair bertemperatur dan bertekanan tinggi, setelah keluar dari alat ekspansi refrigeran berfasa campuran uap dan cairan yang bertemperatur dan bertekanan rendah. Alat ekspansi yang digunakan pada system *water chiller* ini adalah *Thermostatic Expansion Valve (TXV)* dan pipa kapiler untuk membanding performa dari *water chiller*.

Gambar 3.4 *Thermostatic Expansion Valve* (TXV)

4. Evaporator

Evaporator merupakan komponen sistem refrigerasi yang berfungsi untuk menyerap kalor dari udara sekitar atau beban kalor yang berada disekitarnya dan menggunakan kalor tersebut untuk mengubah fasa refrigeran dari cair menjadi uap jenuh dengan tekanan konstan. Di evaporator, terjadi proses pendinginan (*cooling*).

Gambar 3.5 Evaporator bentuk *spiral*

3.3.2 Komponen Pendukung

Komponen-komponen pendukung sistem refrigerasi kompresi uap diantaranya adalah:

1. *Filter dryer*

   Filter dryer berfungsi untuk menyaring kotoran yang mungkin terdapat pada sistem dan juga berfungsi untuk mengeringkan uap air. *Filter dryer* ditempatkan pada sisi tekanan tinggi dari sistem, yaitu saluran *liquid line*. Pada umumnya *filter dryer* dipasang secara non-permanen yang dapat diganti apabila bahan pengeringnya telah dalam keadaan jenuh.

   Filter dryer berisi *silica gel* yang berfungsi sebagai penyerap uap air dan screen yang terdiri dari kawat-kawat yang sangat halus yang berfungsi sebagai penyaring kotoran.

Gambar 3.6 Filter *dryer*

Tabel 3.2 spesifik *filter dryer*

Merk	Danfos
Tipe	*Hermatic filter dryer*
Range	-40°C /+70°C
Inlet dan *outlet*	$^1/_4$ " dan $^1/_4$ "

2. *Sight glass*

Sight glass berfungsi untuk melihat apakah refrigeran yang melewati *sight glass* benar-benar cair atau untuk melihat cukup tidaknya refrigeran yang mengalir dalam sistem. Alat ini dipasang setelah *filter drier* pada *liquid line*. *Sight glass* juga berfungsi sebagai alat *indicator* yang dapat mengetahui keadaan refrigeran yang mengalir dalam sistem. Jika *sight glass* berwarna kuning berarti refrigeran tidak mengandung uap air, sedangkan jika berwarna hijau berarti refrigeran mengandung uap air.

Gambar 3.7 *Sight glass*

Tabel 3.3 spesifik *Sight glass*

Merk	Danfos
Inlet dan *outlet*	$^{1}/_{4}$ " dan $^{1}/_{4}$"

3. *Pressure gauge*

Pressure gauge adalah alat bantu mekanik yang berfungsi sebagai penunjuk tekanan kerja pada sistem, namun tekanan yang diukur bukan tekanan *absolute* melainkan adalah tekanan

*gaug*e. *Manifold gauge* ini terdiri dari 2 jenis, yaitu *high pressure gauge* dan *low pressure gauge.*

Gambar 3.8 *Low pressure gauge* dan *high pressure gauge*

4. *High low pressurestat*

High low pressurestat berfungsi untuk menjaga tekanan berlebih dalam sistem (tekanan terlalu tinggi atau terlalu rendah). Dapat digunakan juga sebagai pengatur jalannya fan kondensor ataupun kompresor, jenis dari *Pressurestat* antara lain:

a. *High Pressure Stat (HP)*
b. *Low Pressure Stat (LP)*
c. *High and Low Pressure Stat (HLP)*

Sedangkan komponen pendukung kelistrikan adalah alat yang prinsip kerjanya menggunakan daya listrik sebagai *power* penggeraknya. Alat kontrol ini nantinya hanya akan mengalir sistem kelitrikan.

Gambar 3.9 *High low pressure*

Tabel 3.4 spesifik *High low pressure*

Merk	Danfos
Settingan range high pressure	8 bar – 30 bar
Settingan range low pressure	0 bar – 7,5 bar
Inlet	$^{1}/_{4}$"

5. *Heater*

Heater berfungsi untuk memanaskan air di dalam drum atau bak sebagai beban pendigninan buatan.

Gambar 3.10 *Heater*

Tabel 3.5 spesifik *heater*

Merk	*water wasser*
daya	2000 watt
Made in	Germany

6. *Hand valve*

Hand valve berfungsi untuk membuka dan menutup arah masuk refrigran ke dalam pipa kapiler atau ke alat ekspansi TXV

Gambar 3.11 *Hand valve*

Tabel 3.6 spesifik *hand valve*

Merk	Danfos
Inlet dan *outlet*	$^{1}/_{4}$ " dan $^{1}/_{4}$"

7. *Flowmeter*

flowmeter berfungsi untuk mengetahui laju aliran dari refrigran dibutuhkan untuk data perhitungan dalam percobaan.

Gambar 3.12 *Flowmeter*

Tabel 3.7 spesifik *flowmeter*

Merk	Rota
Range	0 – 0,07 L/s

8. Drum (bak)

Drum berfungsi untuk menyimpen air dari drum 1 yang berisi air panas yang berasal dari *heater* sebagai beban buatan dan drum 2 yang berisi evaporator untuk mendingin beban air panas yang berasal dari drum 1.

Gambar 3.13 Drum (bak)

Tabel 3.8 spesifik drum (bak)

Kapisitas drum (bak)	200 liter

9. Pompa

Pompa pada sistem *Water chiller* berfungsi untuk mengsirkulasikan air di dalam drum (bak) agar pendinginan yang terjadi di dalam drum (bak) merata.

Gambar 3.14 Pompa

Tabel 3.9 spesifik pompa

Merk	DAB vista
Nomer model	AQUA-125C
Maksimal kapasitas	42 Liter/menit
Suction head	9 meter
Discharge head	24 meter
Total head	33 meter
Daya	125 watt
voltase	220 V~
Frekuensi	50 Hz
fase	1
RPM	2850

10. Termokopel

Termokopel pada sistem *Water chiller* berfungsi untuk mengetahui temperatur di setiap titik keluar refrigran pada saat pengambilan data.

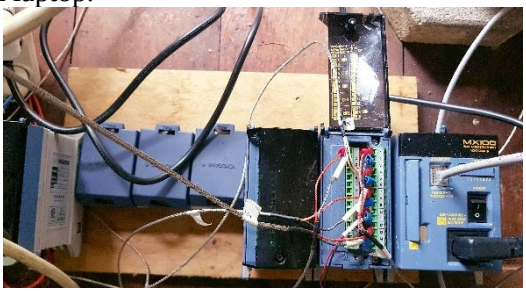
Gambar 3.15 Termokopel

Tabel 3.10 spesifik Termokopel

Merk	Termokopel tipe K
Range	0 – 1100 °C

11. Perangkat data akuisisi

Perangkat data akuisisi berfungsi untuk pengambilan data temperatur di setiap titik keluar refrigran dan disambungkan dengan laptop.



Gambar 3.16 Perangkat data akuisisi

Tabel 3.5 spesifik perangkat data akuisisi

Merk	Yokogawa
voltase	100 / 240 V AC
Model	MX100 *Data Acquisition Unit*

BAB 4

ANALISA HASIL PERCOBAAN

4.1 Data Hasil Percobaan

Pada bab ini akan dianalisa mengenai pengaruh alat ekspansi TXV dan pipa kapiler terhadap *coefficient of performance* pada system *water chiller*. Parameter yang diambil dalam pengujian ini adalah tekanan, temperature, laju massa refrigerant, arus dan tegangan pada kompresor. Pengambilan data dilakukan selama satu jam dengan interval lima menit untuk tiap-tiap variasi yaitu variasi alat ekspansi (TXV dan pipa kapiler) dan beban evaporator pada air yang dipanaskan oleh *heater (low, medium, high)*. Pengambilan data dilakukan setelah sistem berada pada kondisi tunak. Data hasil penelitian terlampir.

4.2 Contoh perhitungan

Data yang digunakan sebagai berikut merupakan sampel atau contoh dari penelitian dengan variasi alat ekspansi pipa kapiler dengan beban evaporator *high* pada 5 menit pertama.

4.2.1 Properti Refrigrant

Untuk menhitung parameter output eksperimen, yaitu, kerja nyata kompresor ($\dot{W}_c$), kerja isentropis kompresor ($\dot{W}_{c,s}$), efisiensi isentropis kompresor ($\eta_{c,s}$), kapasitas evaporator ($\dot{Q}_e$), kapasitas kondensor ($\dot{Q}_c$), laju alir massa refrigeran ($\dot{m}$) dan *Coefficient of Performance (COP).* Nilai properti refrigeran ditentukan dengan menggunakan *software CAT (computer aided thermodinamika)* dengan refrensi refrigeran R-22, Untuk mendapatkan nilai dari *entalphy,* nilai tekanan hasil pengukuran dengan *pressure gauge* dalam satuan psi dikonversi menjadi dalam satuan Mpa.

Tabel 4.1 Parameter analisis untuk contoh perhitungan.

Parameter Analisis	Simbol	Nilai
Tekanan refrigeran masuk kompresor (*suction*)	p_1	62 psi
Temperatur refrigeran masuk kompresor (*suction*)	T_1	27 °C
Tekanan refrigeran keluar kompresor (*discharge*)	p_2	295 psi
Temperatur refrigeran masuk kompresor (*discharge*)	T_2	119.9 °C
Tekanan refrigeran keluar kondensor	p_3	285 psi
Temperatur refrigeran keluar kondensor	T_3	28.4 °C
Laju aliran volumetris	AV	0.018 L/s
Arus listrik	I	7,8 A
Tegangan listrik	V	220 V

a. Titik 1 (masuk kompresor atau *suction)*

$$p_1 = \left(62 \text{ psi} \times \frac{0.00689 \text{ MPa}}{1 \text{ psi}}\right) + 0.101325 \text{ MPa} = 0.528505 \text{ MPa}$$

$T_1 = 27$ °C

Dengan menggunakan input nilai p dan T, *software CAT* menghasilkan nilai *properties*:

$h_1 = 268{,}8$ kJ/kg

$s_1 = 0{,}9874$ kJ/kg · K

b. Titik 2 (keluar kompresor atau *discharge*)

$$p_2 = \left(295 \text{ psi} \times \frac{0.00689 \text{ MPa}}{1 \text{ psi}}\right) + 0.101325 \text{ MPa} = 2{,}133875 \text{ MPa}$$

T_2 =119,9 °C

Dengan menggunakan input nilai p dan T, *software CAT* menghasilkan nilai *properties*:

h_2 = 324,7kJ/kg

Nilai h_{2s} dihitung dengan memasukkan input nilai p_2 dan $s_{2s} = s_1$ = 0,9874 kJ/kg · K sehingga diperoleh:

h_{2s} = 308,7 kJ/kg

c. Titik 3 (keluar kondensor)

$$p_3 = \left(285 \text{ psi} \times \frac{0.00689 \text{ MPa}}{1 \text{ psi}}\right) + 0.101325 \text{ MPa} = 2{,}064975 \text{ MPa}$$

T_3 = 28,4 °C

Dengan menggunakan input nilai p dan T, *software CAT* menghasilkan nilai *properties*:

h_3 = 79,21 kJ/kg

d. Titik 4 (masuk evaporator)

$$p_4 = \left(72 \text{ psi} \times \frac{0.00689 \text{ MPa}}{1 \text{ psi}}\right) + 0.101325 \text{ MPa} = 0{,}597405 \text{ MPa}$$

T_4 = 5,6 °C

Nilai *properties* pada titik 4 ditentukan dengan mengasumsikan proses 3–4, yaitu penurunan tekanan refrigeran oleh pipa kapiler, berlangsung dengan proses isoentalpi sehingga diperoleh:

h_4 = h_3 = 79,21 kJ/kg

4.2.2 Perhitungan Laju Aliran Massa Refrigran

Pada sistem, pemgkondisian udara yang telah dimodifikasi ini diasumsikan *steady flow* sehingga laju aliran massa refrigeran selalu konstan. Untuk mendapatkan laju aliran massa refrigeran dapat menggunakan rumus:

$$\dot{m} = \rho A V = \frac{Q}{\upsilon}$$

Dimana:

$\dot{m}$ = laju alir massa refrigeran, kg/s
ρ = densitas refrigeran, kg/m^3
A = luas penampang aliran refrigeran, m^2
V = kecepatan aliran refrigeran, m/s
Q = AV = laju aliran volumetris (debit) refrigeran, m^3/s

Nilai Q didapat dari pengukuran debit aliran refrigeran menggunakan *flowmeter* yang terpasang di titik 3. Sedangkan nilai υ didapat dari *software* CAT dengan input nilai tekanan dan temperatur di titik 3, yaitu sebesar 0.0008472m^3/kg. Dengan demikian didapat $\dot{m}$ dengan nilai:

$$\dot{m} = \frac{0.013 \ \frac{\text{L}}{\text{s}}}{0.0008472 \ \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}} \times \frac{1 \ \text{m}^3}{1000 \ \text{L}} = 0{,}0212464 \ \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

4.2.3 Perhitungan Kerja Aktual Kompresor

Kerja aktual kompresor ($\dot{W}_c$) adalah kerja nyata yang diberikan oleh kompresor ke refrigeran. Kerja aktual kompresor ($\dot{W}_c$) dapat dihitunga dengan menggunakan persamaan 2.1.

$$\dot{W}_c = \dot{m}\,(h_2 - h_1) = 0{,}0212464 \ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(324{,}7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 268{,}8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

$$= 1{,}18 \text{ kW}$$

4.2.4 Perhitungan Kerja Isentropis Kompresor

Kerja isentropis ($\dot{W}_{c,s}$) adalah kerja ideal yang diberikan oleh kompresor ke refrigeran, dimana kompresor bekerja dengan entropi konstan (isentropis). Kerja isentropis kompresor ($\dot{W}_{c,s}$) dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 2.1.

$$\dot{W}_{c,s} = \dot{m}\,(h_{2s} - h_1) = 0{,}0212464 \ \frac{kg}{s}\left(308{,}7\,\frac{kJ}{kg} - 268{,}8\,\frac{kJ}{kg}\right)$$

$$= 0{,}848 \text{ kW}$$

4.2.5 Perhitungan Effisiensi Isentropis Kompresor

Efisiensi isentropis kompresor ($\eta_{c,s}$) adalah perbandingan antara kerja isentropis kompresor dan kerja aktual kompresor. ($\eta_{c,s}$) dapat dihitung dengan persamaan 2.6.

$$\eta_{c,s} = \frac{\dot{W}_{c,s}}{\dot{W}_c} = \frac{0{,}848 \text{ kW}}{1{,}188 \text{ kW}} = 0{,}713 \text{ x } 100\ \% = 71.3\ \%$$

4.2.6 Perhitungan $\dot{Q}$ evaporator

Besarnya panas yang diserap refrigeran pada evaporator dapat diketahui dengan mengalikan laju aliran massa refrigeran dengan selisih entalpi pada evaporator. Besarnya panas yang diserap oleh evaporator ini disebut juga sebagai kapasitas pendinginan dengan perhitungan sesuai perumusan 2.3. sebagai berikut:

$$\dot{Q}_{evp} = \dot{m}\,(h_1 - h_4) = 0{,}0212464 \ \frac{kg}{s}\left(268{,}8\,\frac{kJ}{kg} - 79{,}21\,\frac{kJ}{kg}\right)$$

$$= 4{,}055 \text{ kW}$$

4.2.7 Perhitungan Q̇ kondensor

Kapasitas kondensor ($\dot{Q}_{cond}$) adalah kemampuan kondensor melepas panas dari refrigeran ke lingkungan. Kapasitas kondensor dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 2.2.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}\,(h_2 - h_3) = 0{,}0212464\ \frac{kg}{s}\left(324{,}7\ \frac{kJ}{kg} - 79{,}21\ \frac{kJ}{kg}\right)$$

$$= 5{,}123\ kW$$

4.2.8 Heat Rejection Ratio (HRR)

Heat Rejection Ratio (HRR) adalah rasio pelepasan yang dimiliki oleh sistem. HRR merupakan perbandingan antara kapasitas kondensor dibanding dengan kapasitas evaporator dengan menggunakan persamaan 2.5.

$$HRR = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{Q}_e} = \frac{5{,}216}{4{,}028} = 1{,}295$$

4.2.9 Coefficient of Performance Refrigran (COP)

Coefficeint of Performance (COP) merupakan nilai unjuk kerja dari sistem refrigerasi yang didapat perbandingan kapasitas pendinginan dan kerja yang diberikan oleh kompresor ke refrigeran. Nilai COP dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 2.8.

$$COP_{ref} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_c} = \frac{4{,}031\ kW}{1{,}051\ kW} = 3{,}82$$

4.2.10 Coefficient of Performance (COP) elektrik

Coefficeint of Performance (COP) elektrik merupakan nilai dari sistem *water chiller* yang didapatkan dari kapasitas pendinginan dengan daya input kompresor, daya *fan* yang ada di *outdoor* dan daya input pompa untuk sirkulasi air.

$$COP_{elektrik} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{in\ comp} + \dot{W}_{in\ pompa} + \dot{W}_{in\ fan}}$$

$$= \frac{4{,}031\ \text{kW}}{1{,}618\ \text{kW} + 0{,}062\ \text{kW} + 0{,}3\ \text{kW}} = 2{,}03$$

4.3 Perhitungan Laju Aliran Massa Air

Pada sistem, pemgkondisian udara yang telah dimodifikasi ini diasumsikan *steady flow* sehingga laju aliran massa refrigeran selalu konstan. Untuk mendapatkan laju aliran massa refrigeran dapat menggunakan rumus:

$$\dot{m} = \rho A V = \frac{Q}{\upsilon}$$

Dimana:
$\dot{m}$ = laju alir massa air, kg/s
ρ = densitas air, kg/m^3
A = luas penampang aliran air, m^2
V = kecepatan aliran air, m/s
Q = AV = laju aliran volumetris (debit) air, m^3/s

Nilai Q didapat dari pengukuran debit aliran refrigeran menggunakan *flowmeter* air yang terpasang pada discharge pompa. Sedangkan nilai υ didapat dari *software* CAT dengan input nilai tekanan 0.1 Mpa dan temperature air 40 ℃, yaitu sebesar 0.00108 m^3/kg. Dengan demikian didapat $\dot{m}$ dengan nilai:

$$\dot{m} = \frac{6\ \frac{\text{L}}{\text{menit}}}{0.001008\ \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}} \times \frac{1\ \text{m}^3}{1000\ \text{L}} \times \frac{1\text{menit}}{60\ \text{s}} = 0{,}0995\ \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

4.3.1 Perhitungan $\dot{Q}$ pada air

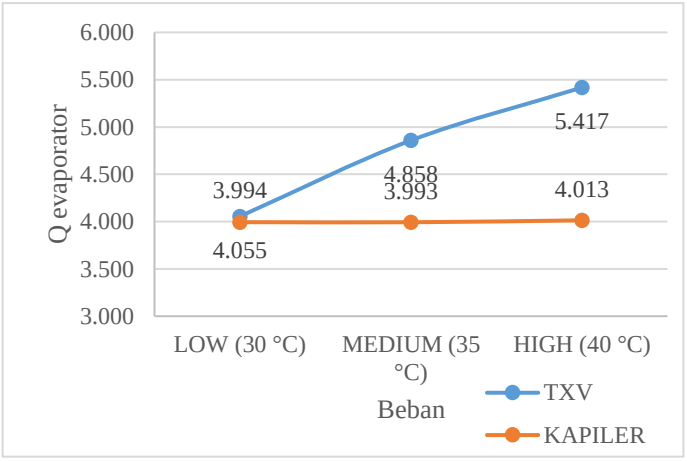
Besarnya panas air sebagai beban pada eksperimen ini yang diserap evaporator dapat diketahui dengan mengalikan laju aliran massa air dengan selisih temperatur pada air yang dingin dan

air yang panas. Besarnya panas yang diserap oleh evaporator ini disebut juga sebagai kapasitas pendinginan.

$$\dot{Q}_{water} = \dot{m}_{air}\, Cp\, (T_{in} - T_{out})$$
$$= 0{,}0995\ \frac{kg}{s} \times\ 4{,}18\ \frac{kJ}{kg\ K}\ (40\ ℃ - 28\ ℃)$$
$$= 4{,}748\ kW$$

4.4 Analisa Grafik

4.4.1 Analisa Grafik Kapasitas Evaporator terhadap Beban Pendinginan



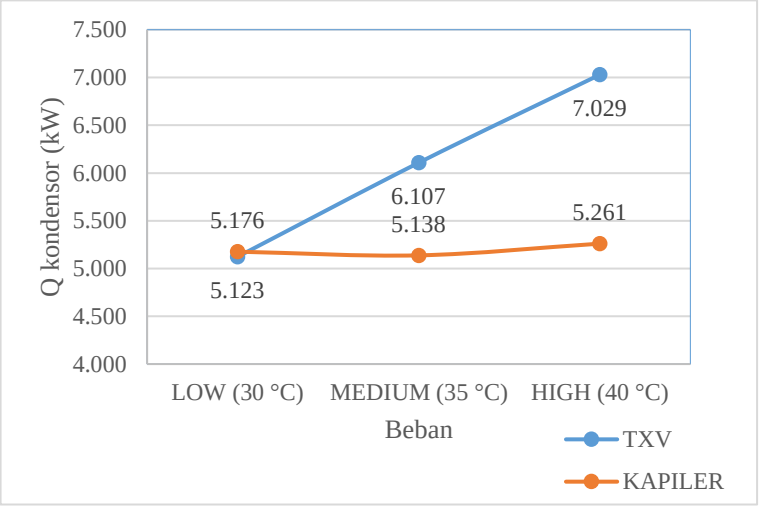
Gambar 4.1 Grafik kapasitas evaporator terhadap beban

Grafik di atas menunjukkan tren yang mengalami kenaikan dari Q evaporator, dimana pembebanan semakin besar maka semakin besar pula nilai kapasitas evaporator yang didapat. Dari grafik di atas terlihat perbedaan antara kapasitas evaporator dengan penggunaan *Thermostatic Expansion Valve (TXV)* dan pipa kapiler. Penggunaan *Thermostatic Expansion Valve (TXV)* cenderung mengalami kenaikan di bandingkan dengan pipa

kapiler. Kapasitas evaporator dengan TXV dan pipa kapiler terendah yaitu 4,055 kW dan 3,994 kW, sedangkan kapasitas evaporator dengan TXV dan pipa kapiler tertinggi yaitu 5,417 kW dan 4,013 kW

Tren kenaikan grafik di atas sesuai akibat semakin tinggi temperatur beban maka semakin tinggi pula kapasitas evaporator. Peningkatan temperature pada beban pendinginan secara langsung meningkatkan koefisien konveksi dimana semakin besar koefisien konveksi maka semakin besar kalor yang berpindah dari lingkungan ke *refrigerant* dimana nilai entalpi akan semakin meningkat sedangkan pada pipa kapiler selalu kontan karena pipa kapiler hanya bisa mengcover untuk beban low, maka itu pada pipa kapiler cenderung konstan.

4.4.2 Analisa Grafik Kapasitas Kondensor Terhadap Beban Pendinginan

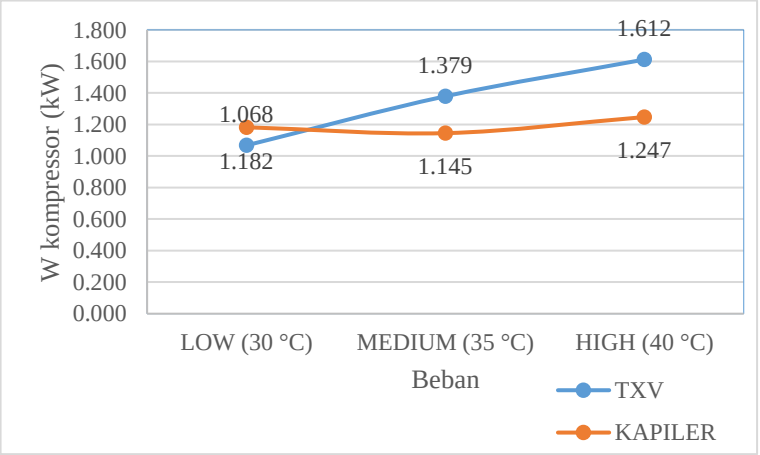


Gambar 4.2 Grafik kapasitas kondensor terhadap beban

Grafik diatas menunjukkan tren yang mengalami kenaikan dari kapasitas kondensor dimana pembebanan semakin besar maka semakin besar pula nilai kapasitas kondensor yang dihasilkan. Dari grafik di atas terlihat perbedaan antara kapasitas kondensor dengan penggunaan *Thermostatic Expansion Valve (TXV)* dan penggunaan pipa kepiler. Dilihat dari grafik diatas bahwa penggunaan TXV mengalami kenaikan, dibandingkan dengan penggunaan pipa kapiler pada eksperimen ini.

Variasi alat ekspansi sangat berpengaruh terhadap kapasitas kondensor terhadap beban, jika terjadi kenaikan kapasitas evaporator maka kapasitas kondensor juga akan naik.

4.4.3 Analisa Grafik Kerja Kompresor Terhadap Beban Pendinginan



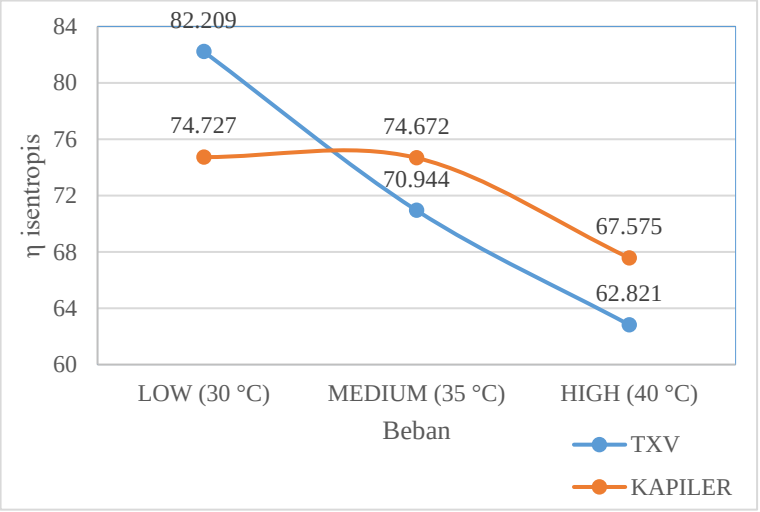
Gambar 4.3 Grafik kerja aktual kompresor terhadap beban

Grafik di atas menunjukkan tren yang mengalami kenaikan dari kerja kompresor dimana semakin besar pembebanan maka semakin meningkat pula kerja kompresor. Dari grafik di atas terlihat perbedaan antara kerja kompresor dengan penggunaan *Thermostatic Expansion Valve (TXV)* dan pipa kapiler dimana

dengan penggunaan TXV menyebabkan kerja kompresor yang lebih besar dibandingkan dengan penggunaan pipa kapiler. Kerja kompresor terkecil dengan penggunaan TXV dan pipa kapiler yaitu 1,405 kW dan 1,182 kW. Sedangkan untuk kerja kompresor terbesar dengan penggunaan TXV dan pipa kapiler yaitu 1,612 kW dan 1,247 kW.

Kenaikan kerja kompresor naik seiring dengan peningkatan kapasitas evaporator yang naik dan beban yang naik maka kerja kompresor membutuhkan tenaga yang lebih untuk menyesuaikan kapasitas evaporator terhadap bebabn yang tinggi.

4.4.4 Analisa Grafik Effisiensi Isentropis Kompresor Terhadap Beban Pendinginan



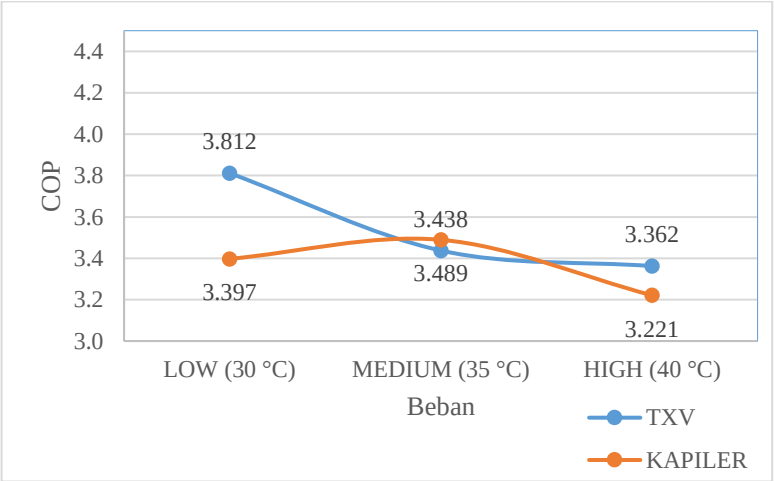
Gambar 4.4 Grafik effisiensi isentropis kompresor terhadap beban

Pada grafik diatas penggunakan TXV 82,209% pada beban *low* dan 65,575% pada beban *high* dan penggunaan pipa kapiler 74,727 % pada beban *low* dan 62,821% pada beban *high*. Grafik

di atas menunjukkan tren penurunan pada effisien isentropis kompresor pada TXV dan pipa kapiler.

Penurunan effisien lebih signifikan pada penggunaan TXV berbeda dengan penggunaan pipa kapiler yang tidak terlalu signifikan, penurunan effisien isentropis kompresor diakibatkan dengan beban yang meningkat maka kebutuhan pendingin pun meningkat dan kerja kompresor pun meningkat, oleh karena itu effisien pun menurun dengan meningkatnya kerja kompresor. Perbedaan isentropis antara penggunaan TXV dan pipa kapiler yaitu pada TXV yang di jaga superheated maka entalphy dari titik 4 ke 1 selalu konstan sedang pada pipa kapiler yang di jaga yaitu tekanan dari titik 3 ke 4 dari keluar kondensor dan masuk ke evaporator yang di jaga tekanan oleh pipa kapiler.

4.4.5 Analisa Grafik Coefficient of Performance (COP) Terhadap Beban Pendinginan

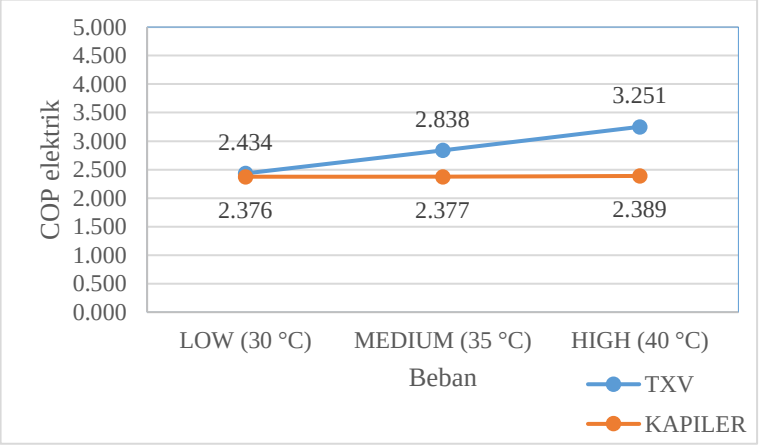


Gambar 4.5 Grafik coefficient of performance (COP) terhadap beban

Pada grafik diatas menunjukan tren penurunan pada COP secara thermodinamika, nilai pada beban *low* untuk COP yaitu 3,812 dan nilai pada beban *high* yaitu 3,363 untuk TXV dan untuk pipa kapiler COP *low* yaitu 3,397 dan COP *high* yaitu 3,221. Untuk TXV selalu mengalami penurunan dan untuk pipa kapiler mengalami penurunan juga tetapi lebih besar penurunan pada beban *high*.

penurunan terjadi diakibatkan oleh kerja kompresor yang tinggi untuk memenuhi kebutuhan evaporator pada beban tinggi, seharusnya nilai COP akan semakin besar dengan naiknya beban pendinginan. Tetapi untuk eksperimen yang saya lakukan kali ini nilai COP menurun terhadap beban yang temperaturnya semakin tinggi karena kapasitas dari evaporator sudah mencapai batas maksimalnya dan kompresor terus meningkat sedangkan evaporator *stand by* di batas maksimal tidak mengalami kenaikan lagi.

4.4.6 Analisa Grafik Coefficient of Performance (COP) elektrik pada sistem Terhadap Beban Pendinginan

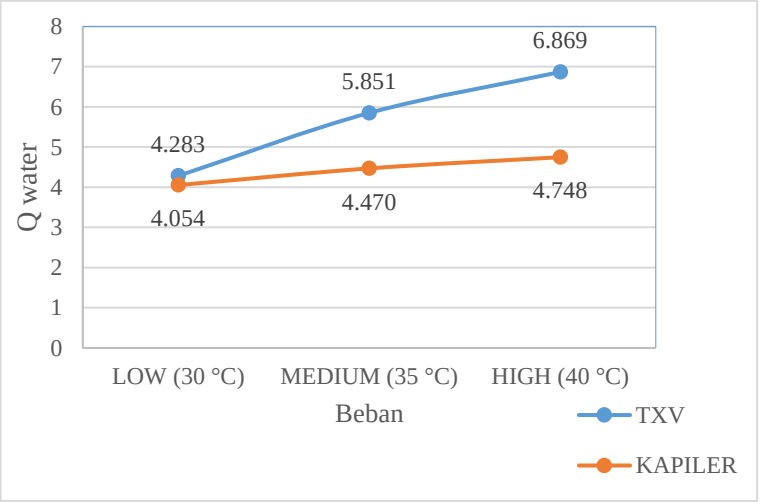


Gambar 4.6 Grafik coefficient of performance (COP) elektrik pada sistem terhadap beban

Grafik diatas menunjukan coefficient of performance (COP) elektrik pada system *water chiller*, COP pada system ini ditinjau dari daya listrik yang masuk, karena daya listrik yang masuk pada system *water chiller* cenderung kontstan tidak ada kenaikan yang signifikan, tetapi untuk Q pada evaporator mengalami kenaikan pada penggunaan TXV dibandingkan penggunaan pipa kapiler yang di tunjukan pada gambar diatas. Nilai COP menggunakan TXV pada beban *low* sebesar 2,434 dan beban *high* sebesar 3,251

Daya listrik yang masuk pada system *water chiller* ada daya listrik untuk kompresor dan pompa maka rumus yang untuk menentukan COP elektrik pada system yaitu COP = $\frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{in\ comp} + \dot{W}_{in\ pompa} + \dot{W}_{in\ fan}}$

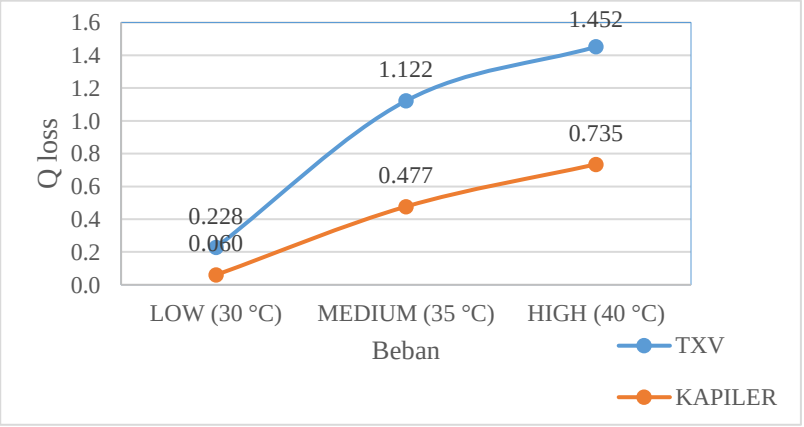
4.4.7 Analisa Grafik Kapasitas Air Terhadap Beban Pendinginan



Gambar 4.7 grafik kapasitas air terhdap beban pendinginan

Pada grafik diatas kapasitas air mengalami tren yang meningkat. Kapasitas air tertinggi terjadi pada beban *high* sebesar 7,667 kW dan kapasitas air terendah 4,283 kW pada penggunaan TXV dan penggunaan pipa kapiler pada beban *high* sebesar 4,748 kW dan beban *low* sebesar 3,812 kW

Peningkatan kapasitas air terjadi dari temperature air terhadap beban pendinginan yang akan dicapai oleh evaporator. Pada eksperimen ini menggunakan pompa dengan debit 6 lpm, debit pompa pun berpengaruh terhadap temperature air yang masuk pada evaporator. Seharusnya sesuai dengan teori energy balance $\dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{water}$ tetapi pada eksperimen ini saya asumsikan bahwa adanya Q loss yang terjadi saat melakukan eksperimen karena temperature ruangan lebih dingin dari temberatur beban yang saya gunakan.



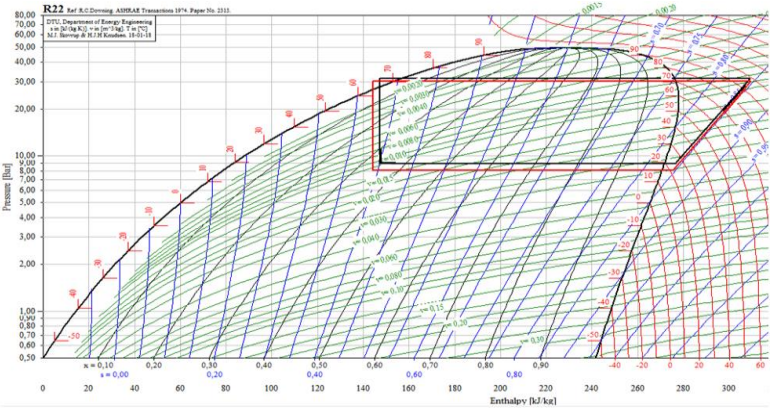
Gambar 4.8 grafik Q loss air terhdap beban pendinginan

Pada grafik diatas mengalmi tren kenaikan pada penggunaan TXV yaitu dari beban *low* sebesar 0,228 Q lossnya dan pada beban *high* sebesar 1,452 Q loss dan pada penggunaan pipa kapiler dari beban *low* sebesar 0,060 dan

pada beba *high* sebesar 0,735. Pada TXV mengalami kenaikan yang cukup drastic dikarenakan akibat dari delta temperature yang besar sedangkan penggunaan pipa kapiler tidak mengalami kenaikan yang drastis karena delta temperaturnya tidak ada kenaikan yang jauh antara beban *low*, *medium dan high*.

Pada eksperimen yang di lakukan Q water lebih besar dari Q evaporator sesuai dengan teori seharusnya Q water sama dengan dengan Q evaporator dengan rumus yang dipakai yaitu energy balance, tetapi eksperimen ini diasumsikan adanya Q loss pada beban air panas terhadap lingkungan sekitar dengan rumus $\dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{water} - \dot{Q}_{loss}$

4.4.8 Analisa P-h Diagram Terhadap Beban Pendinginan *Low*



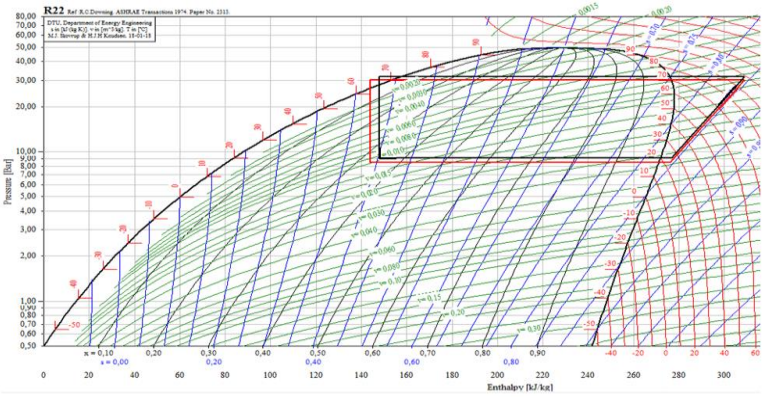
Gambar 4.9 P-h diagram terhadap beban pendinginan *low*

Pada gambar 4.8 Diagram p-h diatas membandingkan perbedaan sistem dengan variasi penggunaan alat ekspansi *Thermostatic Expansion Valve (TXV)* dan pipa kapiler pada beban low. Kurva dengan garis warna merah menunjukkan sistem dengan

menggunakan alat ekspansi TXV dan garis hitam menunjukkan sistem dengan menggunakan alat ekspansi pipa kapiler.

Pada gambar plot diatas penggunaan TXV menghasilkan *pressure ratio* yang lebih tinggi dan refrigeran keluaran evaporator lebih *superheated* dibanding dengan pipa kapiler. Terlihat pula proses ekspansi yang dihasilkan TXV yang lebih mengarah ke sebelah kiri menggambarkan selisih entalpi yang lebih besar yang terjadi di evaporator, hal tersebut bisa diakibatkan oleh penurunan aliran massa refrigeran yang menurun diakibatkan pengaruh dari penggunaan TXV, untuk mempertahankan keadaan *superheated* refrigeran saat keluar evaporator, berbeda dengan penggunaan pipa kapiler yang cenderung konstan karena pipa kapiler menjaga tekanan dari titik 3 ke 4. Pada beban low terlihat perbedaan dari temperature dan tekanan yang bisa dilihat pada gambar 4.8

4.4.9 Analisa P-h Diagram Terhadap Beban Pendinginan *Medium*



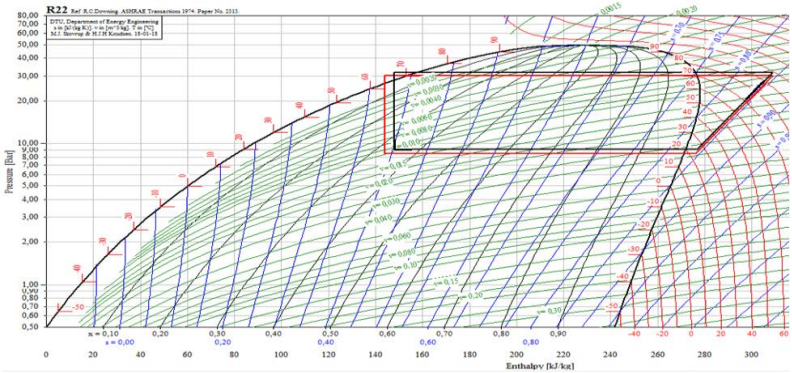
Gambar 4.10 P-h diagram terhadap beban pendinginan *medium*

Pada gambar 4.9 Diagram p-h diatas membandingkan perbedaan sistem dengan variasi penggunaan alat ekspansi *Thermostatic Expansion Valve (TXV)* dan pipa kapiler. Kurva

dengan garis warna merah menunjukkan sistem dengan menggunakan alat ekspansi TXV dan garis hitam menunjukkan sistem dengan menggunakan alat ekspansi pipa kapiler.

Pada plot gambar diatas terjadi perubahan enthalpy di titik 3 ke 4 antara penggunaan TXV dan pipa kapiler, pada penggunaan TXV entalphy lebih kecil di bandingkan dengan penggunaan pipa kapiler, karena penggunaan TXV Q evaporatornya lebih besar kapasitas nya, dapat dilihat dari gambar 4.9 diatas.

4.4.10 Analisa P-h Diagram Terhadap Beban Pendinginan *High*



Gambar 4.11 P-h diagram terhadap beban pendinginan *high*

Pada gambar 4.10 Diagram p-h diatas membandingkan perbedaan sistem dengan variasi penggunaan alat ekspansi *Thermostatic Expansion Valve (TXV)* dan pipa kapiler. Kurva dengan garis warna merah menunjukkan sistem dengan menggunakan alat ekspansi TXV dan garis hitam menunjukkan sistem dengan menggunakan alat ekspansi pipa kapiler.

Pada gambar plot diatas penggunaan TXV menghasilkan *pressure ratio* yang lebih tinggi dan refrigeran keluaran evaporator lebih *superheated* dibanding dengan pipa kapiler. Pada beban high penggunaan TXV massa aliran refrigran pun semakin besar

dibandingkan dengan beban low, maka Q evaporator pun semakin besar, berbeda dengan penggunaan pipa kapiler yang selalu konstan diakibatkan pipa kapiler hanya bisa mengcover beban low, pengggunaan pipa kapiler pun entalphynya lebih besar dari pada penggunaan TXV pada titik 3 ke yang bisa dilihat pada gambar 4.10 diatas.

“Halaman ini sengaja dikosongkan.”

BAB 5

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Kesimpulan dari hasil studi eksperimen dengan variasi alat ekspansi pada sistem refrigerasi adalah sebagai berikut:

1. Performa sistem refrigerasi pada *water chiller* yang telah dimodifikasi adalah COP elektrik untuk beban *low* (30 ℃) sebesar 2,434 dengan penggunaan TXV dan 2,376 dengan penggunaan pipa kapiler, COP elektrik untuk beban *medium* (35 ℃) sebesar 2,838 dengan penggunaan TXV dan 2,377 dengan penggunaan pipa kapiler, dan COP untuk beban *high* (40 ℃) sebesar 3,251 dengan penggunaan TXV dan 2,389 dengan penggunaan pipa kapiler.
2. Kapasitas air untuk beban pendinginan dengan menggunakan TXV beban *low* (30 ℃) sebesar 4,283 kW, TXV beban *medium* (35 ℃) sebesar 5,851 kW dan TXV beban *high* (40 ℃) sebesar 6,869 kW. Kapasitas air menggunakan pipa kapiler beban (30 ℃) sebesar 4,054 kW, pipa kapiler beban *medium* (35 ℃) sebesar 4,47 kW dan pipa kapiler beban *high* (40 ℃) sebesar 4,748 kW.
3. Performa maksimum dari hasil studi eksperimen pada sistem refrigerasi *water chiller* dengan variasi alat ekspansi *Thermostatic Expansion Valve (TXV)* dan pipa kapiler didapat pada penggunaan TXV lebih baik untuk beban *low, medium* dan *high dibandingkan dengan penggunaan pipa kapiler*.

5.2 Saran

Saran setelah dilakukan studi eksperimen pengaruh variasi beban pendinginan pada sistem *water chiller* adalah sebagai berikut:

1. Perlu ditambahkan alat agitatior pada eksperimen ini agar beban panas sebagai beban evaporator menyebar rata panasnya.
2. Perlu ditambah heater pada beban agar panas yang didapatkan lebih cepat steady.
3. Drum atau bak yang dipakai untuk air perlu diganti dengan drum atau bak dari besi dan di isolasi agar panas dan dinginnya tidak terbuang.
4. Penyempurnaan rancangan aktual lebih dirapihkan agar kelihatan bagus dan indah.

DAFTAR PUSTAKA

1. Arora, C. P., 1983. "*Refrigeration and Air Conditioning"* New Delhi: Tata McGraw- Hill Publishing Company Limited.
2. Badan Standardisasi Nasional (BSN), 2000. "*Konservasi Energi Sistem Tata Udara pada Bangunan Gedung"* s.l.: s.n.
3. Choirul L, Aprilia, 2016. *"Studi Eksperimen Pengaruh Panjang Pipa Kapiler Dan Variasi Beban Pendinginan Pada Sistem Refrigerasi Cascade"*. Tugas Akhir pada Jurusan Teknik Mesin:
4. Direktorat Jenderal Ketenagalistrikan, 2016. " *Statistik Ketenagalistrikan" 2015,*Jakarta: Kementerian Energi dan Sumber Daya Mineral.
5. Iskandar R. 2010. *"Kaji Eksperimental Karakteristik Pipa Kapiler Dan Katup Ekspansi Termostatik Pada Sistem Pendinginan Water-Chiller"* . jurnal, Teknik Mesin, 33(1) : 55-60.
6. Moran, Michael J. Shapiro, Howard N. 2006. *"Fundamentals of Eenginering Thermodynamics, 8th"*. US : John & Wiley Inc.
7. Rohit Joshi. 2016. *"Experimental Analysis of Thermostatic Expansion Valve, Constans expansion Device & Cap tube on vapour compression refrigeration system"* . Internasional Journal of Scientific Engineering and Applied Science, India.

8. Saiful M, 2017. *"Studi Unjuk Kerja Sistem Refrigrasi Single State dengan variasi Expansion Device"***.** Tugas Akhir pada Jurusan Teknik Mesin: ITS Press.
9. Stoeker, Wilbert F. Jones, Jerold W. 1987. "*Refrigeration and Air Conditioning, 2nd Edition*". Jakarta : Erlangga.
10. Wang, S. K., 2001. *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration.* 2 ed. New York: McGraw-Hill.

Biodata Penulis

Penulis dilahirkan di Cirebon, Jawa Barat, 3 maret 1993, merupakan anak kedua dari 3 bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal di SDN sadagori II, SMPN 10 kota cirebon, dan SMAN 1 kota cirebon. Setelah lulus SMA pada tahun 2011, penulis diterima di Jurusan D-III Teknik Mesin, universitas diponegoro. Di tahun 2015 diterima di S1 Teknik Mesin ITS di program Lintas Jalur. Penulis sangat berharap agar tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi pembaca serta bagi penulis sendiri. Apabila pembaca ingin berkorespondensi dengan penulis, dapat melalui Email/HP : ibnuwardoyo94@yahoo.com / **081912888587**

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LAMPIRAN A

HIGH (40˚C) Pipa Kapiler

			Evaporator outlet / compressor inlet (suction):		***Compressor outlet (discharge) / condenser inlet:*** *superheated*		***Condenser outlet*** *; compressed liquid*		***TXV outlet / evaporator inlet:*** *mixture*				**m**	
Menit ke-	I (Ampere)	AV (L/s)	P_1 (psi)	T_1 (°C)	P_2 (psi)	T_2 (°C)	P_3 (psi)	T_3 (°C)	P_4 (psi)	T_4 (°C)	Tin (°C)	Tout (°C)	**AVG (LPM)**	**pompa**
0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	**A**
5	7.8	0.018	62	27	295	119.9	285	28.4	72	5.6	39	28	6	-
10	7.8	0.018	62	27.3	295	120.3	285	28.2	72	5.9	39	28	6	0.35
15	7.9	0.018	62	27.8	295	121.1	285	28.5	72	6.5	39	28	6	0.35
20	7.9	0.018	62	27.6	295	122.6	285	28.7	72	6.7	39	28	6	0.35
25	7.9	0.018	62	27.3	295	123.7	285	28.8	72	6.9	39	28	6	0.35
30	7.9	0.018	62	27.3	295	124.1	285	29	72	6.9	39	28	6	0.35
35	7.8	0.018	62	27	295	124.6	285	29.1	72	7.2	39	28	6	0.35
40	7.8	0.018	64	27.3	295	124.9	285	29	74	7.2	39	27	6	0.35
45	7.9	0.018	64	27.8	295	125.1	285	29	74	7.3	39	27	6	0.35
50	7.9	0.018	64	27.6	295	125.3	290	29.2	74	7.2	39	27	6	0.35
55	7.9	0.018	64	27.3	300	125.4	290	29.3	74	7.4	39	27	6	0.35
60	7.9	0.018	64	27.3	300	125.7	290	29.4	74	7.4	38	26	6	0.35

AV (m^3/s)	P_1 (MPa)	T_1 (°C)	h_1 (kJ/kg)	s_1 (kJ/kg K)	P_2 (MPa)	T_2 (°C)	h_{2s} (kJ/kg)	h_2 (kJ/kg)	P_3 (MPa)	T_3 (°C)	h_3 (kJ/kg)	P_4 (MPa)	T_4 (°C)	h_4 (kJ/kg) $h_4 = h_3$
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
0.000018	0.528505	27	268.8	0.9874	2.133875	119.9	308.7	324.7	2.064975	28.4	79.21	0.597405	5.6	79.21
0.000018	0.528505	27.3	269.1	0.9884	2.133875	120.3	309.1	325.1	2.064975	28.2	78.96	0.597405	5.9	78.96
0.000018	0.528505	27.8	269.4	0.9896	2.133875	121.1	309.5	325.8	2.064975	28.5	79.34	0.597405	6.5	79.34
0.000018	0.528505	27.6	269.3	0.9891	2.133875	122.6	309.3	327.1	2.064975	28.7	79.59	0.597405	6.7	79.59
0.000018	0.528505	27.3	269.1	0.9884	2.133875	123.7	309.1	327.9	2.064975	28.8	79.72	0.597405	6.9	79.72
0.000018	0.528505	27.3	269.1	0.9884	2.133875	124.1	309.1	328.4	2.064975	29	79.97	0.597405	6.9	79.97
0.000018	0.528505	27	268.8	0.9874	2.133875	124.6	308.7	328.8	2.064975	29.1	80.1	0.597405	7.2	80.1
0.000018	0.542285	27.3	268.9	0.9854	2.133875	124.9	308	329.1	2.064975	29	79.97	0.611185	7.2	79.97
0.000018	0.542285	27.8	269.2	0.9866	2.133875	125.1	308.4	329.2	2.064975	29	79.97	0.611185	7.3	79.97
0.000018	0.542285	27.6	269.1	0.9861	2.133875	125.3	308.2	329.4	2.099425	29.2	80.23	0.611185	7.2	80.23
0.000018	0.542285	27.3	268.9	0.9854	2.168325	125.4	308.4	329.2	2.099425	29.3	80.36	0.611185	7.4	80.36
0.000018	0.542285	27.3	268.9	0.9854	2.168325	125.7	308.4	329.5	2.099425	29.4	80.48	0.611185	7.4	80.48

$\dot{m}$ (kg/s)	$p_2/p_1 = p_{dis}/p_{suc}$	$p_3/p_4 = TXV_{in/out}$	$\dot{W}_{comp,s}/\dot{m}$ (kJ/kg)	$\dot{W}_{comp}/\dot{m}$ (kJ/kg)	$Q_{cond}/\dot{m}$ (kJ/kg)	$Q_{evp}/\dot{m}$ (kJ/kg)	$COP = Q_{evp}/\dot{W}_{comp}$	$HRR = Q_{cond}/Q_{evp}$	$\eta_{c,s} = \dot{W}_{comp,s}/\dot{W}_{comp}$
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
0.021246459	1.93	0.73	39.9	55.9	245.49	189.59	3.39	1.29	0.71
0.021259006	1.94	0.72	40.0	56.0	246.14	190.14	3.40	1.29	0.71
0.021238938	1.95	0.73	40.1	56.4	246.46	190.06	3.37	1.30	0.71
0.021223912	1.98	0.74	40.0	57.8	247.51	189.71	3.28	1.30	0.69
0.021216407	2.00	0.74	40.0	58.8	248.18	189.38	3.22	1.31	0.68
0.021201413	2.00	0.74	40.0	59.3	248.43	189.13	3.19	1.31	0.67
0.021193924	2.01	0.75	39.9	60.0	248.70	188.70	3.15	1.32	0.67
0.021201413	1.95	0.74	39.1	60.2	249.13	188.93	3.14	1.32	0.65
0.021201413	1.95	0.74	39.2	60.0	249.23	189.23	3.15	1.32	0.65
0.021186441	1.96	0.75	39.1	60.3	249.17	188.87	3.13	1.32	0.65
0.021178962	1.96	0.75	39.5	60.3	248.84	188.54	3.13	1.32	0.66
0.021171489	1.96	0.77	39.5	60.6	249.02	188.42	3.11	1.32	0.65

	Qe (kW)	Qc (kW)	Win (kW)	Wcomp (kW)	Wcomp,s (kW)	Eff. Comp. (%)	HRR	COP Actual	Win pompa (kW)	m AVG (m3/s)	v m3/kg	Cp kj/kg K	m (kg/s)	Qe Water (kW)
	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	4.028	5.216	1.604	1.188	0.848	71.377	1.295	3.39	0.062	0.0001	0.001005	4.18	0.099502488	4.575
	4.042	5.233	1.604	1.191	0.850	71.429	1.295	3.40	0.062	0.0001	0.001005	4.18	0.099502488	4.575
	4.037	5.235	1.625	1.198	0.852	71.099	1.297	3.37	0.062	0.0001	0.001005	4.18	0.099502488	4.575
	4.026	5.253	1.625	1.227	0.849	69.204	1.305	3.28	0.062	0.0001	0.001005	4.18	0.099502488	4.575
	4.018	5.265	1.625	1.248	0.849	68.027	1.310	3.22	0.062	0.0001	0.001005	4.18	0.099502488	4.575
	4.010	5.267	1.625	1.257	0.848	67.454	1.314	3.19	0.062	0.0001	0.001005	4.18	0.099502488	4.575
	3.999	5.271	1.604	1.272	0.846	66.500	1.318	3.15	0.062	0.0001	0.001005	4.18	0.099502488	4.575
	4.006	5.282	1.604	1.276	0.829	64.950	1.319	3.14	0.062	0.0001	0.001005	4.18	0.099502488	4.991
	4.012	5.284	1.625	1.272	0.831	65.333	1.317	3.15	0.062	0.0001	0.001005	4.18	0.099502488	4.991
	4.001	5.279	1.625	1.278	0.828	64.842	1.319	3.13	0.062	0.0001	0.001005	4.18	0.099502488	4.991
	3.993	5.270	1.625	1.277	0.837	65.506	1.320	3.13	0.062	0.0001	0.001005	4.18	0.099502488	4.991
	3.989	5.272	1.625	1.283	0.836	65.182	1.322	3.11	0.062	0.0001	0.001005	4.18	0.099502488	4.991
MEAN	4.013	5.261	1.618	1.247	0.842	67.575	1.311	3.221	0.062				0.099502488	4.748

Medium (35˚C)

Menit ke-	I (Ampere)	AV (L/s)	P_1 (psi)	T_1 (°C)	P_2 (psi)	T_2 (°C)	P_3 (psi)	T_3 (°C)	P_4 (psi)	T_4 (°C)	Tin (°C)	Tout (°C)	m AVG (LPM)	pompa A
0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
5	7.8	0.018	58	26.8	285	115.6	275	28	68	5.3	34	24	6	0.35
10	7.8	0.018	58	26.7	285	115.8	275	28.5	68	5.8	34	24	6	0.35
15	7.9	0.018	58	26.8	285	115.8	275	28.4	68	6.1	34	23	6	0.35
20	7.9	0.018	58	26.5	285	115.9	275	28.7	68	6.3	33	23	6	0.35
25	7.9	0.018	60	25.9	290	116.3	275	29	70	6.5	33	23	6	0.35
30	7.9	0.018	60	25.5	290	116.6	280	29.1	70	6.7	33	23	6	0.35
35	7.8	0.018	60	25.6	290	116.9	280	29.2	70	6.8	33	22	6	0.35
40	7.8	0.018	60	25.5	290	117	280	29.4	70	6.9	33	22	6	0.35
45	7.9	0.018	60	25.3	290	117.4	280	29.5	70	7	33	22	6	0.35
50	7.9	0.018	60	25.4	290	117.8	280	29.4	70	7.1	33	22	6	0.35
55	7.9	0.018	60	25.2	290	118	280	29.6	70	7.2	33	21	6	0.35
60	7.9	0.018	60	25.1	290	118.2	280	29.7	70	7.2	33	21	6	0.35

AV (m^3/s)	P_1 (MPa)	T_1 (°C)	h_1 (kJ/kg)	s_1 (kJ/kg K)	P_2 (MPa)	T_2 (°C)	h_{2s} (kJ/kg)	h_2 (kJ/kg)	P_3 (MPa)	T_3 (°C)	h_3 (kJ/kg)	P_4 (MPa)	T_4 (°C)	h_4 (kJ/kg) $h_4 = h_3$
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
0.000018	0.500945	26.8	269.4	0.9942	2.064975	115.6	310.2	321.6	1.996075	28	78.7	0.569845	5.3	78.70
0.000018	0.500945	26.7	269.3	0.9939	2.064975	115.8	310.1	321.8	1.996075	28.5	79.34	0.569845	5.8	79.34
0.000018	0.500945	26.8	269.2	0.9934	2.064975	115.8	309.9	321.8	1.996075	28.4	79.21	0.569845	6.1	79.21
0.000018	0.500945	26.5	269	0.9927	2.064975	115.9	309.7	321.8	1.996075	28.7	79.59	0.569845	6.3	79.59
0.000018	0.514725	25.9	268.3	0.9881	2.099425	116.3	308.5	321.9	1.996075	29	79.97	0.583625	6.5	79.97
0.000018	0.514725	25.5	268	0.9871	2.099425	116.6	308.1	322.1	2.030525	29.1	80.1	0.583625	6.7	80.10
0.000018	0.514725	25.6	268.1	0.9874	2.099425	116.9	308.2	322.4	2.030525	29.2	80.23	0.583625	6.8	80.23
0.000018	0.514725	25.5	268	0.9871	2.099425	117	308.1	322.5	2.030525	29.4	80.48	0.583625	6.9	80.48
0.000018	0.514725	25.3	267.9	0.9869	2.099425	117.4	308	322.8	2.030525	29.5	80.61	0.583625	7	80.61
0.000018	0.514725	25.4	267.9	0.9867	2.099425	117.8	307.9	323.2	2.030525	29.4	80.48	0.583625	7.1	80.48
0.000018	0.514725	25.2	267.8	0.9864	2.099425	118	307.8	323.4	2.030525	29.6	80.74	0.583625	7.2	80.74
0.000018	0.514725	25.1	267.7	0.9862	2.099425	118.2	307.8	323.5	2.030525	29.7	80.87	0.583625	7.2	80.87

$\dot{m}$ (kg/s)	$p_2/p_1 = p_{dis}/p_{suc}$	$p_3/p_4 = TXV_{in/out}$	$\dot{W}_{comp,s}/\dot{m}$ (kJ/kg)	$\dot{W}_{comp}/\dot{m}$ (kJ/kg)	$Q_{cond}/\dot{m}$ (kJ/kg)	$Q_{evp}/\dot{m}$ (kJ/kg)	COP = $Q_{evp}/\dot{W}_{comp}$	HRR = Q_{cond}/Q_{evp}	$\eta_{c,s} = \dot{W}_{comp,s}/\dot{W}_{comp}$
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
0.021274081	1.99	0.82	40.8	52.2	242.90	190.70	3.65	1.27	0.78
0.021238938	2.00	0.84	40.8	52.5	242.46	189.96	3.62	1.28	0.78
0.021246459	2.00	0.84	40.7	52.6	242.59	189.99	3.61	1.28	0.77
0.021223912	2.00	0.87	40.7	52.8	242.21	189.41	3.59	1.28	0.77
0.021201413	1.94	0.88	40.2	53.6	241.93	188.33	3.51	1.28	0.75
0.021193924	1.94	0.88	40.1	54.1	242.00	187.90	3.47	1.29	0.74
0.021186441	1.95	0.88	40.1	54.3	242.17	187.87	3.46	1.29	0.74
0.021171489	1.95	0.89	40.1	54.5	242.02	187.52	3.44	1.29	0.74
0.021164021	1.96	0.89	40.1	54.9	242.19	187.29	3.41	1.29	0.73
0.021171489	1.96	0.89	40.0	55.3	242.72	187.42	3.39	1.30	0.72
0.021159045	1.97	0.90	40.0	55.6	242.66	187.06	3.36	1.30	0.72
0.021151586	1.97	0.90	40.1	55.8	242.63	186.83	3.35	1.30	0.72

	Qe	Qc	Win	Wcomp	Wcomp,s	Eff. Comp.	HRR	COP	Win pompa	m	v	Cp	m	Qe Water
	(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(%)		Actual	(kW)	AVG (m3/s)	m3/kg	kj/kg K	(kg/s)	(kW)
	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	4.057	5.167	1.604	1.111	0.868	78.161	1.274	3.65	0.062	0.0001	0.001005	4.179	0.099502488	4.158
	4.035	5.150	1.604	1.115	0.867	77.714	1.276	3.62	0.062	0.0001	0.001005	4.179	0.099502488	4.158
	4.037	5.154	1.625	1.118	0.865	77.376	1.277	3.61	0.062	0.0001	0.001005	4.179	0.099502488	4.574
	4.020	5.141	1.625	1.121	0.864	77.083	1.279	3.59	0.062	0.0001	0.001005	4.179	0.099502488	4.158
	3.993	5.129	1.625	1.136	0.852	75.000	1.285	3.51	0.062	0.0001	0.001005	4.179	0.099502488	4.158
	3.982	5.129	1.625	1.147	0.850	74.122	1.288	3.47	0.062	0.0001	0.001005	4.179	0.099502488	4.158
	3.980	5.131	1.604	1.150	0.850	73.849	1.289	3.46	0.062	0.0001	0.001005	4.179	0.099502488	4.574
	3.970	5.124	1.604	1.154	0.849	73.578	1.291	3.44	0.062	0.0001	0.001005	4.179	0.099502488	4.574
	3.964	5.126	1.625	1.162	0.849	73.042	1.293	3.41	0.062	0.0001	0.001005	4.179	0.099502488	4.574
	3.968	5.139	1.625	1.171	0.847	72.333	1.295	3.39	0.062	0.0001	0.001005	4.179	0.099502488	4.574
	3.958	5.134	1.625	1.176	0.846	71.942	1.297	3.36	0.062	0.0001	0.001005	4.179	0.099502488	4.990
	3.952	5.132	1.625	1.180	0.848	71.864	1.299	3.35	0.062	0.0001	0.001005	4.179	0.099502488	4.990
MEAN	3.993	5.138	1.618	1.145	0.854	74.672	1.287	3.489	0.062				0.099502488	4.470

LOW (30˚C)

													m	pompa
Menit ke-	I (Ampere)	AV (L/s)	P_1 (psi)	T_1 (°C)	P_2 (psi)	T_2 (°C)	P_3 (psi)	T_3 (°C)	P_4 (psi)	T_4 (°C)	Tin (°C)	Tout (°C)	AVG (LPM)	A
0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-			-	-
5	7.8	0.018	52	24.2	270	109.7	260	27.9	64	3.3	30	20	6	0.35
10	7.8	0.018	52	23.8	270	110.5	260	28.2	66	3.9	30	20	6	0.35
15	7.9	0.018	54	23.8	275	115.1	260	28.5	66	4.3	29	19	6	0.35
20	7.9	0.018	54	23.5	275	117.7	260	28.6	66	4.6	29	19	6	0.35
25	7.9	0.018	54	23.2	280	119.7	265	28.5	66	4.7	28	19	6	0.35
30	7.9	0.018	54	23	280	120.8	265	28.5	66	4.9	28	19	6	0.35
35	7.9	0.018	54	22.3	280	121.5	265	28.7	66	5.1	28	19	6	0.35
40	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	28	18	6	0.35
45	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	29	19	6	0.35
50	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	29	19	6	0.35
55	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	29	19	6	0.35
60	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	29	19	6	0.35

AV (m^3/s)	P_1 (MPa)	T_1 (°C)	h_1 (kJ/kg)	s_1 (kJ/kg K)	P_2 (Mpa)	T_2 (°C)	h_{2s} (kJ/kg)	h_2 (kJ/kg)	P_3 (MPa)	T_3 (°C)	h_3 (kJ/kg)	P_4 (MPa)	T_4 (°C)	h_4 (kJ/kg) $h_4 = h_3$
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
0.000018	0.459605	24.2	268	0.9971	1.961625	109.7	309.8	317.4	0.857158	27.9	78.57	0.293556	3.3	78.57
0.000018	0.459605	23.8	267.5	0.9928	1.961625	110.5	308.2	318.1	0.86267	28.2	78.96	0.295623	3.9	78.96
0.000018	0.473385	23.8	267.5	0.9928	1.996075	115.1	308.7	321.8	0.894364	28.5	79.34	0.29769	4.3	79.34
0.000018	0.473385	23.5	267.3	0.9921	1.996075	117.7	308.4	324	0.912278	28.6	79.46	0.298379	4.6	79.46
0.000018	0.473385	23.2	267	0.9914	2.030525	119.7	308.7	325.5	0.926058	28.5	79.34	0.29769	4.7	79.34
0.000018	0.473385	23.0	266.9	0.9909	2.030525	120.8	308.5	326.4	0.933637	28.5	79.34	0.29769	4.9	79.34
0.000018	0.473385	22.3	266.4	0.9892	2.030525	121.5	307.9	327	0.93846	28.7	79.59	0.299068	5.1	79.59
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

ṁ (kg/s)	$p_2/p_1 = p_{dis}/p_{suc}$	$p_3/p_4 = TXV_{in/out}$	$\dot{W}_{comp,s}/\dot{m}$ (kJ/kg)	$\dot{W}_{comp}/\dot{m}$ (kJ/kg)	$Q_{cond}/\dot{m}$ (kJ/kg)	$Q_{evp}/\dot{m}$ (kJ/kg)	COP = $Q_{evp}/\dot{W}_{comp}$	HRR = Q_{cond}/Q_{evp}	$\eta_{c,s} = \dot{W}_{comp,s}/\dot{W}_{comp}$
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
0.021281627	5.19	78.79	41.8	49.4	238.83	189.43	3.83	1.26	0.85
0.021259006	5.19	66.67	40.7	50.6	239.14	188.54	3.73	1.27	0.80
0.021238938	5.09	60.47	41.2	54.3	242.46	188.16	3.47	1.29	0.76
0.021231423	5.09	56.52	41.1	56.7	244.54	187.84	3.31	1.30	0.72
0.021238938	5.19	56.38	41.7	58.5	246.16	187.66	3.21	1.31	0.71
0.021238938	5.19	54.08	41.6	60	247.06	187.56	3.15	1.32	0.70
0.021223912	5.19	51.96	41.5	60.6	247.41	186.81	3.08	1.32	0.68
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

	Qe	Qc	Win	Wcomp	Wcomp,s	Eff. Comp.	HRR	COP	Win pompa	m	v	Cp	m	Qe Water
	(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(%)		Actual	(kW)	AVG (m3/s)	m3/kg	kj/kg K	(kg/s)	(kW)
	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	4.031	5.083	1.604	1.051	0.890	84.615	1.261	3.83	0.062	0.0001	0.001005	4.179	0.099502488	4.158
	4.008	5.084	1.604	1.076	0.865	80.435	1.268	3.73	0.062	0.0001	0.001005	4.179	0.099502488	4.158
	3.996	5.150	1.625	1.153	0.875	75.875	1.289	3.47	0.062	0.0001	0.001005	4.179	0.099502488	4.158
	3.988	5.192	1.625	1.204	0.873	72.487	1.302	3.31	0.062	0.0001	0.001005	4.179	0.099502488	4.158
	3.986	5.228	1.625	1.242	0.886	71.282	1.312	3.21	0.062	0.0001	0.001005	4.179	0.099502488	3.742
	3.984	5.247	1.625	1.264	0.884	69.916	1.317	3.15	0.062	0.0001	0.001005	4.179	0.099502488	3.742
	3.965	5.251	1.625	1.286	0.881	68.482	1.324	3.08	0.062	0.0001	0.001005	4.179	0.099502488	3.742
	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.0001	0.001005	4.179	0.099502488	4.158
	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.0001	0.001005	4.179	0.099502488	4.158
	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.0001	0.001005	4.179	0.099502488	4.158
	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.0001	0.001005	4.179	0.099502488	4.158
	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.0001	0.001005	4.179	0.099502488	4.158
MEAN	3.994	5.176	1.619	1.182	0.879	74.727	1.296	3.397	0.062				0.099502488	4.054

Rata - Rata (kapiler)

	Qe	Qc	Win	Wcomp	Wcomp,s	Eff. Comp.	HRR	COP	Eff. Isentropis	ṁ	COP	COP terhadap lisitrik
	(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(%)		Actual				Actual
LOW (30 °C)	3.994	5.176	1.619	1.182	0.879	74.727	1.296	3.397	74.337	0.021244683	3.397	2.376
MEDIUM (35 °C)	3.993	5.138	1.618	1.145	0.854	74.672	1.287	3.489	74.626	0.021198567	3.489	2.377
HIGH (40 °C)	4.013	5.261	1.618	1.247	0.842	67.575	1.311	3.221	67.506	0.021209982	3.221	2.389

WATER		
	Qe	ṁ
	(kW)	
LOW (30 °C)	4.054	0.099502488
MEDIUM (35 °C)	4.470	0.099502488
HIGH (40 °C)	4.748	0.099502488

TXV

High (40˚C)

NO	TIME	ercoban denga	CHECK POINT 1		CHECK POINT 2		CHECK POINT 3		CHECK POINT 4		m	V	A	pompa	WATER		m
			P(Psig)	T	P(Psig)	T	P(Psig)	T	P(Psig)	T	AVG (l/s)			A	Tin (°C)	Tout (°C)	AVG (LPM)
1	0		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2	5		66	26	260	113.2	245	30.9	80	8.6	0.025	220	7.8	0.35	40	23	6
3	10		66	25	260	112.1	245	31.1	80	9	0.025	220	7.8	0.35	39	23	6
4	15		68	26.4	265	112.7	245	31.4	80	9	0.025	220	7.8	0.35	39	23	6
5	20		68	26.1	265	113.4	245	31.4	80	8.9	0.025	220	7.8	0.35	38	23	6
6	25		68	25.9	265	113.8	245	31.2	80	8.8	0.025	220	7.8	0.35	38	22	6
7	30	TXV	66	25	260	114	245	31.3	80	8.6	0.025	220	7.8	0.35	38	22	6
8	35		66	25	265	113	245	31.3	82	8.5	0.025	220	7.8	0.35	38	22	6
9	40		66	26.1	265	113.4	250	31.2	82	8.7	0.025	220	7.8	0.35	38	22	6
10	45		66	26.1	260	113.5	245	31.2	80	8.7	0.025	220	7.8	0.35	38	21	6
11	50		66	26.1	265	113.6	250	31.2	82	8.6	0.025	220	7.8	0.35	38	21	6
12	55		66	25.7	260	113.8	250	31.3	82	8.6	0.025	220	7.8	0.35	38	20	6
13	60		70	25.7	265	113.9	250	31.3	82	8.8	0.025	220	7.8	0.35	38	20	6

REFRIGERANT											WATER
NO	TIME	CHECK POINT 1		CHECK POINT 2		CHECK POINT 3		CHECK POINT 4		m	EXPANSION	m
		P (MPa)	T (°C)	P (MPa)	T (°C)	P (MPa)	T (°C)	P (MPa)	T (°C)	AVG (m3/s)	VALVE	AVG (m3/s)
1	0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2	5	0.56	26	1.89	113.2	1.79	30.9	0.65	8.6	0.000025	TXV	0.0001
3	10	0.56	25	1.89	112.1	1.79	31.1	0.65	9	0.000025	TXV	0.0001
4	15	0.57	26.4	1.93	112.7	1.79	31.4	0.65	9	0.000025	TXV	0.0001
5	20	0.57	26.1	1.93	113.4	1.79	31.4	0.65	8.9	0.000025	TXV	0.0001
6	25	0.57	25.9	1.93	113.8	1.79	31.2	0.65	8.8	0.000025	TXV	0.0001
7	30	0.56	25	1.89	114	1.79	31.3	0.65	8.6	0.000025	TXV	0.0001
8	35	0.56	25	1.93	113	1.79	31.3	0.67	8.5	0.000025	TXV	0.0001
9	40	0.56	26.1	1.93	113.4	1.82	31.2	0.67	8.7	0.000025	TXV	0.0001
10	45	0.56	26.1	1.89	113.5	1.79	31.2	0.65	8.7	0.000025	TXV	0.0001
11	50	0.56	26.1	1.93	113.6	1.82	31.2	0.67	8.6	0.000025	TXV	0.0001
12	55	0.56	25.7	1.89	113.8	1.82	31.3	0.67	8.6	0.000025	TXV	0.0001
13	60	0.58	25.7	1.93	113.9	1.82	31.3	0.67	8.8	0.000025	TXV	0.0001

	REFRIGERANT						WATER		
No	h1 out ev	s1	h2	h2s	h3	h4 (kJ/kg) h4 =	v	v	Cp
	kJ/kg	kj/kg K	kJ/kg	kj/kg	kJ/kg	h3	m3/kg	m3/kg	kj/kg K
1	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2	266.3	0.9799	322.9	302	81.63	81.63	0.0008546	0.001005	4.18
3	266.4	0.9801	321.8	302.4	81.63	81.63	0.0008552	0.001004	4.18
4	266.3	0.9773	322.9	301.3	81.89	81.89	0.0008561	0.001004	4.18
5	266.3	0.9773	322.9	301.3	81.89	81.89	0.0008561	0.001004	4.18
6	267.4	0.976	321.3	300.9	81.63	81.63	0.0008555	0.001004	4.18
7	266.9	0.9726	321.8	299.7	81.51	81.51	0.0008558	0.001004	4.18
8	266.9	0.9726	320.6	299.7	81.51	81.51	0.0008558	0.001004	4.18
9	266.3	0.9795	320.9	302.2	80.87	80.87	0.0008555	0.001004	4.18
10	266.3	0.9795	321.4	301.2	81.21	81.21	0.0008555	0.001004	4.18
11	267	0.9795	321.1	302.2	81.21	81.21	0.0008555	0.001004	4.18
12	266.3	0.9785	321.6	301.8	79.74	79.74	0.0008558	0.001004	4.18
13	266.3	0.9728	321.4	299.8	79.21	79.21	0.0008558	0.001004	4.18

No	Qe	Qc	Win	Wcomp	Wcomp,s	Eff. Comp.	HRR	COP	m	Win	m	Qe Water
	(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(%)		Actual	(kg/s)	(kW)	(kg/s)	(kW)
1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2	5.402	7.058	1.604	1.656	1.044	63.074	1.306	3.26	0.029253452	0.062	0.099502488	7.071
3	5.401	7.021	1.604	1.620	1.052	64.982	1.300	3.34	0.029232928	0.062	0.099601594	6.661
4	5.385	7.038	1.604	1.653	1.022	61.837	1.307	3.26	0.029202196	0.062	0.099601594	6.661
5	5.385	7.038	1.604	1.653	1.022	61.837	1.307	3.26	0.029202196	0.062	0.099601594	6.245
6	5.429	7.004	1.604	1.575	0.979	62.152	1.290	3.45	0.029222677	0.062	0.099601594	6.661
7	5.416	7.019	1.604	1.604	0.958	59.745	1.296	3.38	0.029212433	0.062	0.099601594	6.661
8	5.416	6.984	1.604	1.569	0.958	61.080	1.290	3.45	0.029212433	0.062	0.099601594	6.661
9	5.419	7.014	1.604	1.596	1.049	65.751	1.294	3.40	0.029222677	0.062	0.099601594	6.661
10	5.409	7.019	1.604	1.610	1.020	63.339	1.298	3.36	0.029222677	0.062	0.099601594	7.078
11	5.429	7.010	1.604	1.581	1.029	65.065	1.291	3.43	0.029222677	0.062	0.099601594	7.078
12	5.450	7.065	1.604	1.615	1.037	64.195	1.296	3.37	0.029212433	0.062	0.099601594	7.494
13	5.465	7.075	1.604	1.610	0.979	60.799	1.295	3.40	0.029212433	0.062	0.099601594	7.494
MEAN	5.417	7.029	1.604	1.612	1.012	62.821	1.298	3.362	0.029219268	0.062	0.099593335	6.869

Medium (35˚C)

NO	TIME	rcoban deng	CHECK POINT 1		CHECK POINT 2		CHECK POINT 3		CHECK POINT 4		m	V	A	WATER		m	pompa
			P(Psig)	T	P(Psig)	T	P(Psig)	T	P(Psig)	T	AVG			Tin (°C)	Tout (°C)	AVG (LPM)	A
1	0	TXV	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2	5		60	22	250	111.7	235	30.3	70	7.4	0.022	220	7.8	35	22	6	0.35
3	10		60	22	250	107.8	235	30.3	70	7.4	0.022	220	7.8	34	22	6	0.35
4	15		60	23.3	250	109.9	235	30.5	70	7.3	0.022	220	7.8	34	21	6	0.35
5	20		60	23.1	250	107.2	235	30.5	70	7.1	0.022	220	7.8	34	21	6	0.35
6	25		62	22.9	255	107.2	240	30.3	72	7	0.022	220	7.8	34	20	6	0.35
7	30		62	22.7	255	112.8	245	30.2	72	6.8	0.022	220	7.8	34	20	6	0.35
8	35		64	22.6	255	113.1	245	30.2	74	9.5	0.022	220	7.8	34	19	6	0.35
9	40		64	24.1	250	112.7	245	29.7	74	16.2	0.022	220	7.8	34	19	6	0.35
10	45		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	34	18	6	0.35
11	50		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	34	19	6	0.35
12	55		60	26.3	250	112.8	235	28.8	70	20.8	0.025	220	7.8	34	20	6	0.35
13	60		60	27	250	111.9	235	28.4	70	21.9	0.025	220	7.8	34	20	6	0.35

													WATER
NO	TIME	CHECK POINT 1		CHECK POINT 2		CHECK POINT 3		CHECK POINT 4		m	EXPANSION	m
		P (MPa)	T (°C)	P (MPa)	T (°C)	P (MPa)	T (°C)	P (MPa)	T (°C)	AVG (m3/s)	VALVE	AVG (m3/s)
1	0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	TXV	-
2	5	0.515	22	1.824	111.7	1.720	30.3	0.584	7.4	0.000022	TXV	0.0001
3	10	0.515	22	1.824	107.8	1.720	30.3	0.584	7.4	0.000022	TXV	0.0001
4	15	0.515	23.3	1.824	109.9	1.720	30.5	0.584	7.3	0.000022	TXV	0.0001
5	20	0.515	23.1	1.824	107.2	1.720	30.5	0.584	7.1	0.000022	TXV	0.0001
6	25	0.528	22.9	1.858	107.2	1.755	30.3	0.597	7	0.000022	TXV	0.0001
7	30	0.528	22.7	1.858	112.8	1.789	30.2	0.597	6.8	0.000022	TXV	0.0001
8	35	0.542	22.6	1.858	113.1	1.789	30.2	0.611	9.5	0.000022	TXV	0.0001
9	40	0.542	24.1	1.824	112.7	1.789	29.7	0.611	16.2	0.000022	TXV	0.0001
10	45	-	-	-	-	-	-	-	-	-	TXV	0.0001
11	50	-	-	-	-	-	-	-	-	-	TXV	0.0001
12	55	0.515	26.3	1.824	112.8	1.720	28.8	0.584	20.8	0.000022	TXV	0.0001
13	60	0.515	27	1.824	111.9	1.720	28.4	0.584	21.9	0.000022	TXV	0.0001

No	h1 out ev	s1	h2	h2s	h3	h4 (kJ/kg) h4 =	v	v	Cp
	kJ/kg	kj/kg K	kJ/kg	kj/kg	kJ/kg	h3	m3/kg	m3/kg	kj/kg K
1	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2	265	0.9834	320.7	302.5	82.4	82.4	0.0008528	0.001	4.179
3	265	0.982	321.8	320	82.66	82.66	0.0008528	0.001	4.179
4	266.4	0.9817	316.4	301.9	83.04	83.04	0.0008534	0.001	4.179
5	266.3	0.9813	316.4	301.8	83.04	83.04	0.0008534	0.001	4.179
6	265.9	0.9778	316.4	301	82.79	82.79	0.0008528	0.001	4.179
7	265.8	0.9773	316.4	300.9	82.92	82.92	0.0008525	0.001	4.179
8	265.4	0.974	321.3	299.7	82.92	82.92	0.0008525	0.001	4.179
9	266.5	0.9777	321.3	300.5	82.79	82.79	0.000851	0.001	4.179
10	-	-	-	-	-	-	-	0.001	4.179
11	-	-	-	-	-	-	-	0.001	4.179
12	266.3	0.989	321.4	304.6	82.92	82.92	0.0008484	0.001	4.179
13	266.3	0.9907	320.6	305.2	82.92	82.92	0.0008472	0.001	4.179

No	Qe	Qc	Win	Wcomp	Wcomp,s	Eff. Comp.	HRR	COP aktual	m	Eff. Comp actual	Win	m	Qe Water
	(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(%)			(kg/s)	(%)	(kW)	(kg/s)	(kW)
1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2	4.711	6.148	1.604	1.437	0.967	67.325	1.305	3.278	0.025797373	89.55746457	0.062	0.1	5.433
3	4.704	6.169	1.604	1.465	1.419	96.831	1.312	3.210	0.025797373	91.32610391	0.062	0.1	5.015
4	4.727	6.016	1.604	1.289	0.915	71.000	1.273	3.667	0.025779236	80.3361754	0.062	0.1	5.433
5	4.724	6.016	1.604	1.292	0.915	70.858	1.273	3.658	0.025779236	80.49684775	0.062	0.1	5.433
6	4.724	6.027	1.604	1.303	0.905	69.505	1.276	3.626	0.025797373	81.19662407	0.062	0.1	5.851
7	4.719	6.025	1.604	1.306	0.906	69.368	1.277	3.614	0.025806452	81.38603964	0.062	0.1	5.851
8	4.709	6.152	1.604	1.443	0.885	61.360	1.306	3.264	0.025806452	89.91066435	0.062	0.1	6.269
9	4.749	6.166	1.604	1.417	0.879	62.044	1.298	3.352	0.025851939	88.29676349	0.062	0.1	6.269
10	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.1	6.686
11	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.1	6.269
12	4.755	6.184	1.604	1.429	0.993	69.510	1.300	3.328	0.025931165	89.05221485	0.062	0.1	5.851
13	4.762	6.172	1.604	1.410	1.010	71.639	1.296	3.377	0.025967894	87.88356564	0.062	0.1	5.851
MEAN	4.728	6.107	1.604	1.379	0.980	70.944	1.292	3.438	0.0258314493	85.9442463672	0.062	0.100000000	5.851

LOW (30 ℃)

NO	TIME	ercoban denga	CHECK POINT 1		CHECK POINT 2		CHECK POINT 3		CHECK POINT 4		m	V	A	pompa	WATER		m
			P(Psig)	T	P(Psig)	T	P(Psig)	T	P(Psig)	T	AVG			A	Tin (°C)	Tout (°C)	AVG (LPM)
1	0	TXV	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2	5		62	25.6	295	104.9	285	32.5	72	8.4	0.019	220	7.8	0.35	30	22	6
3	10		62	24.6	295	107.8	285	32.2	72	7	0.019	220	7.8	0.35	30	21	6
4	15		62	24.1	295	109.5	285	32	72	7.4	0.019	220	7.8	0.35	29	21	6
5	20		62	23.6	295	110.6	285	31.8	72	7.3	0.019	220	7.8	0.35	29	20	6
6	25		62	22.9	295	111.7	285	31.2	72	7.1	0.019	220	7.8	0.35	29	19	6
7	30		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.35	30	18	6
8	35		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.35	30	18	6
9	40		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.35	30	18	6
10	45		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.35	30	19	6
11	50		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.35	30	19	6
12	55		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.35	30	19	6
13	60		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.35	30	20	6

NO	TIME	CHECK POINT 1		CHECK POINT 2		CHECK POINT 3		CHECK POINT 4		m	EXPANSION	m
		P (MPa)	T (°C)	P (MPa)	T (°C)	P (MPa)	T (°C)	P (MPa)	T (°C)	AVG (m3/s)	VALVE	AVG (m3/s)
1	0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	TXV	-
2	5	0.53	25.6	2.13	104.9	2.06	32.5	0.3252	8.4	0.000019	TXV	0.0001
3	10	0.53	24.6	2.13	107.8	2.06	32.2	0.3231	7	0.000019	TXV	0.0001
4	15	0.53	24.1	2.13	109.5	2.06	32	0.3218	7.4	0.000019	TXV	0.0001
5	20	0.53	23.6	2.13	110.6	2.06	31.8	0.3204	7.3	0.000019	TXV	0.0001
6	25	0.53	22.9	2.13	111.7	2.06	31.2	0.3163	7.1	0.000019	TXV	0.0001
7	30	-	-	-	-	-	-	-	-	-	TXV	0.0001
8	35	-	-	-	-	-	-	-	-	-	TXV	0.0001
9	40	-	-	-	-	-	-	-	-	-	TXV	0.0001
10	45	-	-	-	-	-	-	-	-	-	TXV	0.0001
11	50	-	-	-	-	-	-	-	-	-	TXV	0.0001
12	55	-	-	-	-	-	-	-	-	-	TXV	0.0001
13	60	-	-	-	-	-	-	-	-	-	TXV	0.0001

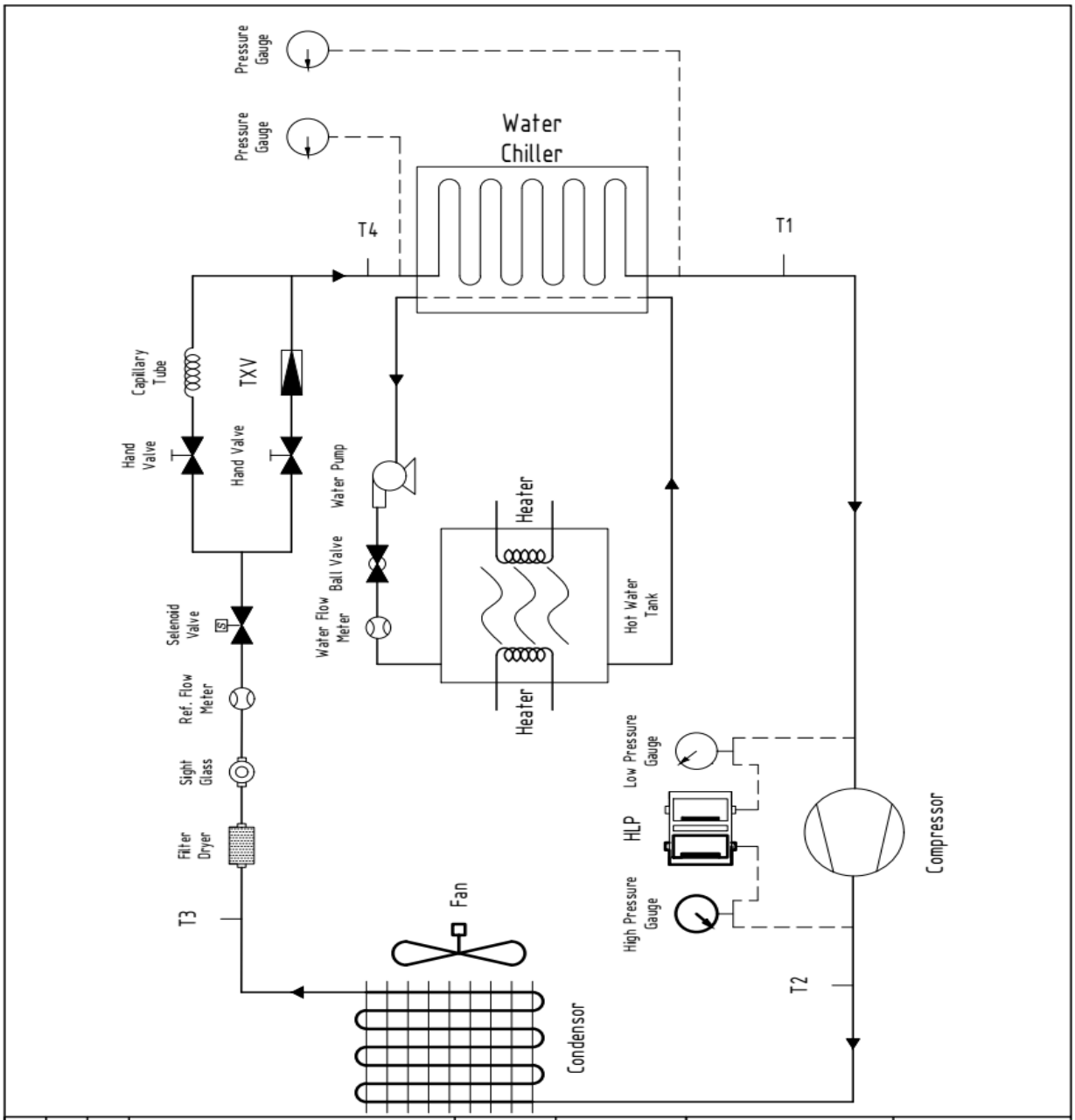
No	h1 out ev	s1	h2	h2s	h3	h4 (kJ/kg) h4 =	v	v	Cp
	kJ/kg	kj/kg K	kJ/kg	kj/kg	kJ/kg	h3	m3/kg	m3/kg	kj/kg K
1	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2	267.9	0.9844	311.5	307.6	84.46	84.46	0.0008595	0.001	4.179
3	267.1	0.982	314	306.7	84.07	84.07	0.0008585	0.001	4.179
4	266.8	0.9808	315.6	306.3	83.82	83.82	0.0008579	0.001	4.179
5	266.4	0.9795	316.5	305.8	83.56	83.56	0.0008573	0.001	4.179
6	265.9	0.9778	317.5	305.1	82.79	82.79	0.0008555	0.001	4.179
7	-	-	-	-	-	-	-	0.001	4.179
8	-	-	-	-	-	-	-	0.001	4.179
9	-	-	-	-	-	-	-	0.001	4.179
10	-	-	-	-	-	-	-	0.001	4.179
11	-	-	-	-	-	-	-	0.001	4.179
12	-	-	-	-	-	-	-	0.001	4.179
13	-	-	-	-	-	-	-	0.001	4.179

No	Qe	Qc	Win	Wcomp	Wcomp,s	Eff. Comp.	HRR	COP	m	Win	m	Qe Water
	(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(%)		Actual	(kg/s)	(kW)	(kg/s)	(kW)
1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2	4.055	5.019	1.604	0.964	0.878	91.055	1.238	4.21	0.022105876	0.062	0.1	3.343
3	4.051	5.089	1.604	1.038	0.876	84.435	1.256	3.90	0.022131625	0.062	0.1	3.761
4	4.052	5.133	1.604	1.081	0.875	80.943	1.267	3.75	0.022147103	0.062	0.1	3.343
5	4.052	5.163	1.604	1.110	0.873	78.643	1.274	3.65	0.022162604	0.062	0.1	3.761
6	4.067	5.213	1.604	1.146	0.871	75.969	1.282	3.55	0.022209234	0.062	0.1	4.179
7	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.1	5.015
8	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.1	5.015
9	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.1	5.015
10	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.1	4.597
11	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.1	4.597
12	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.1	4.597
13	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.1	4.179
MEAN	4.055	5.123	1.604	1.068	0.875	82.209	1.263	3.812	0.022151288	0.062		4.283

RATA RATA (TXV)

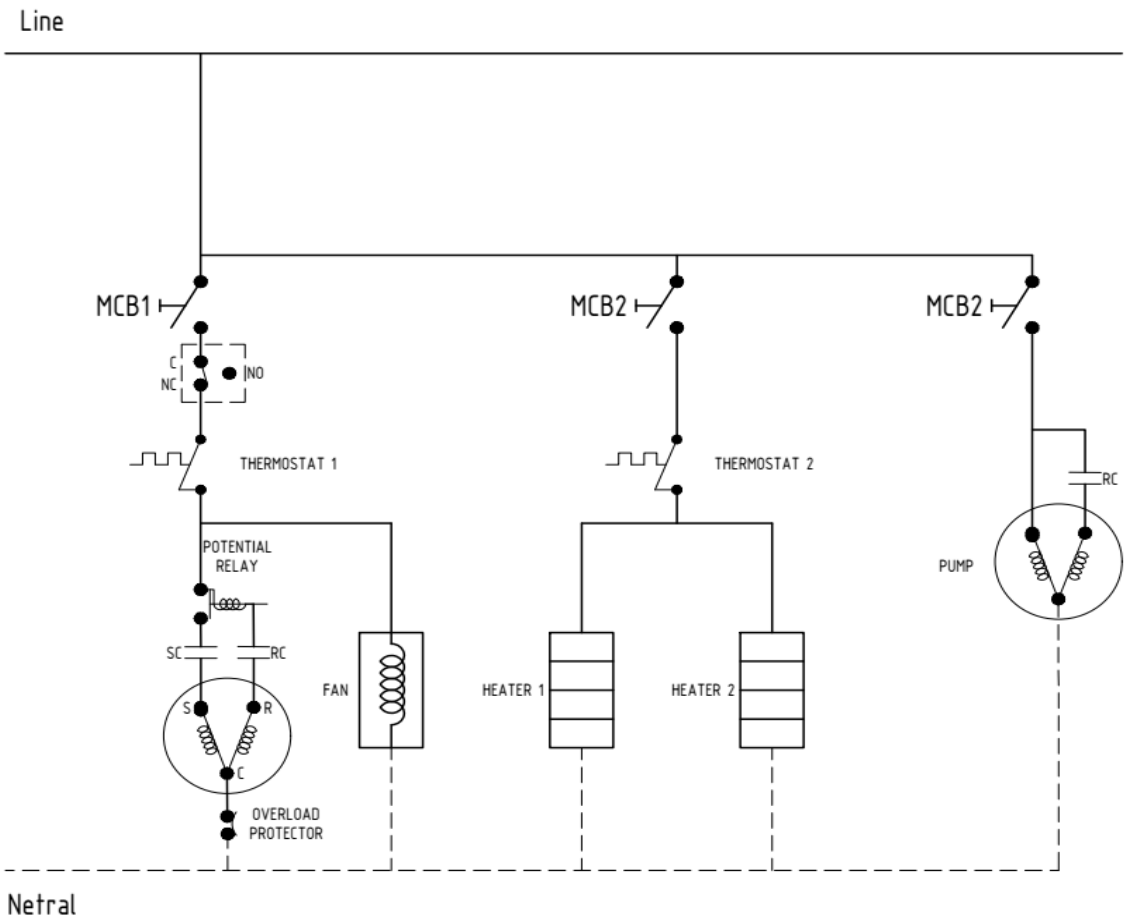
	Qe	Qc	Win	Wcomp	Wcomp,s	Eff. Comp.	HRR	COP	Qe Water	COP terhadap listrik
	(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(%)		Actual	(kW)	Actual
LOW (30 °C)	4.055	5.123	1.604	1.068	0.875	82.209	1.263	3.812	4.283	2.434
MEDIUM (35 °C)	4.728	6.107	1.604	1.379	0.980	70.944	1.292	3.438	5.851	2.838
HIGH (40 °C)	5.417	7.029	1.604	1.612	1.012	62.821	1.298	3.362	6.869	3.251

LAMPIRAN B



JUMLAH		Nama Bagian	No. Bag	Bahan	Ukuran	Keterangan
III	II	I	Perubahan			
		SKEMA PERPIPAAN WATER CHILLER	Skala - : -	Digambar		IBN
				Diperiksa		
		FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI JURUSAN TEKNIK MESIN INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER	TA/1			

LAMPIRAN C



JUMLAH	Nama Bagian	No. Bag	Bahan	Ukuran	Keterangan	
III II I	Perubahan					
	KELISTRIKAN WATER CHILLER		Skala - : -	Digambar		IBN
				Diperiksa		
	FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI JURUSAN TEKNIK MESIN INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER			TA/2		