



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR - TM141585

STUDI EKSPERIMEN PENGARUH PENAMBAHAN NANOFLUIDS PADA PELUMAS KOMPRESOR TERHADAP PENINGKATAN PERFORMA MESIN PENGKONDISIAN UDARA

AKHMAD FAQIH FAUZAN
NRP 211515023

Dosen Pembimbing
Ary Bachtiar Krishna Putra, ST, MT, Ph.D

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2018



TUGAS AKHIR - TM141585

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH PENAMBAHAN
NANOFLUIDS PADA PELUMAS KOMPRESOR
TERHADAP PENINGKATAN PERFORMA MESIN
PENGKONDISIAN UDARA**

AKHMAD FAQIH FAUZAN
NRP 211515023

Dosen Pembimbing
Ary Bachtiar Krishna Putra, ST, MT, Ph.D

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2018



FINAL PROJECT - TM141585

EXPERIMENTAL STUDY ON THE EFFECT OF ADDITIONAL NANOFLUIDS IN COMPRESSOR LUBRICANTS TO ENHANCE AIR CONDITIONING MACHINERY PERFORMANCE

AKHMAD FAQIH FAUZAN
NRP 0211 1545 0000 23

Advisor Lecturer
Ary Bachtiar Krishna Putra, ST, MT, Ph.D

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA 2018

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH PENAMBAHAN
NANOFLUIDS PADA PELUMAS KOMPRESOR
TERHADAP PENINGKATAN PERFORMA MESIN
PENGKONDISIAN UDARA**

TUGAS AKHIR

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

Oleh:

AKHMAD FAQIH FAUZAN

NRP. 2115105023

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Ary Bachtiar KP, ST, MT, Ph.D. (Pembimbing)
NIP. 197105241997021001
2. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsan, M.Eng (Penguji I)
NIP. 195310191979031002
3. Prof. Ir. Sutardi M.Eng, Ph.D. (Penguji II)
NIP. 196412281990031002
4. Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT (Penguji III)
NIP. 197301161997021001

SURABAYA

JANUARI, 2018

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH PENAMBAHAN
NANOFLUIDS PADA PELUMAS KOMPRESOR
TERHADAP PENINGKATAN PERFORMA MESIN
PENGKONDISIAN UDARA**

Nama : Akhmad Faqih Fauzan
NRP : 2115105023
Jurusan / Fakultas : Teknik Mesin / FTI
Dosen Pembimbing : Ary Bachtiar Krishna Putra, ST.,
MT., Ph.D.

Abstrak

Pada tahun 2015, konsumsi tenaga listrik nasional adalah sebesar 232.520,00 MWh, dengan kontribusi sektor rumah tangga mencapai 44%. Hal ini disebabkan oleh peningkatan pemanfaatan energi listrik seiring dengan meningkatnya pertumbuhan penduduk dan perkembangan teknologi alat rumah tangga, salah satunya adalah mesin pengkondisi udara (*air conditioning unit, AC*). AC digunakan untuk mengatur kondisi udara di dalam ruangan agar penghuni di dalamnya merasa nyaman. AC yang paling umum digunakan adalah AC *split* yang terdiri dari empat komponen dasar sistem refrigerasi siklus kompresi uap, yaitu kompresor, kondensor, alat ekspansi, dan evaporator. Performa AC digambarkan oleh nilai COP, yaitu perbandingan dari efek refrigerasi yang dihasilkan evaporator dengan kerja kompresor. Salah satu metode untuk meningkatkan performa AC tanpa memodifikasi alat adalah dengan pengaplikasian *nanofluis* ke dalam pelumas AC.

Alat dan bahan yang digunakan dalam penelitian ini antara lain AC *split*, refrigeran hidrokarbon, pelumas sintesis jenis *polyolester (POE) oil*, dan *nanofluids*. AC *split* yang tersusun dari sebuah *indoor unit* dan *outdoor unit* dirangkai dengan TXV (*thermostatic expansion valve*), *inverter*, serta alat ukur berupa *flowmeter*, termokopel, dan *pressure gauge*. Pengambilan data

dilakukan dengan menggunakan volume *nanofluids* 0 ml, 10 ml, dan 20 ml, variasi beban evaporator (*low, medium, high*), dan putaran kompresor (50 Hz dan 45 Hz). Pada setiap variasi, pengambilan data dilakukan selama satu jam dengan interval 5 menit.

Hasil penelitian menunjukkan bahwa aplikasi *nanofluids* memberikan pengaruh signifikan terhadap performa AC. Penambahan 10 ml *nanofluids* mengakibatkan peningkatan COP sebesar 2.39% dan kapasitas evaporator sebesar 1.35% pada beban *high*, serta penurunan HRR sebesar 1.03% pada beban *high*. Aplikasi *nanofluids* juga memberikan pengaruh yang signifikan terhadap kompresor AC. Penambahan 10 ml *nanofluids* juga mengakibatkan penurunan kerja kompresor sebesar 3.55% pada beban *high* dan daya listrik sebesar 4.39% pada beban *low*, serta peningkatan efisiensi isentropis kompresor sebesar 3.46% pada beban *high*. Di samping itu, penurunan frekuensi listrik mempengaruhi penurunan nilai COP.

Kata kunci: Kompresor, Refrigeran, COP, *Nanofluids*

EXPERIMENTAL STUDY ON THE EFFECT OF ADDITIONAL NANOFLUIDS IN COMPRESSOR LUBRICANTS TO ENHANCE AIR CONDITIONING MACHINERY PERFORMANCE

Name : Akhmad Faqih Fauzan
NRP : 2115105023
Department / Faculty : Teknik Mesin / FTI
Academic advisor : Ary Bachtiar Krishna Putra, ST.,
MT., Ph.D.

Abstract

In the 2015, national electricity consumption reached 232,520.00 MWh, with the contribution of the household sector 44%. This is due to the increased utilization of electrical energy along with population growth and the development of household appliances technology, including air conditioning machine (air conditioning unit, AC). AC regulates the air condition inside the room for the occupants to feel comfortable. The most common AC used is split AC consisting of four basic components of the vapor compression refrigeration cycle system; compressors, condensers, expansion devices, and evaporators. AC performance is represented by COP value, which is the comparison of refrigeration effect generated by evaporator with compressor work. One of the methods to improve AC performance without modifying the tool is by the application of nanofluids into AC lubrication.

Tools and materials for this research are split AC, hydrocarbon refrigerant, polyolester synthetic lubricant (POE) oil, and nanofluids. Split AC composed of an indoor unit and outdoor unit coupled with TXV (thermostatic expansion valve), inverter, and measuring instruments such as flowmeter, thermocouple, and pressure gauge. The data were collected using nanofluids volume 0 ml, 10 ml, and 20 ml, variation of evaporator load (low,

medium, high), and compressor rotation (50 Hz and 45 Hz). At each variation, data retrieval is performed for one hour with 5 min intervals.

The results showed that nanofluids application had significant effects on AC performance. The addition of 10 ml of nanofluid leads to 2.39% increase in COP and evaporator capacity of 1.35% at high load, as well as 1.03% decrease in HRR at high loads. Applications of nanofluids also had significant effect on AC compressors. The addition of 10 ml nanofluid leads to 3.55% reduction in compressor work at high load and 4.39% electrical power at low load, as well as increase in compressor isentropic efficiency by 3.46% in medium load. In addition, decreasing electricity frequency also decline COP values.

Keywords: Compressor, Refrigerant, COP, Evaporator Load, Nanofluids

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kepada Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat, taufik serta hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Laporan Tugas Akhir ini. Laporan berjudul **“Studi Eksperimen Pengaruh Penambahan *Nanofluids* pada Pelumas Kompresor terhadap Peningkatan Performa Mesin Pengkondisian Udara”** ini mencakup hasil penelitian yang diselenggarakan oleh Jurusan Teknik Mesin ITS, dan PT International Smart Career (ISC) Jakarta, mengenai pengaruh *nanofluids* sebagai aditif pelumas kompresor refrigerasi. Dalam hal ini, beberapa parameter analisis unjuk kerja sistem refrigerasi mesin pengkondisian udara (*air conditioning, AC*) ditinjau berdasarkan variasi yang telah ditentukan untuk mengetahui dan memahami efek *nanofluids* terhadap sistem.

Dalam penyusunan Laporan Tugas Akhir ini penulis banyak mendapat bantuan dari berbagai pihak, oleh sebab itu penulis ingin mengucapkan terimakasih kepada:

1. Dosen pembimbing Tugas Akhir, Bapak Ary Bachtiar Krishna Putra, ST, MT, Ph.D
2. Dosen penguji Tugas Akhir: Bapak Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT, Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichسانی, M.Eng, dan Prof. Ir. Sutardi, M.Eng, PhD
3. Tim ISC: Ramos Aruan, M. K
4. Tim ITS dari Lab Pendingin: Erdien Purwanto, Karina Suryani, Hairun Apriadi Ramadhan, dan Saiful Irsyad Maulid
5. Dosen wali, Prof. Dr. Ir. Triyogi, DEA
6. Bapak dan Ibu tercinta
7. Teman – teman Lintas Jalur (LJ) Teknik Mesin
8. Amalia Fatmasari

Serta pihak lain yang tidak dapat disebutkan satu - persatu.

Semoga laporan ini dapat bermanfaat bagi pembaca sebagai referensi ilmiah maupun penambah wawasan mengenai ilmu refrigerasi. Penulis sangat terbuka terhadap kritik dan saran yang membangun demi peningkatan kualitas penelitian dan penulisan laporan selanjutnya.

Surabaya, Januari 2018

Penulis

DAFTAR ISI

Abstrak	i
<i>Abstract</i>	iii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	ix
DAFTAR TABEL	xi
BAB 1 PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	3
1.3 Tujuan Penelitian	3
1.4 Batasan Masalah.....	3
1.5 Sistematika Penelitian	4
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 Refrigerasi.....	5
2.1.1 Siklus Kompresi Uap.....	5
2.2 AC (<i>Air Conditioning</i>)	9
2.2.1 Kompresor	10
2.2.2 <i>Heat Exchanger</i>	15
2.2.3 TXV (<i>Thermostatic Expansion Valve</i>).....	17
2.3 Inverter	18
2.4 Refrigeran	19
2.4.1 Refrigeran R410A	20
2.5 Nanopartikel.....	22
2.5.1 Metarizer Air.....	23
2.6 Penelitian Terdahulu	13
2.6.1 Performance Improvement of Air Conditioning System by Using Nanorefrigerant (Papade & Wale, 2015) ^[16]	25
2.6.2 Studi Eksperimen Pengaruh Nanofluida terhadap Unjuk Kerja Mesin Pengkondisian Udara (Suryani, K.2017) ^[18]	28

BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN	
3.1 Langkah Penelitian	31
3.1.1 Studi Literatur.....	31
3.1.2 Perencanaan Skema Penelitian	31
3.1.3 Persiapan Alat.....	33
3.1.4 Pengambilan Data.....	38
3.1.5 Analisa Data	42
BAB 4 ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN	
4.1 Data Hasil Penelitian	43
4.2 Contoh Perhitungan	43
4.2.1 Properties Refrigeran.....	44
4.2.2 Analisa Grafik	48
BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN	
5.1 Kesimpulan.....	69
5.1 Saran	69
DAFTAR PUSTAKA	71
LAMPIRAN	

DAFTAR GAMBAR

BAB 2

Gambar 2.1	Skema kerja siklus kompresi uap dan diagram p-h	5
Gambar 2.2	Jenis kompresor berdasarkan letak motor dan kompresor: (a) kompresor hermetik, (b) kompresor semi hermetik, dan (c) kompresor <i>open-type</i>	10
Gambar 2.3	Skema mekanis kompresor <i>scroll</i> dan alat yang digunakan dalam penelitian	11
Gambar 2.4	Compressor loss analysis berdasarkan ARI-1990	12
Gambar 2.5	Proses kompresi pada kompresor <i>scroll</i>	13
Gambar 2.6	<i>Oil supply system</i> yang terdapat di dalam kompresor <i>scroll</i> . ^[6]	14
Gambar 2.7	Kondensor dan kompresor sebagai sebuah kesatuan <i>outdoor unit</i>	16
Gambar 2.8	Skema TXV	17
Gambar 2.9	<i>AC inverter</i>	18
Gambar 2.10	Nilai ODP dan GWP beberapa refrigeran	20
Gambar 2.11	Pendekatan <i>top-down</i> dan <i>bottom-up</i> untuk sintesis nanopartikel	22
Gambar 2.12	<i>Nanofluids</i> untuk R-22 (kiri) dan HFC R410A (kanan)	23
Gambar 2.13	Perbandingan permukaan logam: (dari kiri ke kanan) sebelum restorasi, restorasi dimulai, restorasi berlangsung, setelah restorasi	25
Gambar 2.14	Grafik <i>actual COP</i> sebagai fungsi <i>ambient temperature</i>	26
Gambar 2.15	Grafik konsumsi daya sebagai fungsi <i>ambient temperature</i>	27
Gambar 2.16	Grafik COP terhadap beban evaporator	28
Gambar 2.17	Grafik kerja kompresor terhadap beban evaporator	29

BAB 3

Gambar 3.1	Skema alat yang digunakan untuk penelitian	32
Gambar 3.2	Instalasi Alat di Lab Pendingin	32
Gambar 3.3	<i>Indoor unit</i>	33
Gambar 3.4	<i>Outdoor unit</i>	34
Gambar 3.5	Tabung R410A, <i>nanofluids</i> R410A, dan pelumas Emkarate tipe RL 68	35

BAB 4

Gambar 4.1	Grafik kerja kompresor terhadap beban evaporator	49
Gambar 4.2	Digram p-h volume 0 ml dengan variasi beban evaporator	50
Gambar 4.3	Skema motor dan kompresor.....	52
Gambar 4.4	Grafik efisiensi isentropis sebagai fungsi beban evaporator	54
Gambar 4.5	Grafik kapasitas evaporator sebagai fungsi beban evaporator	56
Gambar 4.6	Grafik COP sebagai fungsi beban evaporator	58
Gambar 4.7	Grafik HRR sebagai fungsibeban evaporator.....	59
Gambar 4.8	Grafik Win sebagai fungsi beban evaporator	61
Gambar 4.9	Grafik Diagram p-h untuk beban <i>low</i>	63
Gambar 4.10	Grafik Diagram p-h untuk beban <i>medium</i>	63
Gambar 4.11	Grafik Diagram p-h untuk beban <i>high</i>	64
Gambar 4.12	<i>Sludge</i> dan <i>nanofluids</i> pada <i>surface</i> kompresor.....	67
Gambar 4.13	Perbandingan COP pada frekuensi 45 dan 50 Hz	68

DAFTAR TABEL

BAB 2

Tabel 2.1 Efisiensi minimum peralatan tata udara <i>unitary</i> dan unit paket yang dioperasikan dengan listrik	8
Tabel 2.2 Properties Emkarate RL 68H	15
Tabel 2.3 Properties R410A.....	21
Tabel 2.4 Tabel Sifat Refrigeran R410A	21

BAB 3

Tabel 3.1 Spesifikasi <i>Indoor Unit</i>	33
Tabel 3.2 Spesifikasi <i>Outdoor Unit</i>	34
Tabel 3.3 Spesifikasi Komponen Tambahan	36
Tabel 3.4 Spesifikasi Alat Ukur	37
Tabel 3.5 Analisa Data	42

BAB 4

Tabel 4.1 Parameter analisa yang digunakan sebagai contoh perhitungan	43
Tabel 4.2 Temperatur operasi kompresi beban <i>low</i>	53

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pada tahun 2015, konsumsi tenaga listrik nasional adalah sebesar 232.520,00 MWh, dengan kontribusi sektor rumah tangga mencapai 44%.^[5] Hal ini disebabkan oleh peningkatan pemanfaatan energi listrik seiring dengan pertumbuhan penduduk dan perkembangan teknologi peralatan rumah tangga, salah satunya mesin pengkondisian udara (*air conditioning unit, AC*). Secara umum, AC dapat berfungsi sebagai pendingin maupun pemanas ruangan, tetapi di negara tropis seperti Indonesia hanya digunakan sebagai pendingin. Dalam hal ini, AC bekerja dengan cara membuang panas di dalam ruangan ke lingkungan luar menggunakan refrigeran yang disirkulasikan di dalamnya.

AC terdiri dari empat komponen utama penyusun siklus refrigerasi, yaitu kompresor, kondensor, alat ekspansi, dan evaporator. Siklus dimulai dengan proses kompresi refrigeran di dalam kompresor, dengan tujuan agar tekanan refrigeran naik sehingga mampu bersirkulasi di dalam sistem. Di sisi lain, kompresi juga meningkatkan temperatur refrigeran sehingga perlu adanya proses perpindahan panas di dalam kondensor untuk membuang kalor ke lingkungan. Kemudian, refrigeran melewati alat ekspansi untuk mengalami penurunan tekanan agar sesuai dengan tekanan kerja evaporator. Di dalam evaporator, refrigeran mengalami perpindahan panas dengan udara di dalam ruangan sehingga temperturnya naik dan siap untuk dikompresi kembali. Dengan demikian, temperatur ruangan menjadi lebih dingin.

Kemampuan AC untuk menangani beban termal di dalam ruangan dinyatakan dengan nilai COP (*coefficient of performance*). COP dihitung secara termodinamika berdasarkan perbandingan efek refrigerasi yang dihasilkan evaporator dan kerja kompresor. Semakin besar COP, maka semakin besar kemampuan evaporator mendinginkan ruangan.^[10] Walaupun demikian, kapasitas pendinginan AC yang besar umumnya

membutuhkan daya listrik yang besar juga, terutama AC yang memiliki jam operasional tinggi. Oleh karena itu, dibutuhkan upaya peningkatan unjuk kerja AC demi meningkatkan nilai COP.

Salah satu upaya peningkatan unjuk kerja AC tanpa perlu memodifikasi alat adalah aplikasi *nanofluids* ke dalam pelumasan AC. *Nanofluids* adalah cairan yang terdiri dari *base fluid* (fluida dasar) dan suspensi nanopartikel. Nanopartikel adalah partikel berukuran 1-100 nm. *Base fluid* yang digunakan mencakup air, etilen glikol, *engine oil*, dan refrigeran, sedangkan nanopartikel dapat terbuat dari material logam (Cu, Fe, Au, Ag) maupun non-logam (Al_2O_3 , TiO_2 , CNT atau *carbon nanotubes*). Aplikasi *nanofluids* di dalam sistem refrigerasi telah banyak diteliti dan dikembangkan, salah satunya oleh Bi, et al.^[3] Penelitiannya menunjukkan bahwa penggunaan 0.1% TiO_2 -*mineral oil* dengan refrigeran R134a pada kulkas menurunkan konsumsi energi sebesar 26.1% dibandingkan dengan penggunaan pelumas yang ditentukan pabrik, yaitu *polyolester* (POE) *oil*.

Seiring berjalannya waktu kondisi kompresor AC mengalami penurunan kerja, hal ini diakibatkan karena gesekan yang terjadi pada komponen – komponen kompresor. Gesekan ini menyebabkan *surface* kompresor mengalami keausan. Hal ini mengakibatkan kompresor membutuhkan daya lebih untuk melakukan proses kerja. Beberapa alternatif dapat dilakukan untuk memperbaiki keausan tersebut, salah satunya dengan penambahan *nanofluids* pada pelumas kompresor. *Nanofluids* dapat mengkristalisasi *surface* kompresor yang telah aus, sehingga dengan penambahan *nanofluids* pada pelumas kompresor diharapkan mampu mengembalikan kondisi *surface* kompresor. Semakin baik kondisi *surface* kompresor akan mengurangi gesekan yang terjadi pada komponen – komponen kompresor. Hal ini akan meningkatkan kerja kompresor, dan secara langsung performa dari AC juga akan meningkat.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan pemaparan latar belakang, maka rumusan masalah pada penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana pengaruh *nanofluids* yang diinjeksi ke pelumas kompresor terhadap kerja kompresor AC.
2. Bagaiman pengaruh *nanofluids* terhadap *coefficient of performance* (COP) AC.

1.3 Tujuan Penelitian

Berdasarkan pemaparan pada rumusan masalah diatas maka tujuan pada penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui pengaruh *nanofluids* yang diinjeksi ke pelumas kompresor terhadap kerja kompresor AC.
2. Memahami pengaruh *nanofluids* terhadap *coefficient of performance* (COP) AC.

1.4 Batasan Masalah

Ruang lingkup penelitian ditentukan oleh batasan-batasan sebagai berikut:

1. *Steady flow*.
2. Kompresor yang dipakai adalah kompresor *scroll* 1 phase dengan frekuensi 50 Hz.
3. Refrigeran yang disirkulasikan dalam sistem adalah hidrokarbon, yaitu R410A.
4. Pelumas kompresor yang digunakan adalah pelumas sintetis jenis *polyolester oil*, dengan viskositas temperatur 40°C = 65.5 cSt, pada temperatur 100°C = 9.3 cSt.
5. AC yang digunakan adalah AC *split* dengan konsumsi daya sebesar 1.5 PK.
6. Peningkatan umur (*operating hour*) pelumas tidak berpengaruh secara signifikan terhadap karakteristiknya.

1.5 Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan yang digunakan dalam tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. BAB 1 PENDAHULUAN

Pada bab ini berisi latar belakang masalah, rumusan masalah, tujuan penelitian, batasan masalah, dan sistematika penulisan.

2. BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

Pada bab ini berisi mengenai teori yang mendasari penyusunan laporan tugas akhir secara umum, khususnya yang berhubungan dengan sistem refrigerasi.

3. BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN

Pada bab ini berisi tentang spesifikasi peralatan yang digunakan, metode penelitian, dan langkah kerja yang digunakan.

4. BAB 4 ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini berisi tentang data-data hasil percobaan, contoh perhitungan dan hasil penelitian yang ditampilkan dalam bentuk grafik, serta memberikan analisa tentang hasil percobaan.

5. BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN

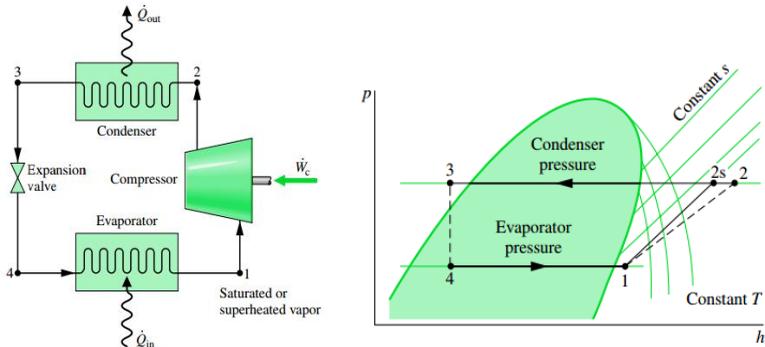
Pada bab ini berisi kesimpulan yang diambil dari hasil analisa penelitian dan saran-saran.

BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Refrigerasi

Refrigerasi dapat didefinisikan sebagai proses ekstraksi panas dari *heat source* (sumber panas), komponen, atau media pendinginan dengan temperatur rendah untuk dialirkan menuju *heat sink* (tempat pembuangan panas). Dalam ilmu termodinamika, sistem refrigerasi atau sistem pendingin bertujuan untuk menjaga temperatur *heat source* lebih rendah dari temperatur lingkungan. Aplikasi sistem refrigerasi dapat ditemui dalam kehidupan sehari-hari, contohnya proses pengkondisian udara menggunakan AC. Sistem refrigerasi yang terdapat pada AC dijalankan oleh sejumlah komponen dalam siklus kompresi uap (*vapor compression cycle*).^[12]

2.1.1 Siklus Kompresi Uap



Gambar 2.1 Skema kerja siklus kompresi uap dan diagram p-h

Siklus kompresi uap terdiri dari empat komponen utama, yaitu kompresor, kondensor, alat ekspansi, dan evaporator. Berdasarkan Gambar 2.1, kompresor melakukan kerja berupa kompresi pada proses 1–2 terhadap refrigeran yang keluar dari

evaporator hingga mencapai tekanan dan temperatur tertentu. Refrigeran yang dikompresi dapat berupa uap jenuh (*saturated vapor*) atau uap tingkat lanjut (*superheated vapor*). Proses kompresi ideal terjadi secara isentropis (*adiabatic, reversible*) dan membutuhkan kerja sebesar $\dot{W}_{c,s}$.

$$\dot{W}_{c,s} = \dot{m}(h_{2s} - h_1) \dots \dots \dots 2.1$$

- $\dot{W}_{c,s}$ = kerja yang diterima refrigeran untuk melakukan kompresi isentropis, kW
 \dot{m} = laju aliran massa refrigeran, kg/s
 h_{2s} = entalpi refrigeran keluar kompresor pada proses isentropis, kJ/kg
 h_1 = entalpi refrigeran keluar evaporator, kJ/kg

Pada kondisi sebenarnya, proses kompresi bersifat *irreversible* karena mengalami kerugian akibat adanya kerja yang terbuang untuk melawan gesekan komponen dan panas yang ditimbulkan ke lingkungan. Oleh karena itu, kerja bersih yang dihasilkan kompresor sebesar \dot{W}_c .

$$\dot{W}_c = \dot{m} (h_2 - h_1) \dots \dots \dots 2.2$$

- h_2 = entalpi refrigeran keluar kompresor pada proses sebenarnya, kJ/kg

Efisiensi isentropis (η_s) dinyatakan sebagai perbandingan kerja yang digunakan untuk melakukan kompresi pada kondisi isentropis ($\dot{W}_{c,s}$) dan nyata (\dot{W}_c).^[17]

$$\eta_s = \frac{\dot{W}_{c,s}}{\dot{W}_c} = \frac{\dot{m}(h_{2s} - h_1)}{\dot{m}(h_2 - h_1)} \dots \dots \dots 2.3$$

Pada proses 2–3, refrigeran memasuki kondensor untuk membuang panas ke *heat sink* sehingga terjadi perubahan fase gas refrigeran menjadi cair jenuh. Proses ini terjadi pada kondisi isothermal atau temperatur konstan.

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = \dot{m} (h_2 - h_3) \dots \dots \dots 2.4$$

- \dot{Q}_{cond} = panas yang dibuang oleh kondensor, kW

- h_3 = entalpi refrigeran keluar kondensor, kJ/kg
 h_2 = entalpi refrigeran masuk kondensor, kJ/kg

Pada proses 3–4, refrigeran melewati katup ekspansi dan mengalami penurunan tekanan pada kondisi isoentalpi (entalpi konstan) sebelum mengalami efek refrigerasi di dalam evaporator. Di dalam evaporator, refrigeran mengalami proses 4–1, yaitu perubahan fase dari campuran menjadi uap jenuh atau uap panas lanjut.

$$\dot{Q}_{\text{evp}} = \dot{m} (h_1 - h_4)$$

- \dot{Q}_{evp} = efek refrigerasi yang dihasilkan evaporator, kW2.5
 h_1 = entalpi refrigeran keluar evaporator, kJ/kg
 h_4 = entalpi refrigeran masuk evaporator, kJ/kg

Unjuk kerja (*coefficient of performance*, COP) siklus refrigerasi dapat didefinisikan sebagai perbandingan jumlah energi masuk dari *cold body* sebesar Q_{in} dengan kerja bersih yang dibutuhkan sistem untuk mencapai efek refrigerasi sebesar W_{cycle} .^[10]

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{evp}}}{\dot{W}_c} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \dots\dots\dots 2.6$$

Selain COP, parameter lain yang digunakan untuk mengevaluasi performa AC adalah HRR (*Heat Rejection Ratio*) atau beban kondensor per unit refrigerasi. *Heat rejected* atau panas buang adalah jumlah energi dalam bentuk panas yang dibuang oleh kondensor melalui proses kondensasi. Proses kondensasi diawali dengan *desuperheating* refrigeran fase gas pada jalur *discharge* kompresor dan koil kondensor yang mula-mula dilewati. Selanjutnya, proses kondensasi terjadi pada temperatur saturasi *discharge* sampai sebelum keluar dari koil kondensor. Beberapa jenis kondensor tertentu memungkinkan terjadinya proses *subcooling* di bagian bawah yang hanya memuat cairan. Walaupun demikian, panas *sensible* yang

dihasilkan oleh proses *desuperheating* dan *subcooling* lebih kecil jika dibandingkan dengan panas laten yang dihasilkan oleh proses kondensasi.

Rumus HRR dapat diturunkan dari persamaan kesetimbangan energi siklus refrigerasi:^[1]

$$Q_{cond} = Q_{evp} + \dot{W}_c \tag{2.7}$$

$$\frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{Q}_{evp}} = HRR = 1 + \frac{1}{COP} \tag{2.8}$$

SNI 03-6390-2000 mengenai Konservasi Energi Sistem Tata Udara pada Bangunan Gedung yang diterbitkan oleh Badan Standardisasi Nasional (BSN) memuat batasan COP minimum untuk mesin pendingin udara dan air jenis tunggal (*unitary*) dan paket (*packaged unit*) berdasarkan kapasitas pendinginan mesin.

Tabel 2.1 Efisiensi minimum peralatan tata udara *unitary* dan unit paket yang dioperasikan dengan listrik.^[2]

Jenis Peralatan	Kapasitas Unit (Btu/jam)	Subkategori	Efisiensi Min (COP)
Pendingin udara	< 65,000	Sistem split	2.6
	≥ 65,000 < 135,000	Sistem paket	2.5
	≥ 135,000 < 240,000	Sistem split dan paket tunggal	2.5
	≥ 240,000 < 760,000	Sistem split dan paket tunggal	2.5
	≥ 760,000	Sistem split dan paket tunggal	2.4
Pendingin air	< 65,000	----	2.73
	≥ 65,000 < 135,000	----	3.08
	≥ 135,000 < 240,000	----	2.81
	> 240,000	----	2.81

2.2 AC (*Air Conditioning*)

AC atau mesin pengkondisian udara adalah salah satu aplikasi mesin refrigerasi siklus kompresi uap yang sering dijumpai di kehidupan sehari-hari. AC digunakan untuk mengatur kondisi udara di dalam ruangan agar penghuni di dalamnya merasa nyaman. Beberapa ruangan berbeda di dalam bangunan yang sama dapat memiliki kondisi udara yang berbeda tergantung fungsi dan persyaratan penggunaan yang direncanakan berdasarkan standar yang berlaku. Apabila tidak ditentukan dalam standar, secara umum harus digunakan kondisi perencanaan dengan temperatur bola kering (*dry bulb temperature*) $25^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$ dan kelembaban relatif (*relative humidity*) $60\% \pm 10\%$.^[1] Saat ini, AC tidak hanya dioperasikan sebagai unit tunggal, namun juga dirancang dan dirangkai dalam sebuah sistem yang terdiri dari beberapa unit untuk memenuhi beban pendinginan yang beragam berdasarkan variasi penggunaan bangunan, kondisi udara luar, dan jenis AC yang digunakan.

Klasifikasi sistem AC meliputi^[1]:

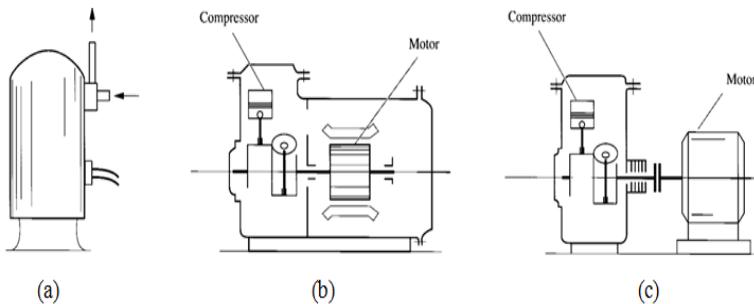
- *Individual room air conditioning systems*
- *Evaporative cooling air conditioning systems*
- *Desiccant-based air conditioning systems*
- *Thermal storage air conditioning systems*
- *Clean room air conditioning systems*
- *Space conditioning air conditioning systems*
- *Unitary packaged air conditioning systems*
- *Central hydronic air conditioning systems*

Sistem AC yang digunakan dalam penelitian ini adalah *individual room air conditioning systems* dengan jenis AC berupa *split air conditioner* (SAC) atau AC *split*. Komponen penyusun AC antara lain *rotary compressor*, *air-cooled condenser*, dan evaporator.

2.2.1 Kompresor

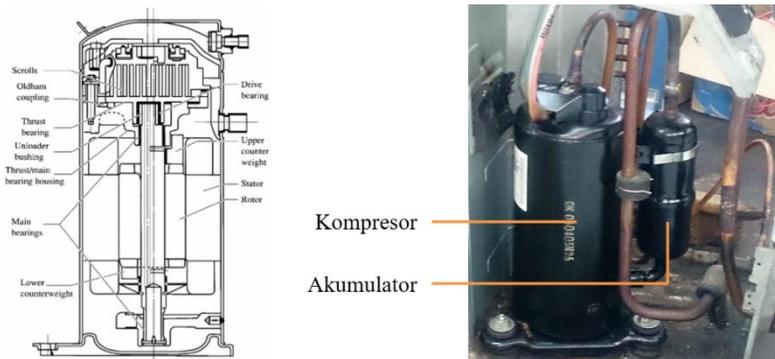
Kompresor merupakan “jantung” siklus refrigerasi kompresi uap karena berfungsi meningkatkan tekanan refrigeran agar mampu bersirkulasi melalui ketiga komponen lainnya. Berdasarkan prinsip kerjanya, kompresor dibedakan menjadi *positive displacement* dan sentrifugal. Kompresor tipe *positive displacement* bekerja dengan cara memampatkan fluida di dalam ruang kompresi (*compression chamber*) menggunakan gaya mekanis, misalnya kompresor *reciprocating* yang tersusun atas piston dan silinder, dan kompresor *rotary* seperti kompresor *screw*, *scroll* dan *vane*. Pada tipe sentrifugal, kompresi fluida terjadi akibat konversi tekanan dinamis menjadi tekanan statis oleh putaran *impeller*.^[17]

Kompresor juga dapat diklasifikasikan berdasarkan posisi motor dan kompresor. Kompresor disebut *open-type* apabila motor dan kompresor terpisah pada dua rumah (*housing*) yang berbeda. Karena letak kompresor eksentris terhadap motor, tipe ini membutuhkan *seal* untuk mencegah kebocoran refrigeran atau masuknya udara luar ke dalam *housing* kompresor apabila tekanannya lebih rendah dari tekanan atmosfer. Pada umumnya, tipe ini dilengkapi dengan kipas untuk mendinginkan kumparan motor sehingga tidak perlu menguapkan refrigeran cair.



Gambar 2.2 Jenis kompresor berdasarkan letak motor dan kompresor: (a) kompresor hermetik, (b) kompresor semi hermetik, dan (c) kompresor *open-type*

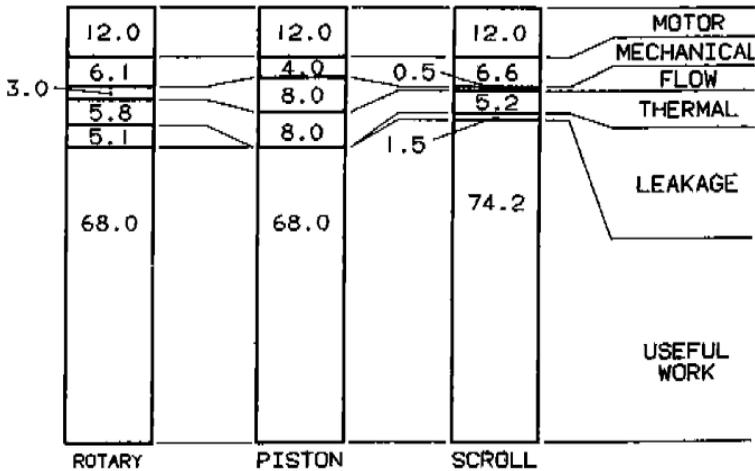
Pengembangan dari kompresor *open-type* adalah kompresor tipe *hermetically sealed* atau *welded*. Kompresor hermetik memiliki potensi kebocoran yang lebih kecil karena motor dan kompresor terletak dalam satu *housing* yang dilas. Sambungan yang terdapat pada *housing* kompresor hanya *fitting* katup *suction* dan *discharge* serta terminal listrik. Pada tipe ini, motor diisolasi secara elektrik sehingga dapat tetap beroperasi meskipun bercampur dengan refrigeran. Selain itu, rancangan kompresor hermetik umumnya memanfaatkan refrigeran fase gas dari katup *suction* untuk mendinginkan kumparan motor sebelum mengalami kompresi dan keluar melalui katup *discharge*. Hal ini menyebabkan kompresor hermetik memiliki ukuran lebih kecil dan harga lebih murah sehingga banyak digunakan sebagai kompresor kulkas dan AC.



Gambar 2.3 Skema mekanis kompresor *scroll*^[17] dan alat yang digunakan dalam penelitian

Jenis kompresor yang digunakan dalam penelitian ini adalah kompresor *scroll* produksi Daikin 1-phase dengan frekuensi *input* 50 Hz dan voltase 220/240 V. Kompresor dilengkapi dengan akumulator di bagian *suction line* untuk mencegah refrigeran cair yang lolos dari evaporator masuk ke dalam kompresor. Aplikasi kompresor *scroll* banyak menggantikan kompresor *reciprocating* pada AC karena

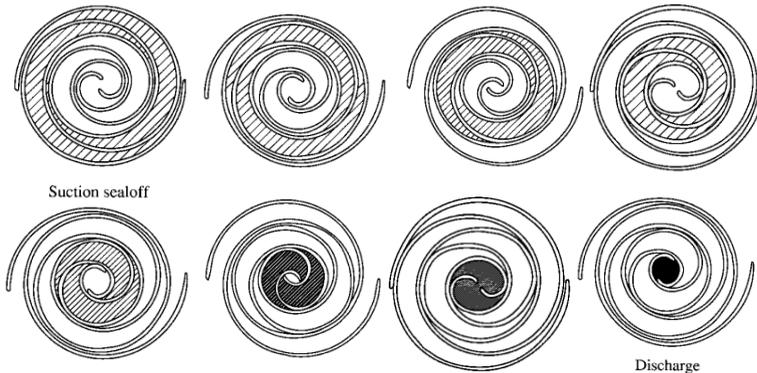
memiliki *noise* yang lebih kecil (5dBA lebih kecil untuk ukuran dan tempat pengoperasian yang sama) dan lebih andal karena komponen penyusunnya 50% lebih sedikit. Selain itu, kerja bersih yang dihasilkan kompresor *scroll* lebih besar dibandingkan dengan jenis kompresor piston dan *rotary* karena konstruksinya yang memungkinkan proses kompresi aliran terjadi secara kontinu tanpa *valve loss*, serta potensi *sealing* dan efisiensi termal yang baik.



Gambar 2.4 *Compressor loss analysis* berdasarkan ARI-1990

Kompresor *scroll* terdiri dari sepasang elemen *scroll* berbentuk spiral, yaitu *orbiting scroll* dan *fixed scroll* yang masing-masing menempel pada sebuah pelat datar (*baseplate*). *Fixed scroll* atau *upper scroll* merupakan elemen statis tempat keluarnya fluida hasil kompresi (*discharge port*) yang terletak di atas *orbiting scroll*. *Orbiting scroll* atau *lower scroll* merupakan elemen dinamis yang bergerak mengitari pusat poros sesuai dengan orbit yang dibentuk oleh *fixed scroll*. Pergerakan ini menyebabkan terbentuknya kantung kompresi (*compression pockets*) di antara kedua *scroll*. Seiring revolusi poros motor, volume *compression pockets* berkurang karena gas

termampatkan sampai tekanan maksimum. Selanjutnya, gas dibuang keluar melalui *discharge port* menuju *discharge line*.



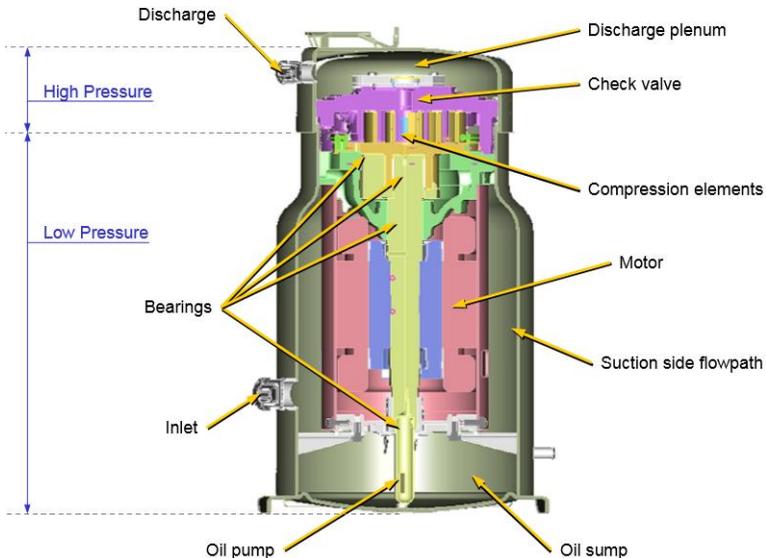
Gambar 2.5 Proses kompresi pada kompresor *scroll*

Gaya yang mendorong *orbiting scroll* mengitari *fixed scroll* cukup besar untuk membentuk *seal* diantara keduanya, namun tidak sampai menimbulkan keausan (*wear*). Hal ini disebabkan oleh *radial* dan *axial compliance*. Contoh mekanisme *radial compliance* yang umum digunakan di kompresor *scroll* adalah penempatan *orbiting scroll* pada *unloader bushing* yang terhubung dengan poros motor melalui pin eksentris. Dengan demikian, *orbiting scroll* berputar relatif terhadap poros. *Radial compliance* menyebabkan kedua *scroll* berpisah ketika refrigeran cair atau kotoran masuk kompresor sehingga keandalan sistem meningkat.^[11]

Sementara itu, contoh *axial compliance* adalah mekanisme *back chamber*, yaitu sebuah ruang kosong di bawah *orbiting scroll* yang berfungsi sebagai tempat keluar-masuknya gas dari dan menuju *supply line*. Perbedaan tekanan yang terjadi antara *back chamber* dan *orbiting scroll* menimbulkan tekanan aksial yang mendorong ujung *orbiting scroll flank* menuju pelat *fixed scroll*. Hal ini menyebabkan hilangnya *tip clearance*

antara kedua *scroll* sehingga potensi kebocoran dapat diminimalisasi.^[12]

Gambar 2.6 menunjukkan skema kompresor *scroll* yang disertai dengan sistem pelumasan (*oil supply system*). Sistem ini terletak di bagian bertekanan rendah (*low-pressure side*) dan terdiri dari tiga komponen utama, yaitu bak pelumas (*oil sump*), jalur pelumasan (*oil gallery* atau disebut juga *oil passage*), dan bantalan (*bearing*). Ketika kompresor dinyalakan, sistem pelumasan belum berjalan sehingga bantalan masih kering. Durasi ketika bantalan bekerja tanpa pelumasan disebut *bearing dry time period*. Seiring dengan perputaran motor, timbul gaya sentrifugal di dalam medan aliran yang menekan pelumas masuk ke dalam jalur pelumasan (*oil gallery* atau disebut juga *oil passage*). *Oil gallery* mendistribusikan pelumas ke komponen-komponen yang membutuhkan pelumasan seperti *bearing*. Selanjutnya, sistem pelumasan dijalankan oleh pompa (*oil pump*) yang menghisap pelumas dari *oil sump*.^[4]



Gambar 2.6 *Oil supply system* kompresor *scroll*^[4]

Pelumas yang digunakan dalam penelitian adalah pelumas sintesis jenis *polyolester oil* (POE *oil*) dengan merek Emkarate RL 68H. POE *oil* merupakan satu dari beberapa jenis pelumas refrigerasi sintesis yang saat ini banyak dikembangkan karena kebutuhan pasar terhadap jenis pelumas yang cocok digunakan dengan refrigeran baru seperti HFC, amonia, dan hidrokarbon. Komposisi kimiawi POE *oil* yang utama adalah neopentil alkohol dan asam organik.^[15] Berikut adalah spesifikasi pelumas yang digunakan:

Tabel 2.2 *Properties* Emkarate RL 68H

Parameter analisis	Metode pengujian	Nilai
Viskositas @ 40°C (cSt)	ASTM D445	68.3
Viskositas @ 100°C (cSt)	ASTM D445	9.5
Indeks viskositas	ASTM D2270	122
Titik tuang (<i>pour point</i> , °C)	ASTM D97	-39
Massa jenis @ 20°C (g/ml)	ASTM D1298	0.977
Titik nyala (<i>flash point</i> , °C)	ASTM D92	270
Tingkat keasaman (mg KOH/g)	ASTM D974	0.02
Warna (Hazen <i>unit</i>)	ISO2211	80
Kadar air (ppm)	ASTM D6304	25
<i>Miscibility</i> (°C rendah) 10% pelumas dalam R134a	<i>In House</i>	-26
<i>Miscibility</i> (°C tinggi) 10% pelumas dalam R134a	<i>In House</i>	>80
Nilai hidroksil (mg. KOH/g)	ASTM E326	4

2.2.2 *Heat Exchanger*

Heat exchanger atau alat penukar kalor adalah alat yang digunakan untuk melakukan perpindahan energi antara dua fluida yang mengalir pada temperatur berbeda.^[10] *Heat exchanger* yang digunakan dalam penelitian ini adalah kondensor jenis *air-cooled* (didinginkan dengan udara) dan evaporator jenis *DX coil* (*direct expansion coil*; kumparan

ekspansi langsung) dengan konstruksi *finned-tube* (tabung bersirip). Pada konfigurasi AC *split*, kondensator dan kompresor terletak di luar ruangan dalam sebuah *outdoor unit* dan dilengkapi dengan *outdoor fan* berbentuk *propeller*. Udara luar (*outdoor air*) diekstraksi oleh *propeller fan* dan dihisap masuk melewati *condensing coil* sehingga gas refrigeran mengalami kondensasi.

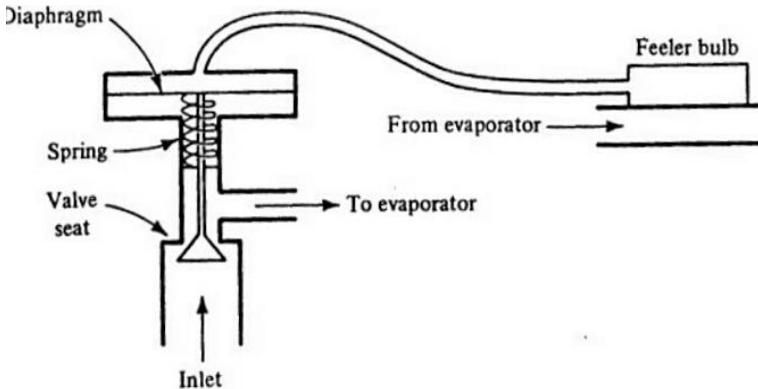


Gambar 2.7 Kondensator dan kompresor sebagai sebuah kesatuan *outdoor unit*

Sementara itu, evaporator, disebut juga *indoor unit*, terletak di dalam ruangan dan dilengkapi dengan *indoor fan* berbentuk *forward-curved centrifugal*. *Return air* dalam ruangan yang telah bersirkulasi masuk ke dalam *indoor unit* melalui *coarse air filter* (saringan udara) untuk mengalami pendinginan dan dehumidifikasi di *DX coil*. Selanjutnya, udara dingin yang telah mengalami perpindahan panas dengan refrigeran didorong keluar menuju ruangan oleh *indoor fan* melalui *air passage* (lalu lintas udara).^[10]

2.2.3 TXV (*Thermostatic Expansion Valve*)

TXV (*Thermostatic Expansion Valve*) merupakan jenis alat ekspansi yang paling umum digunakan di sistem refrigerasi DX seperti AC *split*. TXV mengatur debit refrigeran masuk yang masuk ke dalam evaporator berdasarkan derajat *superheat* (panas lanjut) gas refrigeran yang keluar dari evaporator. TXV terdiri dari *valve body* (bodi katup), *valve spring* (pegas katup), diafragma, dan *sensing bulb* (bola peraba). *Sensing bulb* terletak di *outlet* evaporator dan terhubung dengan bagian atas diafragma oleh *capillary tube* (tabung kapiler). Pada penelitian ini, *inlet* TXV diposisikan di bagian *outlet* kondensor setelah *flowmeter*, tepat sebelum jalur refrigeran masuk evaporator.



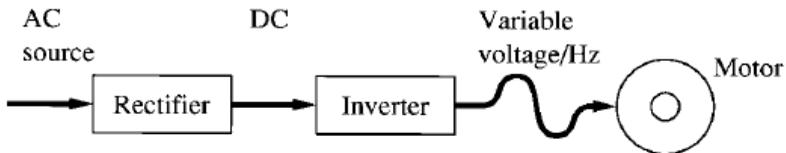
Gambar 2.8 Skema TXV (Stoecker, W.F., 1958, p. 274)

Ketika refrigeran cair masuk dari *inlet* melewati *valve seat* menuju evaporator, tekanan refrigeran turun menjadi sama dengan tekanan evaporator. Kemudian, refrigeran mengalami evaporasi dan keluar dalam bentuk gas *superheat*. Temperatur gas *superheat* dideteksi oleh *power fluid* (fluida daya) yang terdapat di dalam *sensing bulb*. Apabila terjadi peningkatan beban pendinginan, temperatur *superheat* gas refrigeran keluar evaporator akan naik, begitu juga dengan temperatur *power fluid* sehingga tekanan saturasi *power fluid* juga naik. Tekanan

tersebut mengakibatkan diafragma mendorong pegas ke bawah sehingga *valve seat* terdorong ke *inlet* dan bukaan evaporator melebar. Hal ini menyebabkan kenaikan jumlah refrigeran cair yang memasuki evaporator. Jika beban pendinginan turun, hal sebaliknya terjadi sehingga jumlah refrigeran cair yang masuk evaporator berkurang.^[10]

2.3 Inverter^[17]

Untuk menyesuaikan dengan fluktuasi beban pendinginan, kompresor dapat dilengkapi dengan *variable-speed drive* (VSD). VSD yang paling sering digunakan adalah jenis *adjustable-frequency*, yaitu mengendalikan putaran motor kompresor melalui frekuensi daya listrik. VSD terdiri dari *rectifier* dan *inverter*. *Rectifier* atau penyearah menerima arus bolak-balik (*alternating current*, AC) untuk dikonversi menjadi arus langsung (*direct current*, DC). Arus DC diubah sesuai dengan kebutuhan sebelum dikonversi kembali menjadi arus AC dengan frekuensi tertentu oleh *inverter*. Arus keluar *inverter* kemudian dialirkan untuk memutar motor kompresor.



Gambar 2.9 AC inverter

Berdasarkan voltase dan arus keluaran *inverter*, daya listrik yang digunakan untuk menggerakkan kompresor dihitung menggunakan persamaan berikut:

$$\dot{W}_{in} = VI \cos \theta \dots\dots\dots 2.9$$

- \dot{W}_{in} = daya elektrik, kW
- I = kuat arus listrik, A
- V = tegangan listrik, V
- $\cos \theta$ = faktor daya, diasumsikan 0.953

2.4 Refrigeran

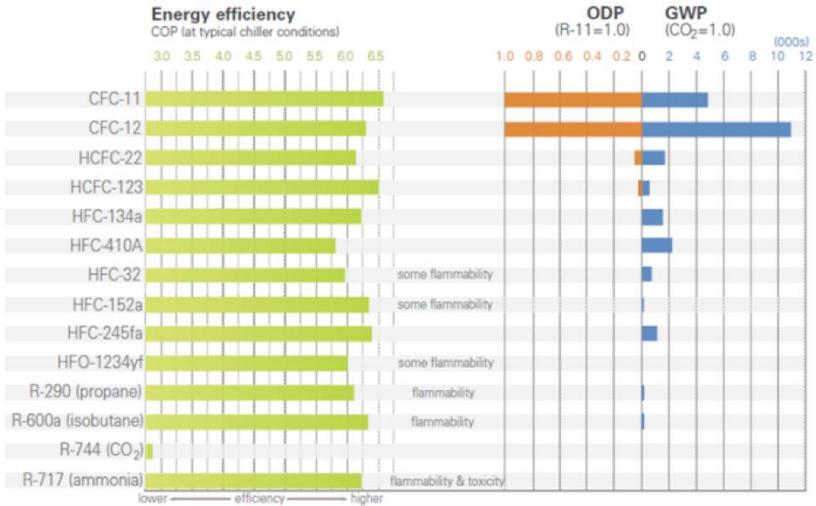
Refrigeran adalah fluida kerja utama yang digunakan dalam sistem refrigerasi untuk menyerap dan melepaskan panas. Refrigeran dapat berupa senyawa kimia tunggal ataupun campuran (*blend*) beberapa senyawa kimia, antara lain:^[7]

- Refrigeran alami
 - Campuran anorganik, misalnya amonia (NH_3 atau R-717), air (H_2O atau R-718), udara (R-729) serta gas seperti karbon dioksida (CO_2 atau R-744).
 - Hidrokarbon, misalnya propana (C_3H_8 atau R-290) dan isobutana (C_4H_{10} atau R-600a).
- Refrigeran sintetis
 - *Chlorofluorocarbon* (CFC), misalnya R-11, R-12, dan R-502.
 - *Hydrochlorofluorocarbon* (HCFC), misalnya R-22 dan R-123.
 - *Hydrofluorocarbon* (HFC), misalnya R-32, R-134a, dan R-410a.
 - *Hydrofluoroolefins* (HFO), misalnya R1234yf dan R1234ze.

Pemilihan refrigeran sebagai fluida kerja suatu mesin pendingin atau pengkondisian udara tidak hanya mempertimbangkan sifat (*properties*) termodinamikanya, tetapi juga nilai GWP dan ODP. GWP (*Global Warming Potential*) adalah jumlah kalor yang terjebak oleh suatu gas di atmosfer dibandingkan dengan CO_2 dalam satuan massa yang sama. Semakin besar nilai GWP, semakin banyak kalor yang terjebak oleh gas tersebut sehingga semakin besar potensinya mempercepat laju pemanasan global.

ODP (*Ozone Depletion Potential*) adalah perbandingan laju degradasi lapisan ozon suatu senyawa dalam satuan massa tertentu terhadap R-11 dengan massa yang sama. ODP dinyatakan dalam rentang nilai 0 sampai 1. Di antara seluruh jenis refrigeran, CFC memiliki nilai ODP paling tinggi (0.6-1) sehingga produksinya dibatasi mulai tahun 1991. Sebagai alternatif,

digunakan HCFC dengan nilai ODP lebih rendah (0.01-0.5). Walaupun demikian, HCFC masih memiliki potensi merusak lapisan ozon sehingga produksinya dibatasi mulai tahun 2015. HFC memiliki nilai ODP 0 sehingga dapat digunakan sebagai substitusi HCFC, tetapi nilai GWP yang tinggi menyebabkan penggunaannya mulai dibatasi di beberapa negara.



Gambar 2.10 Nilai ODP dan GWP beberapa refrigeran

2.4.1 Refrigeran R410A

Refrigeran ini biasanya digunakan di tipe AC inverter. Berbeda dengan jenis refrigeran R22, freon jenis ini tidak memiliki potensi perusakan ozon. Sedangkan untuk potensi pemanasan global, R410A memiliki nilai yang cukup tinggi dibandingkan dengan jenis R22. Sama dengan jenis R22, jenis refrigeran R410A ini juga tidak mudah terbakar.

Tabel 2.3 Properties R410A^[13]

Physical Properties of Refrigerants	R-410A
Environmental Classification	HFC
Molecular Weight	72.6
Boiling Point (1 atm, °C)	-51.4
Critical Pressure (bar-abs)	49
Critical Temperature (°C)	71.4
Critical Density (Kg/m ³)	459.3
Liquid Density (25 °C, Kg/m ³)	1058.6
Vapor Density (bp, Kg/m ³)	4.174
Heat of Vaporization (bp, KJ/Kg)	272.97
Ozone Depletion Potential (CFC 11 = 1.0)	0
Global Warming Potential (CO ₂ = 1.0)	2088
ASHRAE Standard 34 Safety Rating	A1
Temperature Glide (°C)	0.1

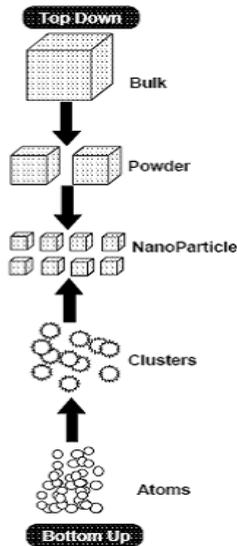
Tabel 2.4 Tabel Sifat Refrigeran R22, R32 dan R410A

	R32	R410A	R22
Komposisi	Komponen Tunggal	2 Komponen	Komponen Tunggal
Rasio Pencampuran	CH ₂ F ₂	CH ₂ F ₂ + CHF ₂ CF ₃	CHClF ₂
Titik Didih (°C)	- 51.7	- 51.5	- 40.8
ODP (Potensi Penipisan Ozon)	0	0	0.055
GWP (Potensi Pemanasan Global)	675	2090	1810
Tekanan	1.6 kali	1.6 kali	1 kali
Minyak Refrigeran	Minyak Sintesis (FW50S)	Minyak Sintesis (FV50S)	Minyak Mineral
Toksistas	Tidak ada	Tidak ada	Tidak ada
Flammability	A2L	A1	A1

Seri Refrigeran



2.5 Nanopartikel



Gambar 2.11 Pendekatan *top-down* dan *bottom-up* untuk sintesis nanopartikel

Dalam ilmu nanoteknologi, nanopartikel didefinisikan sebagai benda kecil yang berperilaku sebagai sebuah kesatuan unit menurut *transport properties* yang dimiliki. Ukuran nanopartikel berkisar antara 1 sampai 100 nanometer (1×10^{-9} dan 1×10^{-7} m) dengan bentuk yang beragam, meliputi *tube* dan *fiber* yang hanya berupa dua dimensi berukuran di bawah 100 nm. *Properties* baru yang membedakan nanopartikel dengan *bulk material* umumnya muncul pada panjang kritis 100 nm. Material penyusun nanopartikel antara lain keramik, logam, dan logam oksida.^[8]

Nanopartikel dapat terjadi secara alami atau melalui proses sintesis buatan oleh manusia. Sintesis nanopartikel dapat dilakukan melalui pendekatan *top-down*(fisika) atau *bottom-up* (kimia). Pendekatan *top-down* dilakukan dengan memecah suatu

padatan (*bulk material*) menjadi partikel-partikel berukuran nano, sedangkan pendekatan *bottom-up* dilakukan dengan menumbuhkan nanopartikel menggunakan prekursor molekular atau ionik. Sintesis secara kimiawi umumnya menggunakan surfaktan atau polimer untuk membantu mengontrol kecepatan reduksi dan agregasi nanopartikel.^[6]

Aplikasi nanopartikel di dalam sistem refrigerasi dapat berupa nanolubrikan maupun nanorefrigeran. Nanolubrikan adalah campuran nanopartikel dengan pelumas, sedangkan nanorefrigeran adalah campuran nanopartikel dengan refrigeran cair. Dalam hal ini, nanorefrigeran lebih sulit dibuat karena hanya sedikit jenis refrigeran yang berwujud cair pada tekanan atmosfer. Manfaat nanolubrikan adalah meningkatkan karakteristik tribologi pelumas sehingga meningkatkan performa kompresor, sedangkan nanorefrigeran meningkatkan *properties* termofisika refrigeran sehingga meningkatkan efek refrigerasi. Nanopartikel juga meningkatkan kelarutan antara pelumas dan refrigeran dan mengembalikan lebih banyak pelumas ke kompresor.^[8]

2.5.1 Metarizer Air



Gambar 2.12 *Nanofluids* untuk R22 (kiri) dan HFC R410A (kanan)

Metarizer Air adalah salah satu produk *nanofluids* milik perusahaan asal Jepang, Metarizer, yang ditujukan untuk

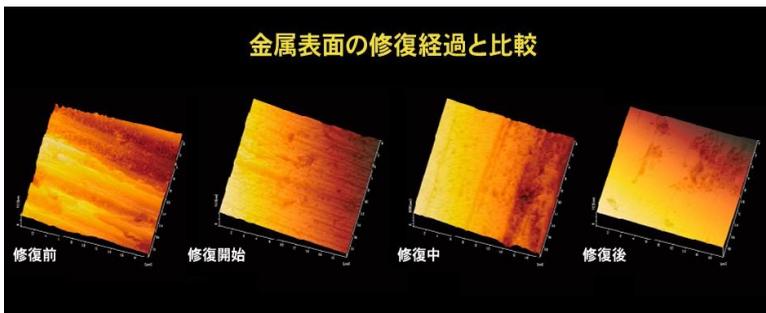
memperbaiki kinerja AC rumah tangga. Produk yang dipasarkan dengan nama FeDO PRO AC ini dibedakan menjadi dua kategori berdasarkan jenis refrigeran yang digunakan, yaitu R-22 dan HFC (R407C dan R410A), dan masing-masing kategori terdiri dari dua tipe daya kompresor, yaitu M (2.75 kW) dan L (5.4 kW). Metarizer Air dikemas dalam botol plastik transparan berukuran 25 ml.^[9]

Secara umum, pelumas berfungsi sebagai lapisan pelindung antara dua permukaan yang bergerak agar tidak bergesekan (mengalami *metal-to-metal contact*) secara langsung. Walaupun demikian, saat AC dinyalakan, kompresor beroperasi dalam tekanan tinggi akibat pergerakan komponen-komponen di dalamnya yang sangat cepat sehingga menimbulkan temperatur yang sangat tinggi pula, dengan kisaran antara 900-1000 °C. Kondisi temperatur kerja yang tinggi secara terus-menerus dapat memengaruhi karakteristik (viskositas) pelumas sehingga memungkinkan terjadinya gesekan antara dua permukaan. Gesekan tersebut mengakibatkan molekul logam kehilangan elektron dalam bentuk ion Fe^{2+} yang larut ke dalam pelumas dan membentuk *sludge*. Lama-kelamaan, semakin banyak ion Fe^{2+} yang larut sehingga komponennya, menyebabkan performa mesin turun dan umur mesin berkurang.

Metarizer Air bekerja dengan teknologi RVS (*Regulated Variable Surface*) yang memanfaatkan prinsip rekristalisasi ion logam. Ketika Metarizer Air diinjeksikan ke dalam kompresor yang sedang beroperasi, nanopartikel yang terkandung di dalamnya bekerja sebagai katalis dan bereaksi dengan *sludge* sebagai sesama ion negatif sehingga saling tolak-menolak. Hal tersebut menyebabkan *sludge* terangkat dari permukaan. Di samping itu, nanopartikel yang bersirkulasi di dalam kompresor mengalami reaksi tarik-menarik dengan ion positif Fe^{2+} dan membantu rekristalisasi ion logam tersebut di bagian permukaan yang aus. Visualisasi permukaan logam sebelum dan sesudah mengalami rekristalisasi ditampilkan pada Gambar 2.11. Proses

rekristalisasi hanya dapat terjadi pada kondisi temperatur dan tekanan tinggi, dan kondisi tersebut hanya muncul ketika bagian permukaan yang aus mengalami gesekan sehingga bagian lainnya tidak mengalami penambahan ion logam.

Dalam aplikasinya, Metarizer Air cukup diinjeksikan ke dalam AC lewat *inlet* kompresor yang terdapat di *outdoor unit*, dan dalam waktu kurang dari satu jam, efek dari teknologi RVS dapat diamati melalui penurunan konsumsi daya AC dan penurunan temperatur keluar evaporator.



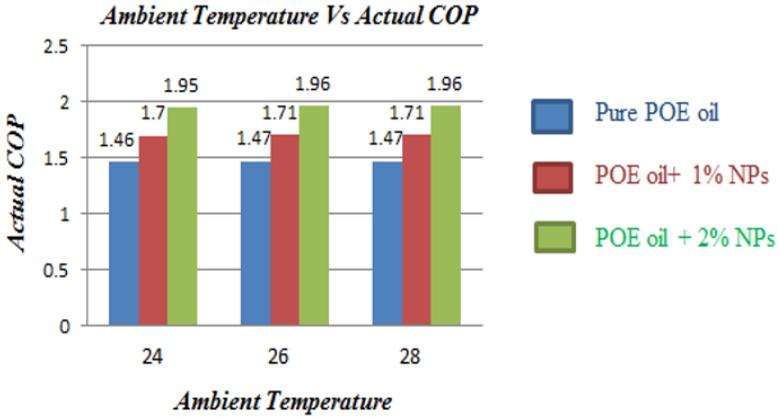
Gambar 2.13 Perbandingan permukaan: (dari kiri ke kanan) sebelum restorasi, restorasi dimulai, restorasi berlangsung, setelah restorasi

2.6 Penelitian Terdahulu

2.6.1 Performance Improvement of Air Conditioning System by Using Nanorefrigerant (Papade & Wale, 2015)^[14]

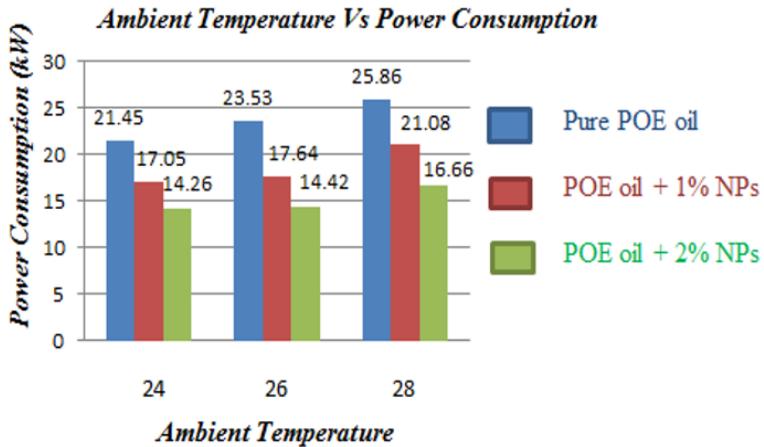
Studi eksperimen yang dilakukan oleh Papade & Wale bertujuan untuk mengetahui pengaruh nanopartikel Al_2O_3 terhadap kinerja mesin pengkondisian udara. Eksperimen dilakukan menggunakan *air conditioner trainer* yang terdiri dari kompresor *reciprocating* hermetik, kondensor dan evaporator jenis *finned-tube heat exchanger* berbahan dasar tembaga, serta TXV. Selain itu, terdapat *ducting* sebagai tempat laluan udara dingin hasil pertukaran panas dengan refrigeran di dalam

evaporator dan panel kontrol yang memuat termometer *dry bulb* dan *wet bulb*, indikator tekanan kondensator dan evaporator, serta *flowmeter*.



Gambar 2.14 Grafik *actual COP* sebagai fungsi *ambient temperature*

Efek nanopartikel terhadap kinerja sistem pengkondisian udara diamati dengan variasi *ambient temperature* sebesar 24, 26, dan 28°C serta konsentrasi nanopartikel Al_2O_3 di dalam *POE oil* sebesar 0%, 1% dan 2%. Hasil eksperimen menunjukkan peningkatan COP seiring dengan peningkatan *ambient temperature* dan konsentrasi nanopartikel di dalam sistem. Pengambilan data pada setiap temperatur dengan variasi nanopartikel yang sama menghasilkan COP yang relatif konstan, yaitu 1.46 pada kondisi tanpa nanopartikel (*pure POE oil*), 1.7 pada penambahan 1% nanopartikel, dan 1.96 pada penambahan 2% nanopartikel.

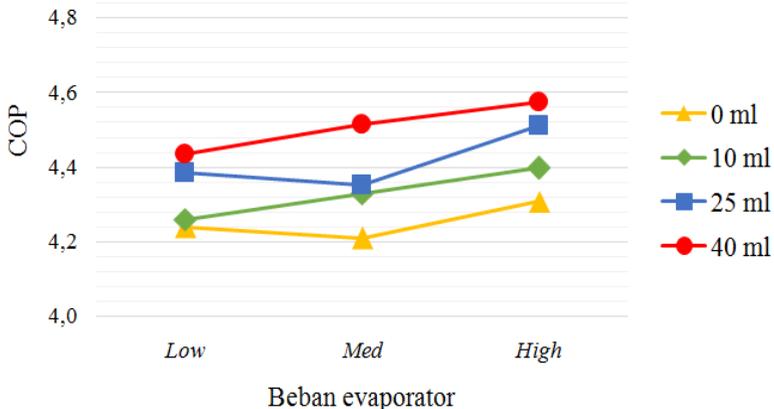


Gambar 2.15 Grafik konsumsi daya sebagai fungsi *ambient temperature*

Sementara itu, peningkatan konsentrasi nanopartikel mengakibatkan penurunan konsumsi daya mesin pengkondisian udara pada kondisi *ambient temperature* yang sama. Sebagai contoh pada temperatur 24°C, konsumsi daya sebesar 21.45 kW terjadi pada kondisi tanpa nanopartikel. Pada variasi nanopartikel 1%, konsumsi daya turun menjadi 17.05 kW, dan variasi nanopartikel 2% menurunkan daya hingga 14.26 kW. Walaupun demikian, konsumsi daya meningkat seiring dengan kenaikan *ambient temperature* pada variasi nanopartikel yang sama. Sebagai contoh pada temperatur 24°C, konsumsi daya pada kondisi nanopartikel 2% sebesar 21.45 kW. Pada temperatur 26°C dengan kondisi yang sama, konsumsi daya naik menjadi 23.53 kW, dan naik lagi menjadi 25.86 kW pada temperatur 28°C.

2.6.2 Studi Eksperimen Pengaruh Nanofluida terhadap Unjuk Kerja Mesin Pengkondisian Udara (Suryani, K. 2017)^[16]

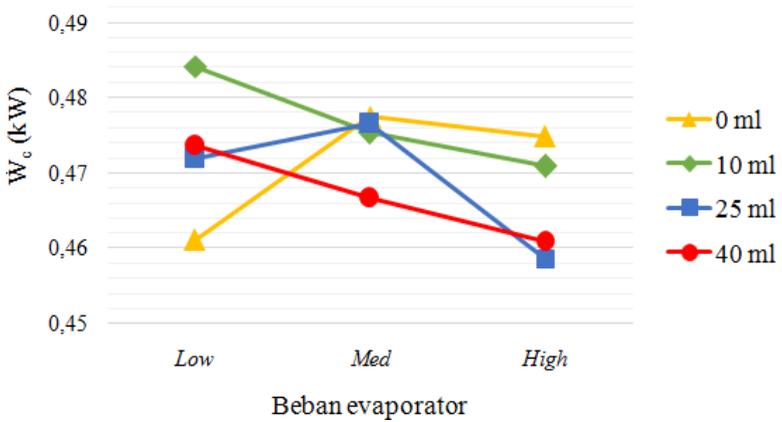
Karina melakukan analisis performa sistem pengkondisian udara dengan penambahan nanofluida yang diinjeksi ke kompresor AC. Alat dan bahan yang digunakan dalam penelitian ini antara lain AC *split*, refrigeran R22, pelumas sintesis jenis *polyolester* (POE) *oil*, dan nanofluida. AC *split* yang tersusun dari sebuah *indoor unit* dan *outdoor unit* dirangkai dengan TXV (*thermostatic expansion valve*), *inverter*, serta alat ukur berupa *flowmeter*, termokopel, dan *pressure gauge*. Pengambilan data dilakukan dengan menggunakan variasi beban evaporator (*low*, *medium*, *high*), volume nanofluida (0 ml, 10 ml, 25 ml, 40 ml), dan putaran kompresor (40 Hz dan 50 Hz). Pada setiap variasi, pengambilan data dilakukan selama 1 jam dengan interval 5 menit.



Gambar 2.16 Grafik COP terhadap beban evaporator

Hasil eksperimen menunjukkan tren peningkatan COP pada masing-masing beban evaporator. Pengaruh nanofluida yang paling signifikan terhadap peningkatan COP terjadi pada beban *high* dengan volume 40 ml, yaitu sebesar 6.76% (4.575).

Jika ditinjau pada masing-masing variasi volume nanofluida, peningkatan beban evaporator menyebabkan peningkatan COP. Walaupun demikian, tren kurva 0 dan 25 ml yang mengalami penurunan pada beban *medium* tidak sama dengan tren kurva 10 dan 40 ml yang naik secara linear.



Gambar 2.17 Grafik kerja kompresor terhadap beban evaporator

Penambahan nanofluida menimbulkan tren yang tidak sama untuk setiap volume dan beban evaporator. Beban *high* dan *medium* menunjukkan penurunan kerja kompresor akibat penambahan nanofluida, sedangkan beban *low* menunjukkan tren sebaliknya. Pengaruh nanofluida paling signifikan pada beban *high* dihasilkan oleh volume 25 ml yaitu sebesar 3.37% (0.459 kW). Jika ditinjau pada masing-masing variasi volume nanofluida, peningkatan beban evaporator menyebabkan peningkatan kerja kompresor pada volume 0 ml dan penurunan kerja kompresor pada volume 10, 25 dan 40 ml. Walaupun demikian, kerja kompresor untuk volume 25 ml mengalami kenaikan pada beban *medium* sebelum turun kembali pada beban *high*.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 3

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Langkah-langkah Penelitian

Langkah-langkah penelitian meliputi studi literatur, perancangan skema penelitian, persiapan alat dan bahan, dan pengambilan data.

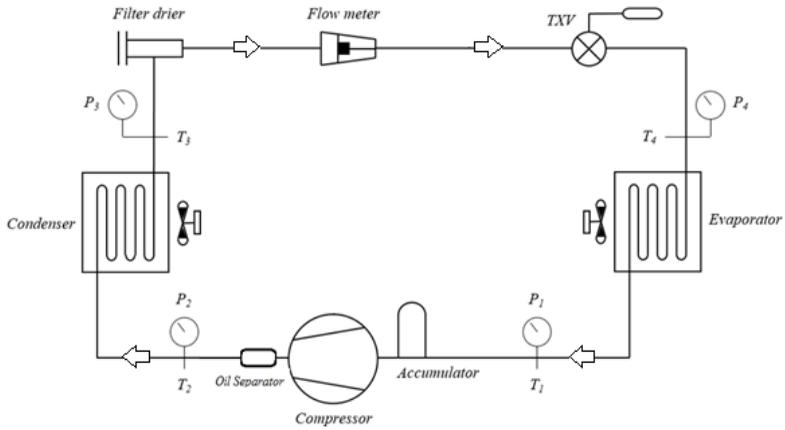
3.1.1 Studi Literatur

Studi literatur dilakukan dengan tujuan mengetahui dan memahami hal-hal mengenai:

- a. Prinsip kerja siklus refrigerasi kompresi uap dan aplikasinya pada AC.
- b. Prinsip kerja kompresor dan metode pelumasan yang digunakan.
- c. Pengaruh *nanofluids* terhadap performa sistem refrigerasi.

3.1.2 Perancangan Skema Penelitian

Penelitian dilakukan di Laboratorium Teknik Pendingin dan Pengkondisian Udara dengan temperatur rata-rata ruangan sebesar 27°C. Obyek penelitian berupa AC *split* yang terdiri dari satu *indoor unit* dan satu *outdoor unit* dengan spesifikasi tercantum pada Tabel 3.1 dan Tabel 3.2. *Indoor unit* AC terdiri dari evaporator yang dilengkapi *fan*, termostat, dan *filter* udara, sedangkan *outdoor unit* AC terdiri dari kompresor *scroll*, akumulator, dan kondensor yang dilengkapi *fan*. Selain itu, digunakan juga komponen tambahan dan alat ukur dengan spesifikasi yang tercantum dalam Tabel 3.3 dan Tabel 3.4. Refrigeran, pelumas, dan *nanofluids* yang disirkulasikan dalam sistem adalah R410A, Emkarate RL 68H dan Metarizer Air, seperti ditunjukkan oleh Gambar 3.5.



Gambar 3.1 Skema alat yang digunakan untuk penelitian



Gambar 3.2 Instalasi alat di Lab Pendingin

3.1.3 Persiapan Alat



Gambar 3.3 *Indoor unit*

Tabel 3.1 Spesifikasi *Indoor Unit*

Merek	Sharp
Tipe, nomor model	<i>Split type room air conditioner</i> , AH-
<i>Rated voltage</i>	220 - 240 V ~
<i>Rated frequency</i>	50 Hz
Fase	1
<i>Maximum input</i>	1100 W / 5.0 A
<i>Cooling capacity</i>	2.64 kW
<i>Rated input</i>	820-850 W
<i>Rated current</i>	3.8 - 3.6 A
<i>Climate designation</i>	<i>Type T1</i>
Refrigeran	R-22 (460 g)



Gambar 3.4 *Outdoor unit*

Tabel 3.2 Spesifikasi *Outdoor Unit*

Merk	Daikin
Model	R25DV14
Tipe Kompresor	Rotari Scroll
<i>Horse Power</i>	1
<i>Voltage/Hz</i>	220/50
<i>Rated inputpower</i>	0,815 kW
<i>Rated current</i>	3,94 A
Refrigeran	MC-22



Gambar 3.5 Tabung R410A, *nanofluids* R410A, dan pelumas Emkarate tipe RL 68 H.

Tabel 3.3 Spesifikasi Komponen Tambahan

No.	Komponen	Keterangan
1	 <p data-bbox="367 651 464 678"><i>Inverter</i></p>	<p data-bbox="599 367 901 598"> Merek : ABB Model : ACS150 Input : 200-240 V 48-63 Hz Output : 1.1 kW (1.5 HP) 6.7 A </p>
2	 <p data-bbox="274 933 554 989"><i>Thermostatic expansion valve (TXV)</i></p>	<p data-bbox="599 790 901 885"> Merek : Danfoss Range : -40/+10°C -40/+50°F </p>
3	 <p data-bbox="352 1348 479 1372"><i>Flowmeter</i></p>	<p data-bbox="599 1157 901 1220"> Merek : ROTA Range : 0-0.07 L/s </p>

4	 <p style="text-align: center;"><i>Filter dryer</i></p>	Merek : Danfoss Range : -40/+70°C -40/+160°F
5	 <p style="text-align: center;"><i>Injektor nanofluids</i></p>	

Tabel 3.4 Spesifikasi Alat Ukur

No	Alat ukur	Keterangan
1	 <p style="text-align: center;"><i>Pressure gauge</i></p>	Merek : Zenith Range : 0-500 psi / 0 – 35 bar Ketelitian : 5 psi / 0.2 kgf/cm ²
2	 <p style="text-align: center;"><i>Tang ampere</i></p>	Merk : Sanwa Tipe : DCM 601 Range Pengukuran: 0 – 600 Ampere 0 – 600 Volt 0 – 200 ohm

3	 <p>Termokopel tipe K</p>	<p><i>Range</i> : -200°C - 1100°C</p>
4	 <p>Perangkat data akuisisi</p>	<p>Merek : Yokogawa Model : MX100 Data Acquisition Unit Supply volt : 100 / 240 V</p>

3.1.4 Pengambilan Data

3.1.4.1 Langkah Persiapan

1. Kondisi lingkungan sekitar dipastikan aman dan tidak berpotensi mengganggu kinerja alat.
2. Peralatan uji dipastikan dalam keadaan bersih dan berfungsi sebagaimana mestinya. Alat ukur dipastikan telah terkalibrasi dengan baik.
3. Kondisi kelistrikan dipastikan dalam keadaan siap dan semua instalasi terpasang dengan baik.
4. Tabung kondensor dan *evaporator* dilakukan *purging* menggunakan kompresor udara agar bersih dari cairan pelumas atau benda asing lainnya.
5. Katup *service* pada sisi *suction* dan *discharge* serta *globe valve* dipastikan telah terbuka agar refrigeran dapat mengalir.
6. Sistem refrigerasi dibuat vakum menggunakan pompa vakum untuk mengeluarkan uap air.

Pompa dinyalakan \pm 30 menit sampai tekanan sistem mencapai -30 psi.

7. Kebocoran sistem dicek melalui kenaikan tekanan vakum pada *pressure gauge*. Apabila tidak terjadi kenaikan tekanan, sistem tidak bocor sehingga dapat dilakukan pengisian pelumas.
8. Koneksi pipa kompresor dibuka, kemudian dilakukan pengisian refrigeran.

3.1.4.2 Langkah Pengujian

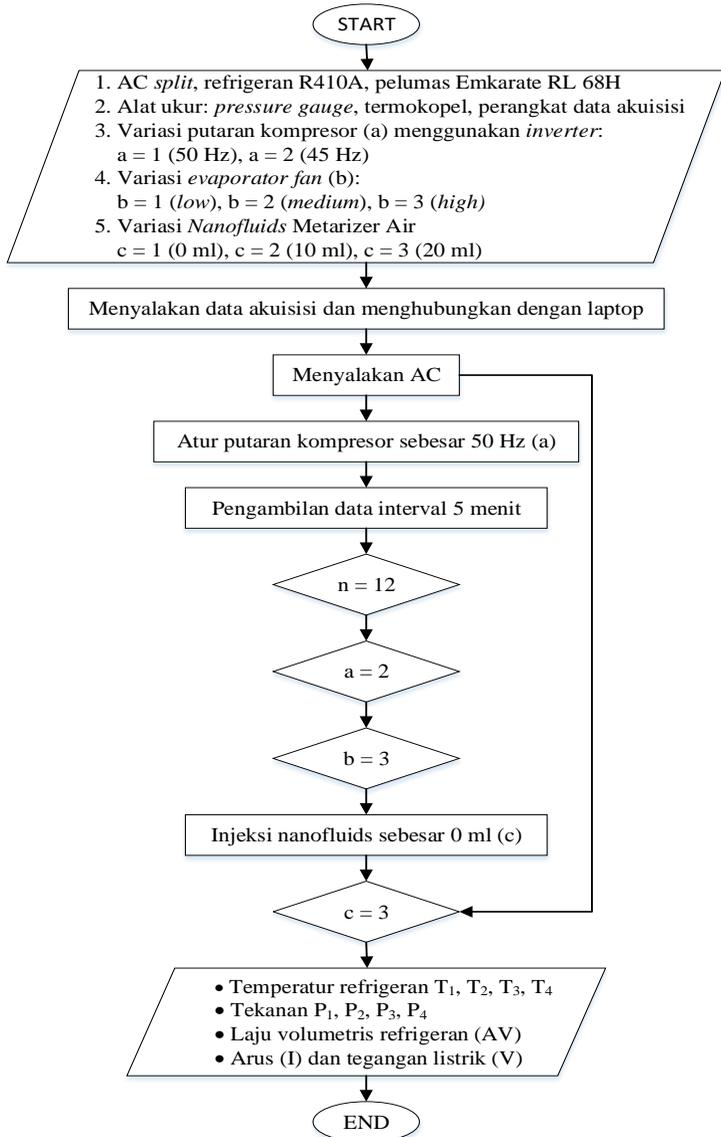
1. Kabel LAN dipastikan terhubung dengan *laptop* sebelum perangkat data akuisisi dinyalakan.
2. *Indoor unit* dinyalakan dengan *remote control*.
3. *Outdoor unit* dinyalakan dengan mengatur frekuensi listrik yang disuplai ke motor kompresor.
4. Tekanan pada *pressure gauge* diamati sampai sesuai dengan tekanan kerja.
5. Temperatur pada setiap titik pengukuran termokopel diamati melalui perangkat data akuisisi yang terhubung dengan *laptop*.
6. Kompresor diatur pada frekuensi 50 Hz.
7. Data temperatur yang diperoleh dari perangkat data akuisisi akan terekam otomatis pada *laptop* sesuai dengan interval waktu yang telah ditentukan *software*. Selain itu, data lain berupa arus dan frekuensi listrik, tekanan, dan debit ditampilkan masing-masing oleh *inverter*, *pressure gauge*, dan *flowmeter*. Pengambilan data dilakukan pada setiap beban evaporator (*low*, *medium*, *high*) dengan interval 5 menit sampai 1 jam.
8. Langkah 6) dan 7) diulangi untuk frekuensi 45 Hz.
9. Langkah 6) – 8) diulangi untuk variasi volume *nanofluids* sejumlah 10, dan 20 ml. Injeksi

nanofluids ke dalam sistem perlu memperhatikan tata cara berikut:

- *Nanofluids* dipastikan telah tercampur rata. Jika masih terdapat endapan nanopartikel, botol dikocok hingga endapan terdispersi ke seluruh cairan.
- Koneksi pipa injektor dibuka.
- *Nanofluids* diisap sejumlah volume yang ditentukan.
- AC dipastikan dalam kondisi nyala sebelum nanofluida diinjeksikan lewat katup *service* pada sisi *suction*.

10. Setelah pengambilan data selesai dilakukan, AC dimatikan dan semua koneksi listrik dicabut.

3.1.4.3 Flowchart Pengambilan Data



3.1.5 Analisa Data

Tabel 3.5 Analisa Data

Parameter Input		Parameter Output	
Konstan	Variasi	Diukur	Dihitung
<ul style="list-style-type: none"> • Volume pelumas 250 ml 	<ul style="list-style-type: none"> • Putaran kompresor <ul style="list-style-type: none"> ○ 45 Hz ○ 50 Hz • Beban evaporator <ul style="list-style-type: none"> ○ <i>Low</i> ○ <i>Medium</i> ○ <i>High</i> • Volume <i>nanofluids</i> <ul style="list-style-type: none"> ○ 10 ml ○ 20 ml 	<ul style="list-style-type: none"> • Tekanan dan temperatur refrigeran masuk kompresor (p_1, T_1) • Tekanan dan temperatur refrigeran keluar kompresor (p_2, T_2) • Tekanan dan temperatur refrigeran keluar kondensor (p_3, T_3) • Tekanan dan temperatur refrigeran masuk <i>evaporator</i> (p_4, T_4) • Laju volumetris refrigeran (AV) • Arus (I) dan tegangan listrik (V) 	<ul style="list-style-type: none"> • \dot{m} • \dot{W} • \dot{W}_c • $\eta_{c,s}$ • \dot{Q}_{cond} • \dot{Q}_{evp} • COP • HRR • \dot{W}_{in}

BAB 4 ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Data Hasil Penelitian

Pengambilan data pada penelitian ini dilakukan setiap interval 5 menit selama 1 jam untuk masing-masing variasi, yaitu variasi volume *nanofluids* (0, 10, 20 ml), putaran kompresor (45, 50 Hz), dan beban evaporator (*low, medium, high*). Pengambilan data dilakukan setelah sistem berada pada kondisi *steady state*. Data hasil penelitian tercantum di dalam Lampiran.

4.2 Contoh Perhitungan

Sampel data yang akan dianalisa berikut merupakan hasil penelitian pada variasi tanpa *nanofluids* 0 ml, putaran kompresor 50 Hz, dan beban evaporator *low*. Data hasil eksperimen selama 1 jam dirata-rata untuk memperoleh nilai yang mewakili satu variasi tersebut.

Tabel 4.1 Parameter Analisa yang digunakan sebagai Contoh Perhitungan

Parameter Analisa	Simbol	Nilai
Tekanan refrigeran masuk kompresor (<i>suction</i>)	p_1	80 psi
Temperatur refrigeran masuk kompresor (<i>suction</i>)	T_1	11.06°C
Tekanan refrigeran keluar kompresor (<i>discharge</i>)	p_2	288 psi
Temperatur refrigeran masuk kompresor (<i>discharge</i>)	T_2	80.62°C
Tekanan refrigeran keluar kondensor	p_3	283 psi
Temperatur refrigeran keluar kondensor	T_3	29.95°C
Tekanan refrigeran masuk evaporator	p_4	95 psi
Temperatur refrigeran keluar kondensor	T_4	-3,48°C
Laju aliran volumetris	AV	0.022 L/s

Arus listrik	I	3.95 A
Tegangan listrik	V	378.38 V
cos θ		0.953

4.2.1 *Properties Refrigeran*

Properties refrigeran perlu diketahui untuk menghitung parameter output penelitian, yaitu laju alir massa refrigeran (\dot{m}), kerja kompresor isentropis ($\dot{W}_{c,s}$) dan nyata (\dot{W}_c), efisiensi isentropis kompresor ($\eta_{c,s}$), kapasitas kondensor (\dot{Q}_{cond}), kapasitas pendinginan evaporator (\dot{Q}_{evp}), dan COP. Dalam hal ini, nilai *properties* ditentukan dengan menggunakan *software* Computer-Aided Thermodynamics Tables (CATT) 3. Refrigeran yang digunakan dalam penelitian adalah Hidrokarbon R410A, nilai tekanan hasil pengukuran yang berupa tekanan *gauge* dalam satuan psi dikonversi menjadi tekanan absolut dalam satuan MPa.

- Titik 1 (masuk kompresor atau *suction*)

$$p_1 = \left(80 \text{ psi} \times \frac{0.00689 \text{ MPa}}{1 \text{ psi}} \right) + 0.101325 \text{ MPa}$$

$$p_1 = 0.652525 \text{ MPa}$$

$$T_1 = 11.06^\circ\text{C}$$

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

$$h_1 = 294.6 \text{ kJ/kg}$$

$$s_1 = 1.112 \text{ kJ/kg.K}$$

- Titik 2 (keluar kompresor atau *discharge*)

$$p_2 = \left(288 \text{ psi} \times \frac{0.00689 \text{ MPa}}{1 \text{ psi}} \right) + 0.101325 \text{ MPa}$$

$$p_2 = 2.085645 \text{ MPa}$$

$$T_2 = 80.62^\circ\text{C}$$

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

$$h_2 = 342.8 \text{ kJ/kg}$$

Nilai h_{2s} dihitung dengan memasukkan input nilai p_2 dan $s_{2s} = s_1 = 1.112 \text{ kJ/kg.K}$ sehingga diperoleh:

$$h_{2s} = 330.3 \text{ kJ/kg}$$

- Titik 3 (keluar kondensor)

$$p_3 = \left(283 \text{ psi} \times \frac{0.00689 \text{ MPa}}{1 \text{ psi}} \right) + 0.101325 \text{ MPa}$$

$$p_3 = 2.051195 \text{ MPa}$$

$$T_3 = 29.95^\circ\text{C}$$

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

$$h_3 = 106 \text{ kJ/kg}$$

- Titik 4 (masuk evaporator)

$$p_4 = \left(95 \text{ psi} \times \frac{0.00689 \text{ MPa}}{1 \text{ psi}} \right) + 0.101325 \text{ MPa}$$

$$p_4 = 0.755875 \text{ MPa}$$

$$T_4 = -3.48^\circ\text{C}$$

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

$$h_4 = h_3 = 106 \text{ kJ/kg}$$

4.2.1.1 Laju Alir Massa Refrigeran

Berdasarkan batasan masalah *steady, incompressible flow*, aliran refrigeran di dalam sistem memiliki nilai laju alir massa konstan dan variasi densitas yang dapat diabaikan. Laju alir massa refrigeran dihitung dengan persamaan berikut:

$$\dot{m} = \rho AV = \frac{Q}{v} \dots\dots\dots 4.1$$

\dot{m} = laju alir massa refrigeran, kg/s

ρ = densitas refrigeran, kg/m³

A = luas penampang aliran refrigeran, m²

V = kecepatan aliran refrigeran, m/s

$Q = AV =$ laju aliran volumetris refrigeran, m³/s

Nilai Q diperoleh berdasarkan hasil pengukuran debit aliran refrigeran menggunakan *flowmeter* yang terpasang di titik 3. Sementara itu, nilai v diperoleh dari *software* berdasarkan input nilai p dan T di titik 3, yaitu sebesar $0.002121 \text{ m}^3/\text{kg}$. Dengan demikian, perhitungan \dot{m} menghasilkan nilai:

$$\dot{m} = \frac{0.022 \frac{\text{L}}{\text{s}}}{0.0009660 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}} \times \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ L}} = 0.02277 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

4.2.1.2 Kerja Kompresor Isentropis

Kerja kompresor isentropis ($\dot{W}_{c,s}$) merupakan kerja termodinamik ideal yang dibutuhkan kompresor untuk melakukan proses kompresi terhadap refrigeran. Nilai $\dot{W}_{c,s}$ ditentukan berdasarkan entalpi refrigeran pada tingkat keadaan masuk dan keluar kompresor, atau secara matematis dihitung dengan menggunakan persamaan 2.1.

$$\begin{aligned}\dot{W}_{c,s} &= \dot{m} (h_{2s} - h_1) \\ &= 0.02277 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(330.3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 294.6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)\end{aligned}$$

$$\dot{W}_{c,s} = 0.813 \text{ kW}$$

4.2.1.3 Kerja Kompresor Nyata

Kerja kompresor nyata (\dot{W}_c) merupakan kerja termodinamik kompresor yang dipengaruhi kerugian akibat gesekan dan perpindahan panas dengan lingkungan. \dot{W}_c dihitung dengan menggunakan persamaan 2.2.

$$\begin{aligned}\dot{W}_c &= \dot{m} (h_2 - h_1) \\ &= 0.02277 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(342.8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 294.6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)\end{aligned}$$

$$\dot{W}_c = 1.098 \text{ kW}$$

4.2.1.4 Efisiensi Isentropis Kompresor

Efisiensi isentropis kompresor ($\eta_{c,s}$) merupakan perbandingan kerja kompresor isentropis dan kerja kompresor nyata. $\eta_{c,s}$ dihitung dengan menggunakan persamaan 2.3.

$$\eta_{c,s} = \frac{\dot{W}_{c,s}}{\dot{W}_c} = \frac{0.813}{1.098} = 0.741 \text{ (74.1 \%)}$$

4.2.1.5 Kapasitas Kondensator

Kapasitas kondensator (\dot{Q}_{cond}) merupakan kemampuan kondensator membuang panas yang dibawa aliran refrigeran ke lingkungan. \dot{Q}_{cond} dihitung menggunakan persamaan 2.4.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{cond}} &= \dot{m} (h_2 - h_3) \\ &= 0.02277 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(342.8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 106 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \end{aligned}$$

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = 5.394 \text{ kW}$$

4.2.1.6 Kapasitas Evaporator

Kapasitas evaporator atau disebut juga efek refrigerasi (\dot{Q}_{evp}) merupakan kemampuan evaporator menangani beban termal (panas) yang terdapat di dalam ruangan. \dot{Q}_{evp} dihitung dengan menggunakan persamaan 2.5.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{evp}} &= \dot{m} (h_1 - h_4) \\ &= 0.02277 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(294.6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 106 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \end{aligned}$$

$$\dot{Q}_{\text{evp}} = 4.296 \text{ kW}$$

4.2.1.7 COP

COP merupakan parameter tolak ukur unjuk kerja mesin pendingin yang dinyatakan dengan perbandingan antara efek refrigerasi yang ditimbulkan evaporator dan kerja yang

dibutuhkan kompresor. COP dihitung dengan menggunakan persamaan 2.6.

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{evp}}}{\dot{W}_c} = \frac{4.296}{1.098} = 3.912$$

4.2.1.8 HRR

HRR adalah perbandingan energi panas yang dibuang oleh kondensor dengan energi panas yang diserap oleh evaporator. HRR dihitung menggunakan persamaan 2.8.

$$\begin{aligned} \text{HRR} &= 1 + \frac{1}{\text{COP}} \\ &= 1 + \frac{1}{3.912} \\ &= 1.256 \end{aligned}$$

4.2.1.9 Daya Listrik

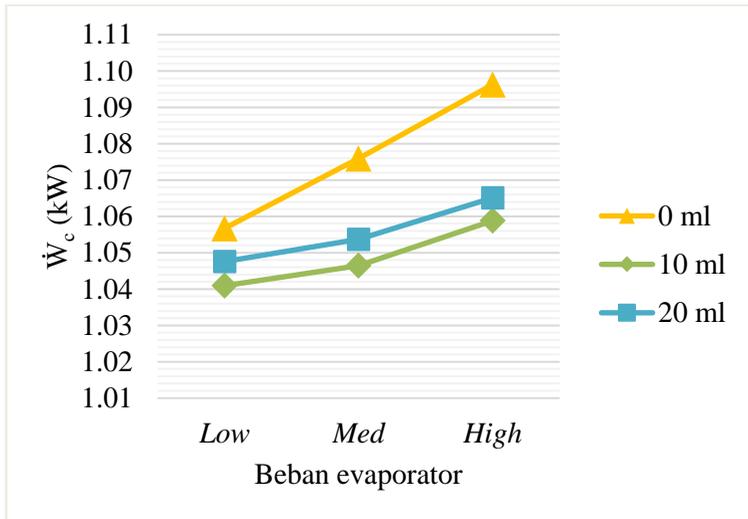
Daya listrik (\dot{W}_{in}) merupakan daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan motor kompresor. \dot{W}_{in} dihitung dengan menggunakan persamaan 2.9.

$$\begin{aligned} \dot{W}_{\text{in}} &= VI \cos \theta \\ &= 378.38 \text{ V} \times 3.95 \text{ A} \times 0.953 \\ &= 1.424 \text{ kW} \end{aligned}$$

4.2.2 Analisa Grafik

Grafik yang akan dibahas berikut merupakan sampel data yang diambil pada frekuensi $f = 50$ Hz. Parameter analisa yang akan dievaluasi berdasarkan peningkatan beban evaporator dan penambahan konsentrasi *nanofluids* adalah kerja kompresor, efisiensi isentropis kompresor, kapasitas evaporator, COP, HRR, dan daya listrik.

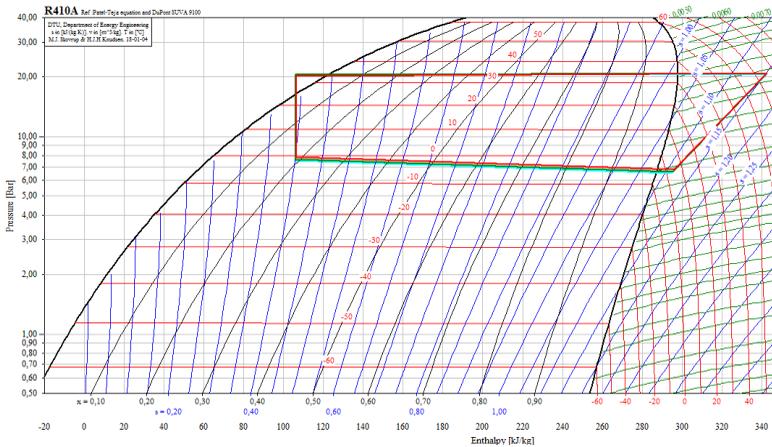
4.2.2.1 Grafik Kerja Kompresor sebagai Fungsi Beban Evaporator



Gambar 4.1 Grafik kerja kompresor sebagai fungsi beban evaporator

Berdasarkan grafik kerja kompresor yang ditampilkan pada Gambar 4.1, penambahan *nanofluids* menimbulkan tren yang sama untuk setiap volume dan beban evaporator. Beban *low*, *medium*, dan *high* menunjukkan penurunan kerja kompresor akibat penambahan *nanofluids*. Pengaruh *nanofluids* paling signifikan terjadi pada variasi volume 10 ml. Beban *low* dihasilkan perubahan nilai kerja kompresor sebesar 1.33% (1.041 kW), beban *medium* dihasilkan sebesar 2.79% (1.046 kW). Sementara itu, perubahan nilai kerja kompresor pada beban *high* sebesar 3.55% (1.059 kW). Jika ditinjau pada masing-masing variasi volume *nanofluids*, peningkatan beban evaporator menyebabkan penurunan kerja kompresor pada volume 0, 10, dan 20 ml, namun penurunan paling signifikan terjadi pada volume 10 ml.

Dari segi termodinamika, peningkatan beban evaporator menyebabkan refrigeran mengalami perpindahan panas yang lebih besar sehingga temperatur keluar evaporator naik. Kenaikan temperatur ini dideteksi oleh *sensing bulb* yang memberikan sinyal kepada TXV untuk memperbesar bukaan katup agar jumlah refrigeran masuk evaporator semakin banyak. Dengan demikian, tekanan evaporator naik. Perubahan tingkat keadaan di keluaran evaporator memengaruhi perubahan tingkat keadaan *suction* dan *discharge* kompresor. Tekanan evaporator yang semakin tinggi menimbulkan kenaikan tekanan *suction*. Tekanan *discharge* juga ikut naik untuk mempertahankan *pressure ratio* kompresor. Peningkatan tekanan dan temperatur *suction* dan *discharge* akibat peningkatan beban evaporator menghasilkan nilai entalpi yang semakin tinggi sehingga kerja kompresor yang dibutuhkan juga semakin besar.



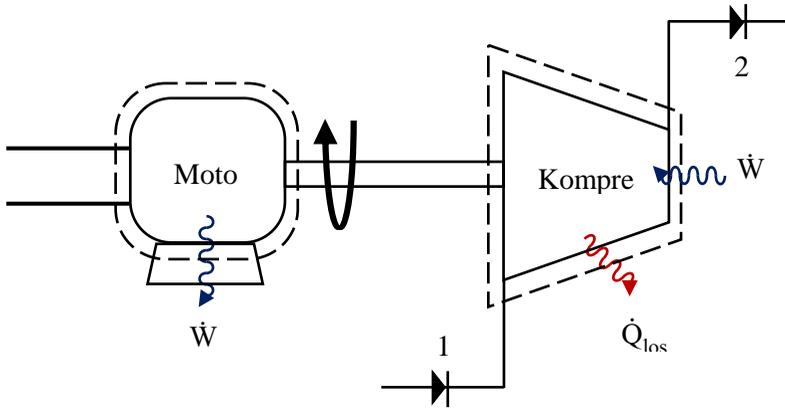
Gambar 4.2 Diagram p-h 0 ml variasi beban evaporator

Hasil eksperimen pada volume 0, 10, dan 20 ml dengan variasi beban menunjukkan tren yang sesuai dengan teori. Pengaruh beban evaporator terhadap kebutuhan kompresi dapat diamati lebih jelas pada diagram p-h yang

ditampilkan oleh Gambar 4.2. Garis biru muda menunjukkan beban *low*, garis hijau menunjukkan beban *medium*, dan garis merah menunjukkan beban *high*. Pergeseran garis kompresi ke daerah *superheat* mengindikasikan bahwa peningkatan beban evaporator membutuhkan kerja kompresor yang lebih besar. Gambar 4.2 terlihat titik *superheat* terlihat berhimpit, hal ini mengindikasikan bahwa tekanan dan temperatur *superheat* cenderung konstan.

Hasil eksperimen dengan variasi penambahan *nanofluids* menunjukkan tren penurunan kerja kompresor. Kurva 0 ml menunjukkan tren naik secara linear, sedangkan kurva 10 dan 20 ml mengalami kenaikan seiring bertambahnya beban. Hal ini dapat disebabkan karena prinsip kerja *nanofluids* dalam hal restorasi logam pada permukaan kompresor yang aus dengan memanfaatkan temperatur dan tekanan kerja pelumas kompresor dalam kondisi *running*. Dalam hal ini, pengukuran tekanan dan temperatur kerja pelumas sulit dilakukan karena kompresor berjenis hermetik sehingga pengambilan data kompresor dilakukan pada jalur *suction* dan *discharge*.

Di samping itu, tren yang dihasilkan pada beban *low*, *medium* dan *high* menunjukkan bahwa penambahan *nanofluids* menurunkan kebutuhan kerja kompresor. Hal ini dapat dianalisa dengan menggunakan pendekatan kesetimbangan energi untuk menghitung temperatur bodi kompresor. Perhitungan melibatkan daya motor, kerja kompresor, dan kerugian termal yang dialami kompresor berupa panas yang hilang ke lingkungan (*heat loss*). Motor dan kompresor masing-masing dianggap sebagai sebuah volume atur (*control volume*). Temperatur bodi yang tinggi mengindikasikan *heat loss* yang besar dan kerja yang rendah.



Gambar 4.3 Skema motor dan kompresor

Persamaan kesetimbangan energi untuk sistem pada Gambar 4.3 adalah:

$$\dot{W}_{\text{motor}} = \dot{Q}_{\text{loss}} + \dot{W}_{\text{useful}} \dots\dots\dots 4.2$$

$$\dot{W}_{\text{in}} = \dot{Q}_{\text{loss}} + \dot{W}_c \dots\dots\dots 4.3$$

$$\dot{Q}_{\text{loss}} = \dot{W}_{\text{in}} - \dot{W}_c \dots\dots\dots 4.4$$

\dot{Q}_{loss} yang dialami kompresor dapat berupa $\dot{Q}_{\text{loss, panas}}$ maupun $\dot{Q}_{\text{loss, mekanis}}$. $\dot{Q}_{\text{loss, panas}}$ adalah panas yang hilang akibat perpindahan panas dari bodi kompresor ke udara sekitar, sedangkan $\dot{Q}_{\text{loss, mekanis}}$ adalah panas yang hilang akibat gesekan antara komponen mekanis selama proses kompresi berlangsung. Nilai $\dot{Q}_{\text{loss, panas}}$ dapat dihitung dengan menggunakan persamaan perpindahan panas konveksi, sedangkan $\dot{Q}_{\text{loss, mekanis}}$ sulit dihitung karena dipengaruhi oleh banyak faktor yang tidak diketahui, antara lain viskositas pelumas dan energi yang timbul akibat gesekan. Oleh karena itu, parameter analisa yang digunakan dalam perhitungan ini

adalah $\dot{Q}_{\text{loss, panas}}$ saja sehingga persamaan 2.6 dapat ditulis kembali sebagai berikut:

$$hA_s \Delta T = VI \cos \theta - \dot{m} \Delta h \quad \dots\dots\dots 4.5$$

$$hA_s (T_b - T_\infty) = VI \cos \theta - \dot{m} (h_2 - h_1) \quad \dots\dots\dots 4.6$$

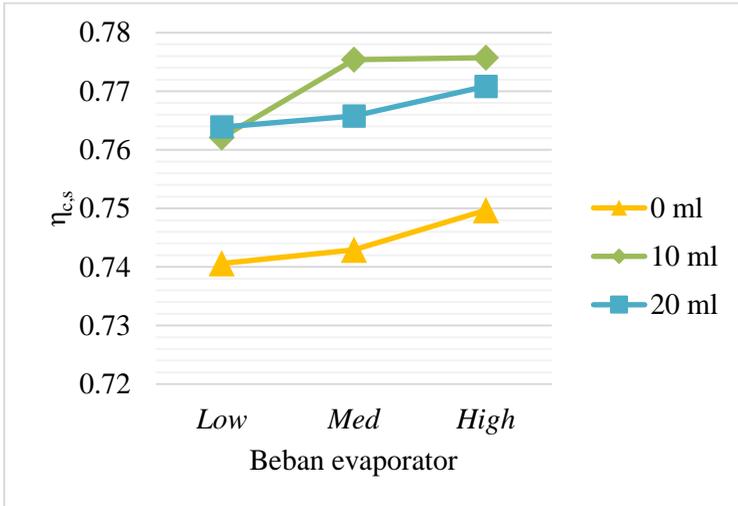
Pengukuran temperatur bodi kompresor tidak dilakukan dalam penelitian ini, tetapi dapat diestimasikan bahwa nilainya berada di dalam *range* temperatur operasi kompresor, yaitu di antara T_1 dan T_2 . Dengan demikian, ΔT dapat dinyatakan dengan persamaan $[(T_1 + T_2)/2] - T_\infty$.

Tabel 4.2 Temperatur operasi kompresor pada beban *low*

Beban evaporator	Volume <i>nanofluid</i> s (ml)	T_1 (°C)	T_2 (°C)	$(T_1 + T_2)/2$ (°C)	T_∞ (°C)	ΔT (°C)
<i>Low</i>	0	11,06	80,62	45,84	27	18,84
	10	12,23	79,58	45,90	27	18,90
	20	12,11	80,31	46,21	27	19,21

Tabel 4.2 menunjukkan bahwa penambahan *nanofluids* 10 dan 20 ml meningkatkan nilai ΔT . Hal ini dapat disebabkan oleh kenaikan nilai viskositas pelumas yang memengaruhi kerja kompresor. Semakin tinggi nilai viskositas pelumas, semakin besar tegangan geser yang timbul sehingga kemampuan alir pelumas berkurang. Dengan demikian, jumlah pelumas yang disuplai (*oil supply rate*) ke dalam *oil gallery* dan *bearing* berkurang.^[4] Walaupun demikian, perubahan viskositas pelumas akibat *nanofluids* perlu diselidiki lebih lanjut dengan menggunakan viskometer.

4.2.2.2 Grafik Efisiensi Isentropis Kompresor sebagai Fungsi Beban Evaporator



Gambar 4.4 Grafik efisiensi isentropis kompresor sebagai fungsi beban evaporator

Berdasarkan grafik efisiensi isentropis kompresor yang ditampilkan pada Gambar 4.4, penambahan volume *nanofluids* menyebabkan peningkatan efisiensi isentropis kompresor pada masing-masing beban evaporator. Pengaruh *nanofluids* paling signifikan terjadi pada beban *high* dengan volume 10 ml, yaitu sebesar 3.46% (0.776). Jika ditinjau pada masing-masing variasi volume *nanofluids*, peningkatan beban evaporator menyebabkan peningkatan efisiensi isentropis kompresor pada volume 0, 10, dan 20 ml. $\eta_{c,s}$ tertinggi senilai 0.776 dihasilkan pada beban *high* dengan volume *nanofluids* 10 ml, sedangkan $\eta_{c,s}$ terendah senilai 0.741 dihasilkan pada beban *low* dengan volume *nanofluids* 0 ml.

Peningkatan beban evaporator menyebabkan kompresor perlu bekerja lebih berat untuk menangani kebutuhan refrigerasi yang meningkat. Dengan demikian,

peningkatan beban evaporator berbanding lurus dengan peningkatan kerja kompresor, baik secara isentropis maupun nyata. Walaupun demikian, peningkatan kerja isentropis yang tidak sebanding dengan peningkatan kerja nyata mengakibatkan penurunan efisiensi isentropis kompresor. Hal ini ditunjukkan oleh kurva 20 ml pada Gambar 4.4 yang memiliki tren cenderung menurun.

Di sisi lain, aplikasi *nanofluids* berdampak pada penurunan kerja kompresor. Adanya proses restorasi ion logam pada permukaan yang aus menyebabkan kompresor membutuhkan kerja lebih sedikit untuk menangani kebutuhan kompresi pada beban evaporator yang sama. Pada beban evaporator yang semakin besar, *nanofluids* bekerja lebih optimal dalam menurunkan kerja kompresor karena proses restorasi berjalan lebih cepat. Dengan kata lain, penambahan *nanofluids* mengakibatkan peningkatan efisiensi isentropis kompresor. Hal ini ditunjukkan oleh kurva 10 ml pada Gambar 4.4 yang memiliki tren cenderung naik. Walaupun demikian, tren kurva 20 ml menunjukkan penurunan efisiensi isentropis kompresor pada beban *medium*. Hal ini dapat disebabkan karena perubahan tekanan *discharge* yang memengaruhi nilai entalpi yang dihasilkan. Hubungan tekanan *discharge* dan efisiensi isentropis kompresor dapat dinyatakan secara matematis dengan menggunakan persamaan 2.3.

$$\eta_{c,s} = \frac{\dot{W}_{c,s}, \text{ kJ/kg}}{\dot{W}_c, \text{ kJ/kg}} = \frac{\dot{m}(h_{2s} - h_1)}{\dot{m}(h_2 - h_1)} \dots\dots\dots 2.3$$

Dengan menggunakan asumsi panas spesifik bernilai konstan, persamaan 2.3 dapat ditulis kembali sebagai fungsi temperatur.

$$h(T_{2s}) - h(T_1) = c_p (T_{2s} - T_1) \quad (s_1 = s_2, k \text{ konstan}) \quad \dots\dots\dots 4.7$$

$$h(T_2) - h(T_1) = c_p (T_2 - T_1) \quad \dots\dots\dots 4.8$$

$$\eta_{c,s} = \frac{c_p (T_{2s} - T_1)}{c_p (T_2 - T_1)} \quad \dots\dots\dots 4.9$$

Asumsi berikutnya adalah pemodelan fluida kerja kompresor sebagai gas ideal. Perilaku gas ideal pada temperatur dan tekanan tertentu dinyatakan sebagai berikut:

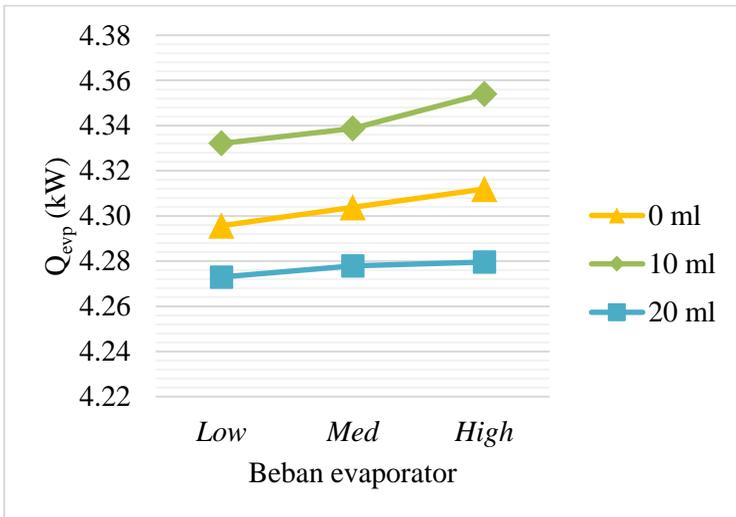
$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{(k-1)}{k}} \dots\dots\dots 4.10$$

$$k = \frac{C_p}{C_v} \dots\dots\dots 4.11$$

Dengan demikian, persamaan 2.3 menjadi

$$\eta_{c,s} = \frac{T_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{(k-1)}{k}} - T_1}{T_2 - T_1} \dots\dots\dots 4.12$$

4.2.2.3 Grafik Kapasitas Evaporator sebagai Fungsi Beban Evaporator



Gambar 4.5 Grafik kapasitas evaporator sebagai fungsi beban evaporator

Berdasarkan grafik kapasitas evaporator yang ditampilkan pada Gambar 4.5, penambahan *nanofluids* menyebabkan peningkatan kapasitas evaporator pada variasi volume 10 ml dan penurunan kapasitas evaporator pada volume 20 ml. Walaupun demikian, penurunan yang terjadi dari volume 0 ml menuju volume 20 ml tidak terlalu signifikan. Pengaruh *nanofluids* paling signifikan terjadi pada beban *high* dengan volume 10 ml, yaitu sebesar 1.35% (4.354 kW). Jika ditinjau pada masing-masing variasi volume *nanofluids*, peningkatan beban evaporator menyebabkan peningkatan kapasitas evaporator pada volume 0, 10, dan 20 ml, tetapi perubahan yang terjadi pada volume 20 ml tidak terlalu signifikan. \dot{Q}_{evp} tertinggi senilai 4.354 kW dihasilkan pada beban *high* dengan volume *nanofluids* 10 ml, sedangkan \dot{Q}_{evp} terendah senilai 4.273 kW dihasilkan pada beban *low* dengan volume *nanofluids* 20 ml.

Kapasitas evaporator merupakan kemampuan evaporator untuk memberikan efek refrigerasi terhadap refrigeran. Efek refrigerasi adalah kemampuan evaporator menyerap kalor dari udara di dalam ruangan untuk menguapkan refrigeran di dalam evaporator, atau dinyatakan secara matematis oleh persamaan 2.5. Semakin besar beban evaporator, semakin banyak jumlah udara yang digunakan untuk menguapkan refrigeran sehingga laju perpindahan panas yang terjadi semakin besar. Proses perpindahan panas dapat diamati lebih lanjut dengan menggunakan prinsip kesetimbangan energi antara udara dan refrigeran.

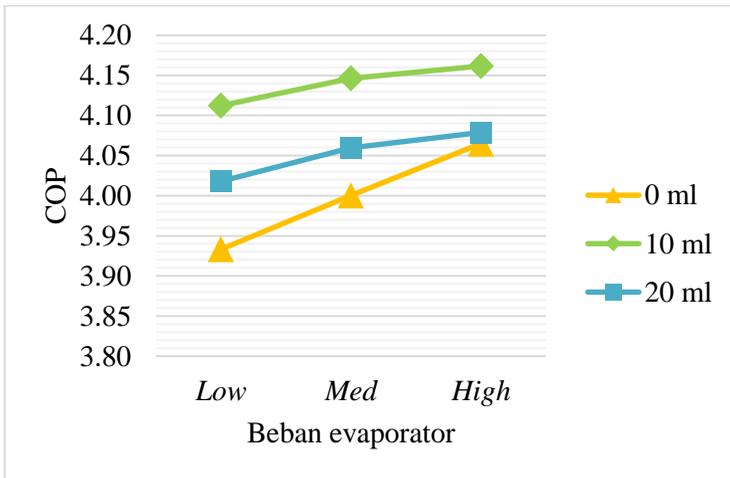
$$\dot{Q}_{\text{evp}} = \dot{Q}_{\text{udara}} \quad \dots\dots\dots 4.13$$

$$\dot{m}_{\text{ref}} (h_1 - h_4) = \dot{m}_{\text{udara}} (h_{\text{in}} - h_{\text{out}}) \quad \dots\dots\dots 4.14$$

Dalam hal ini, laju alir massa dan temperatur udara masuk dan keluar evaporator sulit diukur karena keterbatasan konstruksi alat eksperimen. Walaupun demikian, peningkatan beban evaporator secara konseptual mengindikasikan laju alir

massa udara (\dot{m}_{udara}) yang semakin besar. Pada kondisi laju alir massa refrigeran (\dot{m}_{ref}) konstan, selisih entalpi ($h_1 - h_4$) mengalami peningkatan. Dengan demikian, kenaikan beban evaporator menyebabkan kenaikan kapasitas evaporator, sesuai dengan hasil eksperimen variasi 0, 10, dan 20 ml.

4.2.2.4 Grafik COP sebagai Fungsi Beban Evaporator

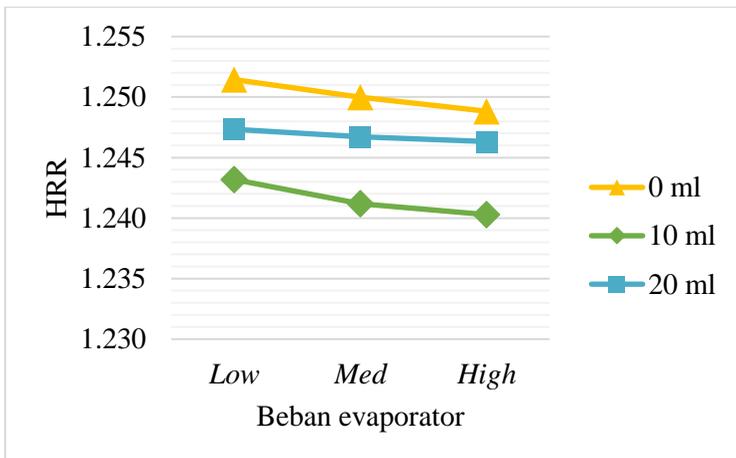


Gambar 4.6 Grafik COP sebagai fungsi beban evaporator

Berdasarkan grafik COP yang ditampilkan pada Gambar 4.6, penambahan volume *nanofluids* menyebabkan peningkatan COP pada masing-masing beban evaporator. Pengaruh *nanofluids* yang paling signifikan terhadap peningkatan COP terjadi pada beban *high* dengan volume 10 ml, yaitu sebesar 2.39% (4.162). Jika ditinjau pada masing-masing variasi volume *nanofluids*, peningkatan beban evaporator menyebabkan peningkatan COP. COP tertinggi senilai 4.162 dihasilkan pada beban *high* dengan volume 10 ml, sedangkan COP terendah senilai 3.933 dihasilkan pada beban *low* dengan volume 0 ml.

COP merupakan perbandingan kapasitas evaporator terhadap kerja kompresor, atau dinyatakan secara matematis oleh persamaan 2.10. Peningkatan beban evaporator menyebabkan kenaikan keduanya sehingga COP juga naik. Di samping itu, aplikasi *nanofluids* menyebabkan peningkatan kerja kompresor akibat proses restorasi ion logam terhadap permukaan kompresor yang aus. Kerja kompresor yang semakin besar menyebabkan energi refrigeran semakin besar sehingga kemampuannya menyerap panas di dalam evaporator juga semakin besar. Hal ini menyebabkan kenaikan nilai COP pada masing-masing beban evaporator. Dalam hal ini, hasil eksperimen pada semua variasi menunjukkan kesesuaian dengan teori.

4.2.2.5 Grafik HRR sebagai Fungsi Beban Evaporator



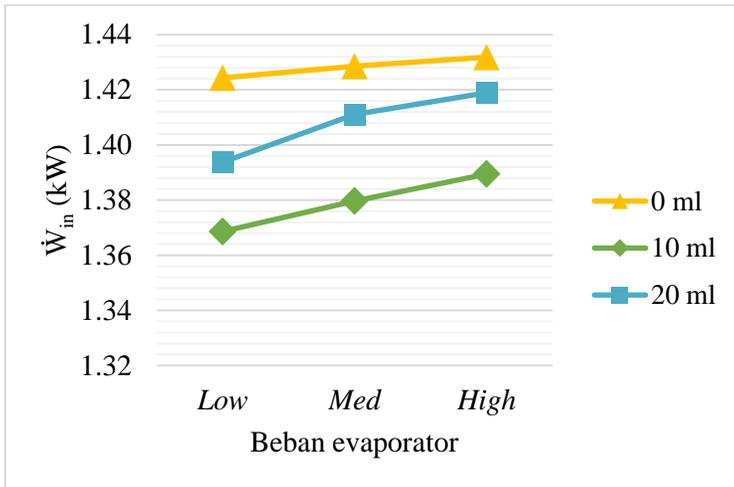
Gambar 4.7 Grafik HRR sebagai fungsi beban evaporator

Berdasarkan grafik HRR yang ditampilkan pada Gambar 4.7, penambahan volume *nanofluids* menyebabkan penurunan HRR pada masing-masing beban evaporator. Pengaruh *nanofluids* paling signifikan terjadi pada beban *high*

dengan volume 10 ml, yaitu sebesar 1.03% (1.240). Jika ditinjau pada masing-masing variasi volume *nanofluids*, peningkatan beban evaporator menyebabkan penurunan HRR. Nilai HRR tertinggi sebesar 1.251 dihasilkan pada beban *low* dengan volume *nanofluids* 0 ml, sedangkan nilai HRR terendah sebesar 1.240 dihasilkan pada beban *high* dengan volume *nanofluids* 10 ml.

HRR merupakan rasio kapasitas kondensor terhadap kapasitas evaporator, atau dinyatakan secara matematis oleh persamaan 2.8. Perubahan kapasitas kondensor secara tidak langsung dipengaruhi oleh peningkatan beban evaporator dengan timbulnya kenaikan kerja kompresor. Semakin besar kerja yang diberikan kompresor terhadap refrigeran, semakin besar energi yang dimiliki refrigeran untuk melakukan kondensasi. Dengan kata lain, semakin banyak panas buang yang dihasilkan sehingga kapasitas kondensor naik. Peningkatan beban evaporator juga menyebabkan kenaikan kapasitas evaporator, seperti dibahas dalam sub bab 4.2.2.3. Selain itu, peningkatan beban evaporator menyebabkan kenaikan nilai COP seperti dibahas dalam subbab 4.2.2.4 sehingga nilai penyebut dalam persamaan 2.8 menjadi semakin besar. Hal ini menyebabkan HRR turun. Tren serupa dihasilkan pada variasi dengan *nanofluids* untuk beban evaporator yang sama maupun beban yang semakin besar. Dalam hal ini, hasil eksperimen pada semua variasi menunjukkan kesesuaian dengan teori.

4.2.2.6 Grafik Daya Listrik sebagai Fungsi Beban Evaporator



Gambar 4.8 Grafik \dot{W}_{in} sebagai fungsi beban evaporator

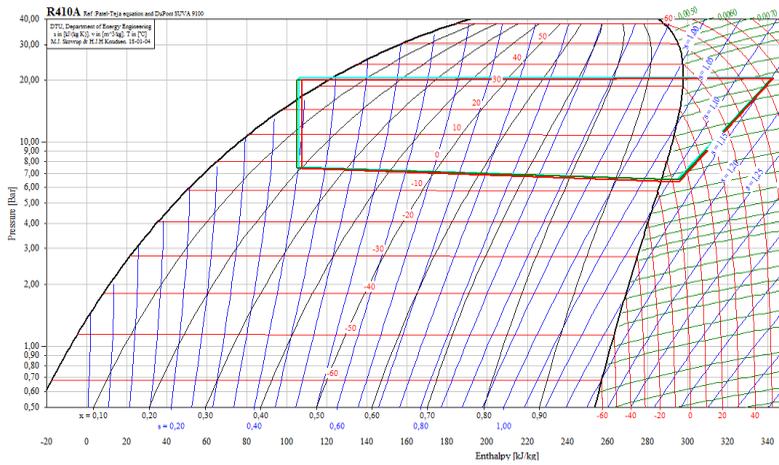
Berdasarkan grafik daya listrik yang ditampilkan pada Gambar 4.8, penambahan volume *nanofluids* menyebabkan penurunan daya listrik pada beban *low*, *medium*, dan *high*. Pengaruh *nanofluids* yang paling signifikan terhadap penurunan \dot{W}_{in} terjadi pada beban *low* dengan volume 10 ml, yaitu sebesar 4.39% (1.369 kW). Jika ditinjau pada masing-masing variasi volume *nanofluids*, peningkatan beban evaporator menyebabkan kenaikan daya listrik pada volume 0, 10 dan 20 ml. Nilai \dot{W}_{in} tertinggi sebesar 1.432 kW dihasilkan pada beban *high* dengan volume *nanofluids* 0 ml, sedangkan nilai \dot{W}_{in} terendah sebesar 1.369 kW dihasilkan pada beban *low* dengan volume *nanofluids* 10 ml.

Daya listrik merupakan jumlah listrik yang disuplai ke motor kompresor untuk menggerakkan komponen mekanis agar dapat melakukan kompresi, atau dinyatakan secara matematis oleh persamaan 2.9. Peningkatan beban evaporator menimbulkan peningkatan kerja kompresor untuk memenuhi

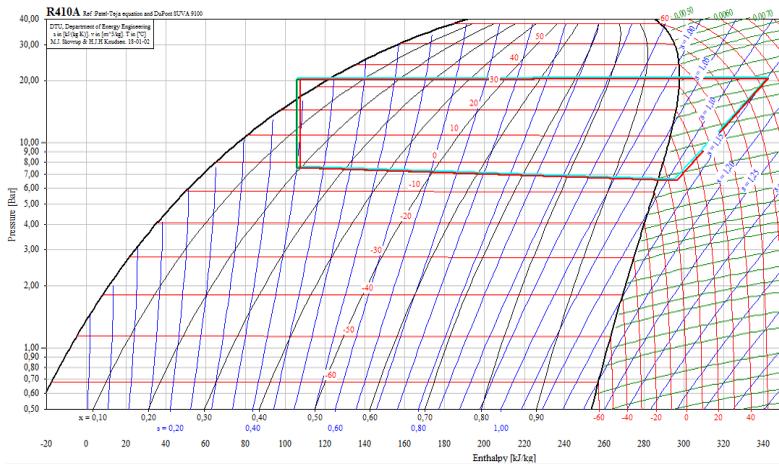
kebutuhan refrigerasi sistem yang semakin besar. Hal ini menyebabkan kebutuhan konsumsi listrik oleh motor kompresor meningkat. Walaupun demikian, voltase listrik yang disuplai dari *inverter* untuk frekuensi listrik cenderung sama dengan nilai $\cos \theta$ konstan sehingga perubahan daya listrik hanya dipengaruhi oleh perubahan arus. Di samping itu, penambahan *nanofluids* menyebabkan penurunan kerja kompresor pada beban evaporator yang sama maupun pada beban yang semakin besar karena adanya proses restorasi logam. Hal ini menyebabkan kebutuhan daya listrik kompresor semakin rendah.

Jika dilihat secara umum, grafik daya listrik pada Gambar 4.8 menghasilkan tren yang sama dengan grafik kerja kompresor pada Gambar 4.1. Hal ini sejalan dengan tren yang dihasilkan pada kedua grafik, karena kerugian yang timbul akibat efisiensi motor, mekanis maupun termal relatif sama. Secara teoritis, kerja bersih yang dapat dihasilkan oleh kompresor *scroll* berdasarkan *compressor loss analysis* pada Gambar 2.5 adalah 74.2%. Hasil eksperimen yang ditampilkan pada Gambar 4.8 menunjukkan bahwa volume 0, 10, dan 20 ml menunjukkan kesesuaian dengan teori.

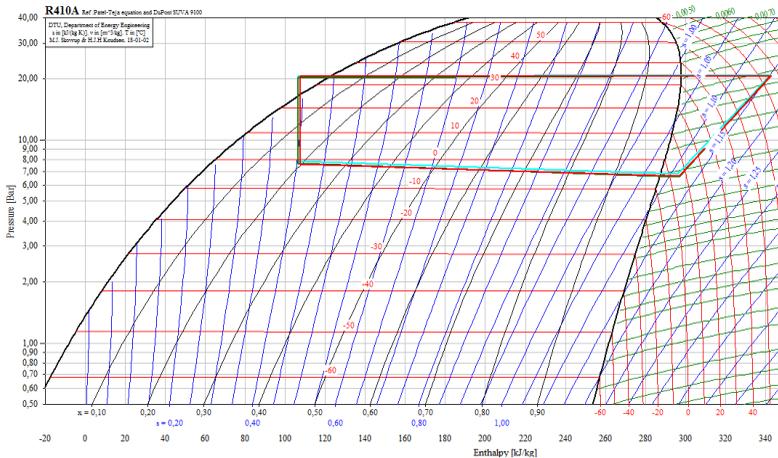
4.2.2.7 Diagram p-h untuk Setiap Beban Evaporator



Gambar 4.9 Diagram p-h untuk beban *low*



Gambar 4.10 Diagram p-h untuk beban *medium*



Gambar 4.11 Diagram p-h untuk beban *high*

Gambar 4.9 merupakan perbandingan siklus refrigerasi ketiga variasi volume *nanofluids* pada diagram p-h R410A untuk beban *low*. Kurva biru menunjukkan volume 0 ml, kurva hijau menunjukkan volume 10 ml, dan kurva merah menunjukkan volume 20 ml. Berdasarkan gambar tersebut, pengaruh *nanofluids* tidak signifikan terhadap performa siklus refrigerasi, garis tekanan evaporasi dan tekanan *suction* ketiga variasi terletak berhimpitan. Begitu juga dengan garis tekanan *discharge* dan tekanan kondensasi ketiga variasi yang terletak berhimpitan. Berdasarkan gambar tersebut, variasi volume 20 ml menghasilkan tekanan evaporasi dan *suction* terendah senilai 7.42095 bar dan 6.38745 bar, sedangkan variasi volume 0 ml menghasilkan tekanan *discharge* dan kondensasi tertinggi senilai 20.85645 bar dan 20.51195 bar. Variasi 10 ml menghasilkan entalpi terendah senilai 105.1 kJ/kg.

Gambar 4.10 merupakan perbandingan siklus refrigerasi ketiga variasi volume *nanofluids* pada diagram p-h R410A untuk beban *medium*. Warna kurva menunjukkan variasi penambahan *nanofluids* seperti dijelaskan dalam

subbab 4.2.2.7. Berdasarkan gambar tersebut, variasi volume 10 dan 20 ml menghasilkan tekanan evaporasi dan *suction* terendah senilai 75,5875 bar dan 65,2525 bar, sedangkan variasi volume 0 ml menghasilkan tekanan *discharge* dan kondensasi tertinggi senilai 20.92535 bar dan 20.58085 bar. Variasi 10 ml menghasilkan entalpi terendah senilai 105.9 kJ/kg.

Gambar 4.11 merupakan perbandingan siklus refrigerasi ketiga variasi volume *nanofluids* pada diagram p-h R410A untuk beban *high*. Berdasarkan gambar tersebut, variasi volume 20 ml menghasilkan tekanan evaporasi dan *suction* terendah senilai 7.62765 bar dan 6.66305 bar, sedangkan variasi volume 0 ml menghasilkan tekanan *discharge* dan kondensasi tertinggi senilai 20.99425 bar dan 20.64975 bar. Variasi 10 ml menghasilkan entalpi terendah senilai 106.3 kJ/kg.

Penurunan tekanan *suction* menyebabkan kenaikan nilai *pressure ratio* kompresor sehingga kerja kompresi yang dibutuhkan semakin besar. Di samping itu, perubahan *pressure ratio* juga berdampak pada garis ekspansi yang lebih panjang sehingga tekanan evaporasi lebih rendah. Penurunan tekanan evaporasi mengindikasikan penurunan temperatur evaporasi sehingga kapasitas evaporasi yang dihasilkan semakin besar. Selain itu, nilai entalpi keluar kondensor yang semakin rendah mengindikasikan proses kondensasi yang semakin efektif karena refrigeran berada dalam kondisi *subcool*.

4.2.2.8 Analisa Pengaruh Penambahan Nanofluids

Dari sisi pelumas

Pada penelitian ini ditambahkan *nanofluids* dengan variasi volume 0, 10, dan 20 ml. Berdasarkan Gambar 4.1 nilai W_c dengan variasi 10 ml lebih kecil dibandingkan 20 ml, hal ini diakibatkan karena peningkatan viskositas pelumas setelah ditambahkan *nanofluids*. Pada volume 20 ml memiliki

viskositas yang lebih tinggi dibandingkan volume 10 ml, sesuai dengan persamaan berikut.

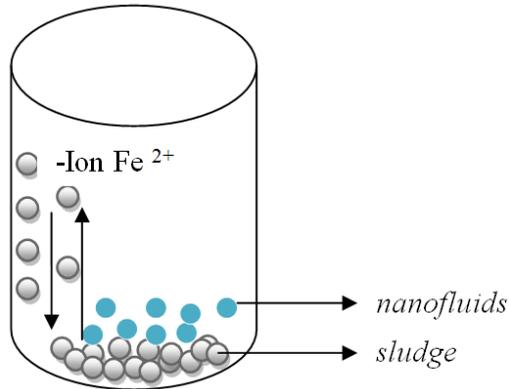
$$T_{yx} = \mu \frac{du}{dy} \dots\dots\dots 4.15$$

$$C_f = \frac{T_{yx}}{\frac{1}{2} \rho u^2} \dots\dots\dots 4.16$$

Sesuai dengan persamaan 4.15 apabila viskositas semakin tinggi maka nilai T_{yx} semakin besar yang mengakibatkan nilai C_f pada persamaan 4.16 juga semakin besar. Nilai C_f yang semakin besar mengindikasikan bahwa gesekan yang terjadi dalam *surface* kompresor semakin besar, ini mengakibatkan kerja kompresor menjadi berat dan membutuhkan daya yang lebih besar. Oleh sebab itu pada hasil penelitian nilai W_c variasi volume 20 ml lebih besar dibanding variasi volume 10 ml.

Dari sisi moving parts

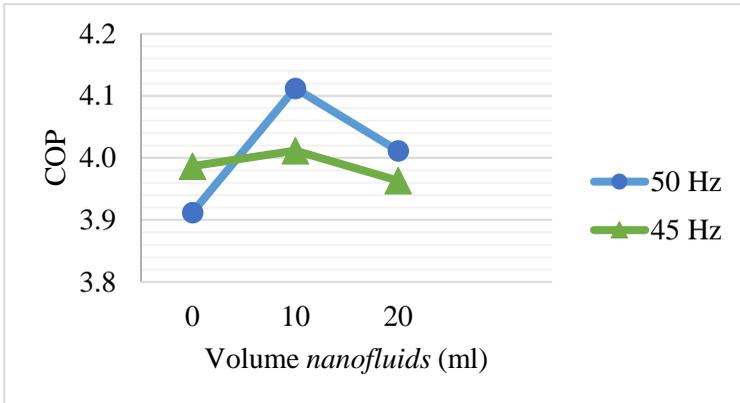
Kompresor merupakan komponen utama dalam sistem sistem refrigerasi, untuk melakukan kerja yang optimum komponen-komponen kompresor harus dalam kondisi bagus. Seiring berjalannya waktu pemakaian, *surface* kompresor mengalami keausan karena adanya gesekan antar komponen. Jika terus dibiarkan kerja kompresor akan turun dan daya yang dibutuhkan kompresor untuk melakukan kerja akan semakin besar.



Gambar 4.12 *Sludge* dan *nanofluids* pada *surface* kompresor

Keausan *surface* kompresor mengakibatkan terlepasnya ion $-Fe^{2+}$ yang menjadi *sludge* di dasar kompresor. Penambahan *nanofluids* pada pelumas kompresor dapat membantu mengembalikan *surface* kompresor, karena *nanofluids* bersifat katalis, yaitu saling menolak karena ion *nanofluids* juga bersifat negatif (-) sehingga saat kedua ion bertemu akan saling menolak dan menyebabkan *sludge* akan terangkat dan menempel kembali di *surface* kompresor. *Surface* akan mengalami rekristalisasi dan *nanofluids* memperbaiki *surface* kompresor menjadi rapat kembali. Kondisi *surface* yang semakin baik, menyebabkan kompresor bekerja lebih maksimal karena gesekan yang terjadi pada komponen – komponen kompresor berkurang. Hal ini dapat meningkatkan kerja kompresor dan daya yang dibutuhkan kompresor untuk melakukan kerja menjadi berkurang.

4.2.2.9 Perbandingan COP pada Frekuensi 50 dan 45 Hz



Gambar 4.13 Perbandingan COP pada frekuensi 45 dan 50 Hz

Berdasarkan grafik perbandingan COP beban *low* yang ditampilkan pada Gambar 4.13, penambahan volume *nanofluids* menyebabkan peningkatan nilai COP pada masing-masing frekuensi listrik. Jika ditinjau pada masing-masing volume, COP yang dihasilkan pada frekuensi 50 Hz bernilai lebih tinggi dibandingkan dengan frekuensi 45 Hz. Meskipun demikian pada frekuensi 50 Hz dengan volume 0 ml, nilai COP lebih rendah dibanding frekuensi 45 Hz. COP tertinggi senilai 4.112 dihasilkan pada frekuensi 50 Hz untuk volume 10 ml, sedangkan COP terendah senilai 3.912 dihasilkan pada frekuensi 50 Hz untuk volume 0 ml.

COP merupakan perbandingan kapasitas evaporator dengan kerja kompresor. Perubahan frekuensi listrik berpengaruh terhadap daya listrik yang masuk kompresor. Frekuensi listrik yang lebih rendah menyebabkan *input* arus listrik berkurang sehingga daya listrik yang digunakan untuk menggerakkan motor kompresor juga berkurang. Dengan kecepatan putar motor yang lebih rendah, kerja kompresor yang ditimbulkan juga berkurang. Hal ini mengakibatkan perbedaan nilai COP antara variasi frekuensi 45 dan 50 Hz.

BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Kesimpulan yang dapat diambil dari penelitian ini adalah:

1. Aplikasi *nanofluids* memberikan pengaruh signifikan terhadap unjuk kerja AC.
 - a. Peningkatan kapasitas evaporator sebesar 1.35% terjadi pada beban *high* dengan volume 10 ml.
 - b. Peningkatan COP sebesar 2.39% terjadi pada beban *high* dengan volume 10 ml.
 - c. Penurunan HRR sebesar 1.03% terjadi pada beban *high* dengan volume 10 ml.
 - d. Penambahan *nanofluids* meningkatkan nilai COP pada variasi frekuensi 45 Hz dan 50 Hz.
2. Aplikasi *nanofluids* memberikan pengaruh signifikan terhadap kerja kompresor AC.
 - a. Penurunan kerja kompresor sebesar 3.55% terjadi pada beban *high* dengan volume 10 ml.
 - b. Peningkatan efisiensi isentropis kompresor sebesar 3.46% terjadi pada beban *high* dengan volume 10 ml.
 - c. Penurunan daya listrik sebesar 4.39% terjadi pada beban *low* dengan variasi volume 10 ml.

5.2 Saran

Saran yang ingin diberikan terhadap penelitian ini adalah:

1. *Properties nanofluids* yang digunakan dalam eksperimen ini tidak diketahui sehingga perubahan perilaku sistem akibat penambahan *nanofluids* tidak dapat dianalisis secara mendalam. *Properties* nanopartikel dan *base fluid* serta proses pembuatan

nanofluids juga tidak diketahui. Padahal, ketiga hal tersebut dapat memengaruhi efektivitas *nanofluids*. Oleh karena itu, penelitian selanjutnya perlu mendeskripsikan *properties nanofluids* agar pengaruhnya terhadap performa kompresor maupun sistem refrigerasi dapat dianalisis lebih mendalam.

2. Perlu adanya alat ukur yang lebih presisi untuk mengukur perubahan nilai debit serta tekanan dan temperatur refrigeran pada masing-masing tingkat keadaan.

DAFTAR PUSTAKA

1. Arora, C. P., 1983. **Refrigeration and Air Conditioning**. New Delhi: Tata McGraw-Hill Publishing Company Limited.
2. Badan Standardisasi Nasional (BSN), 2000. **Konservasi Energi Sistem Tata Udara pada Bangunan Gedung**
3. Bi, S.-s., Shi, L. & Zhang, L.-l., 2008. **Application of nanoparticles in domestic refrigerators**. *Applied Thermal Engineering*, Volume 28, pp. 1834-1843.
4. Cui, M. M., 2004. **Investigation on the Oil Supply System of a Scroll Compressor**. *International Compressor Engineering Conference*.
5. Direktorat Jenderal Ketenagalistrikan, 2016. **Statistik Ketenagalistrikan 2015**, Jakarta: Kementerian Energi dan Sumber Daya Mineral.
6. Fernandez, B. R., 2011. **Sintesis Nanopartikel**, Padang: Universitas Andalas.
7. Fitriandi, A., 2008. **Karakteristik Bahan dan Aspek Lingkungan Refrigeran Hidrokarbon** <URL:<http://indonesiasejahtera.wordpress.com/2007/11/01/karakteristik-bahan-dan-aspek-lingkungan-refrigeran-hidrokarbon-2/>>
8. Majgaonkar, A., 2016. **Use of Nanoparticles In Refrigeration Systems: A Literature Review Paper**. s.l., Purdue University.
9. Metarizer Corporation, March, 2017. **Metarizer Catalogue**. <URL:<http://metarizer.co.jp>>
10. Moran, M. J. & Shapiro, H. N., 2006. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**. 5 ed. West Sussex: John Wiley & Sons, Inc.

11. Nieter, J. J., 1990. **Dynamics of Compliance Mechanisms Scroll Compressors, Part II: Radial Compliance.** s.l., Purdue University.
12. Nieter, J. J. & Barito, T., 1990. **Dynamics of Compliance Mechanisms in Scroll Compressors, Part I: Axial Compliance.** s.l., Purdue University.
13. Panasonic Manufacturing Indonesia, 2015. **Catalogue refrigerant.**
14. Papade, C. V. & Wale, R. S., 2015. **Performance Improvement of Air Conditioning System by Using Nanorefrigerant.** *International Journal of Advances in Engineering Research*, 10 (1).
15. Short, G. D., Rajewski, T. E. & Oberle, J. E., 1996. **Refrigeration Lubricants - Current Practice and Future Development.** s.l., Purdue University.
16. Suryani, K. 2017. **Studi Eksperimen Pengaruh Nanofluida terhadap Unjuk Kerja Mesin Pengkondisian Udara.** Surabaya: ITS.
17. Wang, S. K., 2001. **Handbook of Air Conditioning and Refrigeration.** 2 ed. New York: McGraw-Hill.

LAMPIRAN

A.1 Data Hasil Eksperimen untuk Frekuensi Listrik $f = 50$ Hz

Volume *nanofluids* = 0 ml

Beban	Vin	Vout	I (Ampere)	AV (L/s)	p ₁ (psi)	T ₁ (°C)	p ₂ (psi)	T ₂ (°C)	p ₃ (psi)	T ₃ (°C)	p ₄ (psi)	T ₄ (°C)
Low	217,31	378,38	3,95	0,022	80	11,06	288	80,62	283	29,95	95	-3,48
Med	218,08	378,54	3,96	0,022	82	12,11	289	80,52	284	30,1	97	-2,82
High	216,92	378,46	3,97	0,022	84	13,35	290	80,55	285	30,28	100	-2,26

Volume *nanofluids* =10 ml

Beban	Vin	Vout	I (Ampere)	AV (L/s)	p ₁ (psi)	T ₁ (°C)	p ₂ (psi)	T ₂ (°C)	p ₃ (psi)	T ₃ (°C)	p ₄ (psi)	T ₄ (°C)
Low	216,69	377,92	3,8	0,022	80	12,23	283	79,58	277	29,45	94	-4,28
Med	217,15	378	3,83	0,022	80	12,94	285	80	278	29,92	95	-3,92
High	218,69	378,69	3,85	0,022	81	13,44	286	80,2	280	30,17	97	-3,24

Volume *nanofluids* = 20 ml

Beban	Vin	Vout	I (Ampere)	AV (L/s)	p ₁ (psi)	T ₁ (°C)	p ₂ (psi)	T ₂ (°C)	p ₃ (psi)	T ₃ (°C)	p ₄ (psi)	T ₄ (°C)
Low	218,15	375	3,9	0,022	78	12,11	283	80,31	276	30,73	93	-4,36
Med	215,92	374,85	3,95	0,022	80	12,78	285	80,37	278	30,8	95	-3,53
High	211,92	372,23	4	0,022	82	13,61	288	80,77	283	30,96	96	-3,02

A.2 Data Hasil Perhitungan untuk Frekuensi Listrik $f = 50$ Hz

Volume *nanofluids* = 0 ml

Beban	V (Volt)	I (Ampere)	AV (m ³ /s)	p ₁ (MPa)	T ₁ (°C)	h ₁ (kJ/kg)	s ₁ (kJ/kg·K)	p ₂ (MPa)	T ₂ (°C)	h _{2s} (kJ/kg)	h ₂ (kJ/kg)
Low	378,4	3,95	0,000022	0,652525	11,06	294,6	1,112	2,085645	80,62	330,3	342,8
Med	378,5	3,96	0,000022	0,666305	12,11	295,3	1,113	2,092535	80,52	330,4	342,6
High	378,5	3,97	0,000022	0,680085	13,35	296,1	1,114	2,099425	80,55	330,9	342,5

p_3 (MPa)	T_3 (°C)	h_3 (kJ/kg)	v (m ³ /kg)	p_4 (MPa)	T_4 (°C)	h_4 (kJ/kg)
2,051195	29,95	106,0	0,0009660	0,755875	-3,48	106,0
2,058085	30,10	106,2	0,0009667	0,769655	-2,82	106,2
2,064975	30,28	106,5	0,0009676	0,790325	-2,26	106,5

\dot{W}_{in} (kW)	\dot{m} (kg/s)	$\dot{W}_{comp,s}$ (kW)	\dot{W}_{comp} (kW)	$\eta_{c,s}$	Q_{cond} (kW)	Q_{evp} (kW)	COP	HRR
1,424	0,02277	0,792	1,057	0,741	5,376	4,296	3,933	1,251
1,429	0,02276	0,799	1,076	0,743	5,380	4,304	4,000	1,250
1,432	0,02274	0,812	1,096	0,750	5,385	4,312	4,065	1,249

Volume *nanofluids* = 10 ml

Beban	V (Volt)	I (Ampere)	AV (m ³ /s)	p_1 (MPa)	T_1 (°C)	h_1 (kJ/kg)	s_1 (kJ/kg·K)	p_2 (MPa)	T_2 (°C)	h_{2s} (kJ/kg)	h_2 (kJ/kg)
Low	377,92	3,80	0,000022	0,65253	12,23	295,7	1,116	2,05120	79,58	331,1	342,1
Med	378,00	3,83	0,000022	0,65253	12,94	296,4	1,119	2,06498	80	332,1	342,4
High	378,69	3,85	0,000022	0,65942	13,44	296,7	1,119	2,07187	80,2	332,2	342,5

p_3 (MPa)	T_3 (°C)	h_3 (kJ/kg)	v (m ³ /kg)	p_4 (MPa)	T_4 (°C)	h_4 (kJ/kg)
2,009855	29,45	105,1	0,0009633	0,748985	-4,28	105,1
2,016745	29,92	105,9	0,0009661	0,755875	-3,92	105,9
2,030525	30,17	106,3	0,000967	0,769655	-3,24	106,3

\dot{W}_{in} (kW)	\dot{m} (kg/s)	$\dot{W}_{comp,s}$ (kW)	\dot{W}_{comp} (kW)	$\eta_{c,s}$	Q_{cond} (kW)	Q_{evp} (kW)	COP	HRR
1,369	0,02284	0,807	1,041	0,762	5,373	4,332	4,112	1,243
1,380	0,02277	0,811	1,046	0,775	5,385	4,339	4,146	1,241
1,389	0,02275	0,807	1,059	0,776	5,413	4,354	4,162	1,240

Volume *nanofluids* = 20 ml

Beban	V (Volt)	I (Ampere)	AV (m ³ /s)	p_1 (MPa)	T_1 (°C)	h_1 (kJ/kg)	s_1 (kJ/kg·K)	p_2 (MPa)	T_2 (°C)	h_{2s} (kJ/kg)	h_2 (kJ/kg)
Low	375	3,9	0,000022	0,63875	12,11	295,9	1,119	2,05120	80,31	332,1	342,9
Med	374,85	3,95	0,000022	0,65253	12,78	296,3	1,118	2,06498	80,37	331,9	342,8
High	372,23	4	0,000022	0,66631	13,61	296,7	1,118	2,08565	80,77	332,0	343,0

p_3 (MPa)	T_3 (°C)	h_3 (kJ/kg)	v (m ³ /kg)	p_4 (MPa)	T_4 (°C)	h_4 (kJ/kg)
2,002965	30,73	107,4	0,0009708	0,742095	-4,36	107,4
2,016745	30,8	107,5	0,0009710	0,755875	-3,53	107,5
2,051195	30,96	107,7	0,0009715	0,762765	-3,02	107,7

\dot{W}_{in} (kW)	\dot{m} (kg/s)	$\dot{W}_{comp,s}$ (kW)	\dot{W}_{comp} (kW)	$\eta_{c,s}$	Q_{cond} (kW)	Q_{evp} (kW)	COP	HRR
1,394	0,02266	0,800	1,048	0,764	5,327	4,273	4,018	1,247
1,411	0,02266	0,807	1,054	0,766	5,332	4,278	4,060	1,247
1,419	0,02265	0,821	1,065	0,771	5,338	4,280	4,079	1,246

A.3 Diagram p-h untuk Setiap Beban Evaporator

Diagram p-h untuk Beban *Low*

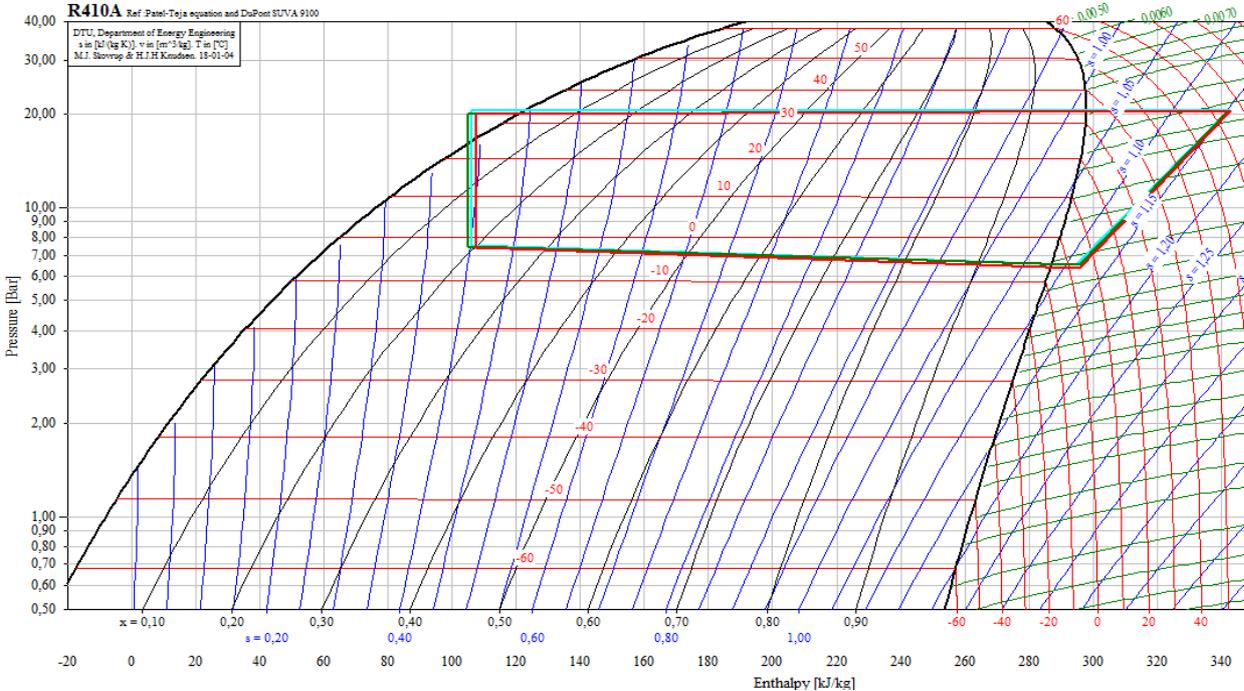


Diagram p-h untuk Beban *Medium*

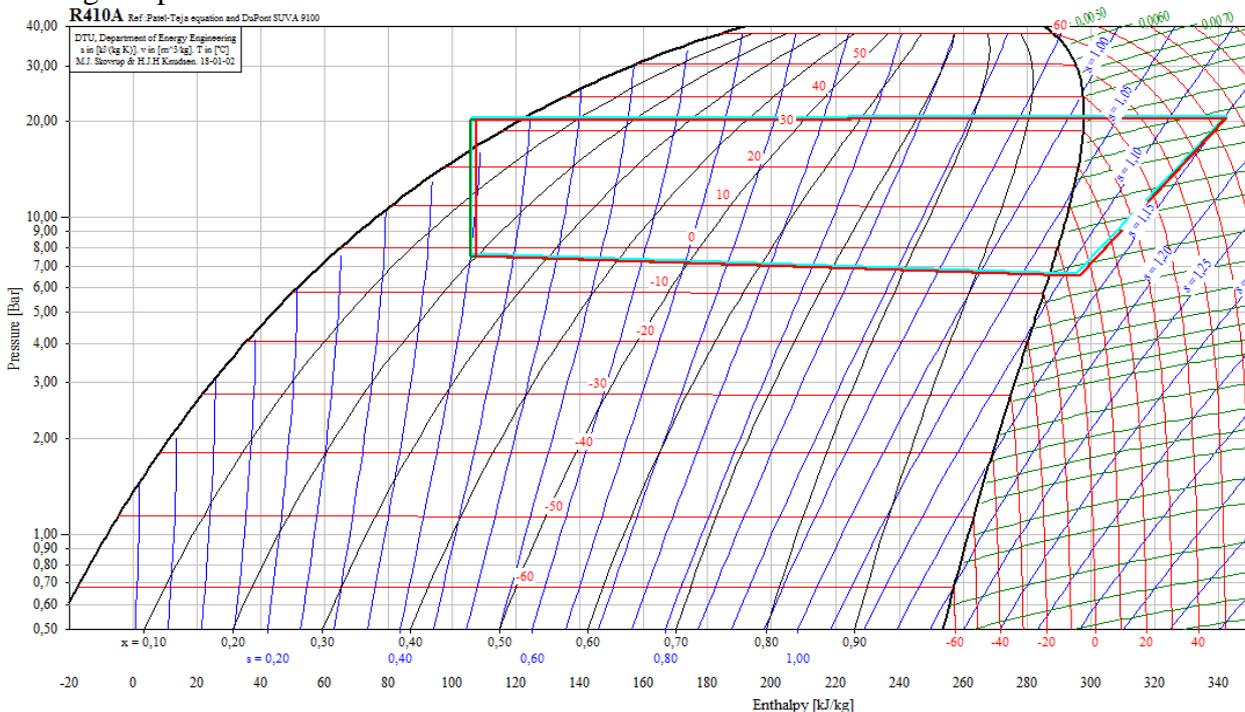
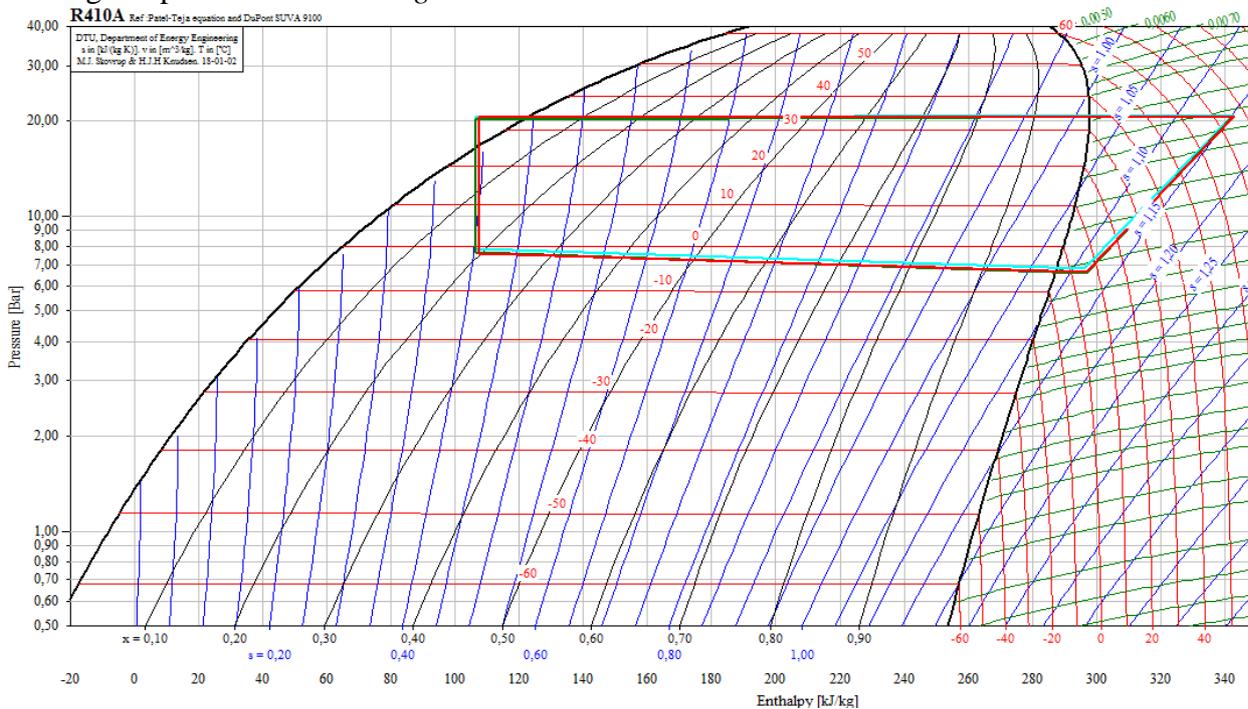


Diagram p-h untuk Beban High



BIOGRAFI PENULIS



Penulis dilahirkan di Tegal, 2 Desember 1992, merupakan anak pertama dari tiga bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu di SDN Tunon 1 Tegal, SMPN 7 Tegal, dan SMAN 1 Tegal. Setelah lulus dari SMA pada tahun 2011, penulis melanjutkan kuliah di Program Studi DIII Teknis Mesin Universitas Diponegoro. Lulus dari DIII Teknik Mesin Undip penulis bekerja di PT. KAO Indonesia selama satu tahun. Pada tahun 2015 penulis berhenti bekerja, dan melanjutkan studi ke jenjang Sarjana di Jurusan Teknik Mesin FTI ITS dengan NRP 2115105023 serta lulus pada tahun 2018. Penulis berharap agar tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi pembaca serta bagi penulis sendiri. Apabila pembaca ingin berkorespondensi dengan penulis, dapat melalui email **akhmadfaqih23@gmail.com**