



TUGAS AKHIR - TM 141585

**RANCANG BANGUN DAN STUDI EKSPERIMEN
ALAT PENUKAR PANAS UNTUK
MEMANFAATKAN ENERGI REFRIGERANT
KELUAR KOMPRESOR AC SEBAGAI PEMANAS
AIR PADA $ST/D=6$ DENGAN VARIASI VOLUME
AIR**

**AKHMAD FAJRIN AMINANTA
NRP. 2114105047**

**Dosen Pembimbing
Prof. Dr. Ir. DJATMIKO ICHSANI, M.Eng.**

**JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016**



FINAL PROJECT - TM 141585

**DESIGN AND EXPERIMENTAL STUDY OF
HEAT EXCHANGER USING REFRIGERANT
OUTLET AC COMPRESSOR ENERGY AS
WATER HEATER ON ST/D=6 WITH WATER
VOLUME VARIATION**

**AKHMAD FAJRIN AMINANTA
NRP. 2114105047**

Academic Supervisor
Prof. Dr. Ir. DJATMIKO ICHSANI, M.Eng.

**DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Tchnology
Surabaya 2016**

**RANCANG BANGUN DAN STUDI EKSPERIMEN
ALAT PENUKAR PANAS UNTUK
MEMANFAATKAN ENERGI REFRIGERANT
KELUAR KOMPRESOR AC SEBAGAI PEMANAS
AIR PADA $ST/D=6$ DENGAN VARIASI VOLUME AIR**

TUGAS AKHIR

**Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Pada**

**Program Studi S-1 jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember**

Oleh:

**AKHMAD FAJRIN AMINANTA
NRP. 2114105047**

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichasani, M.Eng...... (Pembimbing)
(NIP. 195310191979031003)

2. Dr. Ir. Atok Setiyawan, M. Eng. Sc...... (Penguji I)
(NIP 196604021989031002)

3. Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT...... (Penguji II)
(NIP. 197301161997021001)

4. Bb. Arip Dwiyanoro, ST., M.Sc., Ph.D...... (Penguji III)
(NIP. 197804012002121001)

**SURABAYA
JULI, 2016**

RANCANG BANGUN DAN STUDI EKSPERIMEN ALAT PENUKAR PANAS UNTUK MEMANFAATKAN ENERGI REFRIGERANT KELUAR KOMPRESOR AC SEBAGAI PEMANAS AIR PADA ST/D=6 DENGAN VARIASI VOLUME AIR

Nama Mahasiswa : Akhmad Fajrin Aminanta
NRP : 2114 105 047
Jurusan : S1 Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing: Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng.

Abstrak

Sistem pendingin atau refrigerasi merupakan proses pelepasan kalor dari suatu substansi dengan cara penurunan temperatur dan pemindahan panas ke substansi lainnya. Salah satu pemanfaatan panas yang dihasilkan oleh fluida kerja dalam hal ini refrigerant dari sistem pendingin adalah teknologi heat recovery water heater, dimana sebelum panas dibuang ke lingkungan melalui kondensor, refrigeran panas yang keluar dari kompresor dilewatkan melalui water heater untuk diambil panasnya oleh air sebelum masuk ke komponen kondenser. Sistem pendingin yang digunakan mempunyai daya 1 PK dengan volume tangki yang digunakan adalah 100 liter.

Proses perancangan water heater ini dimulai dengan menghitung panjang dari pipa (L), diameter pipa (D) dan jarak antar tube dengan berdasarkan nilai dari parameter-parameter utama sistem AC split. Tahap selanjutnya adalah melakukan simulasi untuk mengetahui karakteristik perpindahan panas pada water heater dengan perangkat lunak GAMBIT 2.4.6 untuk tahap pembuatan domain dan kemudian disimulasikan dengan perangkat lunak FLUENT 6.3.26. Setelah tahap simulasi selesai, tahap

berikutnya adalah tahap eksperimen, dimana langkah pertama adalah pembuatan water heater. Setelah instalasi selesai, penulis akan melakukan tahap eksperimen sistem AC split yang sudah ditambahkan water heater dengan memvariasikan volume air yang akan dipanaskan yaitu pada volume 75 liter, 85 liter dan 100 liter.

Dari penelitian ini didapatkan hasil yaitu pengaruh variasi volume air terhadap karakteristik perpindahan panas adalah waktu pemanasan berbanding lurus terhadap besarnya volume water heater, dimana untuk memanaskan air hingga mencapai temperature 45°C pada volume air 75 liter membutuhkan waktu 210 menit, volume 85 liter membutuhkan waktu 240 menit dan volume 100 liter membutuhkan waktu 255 menit. Dan didapatkan kenaikan Coefficient of Performance (COP) dengan penambahan water heater pada sistem refrigerasi pada volume air 75 liter sebesar 4,44, pada volume 85 liter 4,49 dan volume 100 liter 4,54. Kemudian juga didapatkan nilai kerja kompresor pada setiap variasi volume air, dimana pada volume 75 liter kerja kompresor adalah 0,5 kW, volume 85 liter kerja kompresor sebesar 0,494 kW dan volume 100 liter sebesar 0,489 kW.

Kata Kunci : Heat recovery water heater, Kompresor, Kondensor, water heater, Coefficient of Performance (COP).

DESIGN AND EXPERIMENTAL STUDY OF HEAT EXCHANGER USING REFRIGERANT OUTLET AC COMPRESSOR ENERGY AS WATER HEATER ON ST/D=6 WITH WATER VOLUME VARIATION

Student Name : Akhmad Fajrin Aminanta
NRP : 2114 105 047
Department : S1 Teknik Mesin FTI-ITS
Lecturer : Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng.

Abstract

Cooling or refrigeration system is the process of heat release of a substance by means of reduced temperature and heat transfer into other substances. One of the use of heat is produced by a working fluid in this case refrigerant of a cooling system is a technology heat recovery water heater, where, before the heat released into the environment through the condenser, refrigerant heat coming out of the compressor is passed through the water heater to take the heat of the water before getting into condenser components. The cooling system used has its 1 pk with the tank used is 100 liter.

The water heater design process begins by calculating the length of pipe (L), the pipe diameter (D) and the distance between the tube based on the value of the main parameters split air conditioners system. The next step is did the simulation to know characteristic displacement heat on water heater with the software GAMBIT 2.4.6 for the making the domain and then simulated with the software FLUENT 6.3.26. After the simulation phase is completed, the next step is the step of the experiment, in which the first step is to manufacture of water heater. After installation done, writers will do the experiment ac split system has added water heater with varying the volume of water to be heated where the volume 75 liter, 85 liter and 100 liter.

From this research was obtained the results of the influence of variation namely the volume of water against characteristic displacement heat is time warming is directly proportional to the size of the volume of water heater, where for heating water until reaching the temperature 45°C on the volume of water 75 liter need 210 minutes of time, 85 liters volume of water need 240 minutes and volume 100 liter requires time 255 minutes. And obtained the increase in Coefficient Of Performance (COP) by the addition of water heater on a system refrigeration in the volume of water 75 liters of 4,44 , on the volume 85 liters 4,49 and volume 100 liter 4,54. Then also obtained value work compressor in any variation the volume of water, where volume 75 liters work compressor is 0.5 kW , volume 85 liters work compressor of 0,494 kW and volume 100 liter of 0,489 kW.

Keywords : Heat recovery water heater, compressor, condenser, water heater, Coefficient of Performance (COP).

DAFTAR ISI

ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xv
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	2
1.3 Tujuan Penelitian	2
1.4 Batasan Masalah	3
1.5 Manfaat Hasil Penelitian	4
1.6 Sistematika Penulisan	4
BAB II DASAR TEORI	
2.1 Siklus Kompresi Uap Standar	5
2.2 Siklus Kompresi Uap Actual	8
2.3 Komponen Utama Mesin Pendingin	13
2.4 Analisa Perpindahan Panas	17
2.4.1 Perpindahan Panas Konveksi	18
2.4.2 Boundary Layer Perpindahan Panas Konveksi	18

2.4.3	Perpindahan Panas Konveksi pada Aliran	
	Internal Pipa	19
2.4.4	Perpindahan Panas Transient	21
2.4.5	<i>External Free Convection Flow</i> Pada Silinder	
	Panjang	23
2.5	Pemodelan Fluent	25
2.6	Penelitian Terdahulu.....	28
BAB III METODOLOGI PENELITIAN		
3.1	Tahapan Penelitian	31
	3.1.1 Perumusan Masalah	31
	3.1.2 Studi Literatur.....	31
	3.1.3 Perancangan Geometri Model dan Data	31
	3.1.4 Pemodelan dan Simulasi	32
	3.1.5 Perencanaan dan Perancangan Peralatan	
	Eksperimen	32
	3.1.6 Pengambilan Data.....	33
	3.1.7 Pengolahan Data	34
	3.1.8 Menganalisa dan Mengamati Hasil Perhitungan ...	35
	3.1.9 Pengambilan Kesimpulan	35
3.2	Diagram Alir Penelitian	36
3.3	Perencanaan <i>Water Heater</i>	37
	3.3.1 Mencari Temperatur Keluaran Kompresor	37
	3.3.2 Mencari Kapasitas Kalor Water Heater	38
	3.3.3 Perhitungan waktu pemanasan air	40

3.3.4 Perhitungan Panjang Pipa	40
3.4 Geometri <i>Water Heater</i>	46
3.5 Diagram Alir Perancangan Water Heater	47
3.6 Tahap Simulasi	48
3.6.1 Pre-Processing.....	48
3.6.2 <i>Processing</i>	53
3.7 Peralatan Eksperimen	55
3.7.1 Alat Pengujian.....	56
3.7.2 Alat Ukur	58
3.8 Skema Peralatan Sistem Pendingin	62
3.9 Prosedur Pengujian.....	62
3.8.1 Langkah Persiapan.....	63
3.8.2 Langkah Pengujian	63
3.10 Diagram Alir Pengambilan Data	65
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN	
4.1 Simulasi Numerik.....	67
4.1.1 Analisa Distribusi Temperatur.....	68
4.1.2 Analisa Aliran Kecepatan	70
4.2 Analisa Eksperimen.....	72
4.2.1 Contoh Perhitungan Data.....	72
4.2.2 Analisa P-h Diagram.....	77
4.2.3 Analisa Grafik.....	82

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan.....	91
5.2 Saran.....	92

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Nilai konstanta untuk persamaan 2.27	24
Tabel 3.1 Properties R-22	41
Tabel 3.2 Properties Air.....	43
Tabel 3.3 Variabel Boundary Condition.....	52
Tabel 3.4 Properties Material yang Digunakan pada Proses Simulasi	54
Tabel 3.5 Spesifikasi unit indoor	56
Tabel 3.6 Spesifikasi AC outdoor.....	57
Tabel 3.7 Spesifikasi pipa kapiler.....	58
Tabel 3.8 Spesifikasi Termokopel Tipe K.....	61
Tabel 4.1 Data eksperimen tanpa <i>water heater</i>	72
Tabel 4.2 Data eksperimen dengan <i>water heater</i> pada volume air 75 liter	73

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Siklus Refrigerasi Standar.....	5
Gambar 2.2	P-h diagram siklus kompresi uap standar	7
Gambar 2.3	T-s diagram siklus kompresi uap standar.....	7
Gambar 2.4	P-h diagram siklus kompresi uap actual	8
Gambar 2.5	Gambar sistem pada kompresi isentropis	9
Gambar 2.6	Gambar sistem pada kompresor	10
Gambar 2.7	Gambar sistem pada kondensor.....	11
Gambar 2.8	Gambar sistem pada Evaporator.....	12
Gambar 2.9	Beberapa jenis kompresor hermatik	14
Gambar 2.10	Kondensor	15
Gambar 2.11	Rangkaian dan Penampang <i>Thermostatitc</i> <i>Expansion Valve</i>	16
Gambar 2.12	Pipa Kapiler	16
Gambar 2.13	Evaporator AC Split.....	17
Gambar 2.14	Velocity boundary layer pada plat datar	18
Gambar 2.15	Thermal boundary layer pada isothermal plat datar.....	19
Gambar 2.16	Kontrol Volume untuk Aliran Internal di Dalam Pipa.....	20
Gambar 2.17	Proses Proses pemanasan air.....	22
Gambar 2.18	Grafik Hasil Eksperimen Fungsi Temperatur terhadap Waktu	28

Gambar 3.1 Skema Sistem AC dengan <i>Water Heater</i>	33
Gambar 3.2 Titik Pengukuran untuk Pengambilan Data	34
Gambar 3.3 Diagram alir langkah penelitian	36
Gambar 3.4. P-h Diagram sistem pendingin tanpa <i>water heater</i>	38
Gambar 3.5. T-s Diagram penambahan <i>water heater</i>	39
Gambar 3.6. Bentuk Perencanaan dan Jarak antar <i>Tube Water Heater</i>	46
Gambar 3.7 Diagram Alir Perancangan <i>Water Heater</i>	47
Gambar 3.8 Geometri Model <i>Tube Water Heater</i> dan Tanki Air	48
Gambar 3.9 Meshing <i>Tube Water Heater</i> dengan Bentuk Quad-Map.....	49
Gambar 3.10 <i>Boundary Condition</i>	53
Gambar 3.11 <i>Indoor unit</i>	56
Gambar 3.12 <i>Outdoor unit</i>	57
Gambar 3.13 Pipa kapiler	58
Gambar 3.14 <i>High-low pressure gauge</i>	58
Gambar 3.15 <i>Clamp-on ammeter digital</i>	59
Gambar 3.16 <i>Flowmeter</i>	60
Gambar 3.17 <i>Thermocouple</i>	60
Gambar 3.18 Data akusisi	61
Gambar 3.19 Skema sistem pendingin.....	62
Gambar 3.20 Diagram Alir Pengambilan Data	65

Gambar 4.1 Posisi <i>iso-surface</i>	67
Gambar 4.2 Kontur distribusi temperatur	68
Gambar 4.3 Grafik distribusi temperatur dan jarak vertikal (Y) pada <i>water heater</i>	69
Gambar 4.4. Kontur distribusi kecepatan	70
Gambar 4.5 Vektor Kecepatan yang terjadi pada <i>Tube</i> <i>Water Heater</i>	71
Gambar 4.6 Diagram P-h Variasi Volume 75 Liter	78
Gambar 4.7 Diagram P-h Variasi Volume 85 Liter	79
Gambar 4.8 Diagram P-h Variasi Volume 100 Liter	81
Gambar 4.9 Grafik Kerja Kompresor terhadap Waktu	83
Gambar 4.10 Grafik Panas yang diserap oleh air terhadap Waktu	84
Gambar 4.11 Grafik kapasitas kondensor terhadap Waktu....	85
Gambar 4.12 Grafik kapasitas evaporator terhadap Waktu ...	86
Gambar 4.13 Grafik <i>Coefficient of Performance</i> terhadap Waktu	87
Gambar 4.14 Grafik Temperatur air terhadap Waktu	89

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Pada kemajuan teknologi saat ini, pengkondisian udara (*air conditioner/AC*) sudah menjadi perabot umum pada rumah tangga di kota-kota besar seperti kota Surabaya. Pengkondisian udara diperlukan karena Indonesia merupakan negara yang beriklim tropis dengan kondisi udara yang cenderung panas dan lembab yang sangat tidak nyaman untuk beraktivitas. Sistem pendingin atau refrigerasi merupakan proses pelepasan kalor dari suatu substansi dengan cara penurunan temperatur dan pemindahan panas ke substansi lainnya. Di samping dapat mendinginkan temperature di ruangan, *Air Conditioner* juga menyebabkan temperature di luar ruangan (lingkungan) meningkat akibat panas yang dilepaskan oleh kondensor.

Kebutuhan terhadap air hangat dalam kehidupan sehari-hari cukup tinggi terutama di rumah sakit, rumah makan, penginapan dan lain-lain. Sebagai contoh pada penginapan, pemanas air digunakan untuk mandi air panas sebagai sarana relaksasi tubuh setelah penggunaanya melakukan aktivitas yang melelahkan sepanjang hari. Terdapat jenis-jenis alat pemanas air di sekitar tetapi kebanyakan memerlukan daya yang tinggi dan biaya yang dikeluarkan pun cukup mahal.

Manusia senantiasa menginginkan hal baru dalam efisiensi dan hidup yang lebih praktis, hal ini dapat dilakukan dengan berbagai cara diantaranya adalah memaksimalkan fungsi peralatan yang ada yaitu dengan cara memodifikasi peralatan standar sehingga didapatkan fungsi ganda tanpa mengabaikan fungsi utama dari peralatan tersebut. Untuk memenuhi kebutuhan masyarakat terhadap air hangat, penulis mencoba untuk memanfaatkan panas yang terbuang atau *waste energy* yang dihasilkan oleh sistem pendingin *air conditioner* dalam hal ini *AC Split* sehingga dapat dimanfaatkan, untuk itu penulis

merencanakan sebuah *heat exchanger* yang terpasang dengan *AC Split*, dimana fungsi *heat exchanger* ini nantinya berfungsi untuk memanaskan air. *Heat exchanger* ini dapat memanaskan air tanpa perlu daya tambahan karena dapat bekerja hanya dengan menambahkan *heat exchanger* tersebut yang berfungsi sebagai *water heater* pada sistem *Air Conditioner*. Prinsip kerja dari *water heater* ini adalah dengan memanfaatkan panas refrigerant yang keluar dari kompresor untuk memanaskan air di *water heater* sebelum masuk ke kondensor.

Kemudian penulis mencoba untuk mengembangkan model baru dengan menggunakan *gap ratio* ($s_T/D = 6$) di *tubes water heater* dan memvariasikan volume air yang akan dipanaskan, hal tersebut bertujuan untuk mengetahui karakteristik perpindahan panas yang didapat menggunakan ($s_T/D = 6$) dengan volume air yang dipanaskan 75 liter, 85 liter dan 100 liter.

1.2. Rumusan Masalah

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

1. Bagaimana pengaruh variasi volume *water heater* terhadap karakteristik perpindahan panas.
2. Bagaimana perubahan temperature air di tangki terhadap fungsi waktu ($T_{akhir\ air}(t)$).
3. Bagaimana pengaruh penggunaan *water heater* terhadap *Coefficient of Performance* (COP) dari sistem refrigerasi.
4. Bagaimana fenomena perpindahan panas yang terjadi pada *water heater*.

1.3. Tujuan Penelitian

Berdasarkan dan perumusan masalah di atas, maka tujuan dari penelitian ini adalah :

1. Mengetahui pengaruh variasi volume *water heater* terhadap efisiensi perpindahan panas.

2. Mengetahui perubahan temperatur air di wadah terhadap fungsi waktu ($T_{akhir\ air}(t)$).
3. Mengetahui pengaruh water heater terhadap *Coefficient of Performance* (COP) dari sistem refrigerasi.
4. Mengetahui fenomena perpindahan panas yang terjadi pada *water heater*.

1.4. Batasan Masalah

Untuk menghindari luasnya permasalahan yang ada pada penulisan maka penulis membatasi ruang lingkup dari pembahasan hanya pada :

1. Dinding pipa pada water heater dianggap tipis sehingga tidak terjadi perpindahan panas secara konduksi.
2. Perpindahan panas secara radiasi diabaikan.
3. Faktor kekasaran pada permukaan pipa diabaikan.
4. Energi bangkitan diabaikan.
5. Material dari *water heater tube* adalah *pure copper*.
6. Kondisi pada fluida pemanas (R-22) adalah steady flow, incompressible flow, uniform.
7. Kondisi pada fluida pendingin (air) adalah *unsteady flow*.
8. Perpindahan panas terjadi secara *internal convection* dan *natural convection*.
9. Fluida pemanas yang digunakan R22.
10. Tidak ada penurunan tekanan (*pressure drop*) di *water heater*.
11. Temperatur keluar kompresor dianggap konstan (363,2 K).
12. Eksperimen dilakukan di laboratorium pendingin Insitut Teknologi Sepuluh Nopember.
13. Temperatur di *water heater tube* pada waktu awal adalah uniform.
14. Pemodelan *water heater tube* dibuat dengan menggunakan perangkat lunak GAMBIT 2.4.6 dan disimulasikan dengan perangkat lunak FLUENT 6.3.26 dengan *domain* aliran 2 (dua) dimensi.

1.5. Manfaat Penelitian

Manfaat yang akan dicapai dari penelitian ini adalah :

1. Pengembangan teknologi alternatif mesin pendingin yang dapat mendinginkan ruangan sekaligus dapat memanaskan air.
2. Meningkatkan performansi siklus kompresi uap.
3. Mengurangi pemakaian bahan bakar minyak bumi dan gas untuk memanaskan air untuk kebutuhan sehari-hari.

1.6. Sistematika Penulisan

Dalam penyusunan proposal tugas akhir ini, sistematika dalam penulisan adalah sebagai berikut :

Bab I Pendahuluan

Berisikan uraian singkat mengenai latar belakang, perumusan masalah, tujuan, batasan masalah dan sistematika penulisan.

Bab II Tinjauan Pustaka

Berisikan mengenai dasar-dasar teori sebagai penunjang dalam melakukan studi eksperimen dan studi numerik. Selain itu, dalam bab ini dijelaskan mengenai penelitian terdahulu sebagai acuan dalam melakukan studi eksperimen dan studi numerik.

Bab III Metodologi Penelitian

Berisikan tentang langkah penelitian yang digunakan dalam penyusunan tugas akhir, diagram alir perencanaan *water heater*, diagram alir pengambilan data, diagram alir pemodelan numerik.

Bab IV Analisa dan Pembahasan

Berisikan data hasil eksperimen, hasil perhitungan, analisis data hasil eksperimen, dan analisis hasil studi numerik.

Bab V Kesimpulan dan Saran

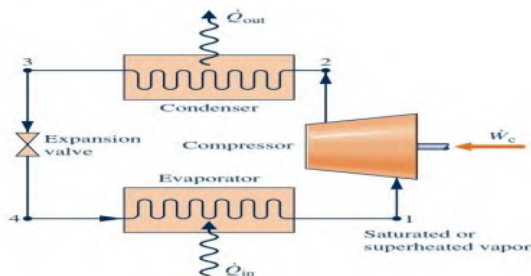
Bab ini berisi kesimpulan hasil studi eksperimen dan studi numerik yang telah dilaksanakan.

BAB II

DASAR TEORI

2.1. Siklus Kompresi Uap Standar

Siklus kompresi uap adalah sistem dimana fluida kerja mengalami proses penguapan dan pengembunan, serta proses kompresi dan ekspansi secara terus-menerus. Sistem pendinginan udara merupakan sistem yang memanfaatkan siklus kompresi uap standar. Fluida kerja yang biasanya digunakan untuk memindahkan panas dalam siklus refrigerasi adalah refrigeran. Refrigeran menyerap kalor dengan proses evaporasi dan membuang kalor ke ruangan lain dengan proses kondensasi. Pada sistem ini terdapat dua alat penukar panas. Alat penukar panas yang pertama evaporator yang berfungsi menyerap panas dari ruangan dan memindahkannya ke fluida kerja (refrigeran). Alat penukar panas yang kedua adalah kondensor yang berfungsi untuk memindahkan panas yang diterima oleh fluida kerja ke udara luar. Siklus kompresi uap standar yang diaplikasikan pada sistem pendinginan udara standar terdiri dari empat komponen utama, komponen-komponen tersebut bekerja secara bersama-sama membentuk suatu proses yang berulang (siklus) dengan refrigeran sebagai media yang digerakkan. Siklus kompresi uap standar pada sistem pendinginan udara standar bisa digambarkan sebagai berikut :

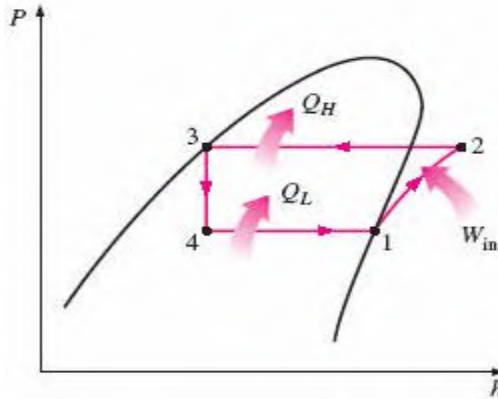


Gambar 2.1 Siklus refrigerasi standar

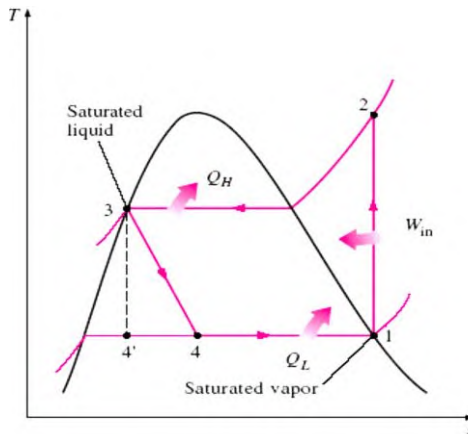
Proses-proses yang membentuk daur kompresi uap standard adalah sebagai berikut :

- Proses 1-2 : Referigeran berfasa uap-jenuh ditekan oleh kompresi hingga menjad uap bertekanan tinggi dan berubah fasa menjadi *superheated*. Hal tersebut diikuti dengan kenaikan temperature pada referigeran dan proses ini terjadi secara isentropic (entropi konstan).
- Proses 2-3 : 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 pertukaran panas dari dalam kondensor dengan udara luar atau air pendingin.
- Proses 3-4 : Referigeran berfasa cair-jenuh tersebut masuk ke dalam katup ekspansi. Ekspansi terjadi melalui *throttle* secara isoenthalpi (entalpi konstan). Ekspansi mengakibatkan penurunan tekanan juga temperatur dan membuat referigeran berubah fasa menjadi fasa campuran uap-cair.
- Proses 4-1 : Referigeran berfasa campuran uap-cair akan menguap karena perpindahan panas. Pada umumnya udara dari ruang yang akan dikondisikan dihembuskan menggunakan fan melewati koil pendingin yang berisi referigeran. Panas dari uda udara tersebut dipindahkan dari udara ke koil yang mengakibatkan referigeran berfasa campuran uap-cair berubah fasa menjadi uap jenuh. Sementara udara yang keluar dari evaporator bertemperatur lebih rendah dari sebelumnya karena perpindahan panas.

Refrigeran berfase uap jenuh tersebut kemudian dihisap oleh kompresor dan begitu seterusnya hingga terjadi keseimbangan termal pada ruangan. Berikut di awah ini merupakan digram p-h dan diagram T-s dari siklus kompresi uap standar :



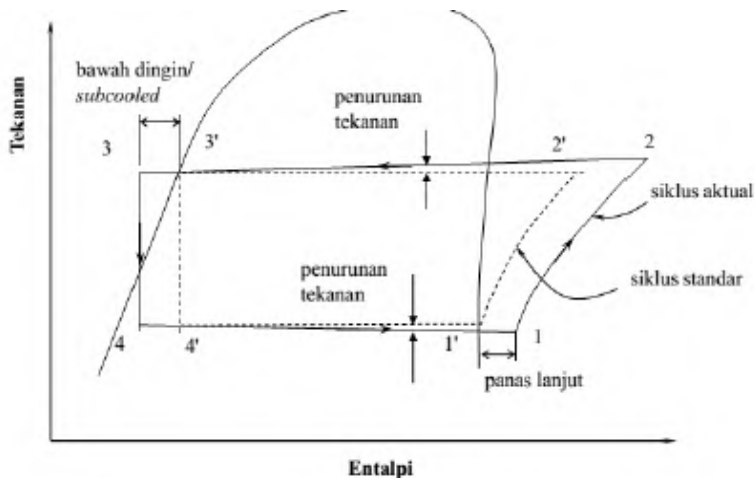
Gambar 2.2 P-h diagram siklus kompresi uap standar



Gambar 2.3 T-s diagram siklus kompresi uap standar

2.2. Siklus Kompresi Uap *Actual* (Nyata)

Daur kompresi uap yang sebenarnya (aktual), berbeda dari siklus standar (teoritis). Perbedaan ini muncul karena asumsi-asumsi yang ditetapkan dalam siklus standar. Pada siklus aktual terjadi *superheat* atau pemanasan lanjut uap refrigeran yang meninggalkan evaporator sebelum masuk ke kondensator. Pemanasan lanjut ini terjadi akibat tipe perlatan ekspansi yang digunakan atau dapat juga karena penyerapan panas dialur masuk (*suction line*) antara evaporator dan kompresor. Pemanasan lanjut yang terjadi pada evaporator juga merupakan suatu yang menguntungkan karena peristiwa ini dapat mencegah refrigeran yang masih dalam fase cair memasuki kompresor. Begitu juga dengan refrigeran cair mengalami *sub cooling* pendinginan lanjut sebelum masuk katup ekspansi atau pipa kapiler. Berikut gambar p-h diagram daur siklus kompresi uap aktual :



Gambar 2.4 p-h diagram siklus kompresi uap aktual

Langkah 1-2 / 1'-2' : Langkah kompresi isentropik, pada kondisi actual besarnya entropi bertambah.

- Langkah 2-3 / 2'-3' : Langkah kondensasi isobaric, pada kondisi sebenarnya ada penurunan tekanan.
- Langkah 3-4 / 3'-4' : Langkah ekspansi isoenthalpi.
- Langkah 4-1 / 4'-1' : Langkah evaporasi isobaric, pada kondisi sebenarnya ada penurunan tekanan.

Untuk menyatakan unjuk kerja suatu siklus kompresi uap, yang ditinjau adalah kerja kompresi, laju aliran massa refrigeran, kapasitas kondensor, kapasitas evaporator dan laju pendinginan.

1. Daya Input Kompresor (W_c)

Daya input kompresor merupakan besarnya daya listrik yang digunakan oleh kompresor sebagai berikut :

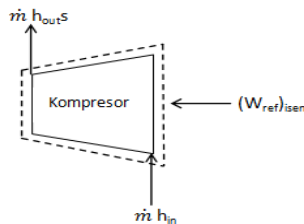
$$W_c = V \times I \cos \varphi \text{ (kW)} \dots \dots \dots (2.1)$$

Dimana :

- W_c = Daya input kompresor, dalam kW
 I = Kuat arus saat kompresor bekerja, dalam Ampere
 V = Tegangan listrik saat kompresor bekerja, dalam Volt
 $\cos \varphi$ = Faktor daya

2. Kerja Isentropis Kompresor

Kerja isentropis kompresor adalah proses kompresi ideal kompresor secara termodinamika untuk menekan refrigeran agar bersirkulasi ke sistem tersebut.



Gambar 2.5 Gambar sistem pada kompresor isentropis
 $(W_{comp})_{isen} = \dot{m}_{ref}(h_{outS\ comp} - h_{in\ comp}) \dots \dots \dots (2.2)$

Dimana :

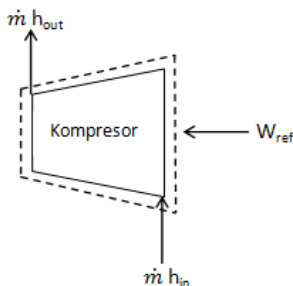
$(\dot{W}_{comp})_{isen}$ = Kerja isentropis kompresor, dalam kW

\dot{m}_{ref} = Laju aliran massa refrigeran R-22, dalam kg/s

$h_{outs\ comp} - h_{in\ comp}$ = Selisih entalpi refrigeran pada *discharge* dan *suction* kompresor, dalam kJ/kg

3. Kerja Nyata Kompresor

Kerja nyata kompresor adalah kerja yang diperlukan kompresor secara termodinamika untuk menekan refrigeran agar bersirkulasi ke sistem tersebut.



Gambar 2.6 Gambar sistem pada kompresor

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{ref}(h_{out} - h_{in}) \dots\dots\dots (2.3)$$

Dimana :

\dot{W}_{comp} = Kerja nyata kompresor, dalam kW

\dot{m}_{ref} = Laju aliran massa refrigeran R-22, dalam kg/s

$h_{out\ comp} - h_{in\ comp}$ = Selisih entalpi refrigeran pada *discharge* dan *suction* kompresor, dalam kJ/kg

4. Efisiensi Kompresi Kompresor

Efisiensi kompresor untuk kedua sistem dalam persen didefinisikan sebagai berikut :

$$\eta_c = \frac{\text{kerja isentropis kompresor, kJ/kg}}{\text{kerja nyata kompresor, kJ/kg}} \times 100\% \dots\dots\dots (2.4)$$

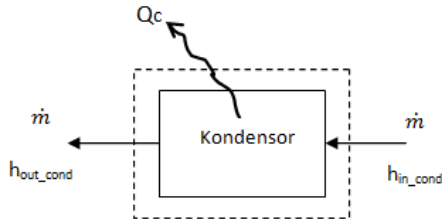
5. Laju aliran massa refrigeran (\dot{m}_{ref})

Laju aliran massa refrigeran dapat dihitung dengan membagi kerja kompresi dengan perubahan entalpi masuk dan keluar kompresor.

$$\dot{m}_{ref} = \frac{W_{comp}}{(h_2 - h_1)} \text{ (Kg/s)} \dots\dots\dots (2.5)$$

6. Kapasitas Kondensator (Q_{kond})

Kapasitas kondensator adalah besarnya panas yang dilepaskan persatuan massa refrigeran.



Gambar 2.7 Gambar sistem pada kondensator

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{ref}(h_{in_cond} - h_{out_cond}) \text{ (kW)} \dots\dots\dots (2.6)$$

Dimana :

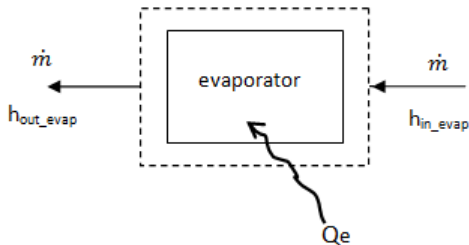
\dot{Q}_c = Laju pelepasan kalor kondensator, dalam kW

\dot{m}_{ref} = Laju aliran massa refrigeran R-22, dalam kg/s

$h_{in_cond} - h_{out_cond}$ = Selisih entalpi refrigeran pada *inlet* dan *outlet* kondensator, dalam kJ/kg

7. Kapasitas Evaporator (Q_{eva})

Kapasitas evaporator adalah besarnya panas yang diserap persatuan massa refrigeran.



Gambar 2.8 Gambar sistem pada evaporator

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{ref} (h_{out_{evap}} - h_{in_{evap}}) \text{ (kW)} \dots\dots\dots (2.7)$$

Dimana :

\dot{Q}_e = Kapasitas pendinginan di evaporator, dalam kW

\dot{m}_{ref} = Laju aliran massa refrigeran R-22, dalam kg/s

$h_{out_{evap}} - h_{in_{evap}}$ = Selisih entalpi refrigeran pada *inlet* dan *outlet* evaporator, dalam kJ/kg

8. COP aktual sistem Refrigerasi

Perhitungan COP pada sistem refrigerasi *AC split* dapat dilakukan sebagai berikut :

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{comp}} \dots\dots\dots (2.8)$$

Dimana :

\dot{Q}_e = Kapasitas pendinginan di evaporator, dalam kW

\dot{W}_{comp} = Kerja nyata kompresor, dalam kW

9. Kalor yang dilepas oleh *Water Heater*

Water Heater merupakan sebuah alat yang digunakan untuk memanaskan air. Panas yang digunakan adalah panas yang berasal dari keluaran kompresor pada sistem pendinginan *AC Split*. Untuk mencari kalor yang terbuang pada *water heater* diperlukan mencari entalpi pada masukan dan keluaran *water heater*. Entalpi diperoleh dari temperatur masukan dan keluaran *water heater*. Berikut adalah persamaan untuk mencari kalor yang dilepas oleh *water heater* :

$$Q_{water\ heater} = \dot{m}_{ref} \times (h_{in} - h_{out}) \dots\dots\dots (2.9)$$

Dimana :

$Q_{water\ heater}$ = Kalor yang dilepas oleh *water heater*, dalam kW

\dot{m}_{ref} = Laju aliran massa refrigeran R-22, dalam kg/s

$h_{out} - h_{in}$ = Selisih entalpi refrigeran pada *inlet* dan *outlet water heater*, dalam kJ/kg

Sementara itu, untuk mencari panas yang diserap oleh air dapat menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\dot{Q}_w = \dot{m}_{water} \times C_p \times \Delta T \text{ (kJ/s)} \dots\dots\dots (2.10)$$

Dimana :

\dot{Q}_w = Kalor yang diserap oleh air, dalam kW

\dot{m}_{water} = Laju aliran massa air, dalam kg/s

C_p = Kapasitas panas, dalam J/Kg K

ΔT = Selisih temperatur air pada awal dan akhir waktu, dalam Kelvin

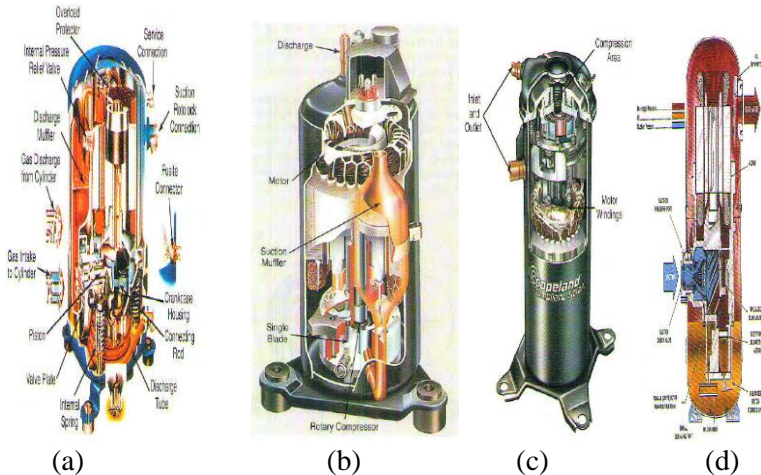
2.3. Komponen Utama Mesin Pendingin

Komponen-komponen utama dari mesin pendingin yang banyak digunakan diantaranya adalah sebagai berikut:

1. Kompresor

Kompresor merupakan jantung dari sistem refrigerasi. Cara kerja kompresor adalah menghisap uap refrigeran yang bertekanan rendah dari evaporator dan mengkompresinya menjadi uap bertekanan tinggi sehingga uap akan tersirkulasi. Dengan adanya kompresi ini maka terjadi perbedaan tekanan antara sisi keluar (*discharge line*) dengan sisi hisap (*suction line*) yang menyebabkan refrigeran dapat mengalir dalam sistem refrigerasi. 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*) seperti gambar 2.11.

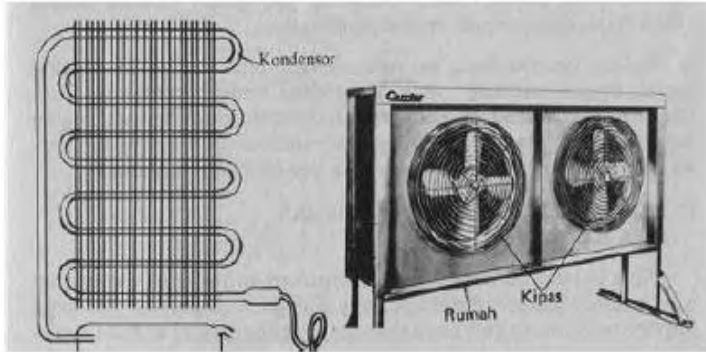
Sedangkan berdasarkan letak motornya, ada tiga jenis, yaitu *hermetic*, *semi hermetic*, dan *open type*.



(a) (b) (c) (d)
Gambar 2.9 Beberapa jenis kompresor hermatik, (a) *reciprocating*, (b) *rotary*, (c) *scroll*, (d) *screw* (Sumber dari Andrew D. Althouse, 2003, edisi ke-9, hal 148-164)

2. Kondensor

Kondensor bekerja dengan mengkondensasikan uap referigeran dari kompresor. Kondensasi pada mesin pendingin merupakan proses pengubahan referigeran berfasa *superheated* menjadi berfasa cairan-jenuh pada tekanan konstan. Kondensor berpendingin udara dapat berupa pipa bersirip-sirip, pipa tersebut didinginkan oleh udara luar yang dihembus fan supaya terjadi kondensasi pada referigeran. Berikut adalah contoh kondensor tipe pipa bersirip, rumah kondensor serta kipas untuk menghembuskan udara panas ke luar kondensor.



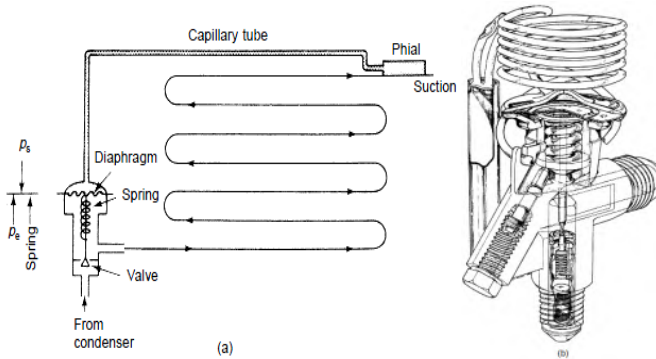
Gambar 2.10 Kondensor

3. Katup Ekspansi

Katup ekspansi bekerja dengan mengembang atau menurunkan tekanan fluida refrigeran. Fluida refrigeran yang semula berfase cair-jenuh tekanannya menurun sehingga berubah fase menjadi fasa campuran uap-cair. Adapun berikut contoh dari jenis *expander* yang ada pada sistem pendingin

a) *Thermostatic Expansion Valve*

Thermostatic expansion valve (TXV) banyak digunakan sebagai alat ekspansi pada sistem pendingin. Katup ekspansi termostatik terdiri atas pegas, sebuah diafragma dan elemen sensor (*sensing bulb*) yang dipasang pada keluaran evaporator. Sensor tersebut akan terpengaruh oleh temperatur dari keluaran evaporator dan mendeteksi *superheat* pada keluaran evaporator. Bila *superheat* tinggi dan berindikasi evaporator kering maka *sensing bulb* yang di dalamnya terdapat cairan yang lebih tinggi titik penguapannya sehingga dapat menekan diafragma yang terhubung pegas untuk membuka katup lebih lebar. Begitu pula sebaliknya saat refrigeran berlebih atau *superheated* kurang maka penguapan pada *sensing bulb* akan berkurang sehingga mengangkat diafragma dan mencekik kembali katup. Berikut adalah rangkaian dan penampang pada *Thermostatic Expansion Valve*.



Gambar 2.11 Rangkaian dan Penampang *Thermostatic Expansion Valve*

b) Pipa Kapiler

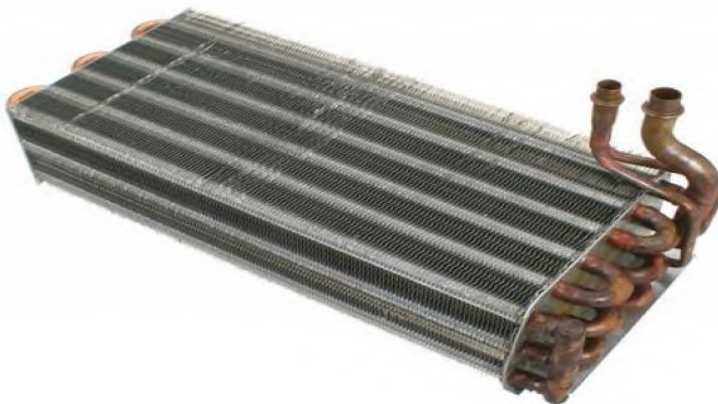
Pipa kapiler adalah suatu alat ekspansi paling sederhana yang mempunyai bukaan yang konstan. Prinsip kerja alat ekspansi ini memampatkan refrigeran pada pipa masukan pipa kapiler yang biasanya jauh lebih besar berdiameternya ke pipa kapiler yang diameter yang sangat kecil. Sehingga saat memasuki pipa kapiler dapat menurunkan tekanan refrigeran yang disertai penurunan temperatur refrigeran yang akan masuk ke evaporator.



Gambar 2.12 Pipa Kapiler

4. Evaporator

Evaporator bekerja sebagai tempat terjadinya pertukaran panas dari luar. Penyerapan kalor tersebut terjadi saat refrigeran yang mengalir pada evaporator dengan temperatur yang lebih rendah dari temperatur sekitarnya, sehingga panas dari lingkungan akan berpindah ke temperatur yang lebih rendah. Panas yang diserap tersebut membuat entalpi refrigeran akan meningkat dan membuat refrigeran berubah fasa dari campuran uap-cair menjadi uap jenuh. Evaporator ini disebut juga sebagai koil pendingin dan terdiri dari kumparan pipa bersirip.



Gambar 2.13 Evaporator AC Split

2.4. Analisa Perpindahan Panas

Pada eksperimen ini, water heater yang akan dirancang memanfaatkan perbedaan temperature sehingga terjadi perpindahan panas pada kondisi tersebut. Perancangan alat water heater ini dilakukan pada titik refrigeran keluar dari kompresor dan akan masuk pada kondensor, dimana dalam titik tersebut refrigeran dalam fase super heater. Perpindahan panas yang terjadi adalah perpindahan panas secara konveksi dan perpindahan panas secara transien. Analisa hanya terjadi pada konveksi perpindahan panas dalam *tube* dikarenakan asumsi dinding *tube* yang dianggap tipis

dan konveksi dari luar tube diabaikan karena air memiliki resistansi yang sangat kecil sehingga nilai koefisien konveksi sangat besar.

2.4.1. Perpindahan Panas Konveksi

Perpindahan panas konveksi adalah perpindahan panas dimana molekul-molekul benda membawa energy panas dari suatu titik ke titik lainnya. Umumnya terjadi pada benda cair dan gas. Perpindahan panas konveksi dibagi menjadi dua, yaitu :

1. Konveksi Paksa (*Force Convection*)

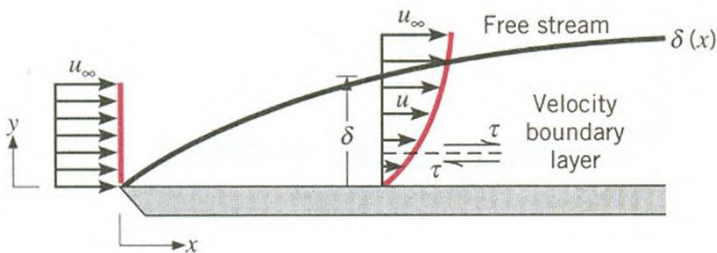
Konveksi paksa adalah perpindahan panas karena adanya factor kerja dari luar terhadap fluida perantara, misalnya konveksi pada *fan*, *blower*, atau *air conditioning*

2. Konveksi Bebas (*Free Convection*)

Konveksi bebas adalah perpindahan panas tanpa adanya factor eksternal, melainkan karena adanya buoyancy force.

2.4.2. Boundary Layer Perpindahan Panas Konveksi

1. Velocity Boundary Layer

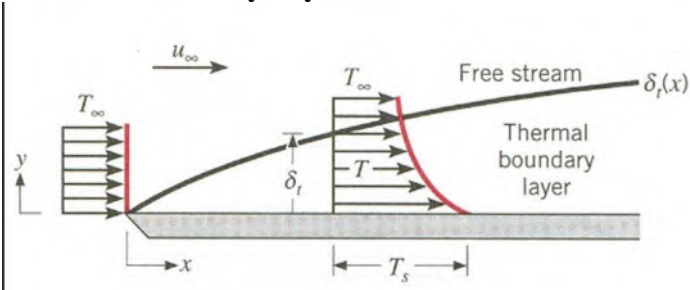


Gambar 2.14 Velocity boundary layer pada plat datar

Daerah yang di dalam boundary layer dipengaruhi oleh efek *viscous*. Efek *viscous* ini memberikan sumbangan terhadap adanya tegangan geser. Profil kecepatan daerah ini semakin kecil akibat adanya tegangan geser tersebut. Sedangkan untuk daerah di atas boundary layer adalah daerah *inviscid*, dimana daerah tersebut tidak ada efek *viscous*, sehingga tegangan gesernya diabaikan.

Profil kecepatan di daerah *inviscid* adalah konstan atau sama dengan kecepatan *freestream*-nya.

2. Thermal Boundary Layer



Gambar 2.15 Thermal boundary layer pada isothermal plat datar

Fluida di daerah boundary layer kontak langsung dengan permukaan plat. Dimana ada perbedaan temperatur antara temperatur *surface* dengan temperatur *freestream*. Profil temperatur daerah ini semakin mengembang karena adanya perbedaan temperatur tersebut. Sedangkan untuk daerah di atas boundary ayer tidak ada kontak dengan permukaan plat. Sehingga profil temperatur di daerah tersebut konstan atau sama dengan temperatur *freestream*-nya.

2.4.3. Perpindahan Panas Konveksi pada Aliran Internal Pipa

Untuk aliran *steady* dan *incompressible uniform* melewati luasan pada pipa, m dan u konstan bergantung x . Dimana $A_c = \frac{\pi D^2}{4}$ maka *Reynold Number* : $Re_D = \frac{m}{D}$. *Mean* temperatur dapat didefinisikan dengan persamaan :

$$\dot{m}c_p T_m = \int \rho u c_p T dA_c, q = \dot{m}c_p (T_{out} - T_{in}) \dots \dots \dots (2.11)$$

atau :

$$T_m = \frac{\int \rho u c_p T dA_c}{\dot{m}c_p} \dots \dots \dots (2.12)$$

Untuk *heat flux* :

$$q_s'' = -k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} = -k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{r=r_0} \dots\dots\dots (2.13)$$

Dalam aplikasi kesetimbangan energi yang digunakan untuk menentukan bagaimana *mean* temperatur $T_m(x)$ bervariasi dengan posisi sepanjang pipa dan total perpindahan panas, konveksi dihubungkan dengan perbedaan temperatur pada pipa-pipa *inlet* dan *outlet*.

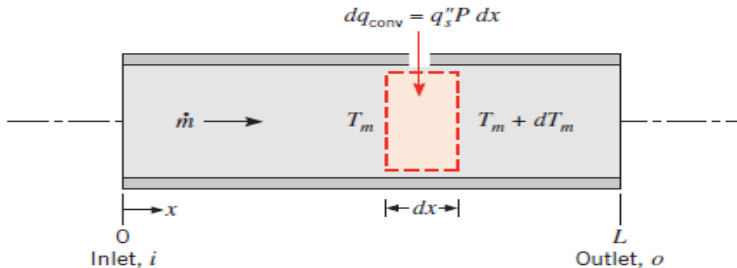
$$q_{conv} = \dot{m} c_p (T_{m,o} - T_{m,in}) \dots\dots\dots (2.14)$$

Seperti Gambar 2.16 dengan mengacu pada kontrol volume, laju perpindahan panas ditentukan :

$$dq_{conv} = \dot{m} c_p [(T_m - dT_m) - T_m] \dots\dots\dots (2.15)$$

Atau :

$$dq_{conv} = \dot{m} c_p dT_m \dots\dots\dots (2.16)$$



Gambar 2.16 Kontrol Volume untuk Aliran Internal di Dalam Pipa

Untuk perpindahan panas pada elemen seperti pada Gambar 2.16 dimana $dq_{conv} = q_s'' P dx$, dimana P adalah parameter permukaan ($P = \pi D$) untuk *circular tube* maka :

$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{q_s''}{\dot{m} c_p} = \frac{P}{\dot{m} c_p} h (T_s - T_m) \dots\dots\dots (2.17)$$

Persamaan 2.12 berlaku jika $T_s > T_m$. Untuk aliran laminar di dalam pipa dimana pada daerah yang berkembang penuh, koefisien konveksi memenuhi persamaan :

$$h = \frac{48}{11} \left(\frac{k}{D} \right) \text{ atau } Nu_D = \frac{hD}{k} = 4.36$$

dimana $q_s = \text{konstan}$

sedangkan untuk temperatur permukaan yang konstan :

$$Nu_D = 3.66$$

dimana $T_s = \text{konstan}$

Sedangkan untuk aliran turbulen di dalam pipa dimana nilai $Re_D \geq 10.000$ maka menurut Colburn nilai Nu_D adalah :

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \dots\dots\dots (2.18)$$

Berbeda dengan Dittus-Boelter yang mendefinisikan nilai Nu_D , dimana :

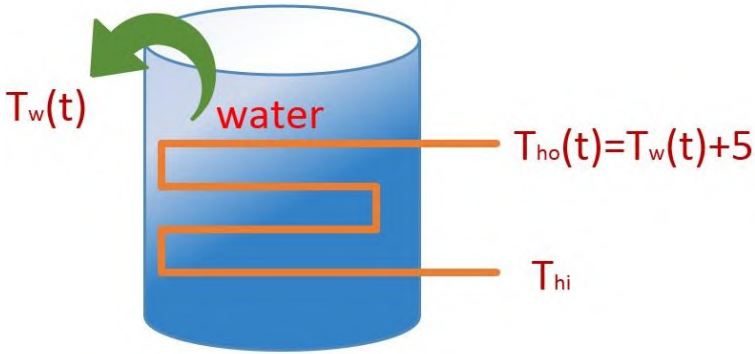
$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n \dots\dots\dots (2.19)$$

Dimana $n = 0.4$ untuk persamaan ($T_s > T_m$) dan 0.3 untuk pendinginan ($T_s < T_m$) dalam kondisi :

$$\left[\begin{array}{l} 0.7 \leq Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10.000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right]$$

2.4.4. Perpindahan Panas Transien

Dalam analisa perpindahan panas secara transien untuk memanaskan air perlu diketahui konsep persamaan energi terlebih dahulu. Pada kasus ini *energy balance* yang terjadi adalah energi yang diserap oleh air sama dengan energi yang diberikan oleh *water heater*. Berikut uraian persamaan energi yang digunakan.



Gambar 2.17 Proses pemanasan air

Panas yang diserap oleh air = Panas yang diberikan oleh *water heater*

$$m \cdot C_p \cdot \frac{dT_w(t)}{dt} = U \cdot A \cdot (\bar{T}_{tube} - T_{water}) \dots \dots \dots (2.20)$$

➤ **Persamaan pada Panas yang Diberikan Water Heater (Q_{HE})**

$$Q_{HE} = U \cdot A \cdot \left[\left(\frac{T_{tube\ inlet} + T_{tube\ outlet}}{2} \right) - T_{water}(t) \right]$$

Dalam penelitian ini, diasumsikan bahwa selisih nilai antara $T_{outlet\ water\ heater}$ mempunyai temperatur 5°C lebih besar dibandingkan T_{water} , maka persamaanya menjadi:

$$Q_{HE} = U \cdot A \cdot \left[\left(\frac{T_{tube\ inlet}}{2} + \frac{T_{water}(t)+5}{2} \right) - T_{water}(t) \right]$$

$$Q_{HE} = U \cdot A \cdot \left(\frac{T_{tube\ inlet}}{2} + \frac{5}{2} - \frac{T_{water}(t)}{2} \right)$$

$$Q_{HE} = \frac{U \cdot A}{2} \cdot [(T_{tube\ inlet} + 5) - T_{water}(t)]$$

Selanjutnya adalah mencari fungsi turunan terhadap waktu :

$$Q_{HE} = \frac{U \cdot A}{2} \left[\varphi = \frac{d}{dt} (T_{tube\ inlet} + 5) - T_{water}(t) \right] \dots (2.21)$$

$$Q_{HE} = \frac{U \cdot A}{2} \cdot \varphi$$

➤ **Persamaan pada Panas yang Diserap oleh Air (Q_{water})**

$$\left(\frac{d\varphi}{dt}\right) = -\left(\frac{dT_{water}(t)}{dt}\right) \dots\dots\dots (2.22)$$

Maka,

$$Q_{water} = m \cdot C_p \cdot \left(\frac{d\varphi}{dt}\right) \dots\dots\dots (2.23)$$

Sehingga persamaan *energy balance* antara panas yang diberikan *water heater* dan air adalah:

$$\begin{aligned} Q_{HE} &= Q_{water} \\ \frac{U.A}{2} \varphi &= m \cdot C_p \cdot \left(-\frac{d\varphi}{dt}\right) \\ \frac{d\varphi}{dt} &= -\frac{U.A}{2 \cdot m \cdot C_p} dt \\ \int_{t=0}^t \frac{d\varphi}{dt} &= -\frac{U.A}{2 \cdot m \cdot C_p} \int_{t=0}^t dt \dots\dots\dots (2.24) \end{aligned}$$

Kemudian dari persamaan 2.24 dilakukan proses integral, sehingga persamaanya menjadi:

$$\ln \frac{\varphi(t)}{\varphi(t=0)} = -\frac{U.A}{2 \cdot m \cdot C_p} \cdot t \dots\dots\dots (2.25)$$

Dimana :

$$\begin{aligned} \varphi(t) &= (T_{tube\ inlet} + 5) - T_{water}(t) \\ \varphi(t=0) &= (T_{tube\ inlet} + 5) - T_{water\ awal} \end{aligned}$$

2.4.5. External Free Convection Flow Pada Silinder Panjang

Untuk mengetahui perpindahan panas secara konveksi bebas pada daerah luar tube pada eksperimen ini bisa didekati dengan metode *free convection flow* pada *long horizontal cylinder*. Dan yang pertama dilakukan adalah mencari *Rayleigh Number*. Berikut adalah persamaan *Rayleigh Number* :

$$Ra_D = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)D^3}{\nu\alpha} \dots\dots\dots (2.26)$$

Dimana :

$$\begin{aligned} g &= \text{Percepatan gravitasi (m}^2/\text{s)} \\ \beta &= \text{Koefisien ekspansi dimana } \beta = \frac{1}{T} \end{aligned}$$

Tugas Akhir
 Termodinamika dan Perpindahan Panas

- T_s = Temperatur surface tube
- T_∞ = Temperatur infinite
- D = Diameter tube
- ν = Viskositas kinematik (m^2/s)
- α = *Thermal diffusivity* (m^2/s)

Pada proses perpindahan panas konveksi bebas pada silinder horisontal panjang ini terdapat metode perhitungan *Nusselt Number* yang dikemukakan oleh Morgan dan Churchill. Berikut persamaan *Nusselt Number* konveksi bebas pada silinder horisontal panjang menurut Morgan :

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}D}{k} = CRa_D^n \dots\dots\dots (2.27)$$

Dimana :

- h = Koefisien konveksi
- D = Diameter tube
- Ra = Rayleigh number
- k = Koefisien perpindahan panas fluida
- C dan n = Konstanta pada tabel

Tabel 2.1 Nilai konstanta untuk persamaan 2.27

Ra_d	C	n
10^{-10} - 10^{-2}	0.675	0.058
10^{-2} - 10^2	1.02	0.148
10^2 - 10^4	0.850	0.188
10^4 - 10^7	0.480	0.250
10^7 - 10^{12}	0.125	0.333

Sedangkan untuk *Nusselt Number* menurut Churchill dan Chu adalah sebagai berikut :

$$\overline{Nu}_D = \left\{ 0.60 + \frac{0.387Ra_D^{1/6}}{[1+(0.559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad Ra \leq 10^{12} \dots\dots\dots (2.28)$$

2.5. Pemodelan pada FLUENT

Computational Fluid Dynamic (CFD) merupakan perangkat analisa dengan berdasarkan pada persamaan kontinuitas, momentum dan energi. Metode ini sering digunakan sebagai proses simulasi *thermofluid* untuk menyelesaikan berbagai permasalahan *engineering*. Dalam menggunakan metode ini, perlu adanya pemahaman mendalam tentang fenomena fluida dan perpindahan panas. Hal tersebut bertujuan agar hasil dari simulasi yang dilakukan cukup merepresentasikan kondisi secara nyata. Dalam melakukan proses simulasi ini, diperlukan tiga langkah dasar yaitu *pre-processing*, *processing* dan *post-processing*.

Pada tahap *pre-processing*, langkah pertama yang dilakukan adalah pembuatan geometri model. Geometri model harus sesuai dengan dimensi serta parameter lain pada kondisi nyata. Langkah yang dilakukan selanjutnya adalah membagi-bagi *domain* pemodelan yang telah dibuat menjadi bagian-bagian kecil (*grid*). Pada umumnya, proses ini dinamakan *meshing*. Bagian-bagian kecil dari *domain* ini akan dilakukan perhitungan secara numerik oleh perangkat lunak dengan berdasarkan pada tiga persamaan di atas. Kualitas dari hasil simulasi sangat dipengaruhi oleh kualitas *meshing*. Semakin besar jumlah *grid*, maka kualitas hasil simulasi akan semakin baik. Pada umumnya, jumlah *grid* yang dibuat harus optimal karena semakin banyak jumlah *grid*, maka semakin lama juga proses simulasi berlangsung dan diperlukan perangkat komputer dengan keandalan dan kualitas yang tinggi. Langkah yang dilakukan selanjutnya adalah pemberian kondisi batas (*boundary condition*) seperti *wall*, *velocity inlet*, *outflow*, *symmetry* dan lain-lain. Pemberian kondisi batas ini perlu dilakukan untuk mendefinisikan *domain* yang telah dibuat. Keseluruhan tahapan pada *pre-processing* tersebut dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak GAMBIT.

Tahap selanjutnya adalah *processing* yang merupakan tahap simulasi pada *domain* pemodelan yang telah dibuat. Keseluruhan tahap ini dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak FLUENT. Pada tahap *processing*, langkah yang harus

dilakukan adalah memberikan beberapa parameter yang digunakan untuk proses simulasi. Beberapa parameter tersebut yaitu:

1. *Model 2D*

Pada pemilihan model simulasi, terdapat beberapa pilihan pengaturan, salah satunya adalah model simulasi dua dimensi dengan jenis *double precision*. Model dua dimensi dipilih jika *domain* yang akan disimulasikan berbentuk dua dimensi. Sedangkan jenis *double precision* dipilih jika *domain* yang akan disimulasikan memiliki geometri dan ukuran yang kompleks serta tidak memiliki gradasi dimensi yang sangat tinggi.

2. *Solver*

Pada pengaturan *solver*, terdapat pengaturan tentang jenis basis dari simulasi. Basis tekanan dapat dipilih jika fluida pada simulasi diasumsikan tidak mengalami perubahan *density*. Bila *density* fluida diasumsikan berubah saat proses simulasi, maka basis yang dipilih harus basis *density*.

3. *Viscous*

Pada pemilihan *viscous*, terdapat beberapa jenis aliran yaitu laminar dan k-epsilon. Pemilihan jenis aliran tersebut didasari dari nilai bilangan Reynold. Jika bilangan Reynold kurang dari 2300 maka aliran tersebut adalah laminar, maka *viscous* yang dipilih adalah laminar, sedangkan untuk bilangan Reynold lebih dari 2300 aliran tersebut adalah turbulen maka *viscous* yang dipilih adalah k-epsilon.

4. *Energy Equation*

Pengaturan *energy equation* dapat diaktifkan bila simulasi yang dilakukan membutuhkan adanya perhitungan persamaan energi. Perhitungan persamaan energi perlu dilakukan pada simulasi yang memerlukan adanya analisis tentang distribusi perpindahan panas, *Nusselt Number*, dan lain-lain.

5. *Materials*

Pada pengaturan *Materials*, terdapat pengaturan tentang material fluida dan material solid yang digunakan pada saat

simulasi berlangsung. Jenis dan *properties* material harus sesuai dengan kondisi operasi nyata agar simulasi yang dilakukan menghasilkan data-data yang akurat.

6. *Operating Condition*

Pada menu *operating condition*, terdapat pengaturan tentang tekanan yang ada di dalam sistem. Besarnya nilai tekanan tersebut harus sesuai dengan kondisi realita yang ada.

7. *Boundary Condition*

Pada menu *boundary condition*, terdapat pengaturan tentang pemberian nilai dari hasil pemberian kondisi batas pada tahap *pre-processing*.

8. *Control Monitoring and Residual Solution*

Pada menu *control monitoring and residual solution*, terdapat pengaturan tentang jenis perhitungan numerik seperti *first order*, *second order upwind* dan lain-lain. Selain itu, pada menu ini juga dilakukan pengaturan tentang pembatasan nilai *error* yang diterima dari hasil proses perhitungan. Semakin kecil batas *error* yang diterima, maka hasil proses simulasi yang diperoleh juga akan semakin akurat.

9. *Initialize Condition*

Pada menu *initialize condition*, terdapat pengaturan tentang nilai awal dari proses perhitungan. Nilai awal dari proses perhitungan secara numerik ini dapat dilakukan dari berbagai tempat pada *domain*.

10. *Iteration*

Langkah terakhir proses pengaturan simulasi ini adalah *iteration*. Pada menu ini terdapat pengaturan tentang batasan jumlah iterasi yang dilakukan. Proses iterasi akan berhenti bila *error* hasil perhitungan telah memenuhi kriteria dari hasil pengaturan pada tahap *control monitoring and residual solution*.

Tahap selanjutnya yaitu *post-processing*. Pada tahap ini, dilakukan analisis dari hasil simulasi secara keseluruhan. Data yang dihasilkan dapat ditampilkan secara kualitatif dari kontur

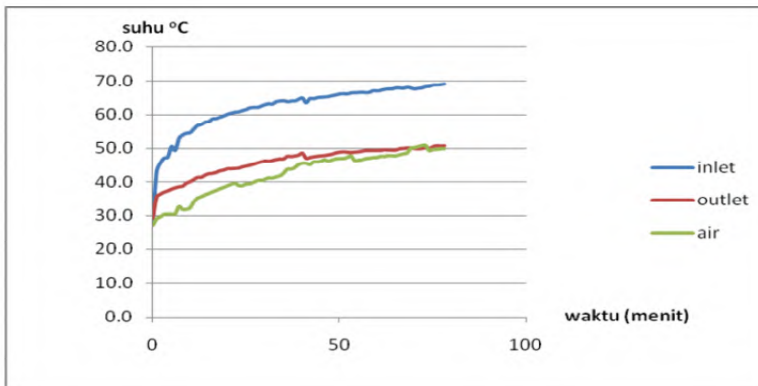
hasil simulasi, seperti kontur kecepatan, kontur temperatur, kontur tekanan dan lain-lain. Selain itu, hasil proses simulasi juga dapat ditampilkan secara kuantitatif, seperti nilai distribusi *Nusselt Number*, nilai koefisien perpindahan panas total, nilai kecepatan pada daerah dekat dinding dan lain-lain. Dari kedua jenis data ini, analisis yang dilakukan akan semakin akurat, sehingga karakteristik aliran dan perpindahan panas akan mudah dilakukan.

2.6. Penelitian Terdahulu

Telah dilakukan penelitian tentang performansi sistem refrigerasi AC Split yang menggunakan *water heater* guna menaikkan COP (*Coefficient of Performance*) untuk sistem refrigerasi. Berikut paparan tinjauan pustaka tersebut.

2.6.1. Daniel Santoso (2013)

Penelitian yang berjudul “Pemanfaatan Panas Buang Pengkondisi Udara sebagai Pemanas Air dengan Menggunakan Penukar Panas Helikal melakukan eksperimen dengan pengisian air ke tangki sebanyak 40 liter diperoleh hasil eksperimen sebagai berikut :



Gambar 2.18 Grafik Hasil Eksperimen Fungsi Temperatur terhadap Waktu

Pada grafik diatas, inlet merupakan temperature masukkan *heat exchanger*, outlet merupakan temperature keluaran *heat exchanger*, dan air merupakan temperature air yang dipanaskan. Pada waktu awal, temperature inlet *heat exchanger* memiliki temperature tertinggi dibandingkan pada outlet dan temperature air. Pada grafik diatas menunjukkan bahwa semua temperatur memiliki trend naik. Temperatur maksimum didapat setelah eksperimen dilakukan selama 68 menit, dimana didapatkan temperatur inlet maksimum 69°C , outlet $50,9^{\circ}\text{C}$ dan air 50°C . Pada grafik diatas juga menunjukkan bahwa temperatur air pada kondisi maksimum mendekati temperatur maksimum outlet *heat exchanger*.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1. Tahapan Penelitian

Dalam melakukan analisis dari studi eksperimen dan studi numerik mengenai pengaruh *gap* (jarak) antar *tubes* di *water heater* terhadap distribusi temperature tiap *tubes* pada siklus refrigerasi, terdapat beberapa tahapan yang dilakukan, antara lain sebagai berikut :

3.1.1. Perumusan Masalah

Perumusan masalah merupakan pembentuk kerangka dalam menyusun rencana penyelesaian percobaan termasuk merancang suatu 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

Tahapan ini bertujuan untuk memperdalam pemahaman mengenai permasalahan yang dibahas, dilakukan pencarian literatur yang mendukung tentang prinsip dasar refrigerasi dan proses perpindahan panas yang terjadi pada *water heater tubes* dengan *gap* antar *tubes* 60 mm atau $(S_T/D) = 60mm$. Studi literatur diperoleh dari *e-book*, buku-buku, jurnal dan penelitian terdahulu yang berkaitan dengan topik tugas akhir.

3.1.3. Perancangan Geometri Model dan Data

Tahapan ini bertujuan untuk mengetahui panjang *tube* pada *water heater* serta mengetahui temperatur pada tiap *water heater tube*. Besar temperatur tiap *tube* ini nantinya akan dimasukkan ke dalam proses simulasi dengan menggunakan *software*.

3.1.4. Pemodelan dan Simulasi

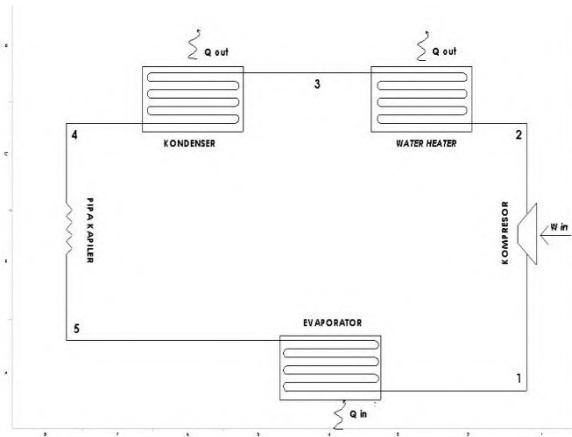
Proses pemodelan dan simulasi dilakukan secara bertahap. Tahapan pertama adalah *pre-processing* yaitu pembuatan geometri *water heater*. Parameter untuk pembuatan geometri *water heater* diantaranya adalah panjang *tube*, jarak antar *tube*. Selanjutnya mencari temperatur setiap *tube* untuk dimasukkan ke dalam proses simulasi. Tahapan kedua adalah *processing* yaitu memasukkan properties, data, dan kondisi yang diperlukan untuk proses simulasi. Tahap terakhir yang dilakukan adalah *post-processing* untuk menampilkan hasil simulasi berupa kontur distribusi temperatur. *Processing* dan *post-processing* dilakukan pada *software* FLUENT.

3.1.5. Perencanaan dan Perancangan Peralatan Eksperimen

Sebelum memulai eksperimen, terlebih dahulu dilakukan persiapan peralatan yaitu merencanakan dan merancang peralatan yang akan digunakan dalam eksperimen. Hal tersebut dilakukan untuk memastikan bahwa alat tersebut dalam kondisi baik untuk pengambilan data.

Pada gambar 3.1 merupakan sistem AC dengan penambahan *water heater* yang digunakan dalam eksperimen ini. Pada eksperimen ini, komponen pada sistem AC tersebut diantaranya adalah AC *Indoor*, AC *Outdoor*, kompresor dan pipa kapiler. Adapun skema sistem AC dengan penambahan *water heater* yang lengkap seperti pada gambar di bawah ini.

Tugas Akhir Termodinamika dan Perpindahan Panas

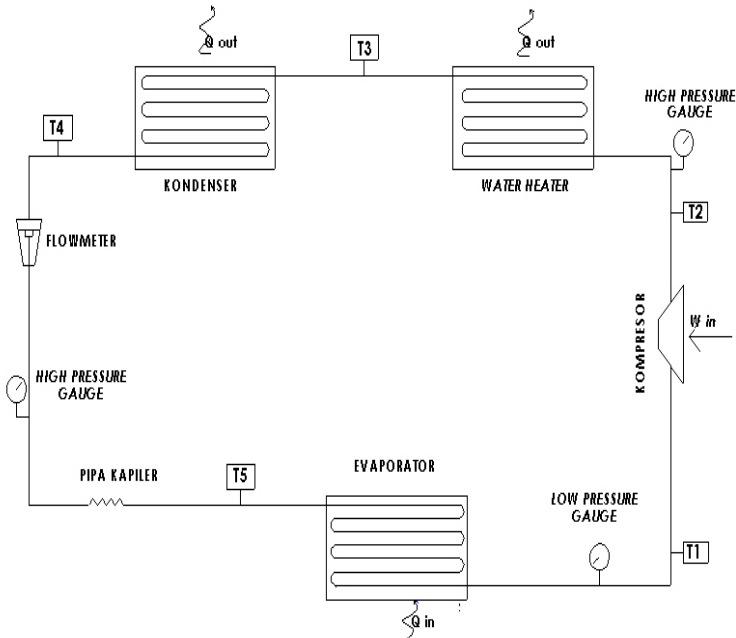


Gambar 3.1 Skema Sistem AC dengan *Water Heater*

3.1.6. Pengambilan Data

Pengambilan data dilakukan untuk mendapatkan informasi yang dibutuhkan dalam penyelesaian permasalahan. Data yang didapatkan berupa temperatur dan tekanan pada setiap titik yang ditentukan pada gambar di bawah ini :

Tugas Akhir Termodinamika dan Perpindahan Panas



Gambar 3.2 Titik Pengukuran untuk Pengambilan Data

Pengambilan data juga dilakukan di setiap tube water heater untuk memperoleh data perubahan temperatur terhadap waktu.

3.1.7. Pengolahan Data

Setelah diperoleh data dari hasil percobaan, maka data tersebut dapat dilihat dari perubahan temperatur *outlet water heater* terhadap waktu dan perubahan temperatur air terhadap waktu. Selain itu, pengolahan data dilakukan dengan cara menghitung laju perpindahan panas pada *water heater*, menghitung kerja isentropis kompresor dan kerja nyata kompresor, menghitung kalor yang terbuang pada kondensor, menghitung kapasitas pendinginan, dan menghitung *Coefficient of Performance* (COP) pada sistem AC.

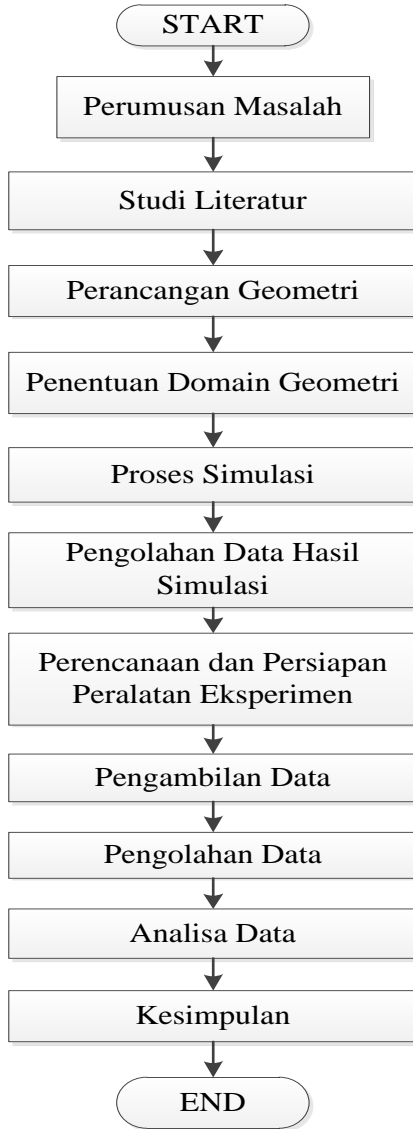
3.1.8. Menganalisa dan Mengamati Hasil Perhitungan

Hasil perhitungan diatas dapat diketahui karakteristik perpindahan panas pada *water heater* pada *gap ratio* 6, dan pengaruh penambahan *water heater* pada *Coefficient of Performance* (COP) pada sistem AC.

3.1.9. Pengambilan Kesimpulan

Dari hasil penelitian ini dapat diambil kesimpulan berdasarkan hasil karakteristik perpindahan panas pada *water heater* dengan *gap ratio* 6 pada susunan vertikal. Sehingga dapat dijadikan acuan untuk pengembangan jenis *water heater* lainnya atau macam-macam variasi untuk penelitiannya selanjutnya.

3.2. Diagram Alir Penelitian



Gambar 3.3 Diagram alir langkah penelitian.

3.3. Perencanaan *Water Heater*

Perencanaan *water heater* diperlukan agar eksperimen dilakukan secara efisien baik dari segi waktu ataupun bahan dan alat yang akan digunakan. Perencanaan *water heater* ini dimulai dengan mencari temperatur dari keluaran kompresor untuk mencari potensi panas yang bisa diberikan terhadap air. Selanjutnya adalah mencari waktu yang dibutuhkan untuk memanaskan air pada temperatur 45°C di dalam tangki berkapasitas 100 liter, kemudian menghitung perpindahan panas yang terjadi pada *water heater* dan sekitarnya, dan yang terakhir adalah menentukan panjang pipa. Adapun langkah perencanaan *water heater* secara lengkap pada penjelasan di bawah ini.

3.3.1. Mencari Temperatur Keluaran Kompresor

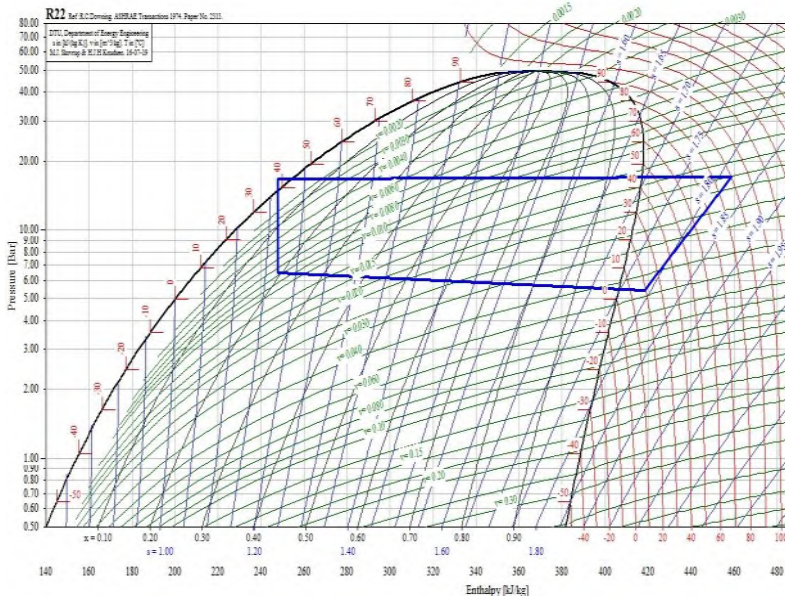
Pemanas air ini, terletak setelah refrigerant melewati kompresor, sehingga dibutuhkan data temperatur masuk kompresor juga temperature keluar kompresor. Data temperatur keluar kompresor diperoleh dari pengujian sistem AC split standar tanpa *water heater* berikut hasil data pengujian untuk mengetahui temperatur kompresor :

- Temperatur keluar evaporator (T1) = 19,2°C
- Temperatur keluar kompresor (T2) = 90,2°C
- Temperatur keluar kondensor (T3) = 38,5°C
- Temperatur keluar pipa kapiler (T4) = 8,2°C
- Tekanan *Suction* (P1) = 78,7 psia
- Tekanan *Discharge* (P2) = 247,7 psia
- Tekanan keluar kondensor (P3) = 244,7 psia
- Arus Listrik = 3 Ampere
- Tegangan Listrik = 220 Volt
- $\cos \varphi = 0,935$

Data diatas diperoleh pada saat AC dalam keadaan sudah *steady*.

Tugas Akhir

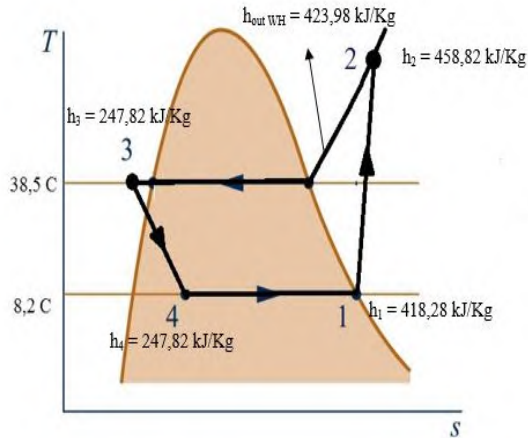
Termodinamika dan Perpindahan Panas



Gambar 3.4 P-h Diagram sistem pendingin tanpa *water heater*.

3.3.2. Mencari Kapasitas Kalor *Water Heater*

Kapasitas kalor *water heater* diperoleh dari data temperatur keluaran dari kompresor dan data keluaran *water heater* ditentukan sebesar 50°C karena sesuai pada batasan masalah bahwa temperature keluaran *water heater* diharapkan memiliki selisih 5°C dengan temperature akhir air setelah pemanasan. Oleh karena itu di dapatkan T-s diagram sebagai berikut :



Gambar 3.5 T-s Diagram penambahan *water heater*.

Berikut adalah perhitungan untuk mencari kapasitas kalor *water heater* :

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{water heater}} &= \dot{m}_{\text{ref}} \times (h_{\text{out kompresor}} - h_{\text{out water heater}}) \\
 &= 0,0125 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (458,82 - 423,98) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\
 &= 0,4355 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \\
 &= 435,5 \text{ W}
 \end{aligned}$$

Dimana :

$$Q_{\text{water heater}} = \text{kapasitas kalor water heater (W)}$$

$$\dot{m}_{\text{ref}} = \text{laju alir massa refrigerant } \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$$

$$h_{\text{out kompresor}} = \text{entalpi keluaran kompresor } \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$$

$$h_{\text{out water heater}} = \text{entalpi keluaran water heater } \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$$

Nilai entalpi masing-masing diperoleh dari data temperatur, kemudian dicari nilai entalpi pada tabel termodinamika jenis refrigerant R-22.

3.3.3. Perhitungan waktu pemanasan air

Pada perhitungan waktu pemanasan air, hal yang perlu diperhatikan adalah kapasitas volume bak, temperature akhir air yang diinginkan dan temperatur awal air, juga kapasitas pendinginan pada AC. Berikut persamaan untuk perhitungan waktu pemanasan air:

$$\begin{aligned} t &= \frac{m \cdot C_p \cdot (\Delta T)}{Q} \\ &= \frac{100 \text{ kg} \cdot 4180 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (318 - 303) \text{K}}{435,5 \frac{\text{J}}{\text{s}}} \\ &= 14397 \text{ s} \\ &= 3,99 \text{ jam} = 4 \text{ jam} \end{aligned}$$

Dimana :

- t = waktu pemanasan air (s)
- m = jumlah air yang dipanaskan (kg)
- C_p = kalor jenis air (J/kg K)
- Q = kapasitas kalor *water heater* (J/s)

3.3.4. Perhitungan Panjang Pipa

Untuk menghitung panjang pipa yang diharapkan untuk pemanas air, parameter yang dibutuhkan adalah *Overall* Perpindahan Panas (U). Pada perhitungan ini, perpindahan panas secara konduksi pada pipa dapat diabaikan karena tebal pipa dianggap tipis, sehingga *Overall* Perpindahan Panas (U) terdiri dari perpindahan panas dari konveksi pada aliran internal pipa juga konveksi alami dari air. Berikut tahapan untuk menghitung panjang pipa.

a) Perhitungan Koefisien Konveksi pada Aliran Internal Pipa

Pada perhitungan aliran internal pada pipa, ada beberapa tahap yang dilakukan yaitu menentukan temperature masuk dan keluar kompresor, perhitungan bilangan Reynolds, dan terakhir adalah perhitungan bilangan Nusselt. Berikut adalah perhitungan lengkap konveksi pada aliran internal di dalam pipa. Sebelum melakukan perhitungan, dilakukan terlebih dahulu mencari properties yang dibutuhkan untuk proses perhitungan. Mencari properties untuk proses perhitungan menggunakan *software* Refprop.

▪ Properties Referigerant R-22

Properties Referigerant R-22 ini diperoleh dari temperature film antara Temperatur outlet kompresor dan Temperatur *Water Heater*.

$$T_{\text{film}} = \frac{T_{\text{outlet water heater}} + T_{\text{outlet kompresor}}}{2}$$

$$T_{\text{film}} = \frac{50 + 90,2}{2}$$

$$T_{\text{film}} = 70,1^{\circ}\text{C}$$

Properties Referigerant ini digunakan untuk menghitung analisa perpindahan panas pada aliran internal tube. Berikut adalah tabel properties untuk refrigerant R-22.

Tabel 3.1 Properties R-22

5: R22: Specified state points										
	Temperature (°C)	Pressure (bar)	Density (kg/m ³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)	Therm. Cond. (mW/m-K)	Viscosity (μPa-s)	Kin. Viscosity (cm ² /s)	Therm. Diff. (cm ² /s)	Prandtl
1	70,100	247,70	1164,0	286,26	1,2163	83,277	153,20	0,0013161	0,00060755	2,1662

▪ Menghitung Bilangan Reynolds

Untuk mencari besarnya bilangan Reynolds digunakan persamaan sebagai berikut :

$$Re = \frac{4\dot{m}_{ref}}{\pi D \mu}$$

$$Re = \frac{4 \cdot 0,0125 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{\pi \cdot 9,525 \times 10^{-3} \text{ m} \cdot 1,48 \times 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}}$$

$$Re = 117475,4171$$

Dimana :

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

D = Diameter pipa (m)

μ = Viskositas Dinamik (Pa-s)

- **Menghitung Bilangan Nusselt**

Tahapan berikutnya untuk mendapatkan besarnya konveksi pada aliran internal pada pipa adalah menghitung bilangan Nusselt. Dengan besarnya bilangan Reynolds yang lebih besar dari 4300 ($Re > 4300$), maka aliran internal pada pipa adalah aliran turbulen. Berikut adalah persamaan untuk menghitung bilangan Nusselt

$$Nu = 0,0265 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^{0,3}$$

$$Nu = 0,0265 \cdot (117475,4171)^{4/5} \cdot 0,9160,3$$

$$Nu = 293,61$$

Dimana Pr adalah bilangan Prandtl

- **Menghitung Koefisien Konveksi pada Aliran Internal Pipa (h_i)**

Berikut adalah bentuk persamaan untuk menghitung koefisien perpindahan panas secara konveksi pada aliran internal pipa:

$$h_i = \frac{Nu \cdot k}{D}$$

$$h_i = \frac{275,39 \cdot 0,0144 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}}{9,525 \times 10^{-3} \text{ m}}$$

$$h_i = 443,88 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Dimana k adalah konduktivitas thermal dari refrigerant R-22.

b) Perhitungan Koefisien Konveksi Alami

Konveksi alami terjadi pada air yang berada dalam bejana atau di luar pipa. Hal tersebut menjadi pertimbangan dalam menghitung perencanaan panjang pipa pemanas air pada eksperimen. Tahapan perhitungan koefisien konveksi alami diantaranya adalah menghitung bilangan Rayleigh, menghitung bilangan Nusselt, dan terakhir perhitungan koefisien konveksi alami. Sebelum melakukan perhitungan, dilakukan terlebih dahulu mencari properties yang dibutuhkan untuk proses perhitungan. Mencari properties untuk proses perhitungan menggunakan *software* Refprop.

- **Properties Air**

Properties Referigerant R-22 ini diperoleh dari temperature film antara Temperatur film *water heater* dan Temperatur air pada tangki.

$$T_{\text{film}} = \frac{T_{\text{film water heater}} + T_{\text{air}}}{2}$$

$$T_{\text{film}} = \frac{70+30}{2}$$

$$T_{\text{film}} = 50^{\circ}\text{C}$$

Berikut adalah tabel properties untuk air pada kondisi Temperatur film :

Tabel 3.2 Properties Air

8: water: Specified state points										
	Temperature (°C)	Pressure (psia)	Density (kg/m³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)	Therm. Cond. (W/m-K)	Viscosity (Pa-s)	Kin. Viscosity (cm²/s)	Therm. Diff. (cm²/s)	Prandtl
1	50.000	247.70	988.73	210.80	0.70302	0.64434	0.00054684	0.0055307	0.0015599	3.5455

- **Menghitung Bilangan Rayleigh**

Sebelum menghitung bilangan Rayleigh, data properties yang dibutuhkan untuk perhitungan dicari terlebih dahulu. Hal tersebut berlaku juga untuk menghitung bilangan Nusselt pada tahap berikutnya.

Berikut adalah persamaan yang dipakai untuk menghitung bilangan Rayleigh:

$$Ra = \frac{g\beta(T_{\infty} - T_{air})D^3}{\nu\alpha}$$

$$Ra = \frac{9,81 \text{ m}^2/\text{s} \cdot 4,57 \times 10^{-4} \text{ K}^{-1} \cdot (343 - 303)\text{K} \cdot (9,525 \times 10^{-3} \text{ m})^3}{5,54 \times 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \cdot 1,56 \times 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}}$$

$$Ra = 1,79 \times 10^6$$

Dimana :

- g = Gaya gravitasi bumi (9,81 m²/s)
- β = Expansion coefficienty (1/K)
- T_∞ = Temperatur masuk pada pipa (K)
- ν = Viskositas kinematic (m²/s)
- α = Thermal difussity (m²/s)

- **Menghitung Bilangan Nusselt**

Berikut adalah persamaan yang digunakan untuk menghitung bilangan Nusselt pada proses konveksi alami

$$Nu = C.Ra^n$$

$$Nu = 0,48.(1,79 \times 10^6)$$

$$Nu = 17,56$$

Dimana C dan n diperoleh dari tabel 2.1

- **Menghitung Koefisien Konveksi Alami (h)**

Berikut adalah bentuk persamaan untuk menghitung koefisien konveksi alami

$$h_o = \frac{Nu k}{D}$$

$$h_o = \frac{17,56 \cdot 0,644 \frac{W}{m \cdot K}}{9,525 \times 10^{-3} m}$$

$$h_o = 1187,6 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

c) Perhitungan Overall Perpindahan Panas

Berikut adalah perhitungan untuk Overall Perpindahan Panas:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{443,88 \frac{W}{m^2 \cdot K}} + \frac{1}{1187,6 \frac{W}{m^2 \cdot K}}}$$

$$U = 323,11 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

d) Perhitungan Luas Pipa (A)

Setelah diperoleh koefisien konveksi aliran internal pada pipa dan koefisien konveksi alami pada pipa, maka tahap selanjutnya adalah menghitung luas pipa. Berikut adalah bentuk persamaan untuk menghitung luas pipa:

$$A = \frac{\ln \frac{T_{hi+5} - T_{air \text{ akhir}}}{T_{hi+5} - T_{air \text{ awal}}}}{\frac{U \cdot t}{2m \cdot C_p \text{ air}}}$$

$$A = \frac{\ln \frac{95 - 45}{95 - 30} (C)}{\frac{323,11 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 14397 s}{2 \cdot 100 \text{ kg} \cdot 4180 \frac{J}{\text{kg} \cdot C}}}$$

$$A = 0,04715 \text{ m}^2$$

Dimana:

T_{hi} = Temperatur Masukan Water Heater ($^{\circ}C$)

U = Overall Perpindahan Panas ($\frac{W}{m^2 \cdot K}$)

t = Waktu pemanasan air (s)

m = Massa air dalam bak (kg)

e) Perhitungan Panjang Pipa

Panjang pipa diperoleh dengan persamaan luas selimut tabung, yaitu:

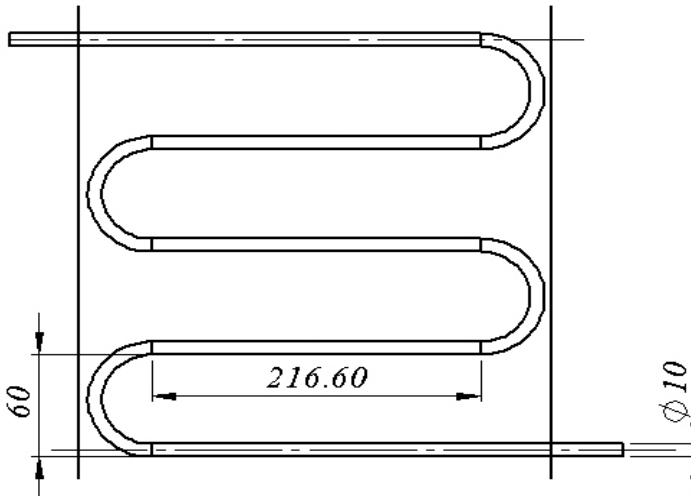
$$L = \frac{A}{\pi D}$$

$$L = \frac{0,04715 \text{ m}^2}{\pi \cdot 9,525 \times 10^{-3} \text{ m}}$$

$$L = 1,58 \text{ m}$$

3.4. Geometri Water Heater

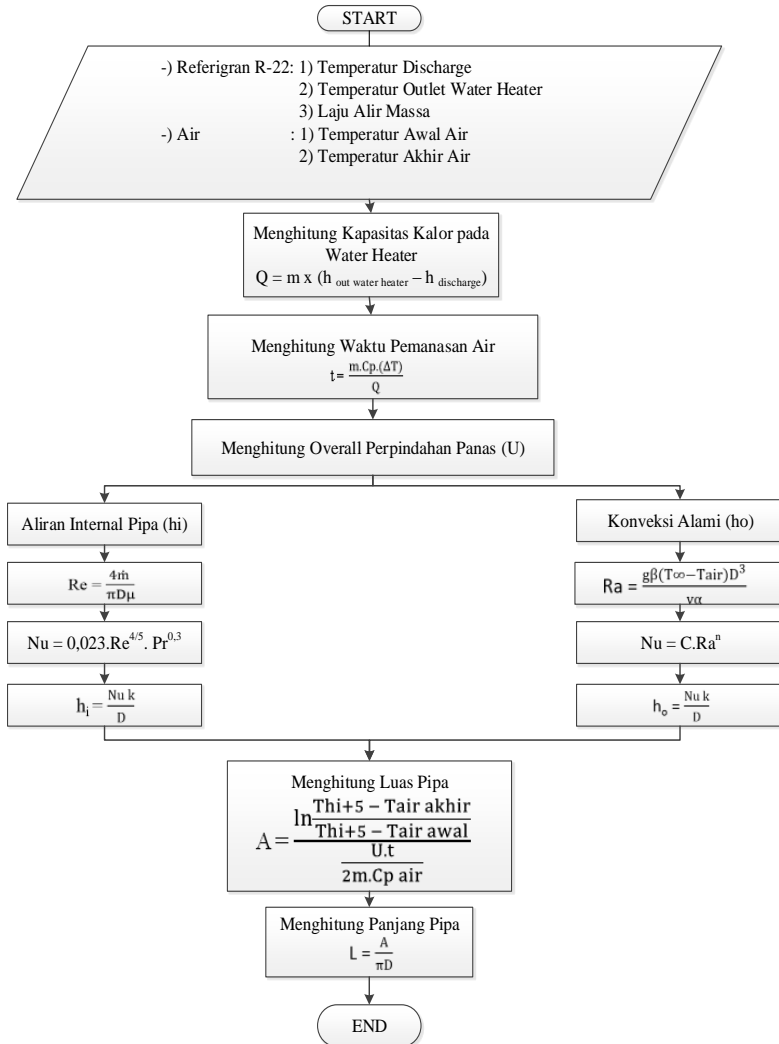
Pembuatan geometri *water heater* meliputi diameter tube (D), panjang pipa per laluan, dan jarak antar *tube water heater*.



Gambar 3.6 Bentuk Perencanaan dan Jarak antar *Tube Water Heater*

Gap ratio yang diterapkan pada perencanaan *water heater* ini adalah 6. Jarak antar tube yaitu sebesar 60 mm dan diameter tube 10 mm.

3.5. Diagram Alir Perancangan *Water Heater*



Gambar 3.7 Diagram Alir Perancangan *Water Heater*

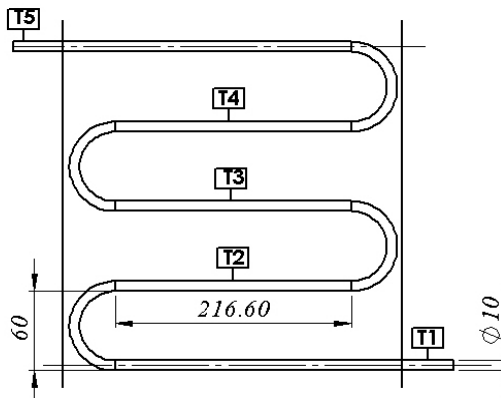
3.6. Tahap Simulasi

Pada penelitian ini akan dilakukan simulasi numeric untuk mengetahui karakteristik perpindahan panas di sekitaran luar tube. Di sekitar tube, terjadi distribusi perpindahan panas antara panas yang dilepaskan oleh *water heater* terhadap air. Simulasi numeric adalah sebuah proses simulasi berbasis perhitungan yang dilakukan oleh sebuah perangkat lunak computer dengan mendefinisikan parameter-parameter yang sesuai dengan *boundary conditions*, dilanjutkan proses iterasi hingga mencapai konvergensi untuk mendapatkan nilai pendekatan yang signifikan. Pada proses numeric terbagi menjadi 3 tahapan yakni *pre-processing*, *processing*, dan *post-processing*.

3.6.1. Pre-Processing

1. Pembuatan Model

Model awal yang akan dibuat adalah bentuk susunan *tube water heater* dalam keadaan tertutup oleh tanki yang terisi penuh oleh air. Pemodelan geometri dibuat dalam 2 dimensi. Berikut adalah geometri awal yang dibuat

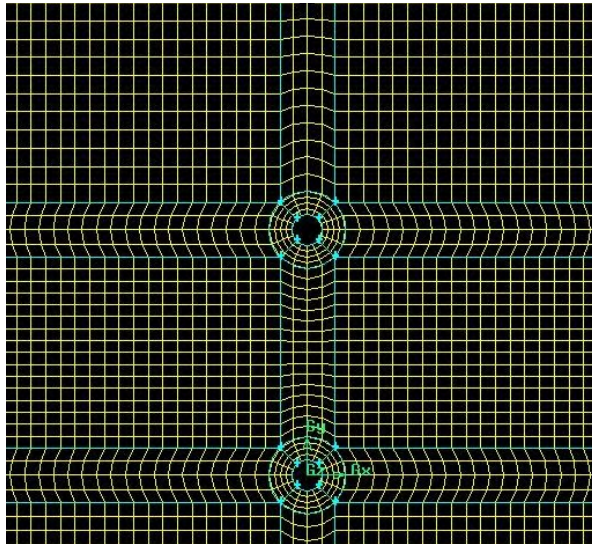


Gambar 3.8 Geometri Model *Tube Water Heater* dan Tanki Air

No	Dimensi	Nilai
1	Diameter <i>Tube</i> (mm)	10 mm
2	Jarak Transversal (S_T/D)	60 mm
3	Jumlah Baris <i>Tube</i>	5 baris

2. Pembuatan *Meshing*

Pembuatan dilakukan berdasarkan geometri yang telah dibuat seperti pada pembuatan geometri awal. *Mesh* yang digunakan adalah jenis *Quad-Map*. Fenomena dan karakteristik yang akan dianalisis adalah distribusi temperatur pada tanki air. *Meshing* untuk pemodelan *water heater* ditunjukkan pada gambar di bawah ini.



Gambar 3.9 Meshing *Tube Water Heater* dengan Bentuk *Quad-Map*

3. Penentuan *Boundary Condition* yang digunakan

Setelah pembuatan geometri dan proses *meshing*, dilakukan proses penentuan *boundary condition*. Dalam penentuan *boundary condition* ini, sebelumnya perlu mencari temperatur setiap *tube stage*. Berikut cara mencari temperatur *stage 2* sampai *stage 5* untuk *boundary condition* pada pemodelan ini :

Langkah pertama adalah mencari nilai temperatur keluar *water heater* awal ($Th_{o(aawal)}$) sebagai acuan untuk menentukan temperatur setiap *tube stage*.

- Mencari nilai $Th_{o(aawal)}$

$$\frac{\left(\frac{90}{2}\right)^{\circ}\text{C} + \left(\frac{50}{2}\right)^{\circ}\text{C} + 45^{\circ}\text{C}}{\left(\frac{90}{2}\right)^{\circ}\text{C} + \left(\frac{Th_{o(aawal)}}{2}\right)^{\circ}\text{C} + 30^{\circ}\text{C}} = \exp \frac{323,11 \text{ W m}^2\text{K}^{-1} \cdot 0,04715 \text{ m}^2 \cdot 14397 \text{ s}}{100.\text{kg} \cdot 4180 \text{ J kg}^{-1}\text{K}^{-1}}$$

$$Th_{o(aawal)} = 54,513^{\circ}\text{C}$$

Selanjutnya adalah mencari besarnya temperatur setiap *tube stage*.

- Temperatur *tube stage 2*

$$\frac{\left(\frac{Th_i}{2}\right) + \left(\frac{Th_o(t)}{2}\right) + Tw_{(t)}}{\left(\frac{Th_i}{2}\right) + \left(\frac{Th_o(aawal)}{2}\right) + Tw_{(awal)}} = \exp \frac{U \cdot \pi \cdot d \cdot L \cdot t}{2 \cdot m \cdot C_p}$$

$$\frac{\left(\frac{90}{2}\right)^{\circ}\text{C} + \left(\frac{Th_o(t)}{2}\right)^{\circ}\text{C} + 45^{\circ}\text{C}}{\left(\frac{90}{2}\right)^{\circ}\text{C} + \left(\frac{54,513}{2}\right)^{\circ}\text{C} + 30^{\circ}\text{C}} = \exp \frac{323,11 \text{ W m}^2\text{K}^{-1} \cdot \pi \cdot 0,009525 \text{ m} \cdot 45,3 \times 10^{-2} \text{ m} \cdot 14397 \text{ s}}{100.\text{kg} \cdot 4180 \text{ J kg}^{-1}\text{K}^{-1}}$$

$Th_{o(t)}$ stage 2 = 72,3°C

- Temperatur *tube stage 3*

$$\frac{\left(\frac{Th_i}{2}\right) + \left(\frac{Th_{o(t)}}{2}\right) + Tw_{(t)}}{\left(\frac{Th_i}{2}\right) + \left(\frac{Th_{o(awal)}}{2}\right) + Tw_{(awal)}} = \exp \frac{U \cdot \pi \cdot d \cdot L \cdot t}{m \cdot C_p}$$

$$\frac{\left(\frac{90}{2}\right)^\circ\text{C} + \left(\frac{Th_{o(t)}}{2}\right)^\circ\text{C} + 45^\circ\text{C}}{\left(\frac{90}{2}\right)^\circ\text{C} + \left(\frac{54,513}{2}\right)^\circ\text{C} + 30^\circ\text{C}}$$

$$= \exp \frac{323,11 \text{ W m}^2\text{K}^{-1} \cdot \pi \cdot 0,009525 \text{ m} \cdot 79,3 \times 10^{-2} \text{ m} \cdot 14397 \text{ s}}{100 \cdot \text{kg} \cdot 4180 \text{ J kg}^{-1}\text{K}^{-1}}$$

$Th_{o(t)}$ stage 3 = 65°C

- Temperatur *tube stage 4*

$$\frac{\left(\frac{Th_i}{2}\right) + \left(\frac{Th_{o(t)}}{2}\right) + Tw_{(t)}}{\left(\frac{Th_i}{2}\right) + \left(\frac{Th_{o(awal)}}{2}\right) + Tw_{(awal)}} = \exp \frac{U \cdot \pi \cdot d \cdot L \cdot t}{m \cdot C_p}$$

$$\frac{\left(\frac{90}{2}\right)^\circ\text{C} + \left(\frac{Th_{o(t)}}{2}\right)^\circ\text{C} + 45^\circ\text{C}}{\left(\frac{90}{2}\right)^\circ\text{C} + \left(\frac{54,513}{2}\right)^\circ\text{C} + 30^\circ\text{C}}$$

$$= \exp \frac{323,11 \text{ W m}^2\text{K}^{-1} \cdot \pi \cdot 0,009525 \text{ m} \cdot 113,75 \times 10^{-2} \text{ m} \cdot 14397 \text{ s}}{100 \cdot \text{kg} \cdot 4180 \text{ J kg}^{-1}\text{K}^{-1}}$$

$Th_{o(t)}$ stage 4 = 58,2°C

- Temperatur *tube stage 5*

$$\frac{\left(\frac{Th_i}{2}\right) + \left(\frac{Th_{o(t)}}{2}\right) + Tw_{(t)}}{\left(\frac{Th_i}{2}\right) + \left(\frac{Th_{o(awal)}}{2}\right) + Tw_{(awal)}} = \exp \frac{U \cdot \pi \cdot d \cdot L \cdot t}{m \cdot C_p}$$

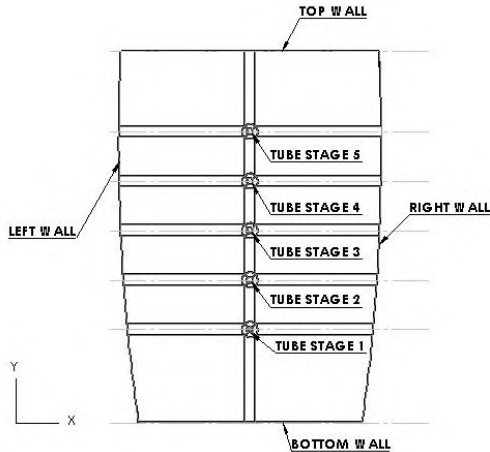
$$\frac{\left(\frac{90}{2}\right)^{\circ}\text{C} + \left(\frac{\text{Th}_o(t)}{2}\right)^{\circ}\text{C} + 45^{\circ}\text{C}}{\left(\frac{90}{2}\right)^{\circ}\text{C} + \left(\frac{54,513}{2}\right)^{\circ}\text{C} + 30^{\circ}\text{C}}$$

$$= \exp \frac{323,11 \text{ W m}^2\text{K}^{-1} \cdot \pi \cdot 0,009525 \text{ m} \cdot 158 \times 10^{-2} \text{ m} \cdot 14397 \text{ s}}{100 \cdot \text{kg} \cdot 4180 \text{ J kg}^{-1}\text{K}^{-1}}$$

$$\text{Th}_o(t) \text{ stage 5} = 50^{\circ}\text{C}$$

Tabel 3.3 Variabel *Boundary Condition*

No.	<i>Boundary Condition</i>	Keterangan
1.	<i>Tube Stage 1</i>	Tipe : <i>Stationary Wall</i> Temperatur : 363,2 K
2.	<i>Tube Stage 2</i>	Tipe : <i>Stationary Wall</i> Temperatur : 345,3 K
3.	<i>Tube Stage 3</i>	Tipe : <i>Stationary Wall</i> Temperatur : 338 K
4.	<i>Tube Stage 4</i>	Tipe : <i>Stationary Wall</i> Temperatur : 331,2 K
5.	<i>Tube Stage 5</i>	Tipe : <i>Stationary Wall</i> Temperatur : 323 K
6.	<i>Left Wall, Top Wall, Right Wall, Bottom Wall</i>	Dinding Adiabatis



Gambar 3.10 *Boundary Condition*

Pada seluruh dinding tanki dikondisikan sebagai *wall* dengan dinding adiabatik, sedangkan untuk *tube* dikondisikan sebagai *wall* dengan memasukkan data temperatur.

3.6.2. *Processing*

Proses selanjutnya adalah *processing*. Proses ini dilakukan menggunakan *software* FLUENT 6.3. Tahapan pemodelan yang dilakukan dalam proses ini antara lain adalah mengatur *solver model*, *viscous model*, *materials*, *boundary condition*, serta *initialize conditions*. Setelah seluruh pemodelan ditentukan, dilakukan proses iterasi untuk menyelesaikan proses simulasi. Berikut adalah penjelasan lebih lanjut mengenai langkah-langkah dalam *processing*:

1. *Solver Model*

Pada tahapan simulasi ini, digunakan penyelesaian 2 dimensi (2D) *double precision* dengan keakuratan ganda untuk mendapatkan hasil yang lebih akurat dalam

menyelesaikan masalah. Untuk *solver* yang digunakan adalah *pressure based* yang merupakan *solver* berbasis tekanan. Persamaan energy diaktifkan guna mendukung penyelesaian *heat transfer* terhadap perubahan temperature. *Viscous* model yang dipilih adalah laminar, karena keadaan air di dalam tangki dalam keadaan diam sehingga bilangan Reynolds yang dihasilkan sangat kecil.

2. Material

Material yang digunakan dalam proses simulasi ini adalah fluida air, material solid yaitu *copper* (tembaga) untuk material *tube* dan material *fiber glass* untuk material tanki air. Berikut adalah tabel properties untuk material yang digunakan untuk proses simulasi ini:

Tabel 3.4 Properties Material yang Digunakan pada Proses Simulasi

Properties Air	
<i>Density</i> (Kg/m ³)	998,2
<i>Specific Heat</i> (Cp) (J/kg.K)	4182
<i>Thermal Conductivity</i> (W/m.K)	0,6

Properties Tembaga	
<i>Density</i> (Kg/m ³)	8978
<i>Specific Heat</i> (Cp) (J/kg.K)	381
<i>Thermal Conductivity</i> (W/m.K)	387,6

Properties Fiber Glass	
<i>Density</i> (Kg/m ³)	32
<i>Specific Heat</i> (Cp) (J/kg.K)	835
<i>Thermal Conductivity</i> (W/m.K)	0,038

3. *Operating Conditions*

Operating conditions digunakan untuk mengatur tekanan di dalam sistem yang disimulasikan. Dalam simulasi ini, tekanan operasional diatur pada tekanan 101,325 Pa

4. *Boundary Conditions*

Informasi variabel yang akan disimulasikan dimasukkan sebagai parameter nilai untuk setiap *boundary conditions*. *Boundary conditions* telah ditentukan sesuai pada gambar 3.8

5. *Control dan Monitoring Solution*

Solution Control yang digunakan untuk simulasi ini adalah dengan diskritisasi *First Order Upwind* untuk seluruh parameter. Pada *monitoring solution* hanya dilakukan pengaturan kriteria residual parameter energi yaitu sebesar 10^{-6} .

6. *Initialize Condition*

Initialize merupakan nilai awal untuk setiap parameter sebelum dilakukan proses iterasi pada simulasi.

3.7. Peralatan Eksperimen

Dalam melakukan penelitian, penulis menggunakan alat pengujian dan alat ukur untuk menunjang eksperimen yang dilakukan. Berikut alat-alat yang digunakan :

3.7.1. Alat Pengujian

1. *AC Indoor*



Gambar 3.11 *Indoor unit*

Komponen-komponen yang terdapat di *indoor unit* adalah :

1. *evaporator*
2. *fan evaporator*
3. *thermostat*
4. *filter*

Berikut spesifikasi *AC indoor* yang digunakan :

Tabel 3.5 Spesifikasi *unit indoor*

a	Merk	Daikin
b	Model	R25DV14
c	Tipe	3.94 A
d	<i>Cooling capacity</i>	9000 Btu/h

2. AC Outdoor



Gambar 3.12 Outdoor unit

Komponen-komponen yang terdapat pada outdoor unit adalah :

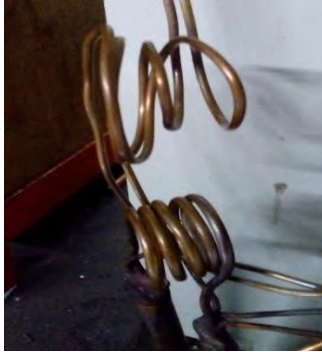
1. kondensor
2. kompresor
3. *strainer*
4. akumulator

Berikut spesifikasi AC outdoor yang digunakan :

Tabel 3.6 Spesifikasi AC outdoor

a	Merk	Daikin
b	Tipe	R25DV14
c	<i>Rated current</i>	3.94 A
d	<i>Rated volt</i>	220-240V
e	Refrigeran	R22
f	<i>Rated input power</i>	0.815 kW
g	<i>Horse power</i>	50 Hz

3. Pipa Kapiler



Gambar 3.13 Pipa kapiler

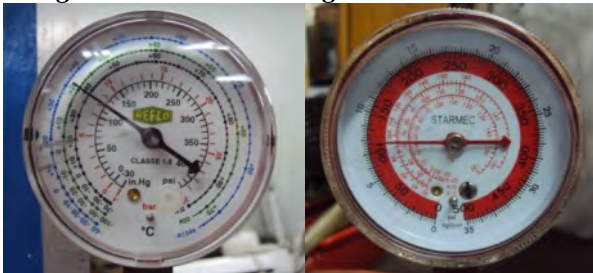
Spesifikasi pipa kapiler yang akan digunakan adalah sebagai berikut :

Tabel 3.7 Spesifikasi pipa kapiler

No	Diameter Dalam (mm)	Panjang Pipa (mm)
1	1,3716	450

3.7.2. Alat Ukur

1. *High-Low Pressure Gauge*



Gambar 3.14 *High-low pressure gauge*

Pada pengujian ini alat ukur tekanan yang dipakai adalah *pressure gauge*. Secara sederhana *pressure gauge* alat ukur tekanan yang dapat dibaca dengan pengamatan langsung. Pada eksperimen ini, *pressure gauge* yang dipakai ada 2 macam diantaranya :

- *High pressure gauge* berfungsi untuk mengukur tekanan tinggi yang berada pada titik tekanan kondensasi yaitu tekanan keluaran kompresor atau tekanan sebelum masuk ke kondensor.
- *Low pressure gauge* berfungsi untuk mengukur tekanan rendah yang berada pada titik tekanan evaporasi yaitu tekanan sebelum masuk ke kompresor atau tekanan keluaran dari evaporator.

2. *Clamp-on Ammeter Digital*



Gambar 3.15 *Clamp-on ammeter digital*

Clamp-on Ammeter merupakan alat ukur yang berfungsi untuk mengukur tegangan dan arus listrik yang mengalir pada sistem. Pada eksperimen besarnya arus listrik maksimum yang ditunjukkan *Clamp-on Ammeter* 4.0 A.

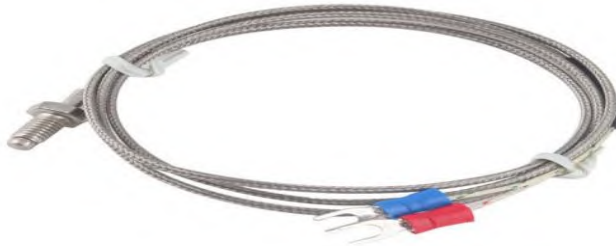
3. *Flow Meter*



Gambar 3.16 *Flowmeter*

Flow meter berfungsi untuk mengetahui adanya suatu aliran fluida (*liquid/gas*) dalam suatu jalur aliran. Besarnya aliran fluida yang diukur dengan *flow meter* dinyatakan dalam volume per waktu.. Pada eksperimen kali ini, penulis menggunakan flow meter yang mempunyai range 0-0.07 Liter/Sekon

4. *Thermocouple*



Gambar 3.17 *Thermocouple*

Termokopel merupakan alat ukur yang berfungsi untuk mengukur temperatur. Prinsip kerja dari termokopel ini pada dasarnya cukup sederhana. Pada dasarnya termokopel hanya

terdiri dari dua kawat logam konduktor yang berbeda jenis dan digabungkan ujungnya. Satu jenis logam konduktor yang terdapat pada termokopel akan berfungsi sebagai referensi dengan suhu konstan (tetap) sedangkan yang satunya lagi sebagai logam konduktor yang mendeteksi suhu panas. Termokopel yang digunakan pada pengujian ini adalah termokopel tipe K. Berikut adalah spesifikasi termokopel tipe K.

Tabel 3.8 Spesifikasi Termokopel Tipe K

Bahan Logam Konduktor Positif	Nikel-Kromium
Bahan Logam Konduktor Negatif	Nikel-Alumunium
Rentang Suhu	-200 ⁰ C – 1250 ⁰ C

5. Data Akuisisi



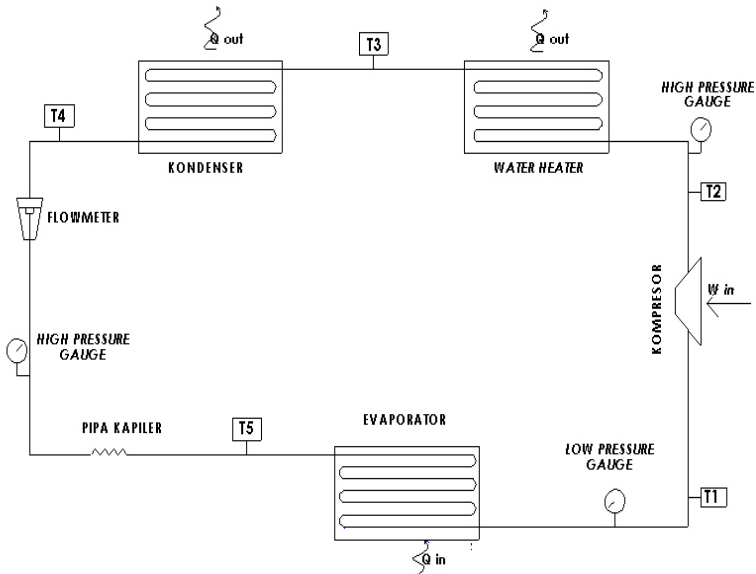
Gambar 3.18 Data akuisisi

Data akuisisi merupakan alat ukur bantu untuk mempermudah proses pengukuran. Data akuisisi memiliki tingkat keakuratan yang sangat baik dalam membaca hasil pengukuran. Cara pemakaian data akuisisi ini adalah dengan menginstall *software* pada *Personal Computer*, kemudian terdapat kabel LAN sebagai konektor antara *Personal Computer* dengan data akuisisi tersebut. Hasil pengukuran

dapat diatur dengan waktu pengujian yang diinginkan. Hasil pengukuran dapat diolah pada *Microsoft Excel*. Data akuisisi yang dipakai pada eksperimen ini digunakan untuk mengukur temperatur dimana data akuisisi disambungkan dengan kabel termokopel.

3.8. Skema Peralatan Sistem Pendingin

Skema sistem *AC split* yang akan digunakan adalah sebagai berikut:



Gambar 3.19 Skema sistem pendingin

3.9. Prosedur Pengujian

Pengujian sistem modifikasi *AC split* ini menggunakan jenis refrigeran tipe R-22 dengan *gap ratio* (S/D) sebesar 60 mm pada *water heater*. Pada langkah pengujian, terdapat 2 tahap prosedur

yaitu tahap persiapan dan tahap pengujian. Tahap persiapan berupa pengecekan sistem AC, alat ukur, dan kondisi sekitar pengujian agar pengujian bisa berjalan sesuai rencana. Tahap pengujian berupa pengamatan dan pengambilan data yang dibutuhkan untuk tahap analisis ataupun perhitungan pada tahap selanjutnya. Berikut adalah tahapan secara lengkap yang harus dilakukan untuk pengujian:

3.9.1. Langkah Persiapan

Berikut ini adalah langkah-langkah persiapan yang dilakukan saat melakukan eksperimen :

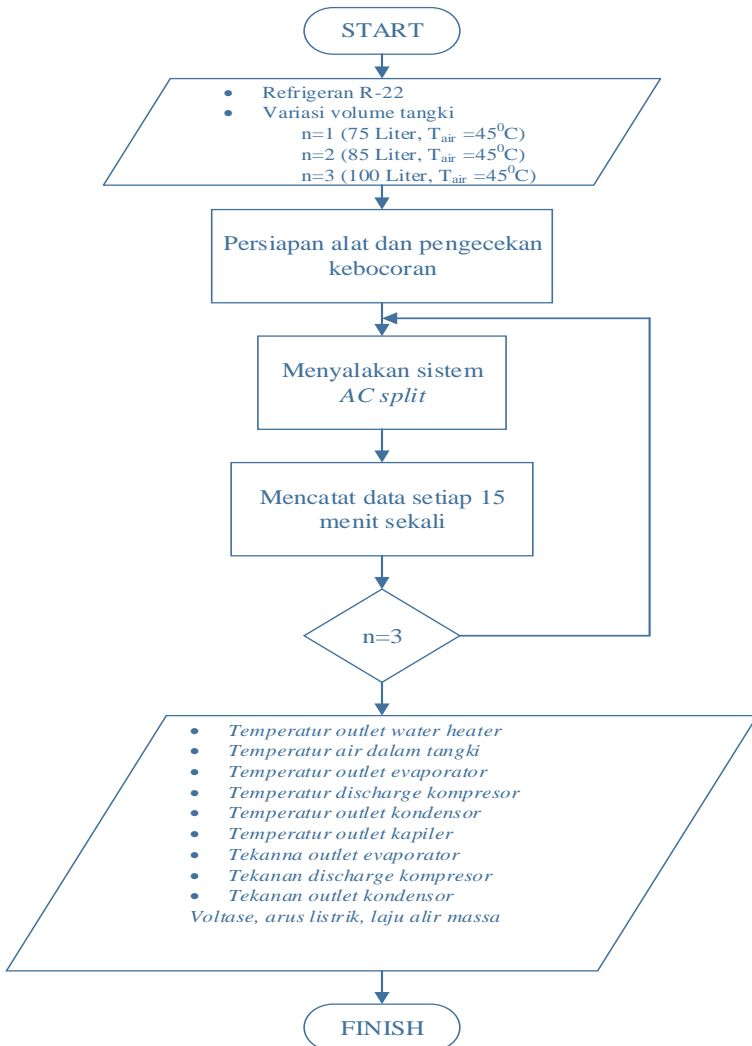
1. Peralatan uji dipastikan dalam keadaan bersih dan berfungsi sebagaimana mestinya.
2. Memastikan semua kondisi kelistrikan dalam keadaan siap dan sudah terpasang dengan sesuai dengan prosedur.
3. Memastikan kontak (colokan) yang terpasang ke sumber listrik (PLN) tidak terbalik antara phase dan netralnya.
4. Memastikan *globe valve* dan katup service pada *discharge* dan *suction* telah terbuka agar refrigeran dapat mengalir.
5. Membuat vakum sistem refrigerasi menggunakan *vacuum pump* untuk mengeluarkan uap air yang ada dalam sistem hingga tekanan di sistem refrigerasi sebesar -30 psia.
6. Mengecek kebocoran dengan melihat *pressure gauge* apakah tekanan vakum bertambah atau tidak.
7. Jika sistem tidak bocor maka dapat dilakukan pengisian refrigeran R-22 ke sistem refrigerasi.

3.9.2. Langkah Pengujian

1. Pastikan volume bak air dalam keadaan penuh (pada 100 liter).
2. Menyalakan data akuisisi dan pastikan kabel LAN telah terhubung dengan laptop.
3. Jika sudah dipastikan terhubung, nyalakan AC *Indoor* menggunakan *remote control*.

4. Pasang Clamp Digital Meter pada kabel fasa yang terhubung pada AC *Outdoor* untuk mengamati arus dan tegangan listrik yang mengalir pada kompresor.
5. Mengamati tekanan pada *low pressure gauge* dan *high pressure gauge* untuk mengetahui tekanan kerja sistem AC sudah sesuai dengan perencanaan atau belum.
6. Amati nilai arus listrik yang mengalir pada kompresor pada Digital Clamp Meter, tekanan pada *low pressure gauge* dan *high pressure gauge*, temperatur setiap titik yang telah ditentukan pada data akuisisi. Pengambilan data sesuai dengan waktu pengujian masing-masing yang telah ditentukan sebelumnya.
7. Setelah pengambilan data, air yang telah dipanaskan dalam bak dibuang dan matikan AC indoor dan cabut kontak listrik.
8. Memvariasikan volume air sebanyak 75 dan 85 liter dan lakukan pengujian kembali seperti langkah diatas.
9. Setelah pengambilan semua data selesai, matikan AC *Indoor* dan cabut kontak listrik.

3.10. Diagram Alir Pengambilan Data



Gambar 3.20 Diagram Alir Pengambilan Data

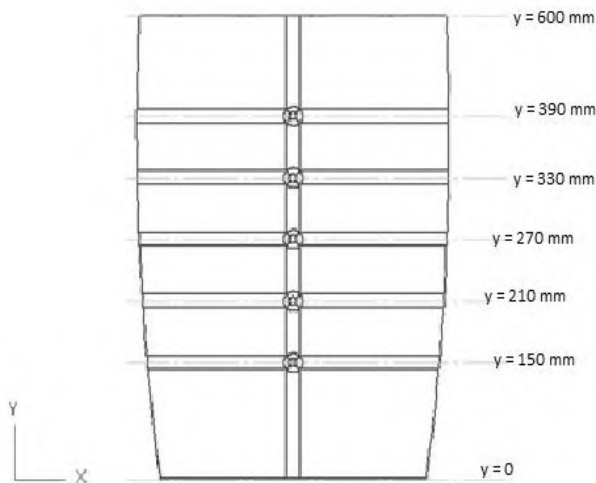
“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB IV

ANALISA DAN PEMBAHASAN

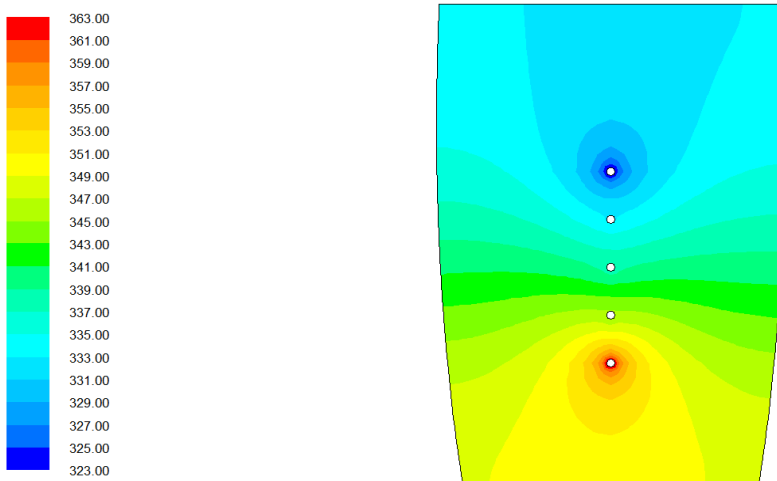
4.1. Simulasi Numerik

Simulasi numerik dilakukan pada *tube water heater* yang tercelup pada tangki air dengan variasi $ST/D \text{ water heater} = 6$. Simulasi numerik menggunakan metode *Computational Fluid Dynamics (CFD)* dengan *software* Fluent 6.3.26 dan *software* GAMBIT 2.4.6 untuk membuat model awal dan melakukan diskritisasi (*meshing*) pada model. Untuk mendapatkan data numeric maka digunakan metode yang umum digunakan dalam pengambilan data dengan metode *iso-surface*. *Iso-surface* adalah metode yang memotong sebuah sumbu yang tegak lurus terhadap sumbu lain seperti ditunjukkan pada Gambar 4.1. Pada tugas akhir ini, penulis memotong sumbu vertikal y . Jumlah *iso-surface* yang dibuat sebanyak tujuh buah, terletak pada titik $y = 0 \text{ mm}$; 150 mm ; 210 mm ; 270 mm ; 330 mm ; 390 mm ; dan 600 mm .



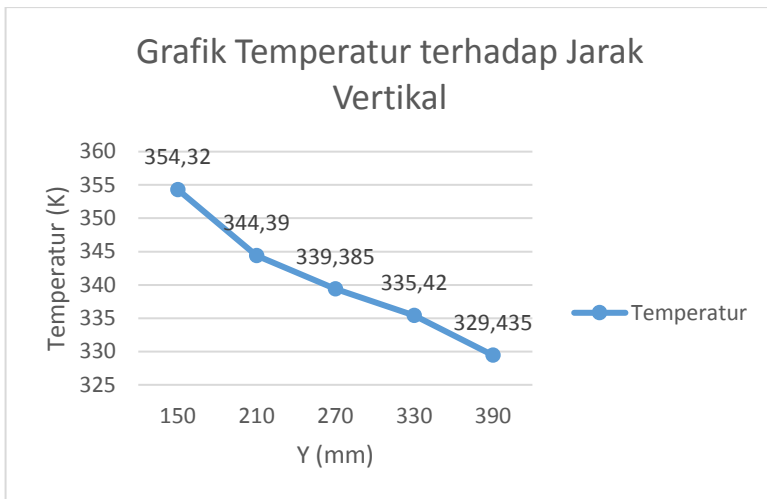
Gambar 4.1 Posisi *iso-surface*

4.1.1. Analisa Distribusi Temperatur



Gambar 4.2 Kontur distribusi temperatur

Gambar 4.2 merupakan kontur distribusi temperatur *water heater* dengan jenis material *glass fiber* pada setiap *wall* dan *copper* pada setiap *tube*. Warna merah menunjukkan nilai temperatur tertinggi dan warna biru tua menunjukkan nilai temperatur paling rendah. Terlihat bahwa temperatur tertinggi ditunjukkan oleh spektrum merah tua dan temperatur terendah ditunjukkan oleh spektrum warna biru tua. Temperatur paling tinggi terletak di bagian *tube stage* satu dan semakin menjauhi *tube stage* satu maka temperatur semakin turun.



Gambar 4.3 Grafik distribusi temperatur dan jarak vertikal (Y) pada *water heater*

Pada Gambar 4.3 menunjukkan grafik distribusi temperatur dan jarak vertikal (Y) pada *water heater superheater* jenis material *glass fiber* pada setiap wall dan *copper* pada setiap *tube*. Distribusi temperatur dianalisis pada posisi $y = 0$ mm; 150 mm; 210 mm; 270 mm; 330 mm; 390 mm; dan 600 mm. Dari grafik dapat dilihat bahwa *trendline* grafik mengalami penurunan. Besarnya temperatur berkurang seiring bertambahnya jarak ke arah vertikal. Dimana nilai temperatur terbesar ($T = 354,32^{\circ}\text{K}$) terletak pada jarak vertikal dengan $y = 150$ mm dan nilai temperatur terkecil ($T = 329,43^{\circ}\text{K}$) terletak pada jarak vertikal dengan $y = 390$ mm.

Distribusi temperatur terjadi sesuai dengan konsep perpindahan panas, besarnya temperatur berkurang seiring bertambahnya jarak yang terkena fluida pendingin. Pada studi ini perpindahan panas terjadi dari refrigerant R-22 yang mengalir di dalam *tube* ke air yang berada di dalam tangki. Sesuai dengan rumus perpindahan panas secara transien dimana distribusi

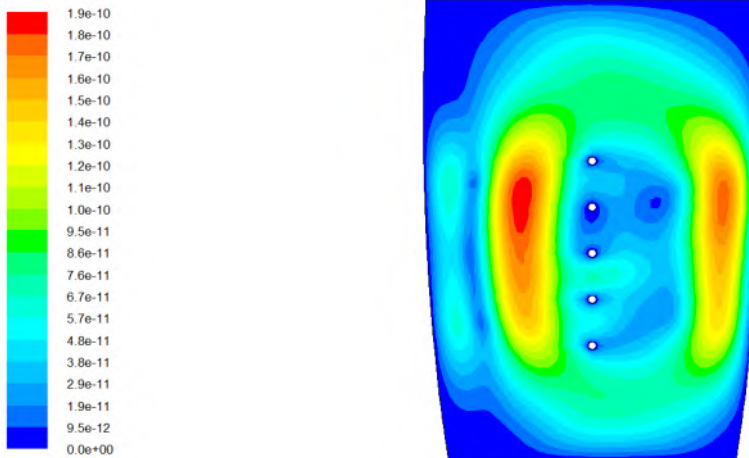
temperatur pada *tube* dipengaruhi oleh beberapa faktor sesuai dengan rumus :

$$\ln \frac{(Th_i + 5) - Tw_{(t)}}{(Th_i + 5) - Tw_{(awal)}} = - \frac{U. (\pi. d. l). t}{2. m. C_p}$$

$$\ln \frac{(Th_i + 5) - Tw_{(t)}}{(Th_i + 5) - Tw_{(awal)}} = - \frac{U. A. t}{2. m. C_p}$$

Sesuai dengan persamaan di atas, semakin besar panjang pipa, semakin besar juga luas penampang yang berkontak langsung dengan air sehingga menyebabkan nilai kalor yang dilepaskan oleh *tube* ke air semakin besar juga. Maka perbedaan distribusi temperatur terjadi karena perbedaan luas penampang atau panjang *tube* yang berkontak langsung dengan air.

4.1.2. Analisa Aliran Kecepatan

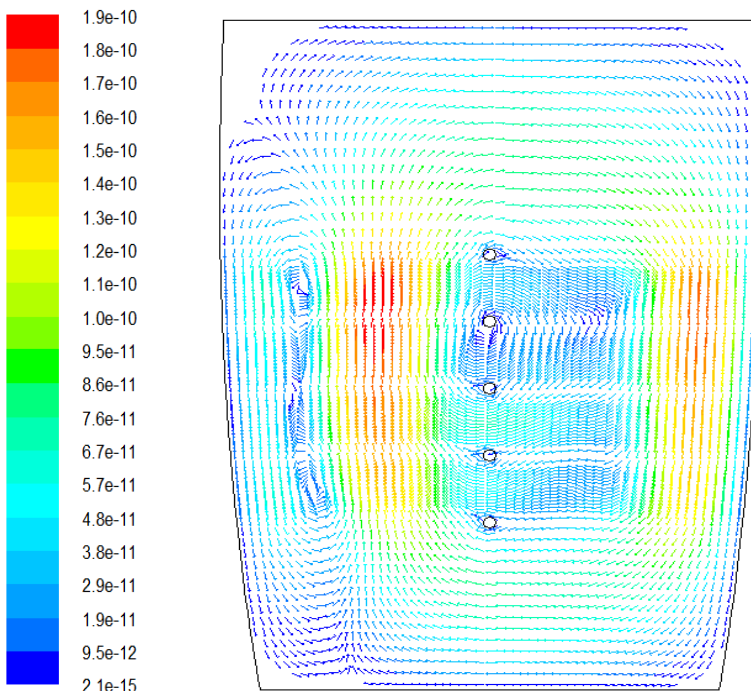


Gambar 4.4 Kontur distribusi kecepatan

Fenomena aliran di *water heater* secara detail ditunjukkan pada tampilan kontur kecepatan aliran Kontur kecepatan aliran

Tugas Akhir
Thermodinamika dan Perpindahan Panas

water heater dengan jenis material *glass fiber* pada setiap wall dan *copper* pada setiap *tube*. Distribusi kecepatan lokal pada model ditunjukkan oleh spektrum warna kontur aliran. Kontur dengan spektrum warna merah merupakan daerah yang memiliki nilai kecepatan yang tinggi, sedangkan spektrum berwarna biru menunjukkan nilai kecepatan yang rendah. Visualisasi kontur model *water heater* ini dianggap telah menunjukkan salah satu fenomena perpindahan panas yang terjadi di *water heater*.



Gambar 4.5 Vektor Kecepatan yang terjadi pada *Tube Water Heater*

Dari gambar 4.5 dapat dilihat bahwa kecepatan aliran yang melewati bagian kiri dan kanan *tube* memiliki kontur yang serupa, hal ini dikarenakan bentuk *tube* yang berbentuk lingkaran sehingga

bagian kiri dan kanan *tube* adalah simetri. Terjadinya perlambatan kecepatan aliran pada sekitar *tube* karena aliran menumbuk tepat pada titik stagnasi. Pada titik stagnasi kecepatan bernilai minimum dan tekanan bernilai maksimum. Kontur yang mempunyai kecepatan terbesar disebabkan oleh perbedaan temperatur yang besar sehingga menyebabkan perbedaan massa jenis yang beda juga.

4.2. Analisa Eksperimen

Metode eksperimen digunakan bertujuan untuk mengetahui pengaruh penambahan *water heater* pada sistem refrigerasi. Pengambilan data dilakukan dengan cara memvariasikan volume air pada tangki yaitu pada volume 75 liter, 85 liter dan 100 liter. Data yang diambil berupa arus listrik pada clamp meter, tekanan pada *low pressure gauge* dan *high pressure gauge*, debit refrigeran dari *flowmeter* temperatur setiap titik yang telah ditentukan pada data akuisisi.

4.2.1. Contoh Perhitungan Data

Pada subbab ini akan dibahas mengenai contoh perhitungan data serta membandingkan perhitungan data pada sistem AC tanpa *water heater* dengan sistem AC yang menggunakan *water heater*, dimana data sistem AC yang menggunakan *water heater* diambil pada data variasi volume air 75 liter pada waktu 210 menit. Berikut data dari kedua sistem AC :

Tabel 4.1 Data eksperimen tanpa *water heater*

Kompresor			Kondensor		Pipa Kapiler	Evaporator
T out (C)	P in (Bar)	P out (Bar)	T out (C)	P out (Bar)	T out (C)	T out (C)
90,2	5,43	17,08	38,5	16,87	8,2	19,2

Tabel 4.2 Data eksperimen dengan *water heater* pada volume air 75 liter

Kompresor			Water Heater	Kondensor		Pipa Kapiler	Evaporator
T out (C)	P in (Bar)	P out (Bar)	T air (C)	T out (C)	P out (Bar)	T out (C)	T out (C)
85,4	5,7	17,7	45	34	17,56	9,5	15,1

4.2.1.1. *Properties Refrigeran*

Refrigeran yang digunakan adalah tipe R-22. Untuk mendapatkan *properties* refrigeran digunakanlah *software REFPROP*. Berikut *properties* yang didapatkan dengan bantuan *software REFPROP* :

a. *Properties* tanpa *water heater*

- $h_{\text{out evap}} = 418,28 \text{ kJ/kg}$
- $h_{\text{out kompresor}} = 458,82 \text{ kJ/kg}$
- $h_{\text{out kond}} = 247,82 \text{ kJ/kg}$
- $h_{\text{out kapiler}} = 247,82 \text{ kJ/kg}$
- $h_{\text{out kompresor isen}} = 449,195 \text{ kJ/kg}$

b. *Properties* dengan *water heater*

- $h_{\text{out evap}} = 414,72 \text{ kJ/kg}$
- $h_{\text{out kompresor}} = 453,89 \text{ kJ/kg}$
- $h_{\text{out kond}} = 241,71 \text{ kJ/kg}$
- $h_{\text{out kapiler}} = 241,71 \text{ kJ/kg}$
- $h_{\text{out kompresor isen}} = 444,66 \text{ kJ/kg}$

4.2.1.2. *Perhitungan Daya Input Kompresor*

Daya input kompresor dihitung berdasarkan perkalian besarnya tegangan dan arus listrik yang mengalir pada saat kompresor bekerja serta dengan mengalikan nilai $\cos\phi$ sebagai faktor daya seperti perumusan 2.1 sebagai berikut:

a. Daya input kompresor tanpa *water heater*

$$W_c = VI \cos \phi$$

$$W_c = 220 \text{ V} \times 3,0 \text{ A} \times 0,935$$

$$W_c = 0,6171 \text{ kW}$$

$$W_c = 617,1 \text{ Watt}$$

b. Daya input kompresor dengan *water heater*

$$W_c = VI \cos \varphi$$

$$W_c = 220 \text{ V} \times 2,9 \text{ A} \times 0,935$$

$$W_c = 0,596 \text{ kW}$$

$$W_c = 596 \text{ Watt}$$

4.2.1.3. Perhitungan Kerja Aktual Kompresor

Untuk menghitung kerja nyata pada kompresor, maka dilakukan dengan cara mengalikan laju aliran massa refrigeran dengan selisih entalpi kompresi aktualnya sesuai perumusan 2.3 sebagai berikut:

a. Kerja aktual kompresor tanpa *water heater*

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

$$\dot{W}_{\text{comp}} = 0,0125 \text{ kg/s}(458,82 \text{ kJ/kg} - 418,28 \text{ kJ/kg})$$

$$\dot{W}_{\text{comp}} = 0,5067 \text{ kW}$$

b. Kerja aktual kompresor dengan *water heater*

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

$$\dot{W}_{\text{comp}} = 0,01273 \text{ kg/s} (453,89 \text{ kJ/kg} - 414,72 \text{ kJ/kg})$$

$$\dot{W}_{\text{comp}} = 0,4987 \text{ kW}$$

4.2.1.4. Perhitungan Kerja Isentropis Kompresor

Untuk menghitung kerja isentropis pada kompresor, maka dilakukan dengan cara mengalikan laju aliran massa refrigeran dengan selisih entalpi kompresi isentropisnya sesuai perumusan 2.2 sebagai berikut:

a. Kerja isentropis kompresor tanpa *water heater*

$$(\dot{W}_{\text{comp}})_{\text{isen}} = \dot{m}_{\text{ref}}(h_{\text{outS comp}} - h_{\text{in comp}})$$

$$(\dot{W}_{\text{comp}})_{\text{isen}} = 0,0125 \text{ kg/s}(449,195 \text{ kJ/kg} - 418,28 \text{ kJ/kg})$$

$$(\dot{W}_{\text{comp}})_{\text{isen}} = 0,3864 \text{ kW}$$

b. Kerja isentropis dengan *water heater*

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

$$(\dot{W}_{comp})_{isen} = 0,01273 \text{ kg/s}(444,66 \text{ kJ/kg} - 414,72 \text{ kJ/kg})$$

$$(\dot{W}_{comp})_{isen} = 0,3811 \text{ kW}$$

4.2.1.5. Perhitungan Efisiensi Kompresi Kompresor

Untuk menghitung besarnya efisiensi kompresor yang bekerja maka dilakukan dengan cara membagi kerja isentropis kompresor dengan kerja nyata/aktual kompresor itu sendiri sesuai perumusan 2.4 sebagai berikut:

a. Efisiensi isentropis kompresor tanpa *water heater*

$$\eta_c = \frac{0,3864 \text{ kW}}{0,5067 \text{ kW}} \times 100\%$$

$$\eta_c = 76,26 \%$$

b. Efisiensi isentropis kompresor dengan *water heater*

$$\eta_c = \frac{0,3811 \text{ kW}}{0,4987 \text{ kW}} \times 100\%$$

$$\eta_c = 76,41\%$$

4.2.1.6. 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 2.7 sebagai berikut:

a. \dot{Q} evaporator tanpa *water heater*

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{ref}(h_{out\ evap} - h_{in\ evap})$$

$$\dot{Q}_e = 0,0125 \text{ kg/s}(418,28 \text{ kJ/kg} - 247,82 \text{ kJ/kg})$$

$$\dot{Q}_e = 2,13075 \text{ kW}$$

b. \dot{Q} evaporator dengan *water heater*

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{\text{ref}}(h_{\text{out}_{\text{evap}}} - h_{\text{in}_{\text{evap}}})$$

$$\dot{Q}_e = 0,01273 \text{ kg/s}(414,72 \text{ kJ/kg} - 241,71 \text{ kJ/kg})$$

$$\dot{Q}_e = 2,2024 \text{ kW}$$

4.2.1.7. Perhitungan \dot{Q} Water Heater

Besarnya panas yang dikeluarkan/dibuang oleh *water heater* dapat dihitung dengan cara mengalikan laju aliran massa refrigeran dengan selisih entalpi pada *water heater* sesuai dengan perumusan 2.7 sebagai berikut

a. \dot{Q} *water heater* tanpa *water heater*

$$Q_{\text{water heater}} = \dot{m}_{\text{ref}}(h_{\text{out komp}} - h_{\text{out water heater}})$$

$$\dot{Q}_w = 0 \text{ kW}$$

b. \dot{Q} *water heater* dengan *water heater*

$$\dot{Q}_w = \frac{m \cdot C_p \cdot (T_{\text{akhir}} - T_{\text{awal}})}{(t_{\text{akhir}} - t_{\text{awal}})}$$

$$\dot{Q}_w = \frac{75 \text{ kg} \cdot 4180 \text{ J kg}^{-1} \text{K}^{-1} \cdot (45,3 - 44,7)^\circ\text{C}}{(210 \text{ menit} - 195 \text{ menit}) \times 60 \text{ s}}$$

$$\dot{Q}_w = 0,209 \text{ kW}$$

4.2.1.8. Perhitungan \dot{Q} Kondenser

Besarnya panas yang dikeluarkan/dibuang oleh kondensor dapat dihitung dengan cara mengalikan laju aliran massa refrigeran dengan selisih entalpi pada kondensor sesuai perumusan 2.6 sebagai berikut:

a. \dot{Q} kondensor tanpa *water heater*

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

$$\dot{Q}_c = 0,0125 \text{ kg/s}(458,82 \text{ kJ/kg} - 247,82 \text{ kJ/kg})$$

$$\dot{Q}_c = 2,6375 \text{ kW}$$

b. \dot{Q} kondensor dengan *water heater*

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

$$\dot{Q}_c = 0,01273 \text{ kg/s}(436,7 \text{ kJ/kg} - 241,71 \text{ kJ/kg})$$

$$\dot{Q}_c = 2,4822 \text{ kW}$$

4.2.1.9. Perhitungan COP (*Coeffecient 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 ($Q_{\text{evaporator}}$) dengan kerja nyata kompresor pada sistem refrigerasi sesuai gambar perumusan 2.8 sebagai berikut:

a. COP tanpa *water heater*

$$\begin{aligned} \text{COP} &= \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{\text{comp}}} \\ \text{COP} &= \frac{2,13075 \text{ kW}}{0,5067 \text{ kW}} \\ \text{COP} &= 4,205 \end{aligned}$$

b. COP dengan *water heater*

$$\begin{aligned} \text{COP} &= \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{\text{comp}}} \\ \text{COP} &= \frac{2,2024 \text{ kW}}{0,4987 \text{ kW}} \\ \text{COP} &= 4,416 \end{aligned}$$

4.2.2. Analisa P-h Diagram

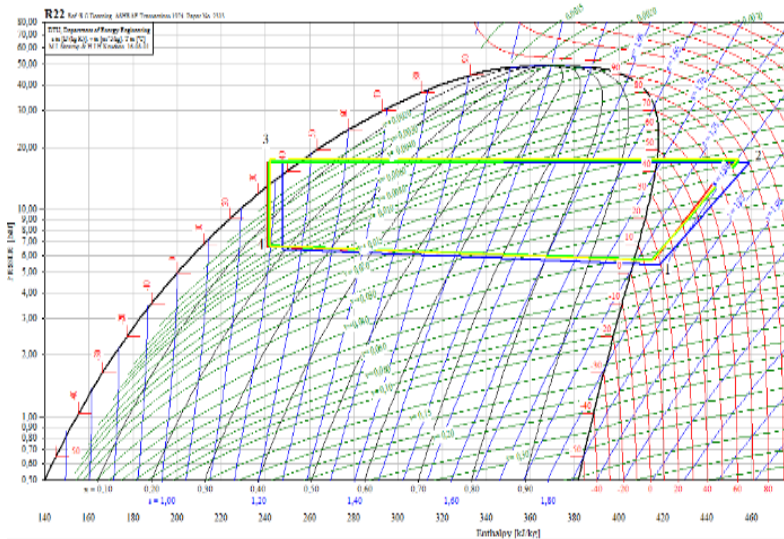
4.2.2.1. Analisa dan Pembahasan P-h Diagram Volume *Water Heater 75 Liter*

Pada gambar 4.6 merupakan perbandingan plot pada kondisi sistem AC tanpa *water heater* dan sistem AC dengan menggunakan *water heater* pada variasi volume air 75 liter. Pada sistem AC dengan menggunakan *water heater* diambil data untuk diplot pada P-h diagram yaitu waktu awal, waktu pertengahan dan waktu akhir. Pada diagram diatas menunjukkan hal yang signifikan adalah pada titik kondensor (titik 3), dimana semakin lama waktu pemanasan air dalam tangki maka grafik akan semakin bergeser ke kanan. Sedangkan untuk kondisi kompresor, pada waktu terakhir menunjukkan tekanan dan temperatur terbesar dibandingkan dengan pada waktu awal dan waktu pertengahan. Pada diagram P-h di bawah menunjukkan bahwa grafik akan semakin bergeser ke

Tugas Akhir

Termodinamika dan Perpindahan Panas

kanan mendekati kondisi campuran dikarenakan temperatur air dalam tangki mulai semakin meningkat.



Gambar 4.6 Diagram P-h Variasi Volume 75 Liter

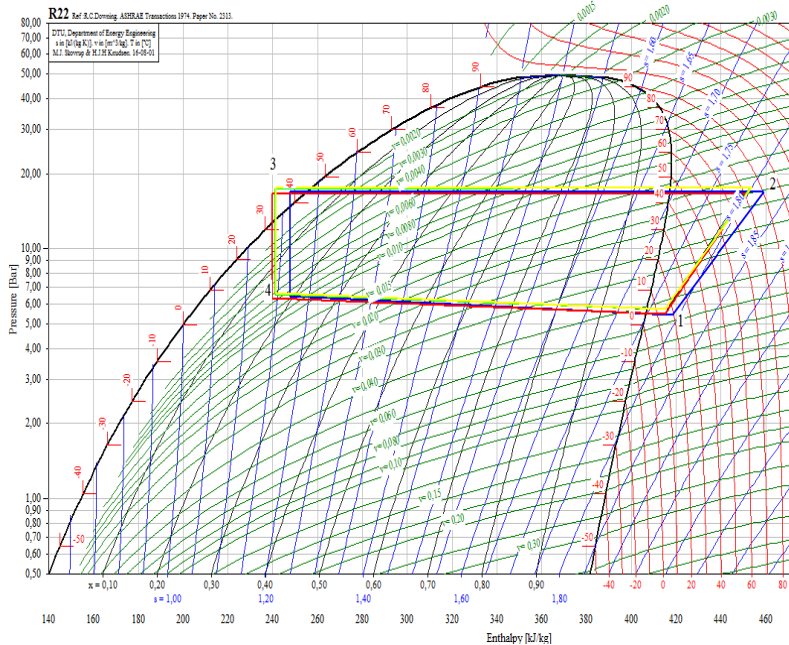
Keterangan :

- : P-h diagram tanpa *water heater*
- : P-h diagram dengan *water heater* waktu awal
- : P-h diagram dengan *water heater* waktu pertengahan
- : P-h diagram dengan *water heater* waktu akhir

Kondisi yang signifikan terjadi pada kondisi sistem AC tanpa *water heater* dan sistem AC dengan menggunakan *water heater* adalah dimana pada sistem AC dengan menggunakan *water heater* posisi dari titik kondensor (titik 3) yang bergeser lebih ke kiri dari pada P-h diagram tanpa *water heater*. Hal tersebut menyebabkan saat mencapai kondisi keluaran katup ekspansi (titik 4) refrigeran berada dalam kondisi campuran dengan kualitas (x) yang kecil, sehingga membutuhkan kapasitas pendinginan yang

besar agar fluida sebelum masuk kompresor berada dalam kondisi superheated. Sedangkan untuk kompresor terlihat pada sistem AC dengan menggunakan *water heater* mempunyai kerja kompresor yang lebih kecil dari pada sistem AC tanpa *water heater*.

4.2.2.2. Analisa dan Pembahasan P-h Diagram Volume *Water Heater* 85 Liter



Gambar 4.7 Diagram P-h Variasi Volume 85 Liter

Keterangan :

- : P-h diagram tanpa *water heater*
- : P-h diagram dengan *water heater* waktu awal
- : P-h diagram dengan *water heater* waktu pertengahan
- : P-h diagram dengan *water heater* waktu akhir

Pada diagram P-h diatas merupakan perbandingan plot pada kondisi sistem AC tanpa *water heater* dan sistem AC dengan menggunakan *water heater* pada variasi volume air 85 liter. Pada sistem AC dengan menggunakan *water heater* diambil data untuk diplot pada P-h diagram yaitu waktu awal, waktu pertengahan dan waktu akhir. Pada diagram diatas menunjukkan hal yang signifikan adalah pada titik kondensor (titik 3) pada waktu awal dan pertengahan, dimana semakin lama waktu pemanasan air dalam tangki maka grafik akan semakin bergeser ke kanan. Sedangkan untuk kondisi kompresor, pada waktu terakhir menunjukkan tekanan dan temperatur terbesar dibandingkan dengan pada waktu awal dan waktu pertengahan. Pada diagram P-h di atas menunjukkan bahwa grafik akan semakin bergeser ke kanan mendekati kondisi campuran dikarenakan temperatur air dalam tangki mulai semakin meningkat.

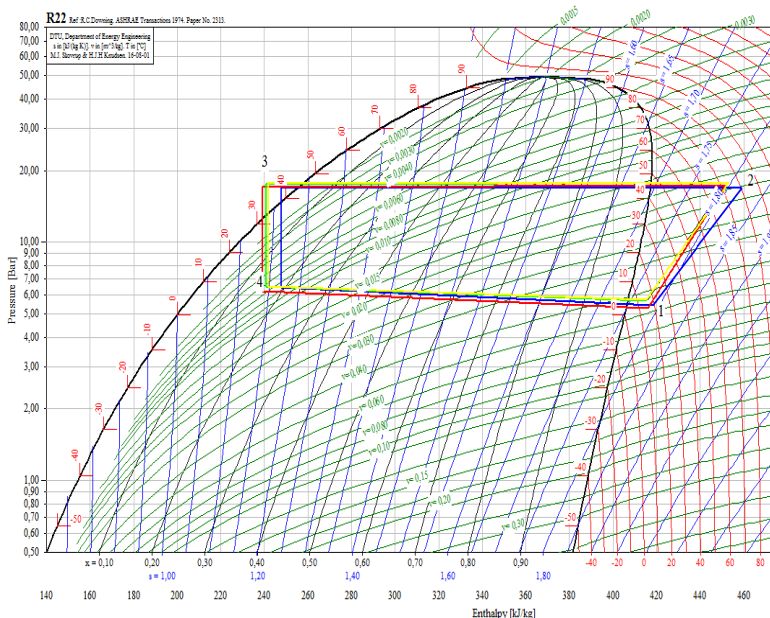
Kondisi yang signifikan terjadi pada kondisi sistem AC tanpa *water heater* dan sistem AC dengan menggunakan *water heater* adalah dimana pada sistem AC dengan menggunakan *water heater* posisi dari titik kondensor (titik 3) yang bergeser lebih ke kiri dari pada P-h diagram tanpa *water heater*. Hal tersebut menyebabkan saat mencapai kondisi keluaran katup ekspansi (titik 4) referigeran berada dalam kondisi campuran dengan kualitas (x) yang kecil, sehingga membutuhkan kapasitas pendinginan yang besar agar fluida sebelum masuk kompresor berada dalam kondisi superheated. Sedangkan untuk kompresor terlihat pada sistem AC dengan menggunakan *water heater* mempunyai kerja kompresor yang lebih kecil dari pada sistem AC tanpa *water heater*.

4.2.2.3. Analisa dan Pembahasan P-h Diagram Volume Water Heater 100 Liter

Pada gambar 4.8 merupakan perbandingan plot pada kondisi sistem AC tanpa *water heater* dan sistem AC dengan menggunakan *water heater* pada variasi volume air 100 liter. Pada sistem AC dengan menggunakan *water heater* diambil data untuk diplot pada P-h diagram yaitu waktu awal, waktu pertengahan dan

Tugas Akhir Termodinamika dan Perpindahan Panas



waktu akhir. Pada diagram diatas menunjukkan hal yang signifikan adalah pada titik kondensor (titik 3) pada waktu awal dan pertengahan, dimana semakin lama waktu pemanasan air dalam tangki maka grafik akan semakin bergeser ke kanan. Sedangkan untuk kondisi kompresor, pada waktu terakhir menunjukkan tekanan dan temperatur terbesar dibandingkan dengan pada waktu awal dan waktu pertengahan. Pada diagram P-h di bawah menunjukkan bahwa grafik akan semakin bergeser ke kanan mendekati kondisi campuran dikarenakan temperatur air dalam tangki mulai semakin meningkat.



Gambar 4.8 Diagram P-h Variasi Volume 100 Liter

Keterangan :

- : P-h diagram tanpa *water heater*
- : P-h diagram dengan *water heater* waktu awal

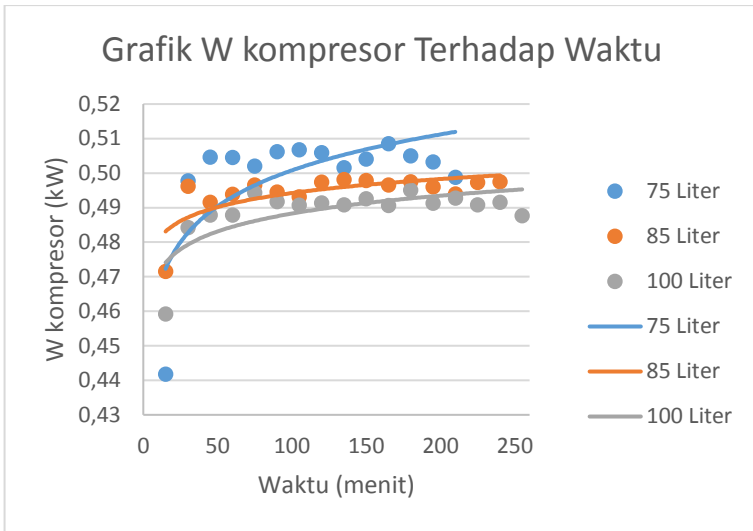
-  : P-h diagram dengan *water heater* waktu pertengahan
-  : P-h diagram dengan *water heater* waktu akhir

Kondisi yang signifikan terjadi pada kondisi sistem AC tanpa *water heater* dan sistem AC dengan menggunakan *water heater* adalah dimana pada sistem AC dengan menggunakan *water heater* posisi dari titik kondensor (titik 3) yang bergeser lebih ke kiri dari pada P-h diagram tanpa *water heater*. Hal tersebut menyebabkan saat mencapai kondisi keluaran katup ekspansi (titik 4) referigeran berada dalam kondisi campuran dengan kualitas (x) yang kecil, sehingga membutuhkan kapasitas pendinginan yang besar agar fluida sebelum masuk kompresor berada dalam kondisi superheated. Sedangkan untuk kompresor terlihat pada sistem AC dengan menggunakan *water heater* mempunyai kerja kompresor yang lebih kecil dari pada sistem AC tanpa *water heater*.

4.2.3. Analisa Grafik

4.2.3.1. Analisa Grafik Kerja Kompresor Variasi Volume Air terhadap Waktu

Grafik pada gambar 4.9 merupakan grafik kerja kompresor terhadap waktu, dimana pada grafik diatas menunjukkan bahwa grafik memiliki tren meningkat walaupun pada waktu tertentu kerja kompresor menunjukkan nilai yang cenderung konstan. Pada seluruh variasi volume air dalam tangki menunjukkan kerja kompresor berada pada titik terendah saat awal waktu. Pada awal waktu, kerja kompresor pada eksperimen volume air dalam tangki sebesar 75 liter berada pada titik paling rendah dibandingkan dengan variasi lainnya, sedangkan seiring dengan bertambahnya waktu secara keseluruhan kerja kompresor tertinggi juga terjadi pada eksperimen volume air dalam tangki sebesar 75 liter.

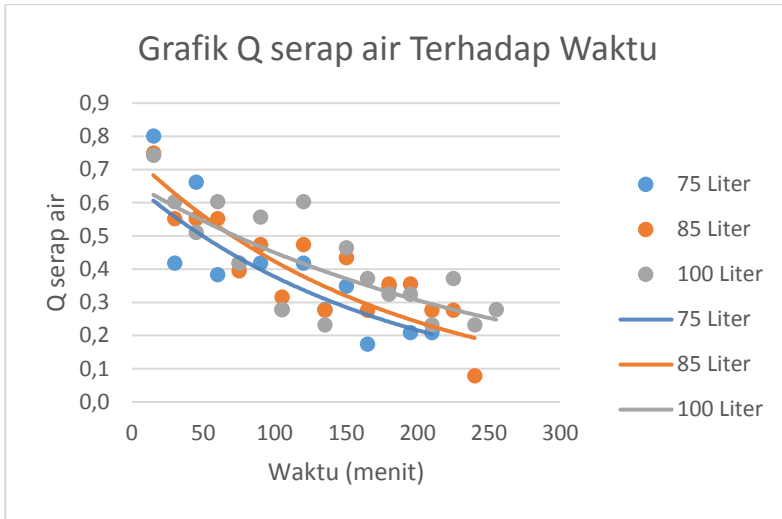


Gambar 4.9 Grafik Kerja Kompresor terhadap Waktu

Pada awal waktu kerja kompresor memiliki kerja yang rendah diakibatkan adanya penyerapan kalor yang banyak oleh air atau berada pada titik maksimum penyerapan kalor oleh air. Tetapi hal tersebut hanya terjadi saat kondisi belum *steady*. Kemudian seiring bertambahnya temperatur air maka kerja kompresor pun akan ikut meningkat.

Pada grafik terlihat juga nilai kerja kompresor pada saat sistem secara keseluruhan dari yang terbesar sampai terkecil dimulai pada volume air 75 liter kemudian 85 liter dan terakhir 100 liter. Hal ini sudah sesuai dengan teori karena kerja kompresor berbanding terbalik dengan kalor yang dilepas pada air, dimana semakin besar kalor yang diserap oleh air maka kerja kompresor akan semakin ringan. Sehingga dapat disimpulkan kerja kompresor akan lebih ringan saat kalor yang diserap oleh air besar.

4.2.3.2. Analisa Grafik Kalor yang Diserap Air Variasi Volume Air terhadap Waktu



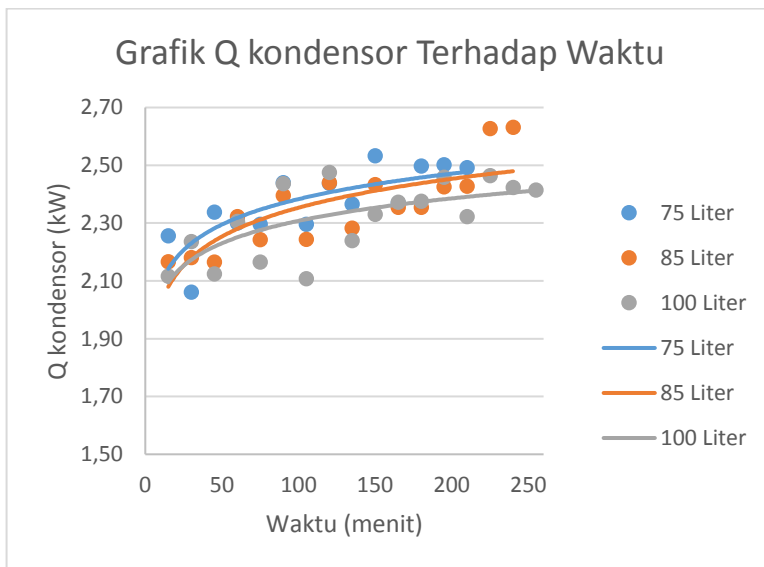
Gambar 4.10 Grafik Panas yang diserap oleh air terhadap Waktu

Pada grafik di atas terlihat bahwa grafik memiliki tren cenderung menurun seiring berjalannya waktu, walaupun terdapat bentuk yang fluktuatif dikarenakan besarnya kenaikan temperatur air yang berbeda-beda pada setiap menit, baik pada variasi volume air 75 liter, 85 liter dan 100 liter. Hal ini disebabkan karena pada waktu awal temperatur air masih rendah sehingga penyerapan panas oleh air menjadi besar. Pada waktu awal, eksperimen dengan volume air sebesar 75 liter memiliki laju kalor yang diserap air paling tinggi. Kemudian pada waktu berikutnya terus menurun laju kalornya saat mendekati temperatur air di dalam tangki sebesar 45°C .

Sedangkan secara keseluruhan laju kalor yang diserap paling tinggi adalah pada eksperimen dengan volume air sebesar 100 liter, bahkan pada akhir waktu atau pada saat temperatur air mendekati 45°C variasi volume air 100 liter masih mempunyai laju

serap kalor yang paling tinggi, kemudian diikuti dengan variasi volume air 85 liter dan 75 liter. Hal ini sudah sesuai dengan teori, dimana laju kalor yang diserap oleh air berbanding lurus dengan volume air.

4.2.3.3. Analisa Grafik Kapasitas Kondenser Variasi Volume Air terhadap Waktu



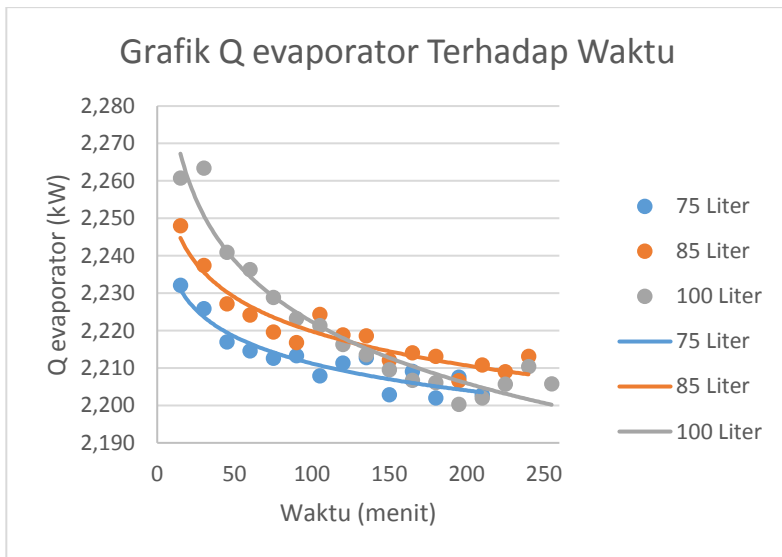
Gambar 4.11 Grafik kapasitas kondensor terhadap Waktu

Grafik di atas menggambarkan kapasitas kondensor dengan variasi volume air pada *water heater* terhadap fungsi waktu. Pada grafik di atas terlihat bahwa grafik memiliki tren cenderung meningkat seiring berjalannya waktu, walaupun terdapat bentuk yang fluktuatif dikarenakan besarnya kenaikan temperatur air yang berbeda-beda pada setiap menit, baik pada variasi volume air 75 liter, 85 liter dan 100 liter. Hal ini diakibatkan oleh seiring bertambahnya waktu maka temperatur air di dalam tangki akan mengalami kenaikan yang menyebabkan temperatur refrigeran keluar dari *water heater* yang akan masuk pada

kondensor akan mengalami kenaikan pula, dikarenakan kapasitas kondensor berbanding lurus dengan kenaikan temperatur refrigeran yang akan masuk pada kondensor.

Kapasitas kondenser terkecil terjadi pada awal waktu terjadi pada variasi volume 100 liter dan diikuti secara berurutan oleh variasi volume air 85 liter dan 75 liter. Hal ini belum sesuai dengan teori karena seharusnya variasi volume air semakin besar maka semakin besar pula kapasitas kondensor.

4.2.3.4. Analisa Grafik Kapasitas Evaporator Variasi Volume Air terhadap Waktu

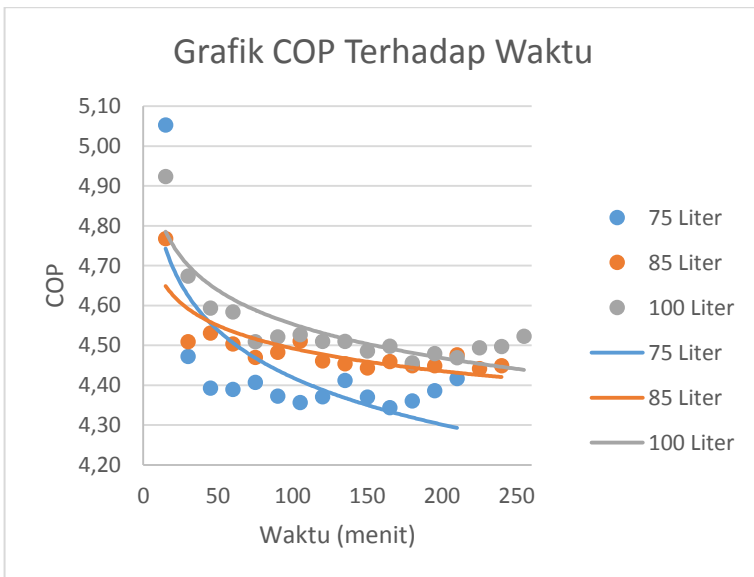


Gambar 4.12 Grafik kapasitas evaporator terhadap Waktu

Grafik di atas merupakan grafik kapasitas evaporator terhadap waktu. Pada grafik diatas menunjukkan bahwa grafik memiliki tren cenderung menurun terhadap waktu. Pada grafik diatas menunjukkan kapasitas pendinginan terbesar adalah pada eksperimen dengan volume air sebesar 100 liter, kemudian 85 liter dan 75 liter.

Kapasitas evaporator paling tinggi terjadi pada waktu awal eksperimen dan cenderung menurun seiring bertambahnya waktu, hal ini terjadi karena pada saat awal temperatur air di dalam tanki masih rendah sehingga menyerap panas refrigeran lebih besar sehingga menyebabkan temperatur refrigeran keluar kondensor pada saat awal rendah. Hal tersebut menyebabkan kondisi refrigerant saat keluar dari kondensor semakin dalam fasa subcooled. Kemudian setelah diturunkan tekanannya oleh katup ekspansi, refrigerant berada pada kondisi campuran dengan kualitas (x) yang rendah atau mendekati perubahan ke fasa subcooled. Oleh karena itu, kapasitas pendinginan harus lebih besar lagi agar refrigerant saat sebelum masuk ke kompresor berada pada fasa superheated.

4.2.3.5. Analisa Grafik COP Variasi Volume Air terhadap Waktu



Gambar 4.13 Grafik *Coefficient of Performance* terhadap Waktu

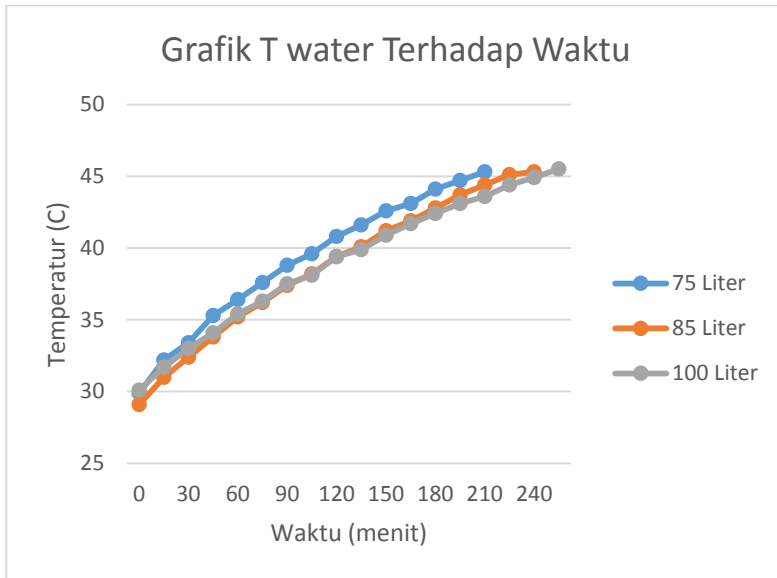
Pada grafik di atas terlihat bahwa grafik memiliki tren yang cenderung menurun terhadap waktu. Pada grafik di atas menunjukkan bahwa eksperimen dengan volume air sebesar 100 liter memiliki COP pada sistem AC yang besar dibandingkan dengan variasi volume air yang lain. Pada waktu awal, hasil eksperimen dengan variasi volume air sebesar 75 liter memiliki COP yang lebih besar dibandingkan dengan hasil eksperimen dari 85 liter dan 100 liter. Tetapi seiring bertambahnya waktu nilai COP dari eksperimen dengan volume air sebesar 75 liter memiliki nilai yang lebih kecil dibandingkan variasi volume air sebesar 85 liter dan 100 liter. Kemudian dimulai pada menit ke 45, variasi volume air dalam tangki 75 liter, 85 liter dan 100 liter memiliki nilai COP yang cenderung konstan.

Pada eksperimen dengan volume air sebesar 100 liter memiliki nilai COP yang paling tinggi dibandingkan dengan variasi volume lainnya dikarenakan kerja kompresor yang ringan atau kecil. Sesuai dengan persamaan COP sebagai berikut:

$$\text{COP} = \frac{\text{Kapasitas Pendinginan}}{\text{Kerja Kompresor}} = \frac{Q_{\text{evaporator}}}{W_{\text{kompresor}}}$$

Dilihat dari persamaan di atas bahwa Coefficient of Performance (COP) pada sistem AC dipengaruhi oleh kapasitas pendinginan dan kerja kompresor. Sedangkan nilai COP pada awal waktu memiliki nilai yang cukup signifikan dikarenakan kerja kompresor yang masih rendah pada waktu awal.

4.2.3.6. Analisa Grafik Temperatur Air Variasi Volume Air terhadap Waktu



Gambar 4.14 Grafik Temperatur air terhadap Waktu

Grafik di atas merupakan grafik temperatur air terhadap waktu. Pada grafik diatas menunjukkan bahwa bentuk grafik memiliki tren meningkat seiring bertambahnya waktu. Grafik diatas merupakan perubahan temperatur air dari awal hingga mencapai temperatur air yang diharapkan, dimana temperatur awal dan temperatur akhir disesuaikan dengan desain awal water heater yaitu masing-masing adalah 30°C dan 45°C . Pada grafik diatas yang berbeda adalah temperatur awal dari eksperimen dengan volume air dalam tangki 85 liter yaitu sebesar $29,1^{\circ}\text{C}$. Hal tersebut dikarenakan saat eksperimen sulit untuk menetapkan secara tepat temperatur awal air pada 30°C . Oleh karena itu, temperatur awal air diasumsikan mendekati 30°C .

Pada grafik temperatur air dapat dilihat bahwa pada eksperimen dengan volume air 75 liter memiliki perubahan temperatur yang relatif lebih cepat dibandingkan dengan volume air yang lainnya, kemudian secara berurutan diikuti oleh variasi volume air 85 liter dan 100 liter. Sedangkan untuk 85 liter dan 100 liter hampir memiliki kenaikan temperatur yang sama. Pada menit pertengahan. Sedangkan untuk eksperimen dengan volume air 100 liter memiliki kenaikan temperatur air yang paling lambat. Kenaikan temperatur air pada eksperimen tersebut pada menit akhir menuju pada temperatur 45°C terjadi sangat kecil sehingga kenaikan temperatur air paling lambat dibandingkan dengan eksperimen lainnya.

Simulasi *static* terlebih dahulu dilakukan sebagai awalan dari simulasi *fatigue*. Setelah dilakukan simulasi *fatigue* terhadap *frame city bike* dengan pembebanan gaya vertikal dan gaya pedal, telah didapatkan hasil berupa distribusi dari nilai minimum hingga nilai maksimum dari *life*, *safety factor*, dan *damage* dari *frame city bike*. Berikut ini merupakan hasil – hasil yang didapatkan setelah dilakukan simulasi pada Solidwork Simulation. Skema dalam penyusunan pembahasan pada bab ini ditampilkan pada gambar dibawah ini.

LAMPIRAN

Tabel Data Volume Air 75 Liter																	
No.	Waktu (menit)	Mass Flow (Kg/s)	Kompresor										Water Heater				
			Temperatur (C)		Tekanan (Bar)		Entalpi (Kj/Kg)		Arus (Ampere)	Tegangan (Volt)	Wcomp Electric (KW)	Wcomp (KW)	Temperatur		Entalpi (Kj/Kg)		Qhe (KW)
			In	Out	In	Out	In	Out					In	Out	In	Out	
1	0	0,01281	16,3	67,0	5,43	15,63	416,12	440,55	2,5	220	0,55	0,31	67,0	41,5	440,55	378,0	0,8
2	15	0,01276	16,4	80,6	5,70	17,22	415,69	450,30	2,9	220	0,64	0,44	82,2	41,4	451,53	417,5	0,4
3	30	0,01276	16,0	85,5	5,70	17,35	415,39	454,40	2,9	220	0,64	0,50	84,5	40,3	453,53	402,5	0,7
4	45	0,01275	15,8	86,0	5,70	17,35	415,24	454,83	2,9	220	0,64	0,50	84,8	43,8	453,37	424,8	0,4
5	60	0,01274	15,8	86,0	5,70	17,35	415,24	454,83	2,9	220	0,64	0,50	84,8	43,6	453,37	422,0	0,4
6	75	0,01274	15,6	85,6	5,70	17,35	415,09	454,49	2,9	220	0,64	0,50	84,9	44,8	453,46	421,7	0,4
7	90	0,01275	15,4	85,8	5,70	17,35	414,95	454,66	2,9	220	0,64	0,51	84,8	45,7	453,37	432,8	0,3
8	105	0,01274	15,1	85,6	5,70	17,35	414,72	454,49	2,9	220	0,64	0,51	84,5	46,1	453,11	421,7	0,4
9	120	0,01275	15,2	85,6	5,70	17,35	414,80	454,49	2,9	220	0,64	0,51	84,7	46,2	453,28	432,6	0,3
10	135	0,01275	15,1	85,1	5,70	17,35	414,72	454,05	2,9	220	0,64	0,50	84,3	46,6	452,93	426,7	0,3
11	150	0,01273	15,1	85,4	5,70	17,35	414,72	454,31	2,9	220	0,64	0,50	84,5	47,4	453,11	440,6	0,2
12	165	0,01275	14,7	85,4	5,70	17,35	414,43	454,31	2,9	220	0,64	0,51	84,2	47,4	452,85	427,0	0,3
13	180	0,01273	15,0	85,4	5,70	17,35	414,65	454,31	2,9	220	0,64	0,50	84,7	46,7	453,28	437,9	0,2
14	195	0,01275	14,8	85,5	5,70	17,70	414,50	453,98	2,9	220	0,64	0,50	84,4	46,5	453,02	437,6	0,2
15	210	0,01273	15,1	85,4	5,70	17,70	414,72	453,89	2,9	220	0,64	0,50	84,5	46,9	453,11	437,5	0,2

Tugas Akhir
 Termodinamika dan Perpindahan Panas

Tabel Data Volume Air 75 Liter

No.	Waktu (menit)	Mass Flow (Kg/s)	Kondensor						Pipa Kapiler			Evaporator					COP	T water	ΔT water	Q water
			Temperatur		Tekanan (Bar)	Entalpi (Kj/Kg)		Qkond (KW)	Temperatur		Entalpi (Kj/Kg)	Temperatur		Entalpi (Kj/Kg)		Qevap (KW)				
			In	Out	Out	In	Out		In	Out		In	Out	In	Out					
1	0	0,01281	41,5	32,0	15,49	378,0	239,15	1,78	32,0	10,2	239,16	10,2	16,3	239,16	416,38	2,27	7,25	29,9		
2	15	0,01276	41,4	33,3	17,01	417,5	240,81	2,26	33,3	9,4	240,81	9,4	16,4	240,81	415,69	2,232	5,05	32,2	2,3	0,8
3	30	0,01276	40,3	33,4	17,22	402,5	240,94	2,06	33,4	9,1	240,94	9,1	16,0	240,94	415,39	2,226	4,47	33,4	1,2	0,4
4	45	0,01275	43,8	33,7	17,22	424,8	241,33	2,34	33,7	9,5	241,32	9,5	15,8	241,32	415,24	2,217	4,39	35,3	1,9	0,7
5	60	0,01274	43,6	33,8	17,22	422,0	241,46	2,30	33,8	9,5	241,45	9,5	15,8	241,45	415,24	2,215	4,39	36,4	1,1	0,4
6	75	0,01274	44,8	33,8	17,22	421,7	241,46	2,30	33,8	9,4	241,45	9,4	15,6	241,45	415,09	2,213	4,41	37,6	1,2	0,4
7	90	0,01275	45,7	33,7	17,22	432,8	241,33	2,44	33,7	9,5	241,32	9,5	15,4	241,32	414,95	2,213	4,37	38,8	1,2	0,4
8	105	0,01274	46,1	33,8	17,22	421,7	241,46	2,30	33,8	9,4	241,45	9,4	15,1	241,45	414,72	2,208	4,36	39,6	0,8	0,3
9	120	0,01275	46,2	33,7	17,22	432,6	241,33	2,44	33,7	9,4	241,32	9,4	15,2	241,32	414,80	2,211	4,37	40,8	1,2	0,4
10	135	0,01275	46,6	33,6	17,22	426,7	241,20	2,37	33,6	9,4	241,19	9,4	15,1	241,19	414,72	2,213	4,41	41,6	0,8	0,3
11	150	0,01273	47,4	34,0	17,22	440,6	241,71	2,53	34,0	9,3	241,71	9,3	15,1	241,71	414,72	2,203	4,37	42,6	1,0	0,3
12	165	0,01275	47,4	33,6	17,22	427,0	241,20	2,37	33,6	9,1	241,19	9,1	14,7	241,19	414,43	2,209	4,34	43,1	0,5	0,2
13	180	0,01273	46,7	34,0	17,22	437,9	241,71	2,50	34,0	9,3	241,71	9,3	15,0	241,71	414,65	2,202	4,36	44,1	1,0	0,3
14	195	0,01275	46,5	33,7	17,56	437,6	241,32	2,50	33,7	9,2	241,32	9,2	14,8	241,32	414,50	2,207	4,39	44,7	0,6	0,2
15	210	0,01273	46,9	34,0	17,56	437,5	241,71	2,49	34,0	9,5	241,71	9,5	15,1	241,71	414,72	2,203	4,42	45,3	0,6	0,2

Tugas Akhir
Thermodinamika dan Perpindahan Panas

Tabel Data Volume Air 85 Liter																	
No.	Waktu (menit)	Mass Flow (Kg/s)	Kompresor										Water Heater				
			Temperatur (C)		Tekanan (Bar)		Entalpi (Kj/Kg)		Arus (Ampere)	Tegangan (Volt)	Wcomp Electric (KW)	Wcomp (KW)	Temperatur		Entalpi (Kj/Kg)		Qhe (KW)
			In	Out	In	Out	In	Out					In	Out	In	Out	
1	0	0,01284	14,3	69,1	4,87	15,49	415,70	442,57	2,6	220	0,57	0,35	69,1	37,8	441,61	384,17	0,74
2	15	0,01282	14,9	81,6	5,43	16,66	415,09	451,86	2,7	220	0,59	0,47	81,6	39,1	451,86	408,76	0,55
3	30	0,01285	14,7	83,3	5,56	16,66	414,70	453,32	2,7	220	0,59	0,50	83,3	39,9	453,32	410,30	0,55
4	45	0,01281	14,7	83,5	5,56	17,01	414,70	453,08	2,8	220	0,62	0,49	83,5	40,1	453,08	409,93	0,55
5	60	0,01279	15,0	83,7	5,70	17,01	414,65	453,25	2,8	220	0,62	0,49	83,7	40,8	453,25	422,39	0,39
6	75	0,01279	14,8	83,8	5,70	17,01	414,50	453,33	2,8	220	0,62	0,50	83,8	41,8	453,33	416,29	0,47
7	90	0,01278	15,1	84,2	5,70	17,22	414,72	453,43	2,8	220	0,62	0,49	84,2	43,4	453,43	428,71	0,32
8	105	0,01277	15,6	84,7	5,70	17,35	415,09	453,70	2,8	220	0,62	0,49	84,7	44,0	453,70	416,61	0,47
9	120	0,01276	15,7	85,2	5,70	17,35	415,17	454,14	2,8	220	0,62	0,50	85,2	45,3	454,14	432,49	0,28
10	135	0,01276	15,5	85,1	5,70	17,35	415,02	454,05	2,8	220	0,62	0,50	85,1	47,8	454,05	420,03	0,43
11	150	0,01276	15,4	85,3	5,70	17,56	414,95	453,97	2,8	220	0,62	0,50	85,3	48,7	453,97	432,31	0,28
12	165	0,01275	15,4	85,3	5,70	17,63	414,95	453,89	2,8	220	0,62	0,50	85,3	49,6	453,89	426,03	0,36
13	180	0,01275	15,4	85,4	5,70	17,63	414,95	453,98	2,8	220	0,62	0,50	85,4	50,1	453,98	426,10	0,36
14	195	0,01274	15,4	85,3	5,70	17,63	414,95	453,89	2,8	220	0,62	0,50	85,3	50,8	453,89	432,19	0,28
15	210	0,01274	15,5	85,2	5,70	17,63	415,02	453,80	2,8	220	0,62	0,49	85,2	50,7	453,80	432,10	0,28
16	225	0,01274	15,4	85,4	5,70	17,63	414,95	453,98	2,8	220	0,62	0,50	85,4	51,0	453,98	447,78	0,08
17	240	0,01275	15,4	85,4	5,70	17,63	414,95	453,98	2,8	220	0,62	0,50	85,4	51,0	453,98	447,79	0,08

Tugas Akhir
 Termodinamika dan Perpindahan Panas

Tabel Data Volume Air 85 Liter

No.	Waktu (menit)	Mass Flow (Kg/s)	Kondensor					Pipa Kapiler			Evaporator					COP	T water	ΔT water	Q water	
			Temperatur		Tekanan (Bar)	Entalpi (Kj/Kg)		Qkond (KW)	Temperatur		Entalpi (Kj/Kg)	Temperatur		Entalpi (Kj/Kg)						Qevap (KW)
			In	Out	Out	In	Out		In	Out		In	Out	In	Out					
1	0	0,01284	37,8	31,3	15,35	384,2	238,26	1,87	31,3	5,8	238,26	5,8	14,3	238,26	415,70	2,28	6,60	29,1		
2	15	0,01282	39,1	32,5	16,53	408,8	239,79	2,17	32,5	7,4	239,79	7,4	14,9	239,79	415,09	2,248	4,77	31,0	1,9	0,8
3	30	0,01285	39,9	33,1	16,53	410,3	240,56	2,18	33,1	7,9	240,56	7,9	14,7	240,56	414,70	2,237	4,51	32,4	1,4	0,6
4	45	0,01281	40,1	33,3	16,87	409,9	240,81	2,17	33,3	8,3	240,81	8,3	14,7	240,81	414,70	2,227	4,53	33,8	1,4	0,6
5	60	0,01279	40,8	33,3	16,87	422,4	240,81	2,32	33,3	8,7	240,81	8,7	15,0	240,81	414,65	2,224	4,50	35,2	1,4	0,6
6	75	0,01279	41,8	33,4	16,87	416,3	240,94	2,24	33,4	8,6	240,94	8,6	14,8	240,94	414,50	2,220	4,47	36,2	1,0	0,4
7	90	0,01278	43,4	33,6	17,01	428,7	241,20	2,40	33,6	8,7	241,20	8,7	15,1	241,20	414,72	2,217	4,48	37,4	1,2	0,5
8	105	0,01277	44,0	33,4	17,22	416,6	240,94	2,24	33,4	9,1	240,94	9,1	15,6	240,94	415,09	2,224	4,51	38,2	0,8	0,3
9	120	0,01276	45,3	33,7	17,22	432,5	241,33	2,44	33,7	8,9	241,33	8,9	15,7	241,33	415,17	2,219	4,46	39,4	1,2	0,5
10	135	0,01276	47,8	33,6	17,22	420,0	241,20	2,28	33,6	8,9	241,20	8,9	15,5	241,20	415,02	2,219	4,45	40,1	0,7	0,3
11	150	0,01276	48,7	33,9	17,35	432,3	241,58	2,43	33,9	9,1	241,58	9,1	15,4	241,58	414,95	2,212	4,44	41,2	1,1	0,4
12	165	0,01275	49,6	33,7	17,49	426,0	241,32	2,36	33,7	9,0	241,32	9,0	15,4	241,32	414,95	2,214	4,46	41,9	0,7	0,3
13	180	0,01275	50,1	33,7	17,49	426,1	241,32	2,36	33,7	9,1	241,32	9,1	15,4	241,32	414,95	2,213	4,45	42,8	0,9	0,4
14	195	0,01274	50,8	34,0	17,49	432,2	241,71	2,43	34,0	9,1	241,71	9,1	15,4	241,71	414,95	2,207	4,45	43,7	0,9	0,4
15	210	0,01274	50,7	33,8	17,49	432,1	241,45	2,43	33,8	9,4	241,45	9,4	15,5	241,45	415,02	2,211	4,48	44,4	0,7	0,3
16	225	0,01274	51,0	33,9	17,49	447,8	241,58	2,63	33,9	9,3	241,58	9,3	15,4	241,58	414,95	2,209	4,44	45,1	0,7	0,3
17	240	0,01275	51,0	33,7	17,49	447,8	241,32	2,63	33,7	9,3	241,32	9,3	15,4	241,32	414,95	2,213	4,45	45,3	0,2	0,1

Tugas Akhir
Thermodynamika dan Perpindahan Panas

Tabel Data Volume Air 100 Liter																	
No.	Waktu (menit)	Mass Flow (Kg/s)	Kompresor										Water Heater				
			Temperatur (C)		Tekanan (Bar)		Entalpi (Kj/Kg)		Arus (Ampere)	Tegangan (Volt)	Wcomp Electric (KW)	Wcomp (KW)	Temperatur		Entalpi (Kj/Kg)		Qhe (KW)
			In	Out	In	Out	In	Out					In	Out	In	Out	
1	0	0,01279	18,5	54,0	4,87	15,98	418,74	428,35	2,6	220	0,57	0,12	54,0	37,1	428,35	370,23	0,74
2	15	0,01280	15,3	82,2	5,29	17,35	415,65	451,53	2,8	220	0,62	0,46	82,2	43,0	451,53	404,35	0,60
3	30	0,01277	15,6	84,5	5,43	17,35	415,61	453,53	2,8	220	0,62	0,48	84,5	44,0	453,53	413,52	0,51
4	45	0,01276	15,3	84,8	5,56	17,70	415,14	453,37	2,8	220	0,62	0,49	84,8	44,6	453,37	406,05	0,60
5	60	0,01276	15,3	84,8	5,56	17,70	415,14	453,37	2,8	220	0,62	0,49	84,8	45,2	453,37	420,61	0,42
6	75	0,01276	15,1	84,9	5,70	17,70	414,72	453,46	2,8	220	0,62	0,49	84,9	46,1	453,46	409,78	0,56
7	90	0,01275	15,2	84,8	5,70	17,70	414,80	453,37	2,8	220	0,62	0,49	84,8	46,7	453,37	431,51	0,28
8	105	0,01276	15,0	84,5	5,70	17,70	414,65	453,11	2,8	220	0,62	0,49	84,5	47,6	453,11	405,79	0,60
9	120	0,01274	15,1	84,7	5,70	17,70	414,72	453,28	2,8	220	0,62	0,49	84,7	48,4	453,28	435,06	0,23
10	135	0,01275	14,7	84,3	5,70	17,70	414,43	452,93	2,8	220	0,62	0,49	84,3	46,7	452,93	416,50	0,46
11	150	0,01273	14,7	84,5	5,70	17,70	414,43	453,11	2,8	220	0,62	0,49	84,5	47,1	453,11	423,93	0,37
12	165	0,01274	14,6	84,2	5,70	17,70	414,35	452,85	2,8	220	0,62	0,49	84,2	47,3	452,85	427,34	0,33
13	180	0,01274	14,7	84,7	5,70	17,70	414,43	453,28	2,8	220	0,62	0,50	84,7	50,0	453,28	427,77	0,33
14	195	0,01273	14,7	84,4	5,70	17,70	414,43	453,02	2,8	220	0,62	0,49	84,4	49,9	453,02	434,78	0,23
15	210	0,01274	14,7	84,5	5,70	17,70	414,43	453,11	2,8	220	0,62	0,49	84,5	49,9	453,11	423,94	0,37
16	225	0,01273	15,0	84,6	5,70	17,70	414,65	453,19	2,8	220	0,62	0,49	84,6	50,1	453,19	434,95	0,23
17	240	0,01275	15,1	84,7	5,70	17,70	414,72	453,28	2,8	220	0,62	0,49	84,7	51,2	453,28	431,42	0,28
18	255	0,01272	15,4	84,7	5,70	17,70	414,95	453,28	2,8	220	0,62	0,49	84,7	51,4	453,28	431,38	0,28

Tugas Akhir Thermodynamika dan Perpindahan Panas

Tabel Data Volume Air 100 Liter																					
No.	Waktu (menit)	Mass Flow (Kg/s)	Kondensor						Pipa Kapiler				Evaporator					COP	T water	ΔT water	Q water
			Temperatur		Tekanan (Bar)	Entalpi (Kj/Kg)		Qkond (KW)	Temperatur		Entalpi (Kj/Kg)	Temperatur		Entalpi (Kj/Kg)		Qevap (KW)					
			In	Out		In	Out		In	Out		In	Out	In	Out						
1	0	0,01279	37,1	32,6	15,84	370,2	239,92	1,67	32,6	0,2	239,92	0,2	18,5	239,92	418,74	2,29	18,61	30,1			
2	15	0,01280	43,0	31,9	17,22	404,4	239,01	2,12	31,9	7,0	239,01	7,0	15,3	239,01	415,65	2,261	4,92	31,7	1,6	0,7	
3	30	0,01277	44,0	31,4	17,22	413,5	238,37	2,24	31,4	8,0	238,37	8,0	15,6	238,37	415,61	2,263	4,67	33,0	1,3	0,6	
4	45	0,01276	44,6	32,3	17,56	406,1	239,52	2,12	32,3	8,2	239,52	8,2	15,3	239,52	415,14	2,241	4,59	34,1	1,1	0,5	
5	60	0,01276	45,2	32,6	17,56	420,6	239,90	2,31	32,6	8,3	239,90	8,3	15,3	239,90	415,14	2,236	4,58	35,4	1,3	0,6	
6	75	0,01276	46,1	32,7	17,56	409,8	240,03	2,17	32,7	8,3	240,03	8,3	15,1	240,03	414,72	2,229	4,51	36,3	0,9	0,4	
7	90	0,01275	46,7	33,0	17,56	431,5	240,42	2,44	33,0	8,6	240,42	8,6	15,2	240,42	414,80	2,223	4,52	37,5	1,2	0,6	
8	105	0,01276	47,6	33,1	17,56	405,8	240,55	2,11	33,1	8,3	240,55	8,3	15,0	240,55	414,65	2,221	4,53	38,1	0,6	0,3	
9	120	0,01274	48,4	33,3	17,56	435,1	240,81	2,48	33,3	8,5	240,81	8,5	15,1	240,81	414,72	2,216	4,51	39,4	1,3	0,6	
10	135	0,01275	46,7	33,3	17,56	416,5	240,81	2,24	33,3	8,4	240,81	8,4	14,7	240,81	414,43	2,213	4,51	39,9	0,5	0,2	
11	150	0,01273	47,1	33,4	17,56	423,9	240,93	2,33	33,4	8,4	240,93	8,4	14,7	240,93	414,43	2,209	4,49	40,9	1,0	0,5	
12	165	0,01274	47,3	33,6	17,56	427,3	241,19	2,37	33,6	8,3	241,19	8,3	14,6	241,19	414,35	2,207	4,50	41,7	0,8	0,4	
13	180	0,01274	50,0	33,7	17,56	427,8	241,32	2,38	33,7	8,5	241,32	8,5	14,7	241,32	414,43	2,206	4,46	42,4	0,7	0,3	
14	195	0,01273	49,9	33,9	17,56	434,8	241,58	2,46	33,9	8,5	241,58	8,5	14,7	241,58	414,43	2,200	4,48	43,1	0,7	0,3	
15	210	0,01274	49,9	33,9	17,56	423,9	241,58	2,32	33,9	8,4	241,58	8,4	14,7	241,58	414,43	2,202	4,47	43,6	0,5	0,2	
16	225	0,01273	50,1	33,8	17,56	435,0	241,45	2,46	33,8	8,6	241,45	8,6	15,0	241,45	414,65	2,206	4,49	44,4	0,8	0,4	
17	240	0,01275	51,2	33,7	17,56	431,4	241,32	2,42	33,7	8,4	241,32	8,4	15,1	241,32	414,72	2,210	4,50	44,9	0,5	0,2	
18	255	0,01272	51,4	33,9	17,56	431,4	241,58	2,41	33,9	8,6	241,58	8,6	15,4	241,58	414,95	2,206	4,52	45,5	0,6	0,3	

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan

Dari serangkaian simulasi numerik dan eksperimen yang telah dilakukan dapat dibuat beberapa kesimpulan sebagai berikut :

1. Dari hasil variasi volume *water heater* terhadap karakteristik perpindahan panas adalah waktu pemanasan berbanding lurus terhadap besarnya volume *water heater*, dimana Penambahan volume air mengakibatkan semakin lama proses peningkatan temperatur air dalam tangki.
2. Diperoleh kenaikan temperatur air pada *water heater* dengan memanfaatkan panas buang kompresor. Adapun kenaikan temperatur tercepat untuk mencapai 45°C terjadi pada volume air 75 liter dimana hanya memerlukan waktu 210 menit, kemudian pada volume air 85 liter membutuhkan waktu pemanasan mencapai 240 menit dan yang terakhir adalah pada volume air 100 liter yang membutuhkan waktu pemanasan mencapai 255 menit.
3. Didapatkan kenaikan Coeffecient of Performance (COP) dengan penambahan *water heater* pada sistem refrigerasi. Dimana untuk COP tanpa *water heater* adalah sebesar 4,205 sedangkan untuk COP rata-rata dengan menggunakan *water heater* didapatkan pada volume 75 liter sebesar 4,44, pada volume 85 liter sebesar 4,49 dan pada volume 100 liter sebesar 4,54.
4. Melalui analisis numeric dapat diketahui fenomena perpindahan panas yang terjadi pada *water heater* adalah *natural convection*. Dengan kecepatan yang bersirkulasi secara laminar yang disebabkan adanya perbedaan temperatur yang cukup signifikan.

5.2. Saran

Berdasarkan simulasi dan eksperimen yang telah dilakukan, ada beberapa saran yang perlu dipertimbangkan kedepannya untuk menghasilkan penelitian yang lebih baik, yaitu :

1. Sebaiknya simulasi numerik dilakukan pada geometri 3 dimensi agar hasilnya lebih mendekati dengan hasil eksperimen
2. Pada saat eksperimen sebaiknya temperatur ruangan diamati karena bisa mempengaruhi karakteristik beban pendinginan.
3. Untuk mendapatkan hasil yang lebih maksimal maka, alat ukur sebaiknya dilakukan kalibrasi terlebih dahulu.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Incropera, Frank P., De Witt, David P. (2002). **Fundamental of Heat and Mass Transfer**. New York: John Wiley & Sons Inc.
- [2] Moran, Michael J. & Shapiro, H.N. 2006. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics (5th Edition)**. Inggris: John Wiley & Sons.
- [3] Daniel Santoso, dan F. Dalu Setiaji. 2013. **Pemanfaatan Panas Buang Pengkondisi Udara Sebagai Pemanas Air dengan Menggunakan Penukar Panas Helikal**. Salatiga: Universitas Kristen Satya Wacana.
- [4] Prabowo, Triyogi Yuwono, Herman Sasongko, Dyah Arum W & Edy Susanto. 2008. **Rancang Bangun Kondensor Pada Refrigerator dengan Simulasi Numerik dan Eksperimen**. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BIOGRAFI PENULIS



Akhmad Fajrin Aminanta dilahirkan di Surabaya, pada 02 Oktober 1992 yang merupakan anak kedua dari 3 bersaudara.

Penulis telah menempuh pendidikan Sekolah Dasar di MI Darussalam Jogosatru, Sukodono, Sidoarjo (1998-2004). Sekolah Menengah Pertama di SMP Negeri 1 Krian, Sidoarjo (2004-2007) Sekolah Menengah Atas di SMA Negeri 1 Krian (2007-2010). Setelah itu penulis melanjutkan pendidikan di jurusan Teknik Permesinan Kapal di Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya sebagai mahasiswa D3 (2010-2013). Kemudian penulis melanjutkan studi S1 di Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Selama menempuh pendidikan penulis banyak mengikuti organisasi didalam sekolah atau kampus maupun diluar. Pada tahun 2005-2006 menjadi anggota OSIS SMP Negeri 1 Krian Sidoarjo, dan pada tahun 2008-2009 menjadi anggota OSIS di SMA Negeri 1 Krian Sidoarjo dan pada tahun 2011-2012 penulis mengikuti organisasi Badan Eksekutif Mahasiswa Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya sebagai staf Kementerian Pengembangan Sumber Daya Mahasiswa.