

**LAPORAN AKHIR
PENELITIAN DOSEN PEMULA**



**PENENTUAN PUTARAN BLOWER OPTIMUM SISTEM AC MOBIL
DENGAN REFRIGERAN CAMPURAN MUSICOOL DAN CO₂
(Untuk Menunjang Program Penggunaan Refrigeran Ramah Lingkungan)**

Dibuat oleh :

Bagiyo Condro Purnomo, ST, M.Eng (Ketua Tim)

NIDN. 0617017605

Muji Setiyo, ST. MT (Anggota)

NIDN. 0627038302

UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH MAGELANG

2016

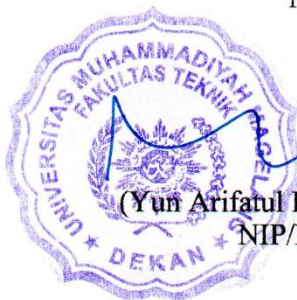
HALAMAN PENGESAHAN

Judul : PENENTUAN PUTARAN BLOWER OPTIMUM
SISTEM AC MOBIL DENGAN REFRIGERAN
CAMPURAN MUSICOOL DAN CO2(Untuk Menunjang
Program Penggunaan Refrigeran Ramah Lingkungan)

Peneliti/Pelaksana
Nama Lengkap : BAGIYO CONDRIO PURNOMO ST
Perguruan Tinggi : Universitas Muhammadiyah Magelang
NIDN : 0617017605
Jabatan Fungsional : Asisten Ahli
Program Studi : Mesin Otomotif
Nomor HP : 081392778707
Alamat surel (e-mail) : superbgy@yahoo.com

Anggota (1)
Nama Lengkap : MUJI SETIYO ST., MT.
NIDN : 0627038302
Perguruan Tinggi : Universitas Muhammadiyah Magelang
Institusi Mitra (jika ada) : -
Nama Institusi Mitra : -
Alamat : -
Penanggung Jawab : -
Tahun Pelaksanaan : Tahun ke 1 dari rencana 1 tahun
Biaya Tahun Berjalan : Rp 11.600.000,00
Biaya Keseluruhan : Rp 19.750.000,00

Mengetahui,
Dekan

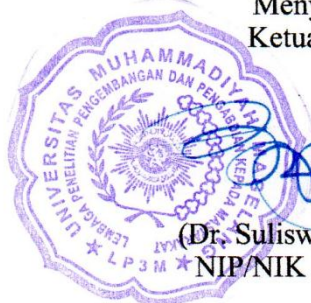


(Yun Arifatul Fatimah, ST., MT., Ph.D.)
NIP/NIK 987408139

Magelang, 30 - 11 - 2016
Ketua,

(BAGIYO CONDRIO PURNOMO ST)
NIP/NIK 087606031

Menyetujui,
Ketua LP3M



(Dr. Suliswiyadi, M.Ag)
NIP/NIK 966610111

RINGKASAN

Penelitian ini membahas penggantian (*retrofit*) refrigeran yang berpotensi ODP dan GWP (R-134a) dengan refrigeran campuran Musicool 134 dengan CO₂ yang ramah lingkungan dalam sistem refrigerasi kompresi uap di mesin AC mobil serta pengaruh putaran *blower* sebagai beban pendinginan terhadap karakteristik dari sistem refrigerasi. Lingkup penelitian ini mencakup dua variabel yaitu komposisi refrigeran CO₂ pada musicool 134 (0% CO₂, 1,5% CO₂ dan 3% CO₂) dan putaran blower sebagai beban pendinginan ($\dot{m}_1 = 14755$ CMM, $\dot{m}_2 = 17900$ CMM dan $\dot{m}_3 = 22850$ CMM). Pada konfigurasi tersebut dilakukan pengukuran temperatur dan tekanan fluida kerja sistem refrigerasi. Hasil penelitian dianalisa karakteristik sistem refrigerasi kompresi uap dengan variasi komposisi CO₂ dalam refrigeran musicool 134 dan variasi beban pendinginan yang menjadi ilustrasi kinerja atau performa dari sistem secara keseluruhan.

Kata kunci : *Reftrofit*, *Refrigerant Musicool*, Refrigeran CO₂

PRAKATA

Puji syukur dipanjatkan ke hadirat Allah SWT, karena atas nikmat dan karunia-Nya, laporan akhir kegiatan Penelitian Dosen Pemula ini dapat diselesaikan dengan baik. Program Penelitian Dosen Pemula dimaksudkan sebagai kegiatan penelitian dalam rangka membina dan mengarahkan para peneliti pemula untuk meningkatkan kemampuannya dalam melaksanakan penelitian di perguruan tinggi

Pelaksanaan penelitian ini terlaksana atas bantuan dan didukung oleh sejumlah pihak. Oleh karena itu diucapkan terimakasih kepada :

1. Kementerian Riset Teknologi dan Pendidikan Tinggi sebagai penyandang dana utama.
2. Dra. Kanthi Pamungkas Sari, M.Pd. selaku Kepala pusat penelitian Universitas Muhammadiyah Magelang yang telah memberikan pengarahan dan monitoring selama pelaksanaan kegiatan penelitian.
3. Yun Arifatul Fatimah, ST., MT., P.hD. selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Magelang yang telah memberikan pengarahan dan fasilitas selama kegiatan.

Akhir kata semoga hasil penelitian ini dapat bermanfaat bagi pihak-pihak terkait, dan koreksi maupun saran sangat diharapkan untuk penyempurnaannya.

Magelang, Nopember 2016

Bagiyo Condro P., ST, M.Eng
NIDN. 0617017605

DAFTAR ISI

HALAMAN PENGESAHAN.....	ii
RINGKASAN	iii
PRAKATA.....	iv
DAFTAR ISI.....	v
DAFTAR GAMBAR	vii
DAFTAR TABEL.....	viii
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1. Latar belakang	1
1.2. Perumusan Masalah.....	2
1.3. Tujuan Penelitian.....	3
1.4. Luaran penelitian	3
1.5. Kontribusi (Manfaat) terhadap ilmu pengetahuan.....	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....	4
2.1. Refrigerasi dan Sistem Refrigerasi.....	4
2.2. Refrigeran	8
2.3. Modifikasi Siklus.....	11
BAB III TUJUAN DAN MANFAAT PENELITIAN	13
3.1. Tujuan Penelitian.....	13
3.2. Kontribusi (Manfaat) terhadap ilmu pengetahuan.....	13
BAB IV METODE PENELITIAN	14
3.1. Tahapan (<i>road map</i>) penelitian	14
3.2. Lokasi penelitian	15
3.3. Variabel penelitian.....	16
3.4. Rancangan percobaan.....	16
3.5. Teknik pengumpulan dan analisis data.....	17
BAB V HASIL DAN LUARAN PENELITIAN YANG DICAPAI	17
4.1. Ketercapaian Temperatur Refrigeran masuk Evaporator	18
4.2. Ketercapaian Tekanan Refrigeran keluar Kompresor	20
4.3. Ketercapaian Temperatur Refrigeran masuk Kondensor	22

4.4. Ketercapaian Tekanan Refrigeran masuk Kompresor.....	24
BAB VI KESIMPULAN DAN SARAN	26
DAFTAR PUSTAKA	27
LAMPIRAN-LAMPIRAN.....	30
PROPERTIES MUSICOOL 134.....	30
DATA HASIL PENELITIAN	31
Ketercapaian Temperatur Masuk Evaporator	31
Ketercapaian Tekanan Keluar Kompresor.....	34
Ketercapaian Temperatur Refrigeran masuk Kondensor.....	37
Ketercapaian Tekanan Refrigeran masuk Kompresor	40
LAMPIRAN DRAF PUBLIKASI	43

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Sistem refrigerasi dan pompa kalor.....	4
Gambar 2. 2 Skema dan diagram T-S refrigerasi kompresi uap	5
Gambar 2. 3 Skema dan diagram T-S siklus refrigerasi gas	6
Gambar 2. 4 Skema dan diagram T-S siklus refrigerasi bertingkat	7
Gambar 2. 5 Skema dan diagram T-S siklus refrigerasi absorpsi	7
Gambar 2. 6 Skema siklus refrigerasi termoelektrik.....	8
Gambar 4. 1 Tahapan (road map) penelitian.....	14
Gambar 4. 2 Set up peralatan dan media uji	17
Gambar 4. 3 Alur pengumpulan data dan analisis data.....	17
Gambar 5. 1 Ketercapaian temperatur refrigerant masuk evaporator pada beban pendinginan 14755 CMM	18
Gambar 5. 2 Ketercapaian temperatur refrigerant masuk evaporator pada beban pendinginan 17900 CMM	18
Gambar 5. 3 Ketercapaian temperatur refrigerant masuk evaporator pada beban pendinginan 22850 CMM	19
Gambar 5. 4 Ketercapaian Tekanan refrigerant keluar Kompresor pada beban pendinginan 14755 CMM	20
Gambar 5. 5 Ketercapaian Tekanan refrigerant keluar Kompresor pada beban pendinginan 17900 CMM	20
Gambar 5. 6 Ketercapaian Tekanan refrigerant keluar Kompresor pada beban pendinginan 22850 CMM	21
Gambar 5. 7 Ketercapaian temperatur refrigerant masuk Kondensor pada beban pendinginan 14755 CMM	22
Gambar 5. 8 Ketercapaian temperatur refrigerant masuk Kondensor pada beban pendinginan 17900 CMM	22
Gambar 5. 9 Ketercapaian temperatur refrigerant masuk Kondensor pada beban pendinginan 22850 CMM	23
Gambar 5. 10 Ketercapaian Tekanan refrigerant masuk Kompresor pada beban pendinginan 14755 CMM	24
Gambar 5. 11 Ketercapaian Tekanan refrigerant masuk Kompresor pada beban pendinginan 17900 CMM	24
Gambar 5. 12 Ketercapaian Tekanan refrigerant masuk Kompresor pada beban pendinginan 22850 CMM	25

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Penggolongan keamanan refrigeran.....	10
Tabel 4. 1 Peralatan dan Material Penelitian	15
Tabel 4. 2 Variabel penelitian dan parameter ukur	16
Tabel 4. 3 Rancangan Percobaan	16

BAB I PENDAHULUAN

1.1. Latar belakang

Sistem refrigerasi telah memainkan peran penting dalam kehidupan sehari-hari, tidak hanya terbatas untuk peningkatan kualitas dan kenyamanan hidup, namun juga telah menyentuh hal-hal esensial penunjang kehidupan manusia. Teknologi ini banyak diaplikasikan untuk penyimpanan dan pendistribusian makanan, penyejuk udara untuk kenyamanan ruangan baik pada industri, perkantoran, transportasi, dan rumah tangga. Sistem refrigerasi kompresi uap merupakan sistem refrigerasi yang paling banyak dipakai dalam proses pendinginan, pembekuan, dan penyejuk udara.

Mesin refrigerasi merupakan peralatan konversi energy yang mentransfer kalor dari media bertemperatur rendah ke media bertemperatur tinggi dengan menggunakan kerja dari luar system. Perkembangan system pengkondisian udara terjadi baik pada system refrigerasi dan pada fluida kerja atau refrigerannya.

Perkembangan dibidang refrigeran juga didorong oleh dua masalah lingkungan, yakni penipisan lapisan ozon (ODP) dan pemanasan global (GWP). Sifat merusak lapisan ozon yang dimiliki oleh refrigeran dalam kelompok halocarbon yang termasuk didalamnya yaitu CFC dan HCFC. Refrigerant yang berpotensi untuk meningkatkan pemanasan global yaitu halocarbon dalam kelompok HFC.

Protocol montreal merupakan perjanjian internasional untuk mengatur dan melarang penggunaan zat-zat perusak ozon, sedangkan protocol Kyoto adalah sebuah persetujuan untuk mengatur dan mengurangi gas-gas penyebab terjadinya efek rumah kaca yang ditengarai menimbulkan pemanasan global (GWP). Apabila kedua protocol tersebut dilaksanakan secara bersama-sama maka secara umum tidak ada refrigerant komersial yang dapat dipakai kecuali refrigerant alami atau natural.

Refrigeran natural adalah refrigerant yang langsung berasal dari alam dan tidak memiliki dampak yang buruk terhadap lingkungan, tetapi beberapa refrigerant memiliki efek samping bagi penggunaannya seperti karena kadar racun

yang tinggi dan mudah terbakar. Refrigerant natural yang biasa digunakan adalah air, udara, gas mulia, hidrokarbon, amonia dan karbondioksida.

Refrigerant yang mempunyai potensi untuk mengganti refrigerant kelompok halokarbon adalah salah satunya refrigerant hidrokarbon. Musicool adalah salah satu refrigeran hidrokarbon yang mempunyai kelebihan jika dibandingkan dengan bahan pendingin Freon (R-12, R-22, R134a) antara lain :

1. Dapat menurunkan konsumsi tenaga listrik
2. Tidak perlu penggantian/penambahan komponen pada Mesin AC
3. Kerja kompresor menjadi lebih ringan
4. Efek pendinginan lebih baik
5. Ramah lingkungan (Tidak merusak lapisan Ozon dan Tidak meningkatkan pemanasan global)

Musicool memiliki sifat mudah terbakar, sehingga harus dicampur dengan refrigeran yang lain supaya menurunkan tingkat mampu bakar tersebut, salah satu usaha adalah dengan mencampur musicool dengan senyawa inhibitor, yakni suatu senyawa yang dapat menghambat laju reaksi pembakaran. Gas inert, seperti nitrogen (N_2) dan karbondioksida (CO_2), dapat berfungsi sebagai inhibitor dalam reaksi pembakaran. Penelitian sebelumnya menunjukkan bahwa gas N_2 dan CO_2 mampu menurunkan batas mampu nyala dan kecepatan pembakaran dari hidrokarbon (Liao S. , dkk., 2005). Penelitian tersebut menjelaskan bahwa CO_2 memiliki kemampuan sebagai inhibitor yang lebih baik dibandingkan dengan N_2 , sehingga memiliki potensi untuk digunakan sebagai gas inhibitor dalam penggunaan hidrokarbon sebagai refrigeran.

Makalah ini berisi informasi retrofit mesin AC dengan refrigeran Musicool- CO_2 . Penelitian ini juga berisi pengaruh putaran putaran blower terhadap unjuk kerja dari mesin AC dengan refrigeran Musicool- CO_2 . Pengambilan data dengan variasi komposisi campuran Musicool- CO_2 dan putaran kompresor.

1.2. Perumusan Masalah

Penggunaan refrigeran sintetik merupakan contributor terhadap kerusakan lingkungan yaitu menjadikan perusakan ozon dan pemannasan global. Untuk itu

dilakukan penggantian refrigeran sintetis dengan refrigeran yang ramah lingkungan salah satunya adalah Musicool. Musicool merupakan refrigeran hidrokarbon sehingga mempunyai sifat mudah terbakar untuk itu harus dicampur dengan senyawa inhibitor (CO_2) guna mengurangi sifat tersebut. Penggunaan CO_2 sebagai inhibitor akan mengubah performa dari sistem refrigerasi tersebut, sehingga perumusan masalah dari penelitian ini adalah pengaruh putaran blower terhadap unjuk kerja dari sistem tersebut.

1.3. Tujuan Penelitian

Tujuan umum penelitian ini adalah mengganti (*retrofit*) refrigeran yang berpotensi ODP dan GWP (R-134a) dengan refrigerant Musicool yang ramah lingkungan dalam mesin AC mobil.

Tujuan khusus dari penelitian ini adalah untuk mengetahui pengaruh putaran blower (sebagai beban pendinginan) terhadap unjuk kerja dari sistem refrigerasi dengan refrigeran campuran Musicool- CO_2 .

1.4. Luaran penelitian

Target luaran yang ingin dicapai melalui kegiatan penelitian ini adalah Publikasi ilmiah.

1.5. Kontribusi (Manfaat) terhadap ilmu pengetahuan

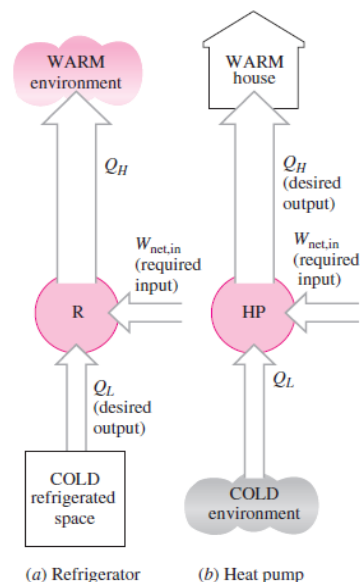
Hasil penelitian ini diharapkan dapat membantu merumuskan komposisi campuran refrigeran Musicool- CO_2 yang memiliki unjuk kerja terbaik dengan berbagai variasi penelitian. Selain itu dapat membantu mengurangi proses penipisan lapisan ozon (ODP) dan pemanasan global (GWP) yang mengakibatkan kerusakan lingkungan.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Refrigerasi dan Sistem Refrigerasi

Refrigerasi merupakan proses memindahkan energi panas dari daerah bertemperatur rendah ke daerah yang bertemperatur lebih tinggi. Biasanya daerah pembuangan (*heat sink*) bertemperatur tinggi adalah lingkungan, atau air pendingin yang memiliki temperatur sama dengan temperatur lingkungan (ASHRAE, Fundamentals (SI), 2009).

Siklus refrigerasi adalah siklus kerja yang mentransfer kalor dari media bertemperatur rendah ke media bertemperatur tinggi dengan menggunakan kerja dari luar system. . Secara prinsip merupakan kebalikan dari siklus mesin kalor (*heat engine*). Dilihat dari tujuannya maka alat dengan siklus refrigerasi dibagi menjadi dua yaitu *refrigerator* yang berfungsi untuk mendinginkan media dan *heat pump* yang berfungsi untuk memanaskan media. Ilustrasi tentang *refrigerator* dan *heat pump* dapat dilihat pada gambar di bawah.



Gambar 2. 1 Sistem refrigerasi dan pompa kalor (Cengel & Boles, 2008)

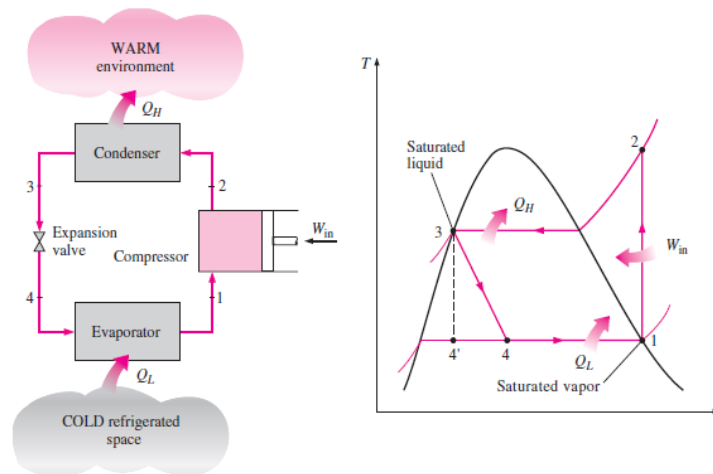
Sistem refrigerasi merupakan kombinasi komponen, peralatan, dan perpipaan, yang dihubungkan dalam urutan tertentu untuk menghasilkan efek pendinginan.

Sistem refrigerasi secara garis besar dapat diklasifikasikan menjadi beberapa sistem, diantaranya yaitu :

1. Siklus kompresi uap (*vapor compression refrigeration cycle*)

Siklus refrigerasi kompresi uap adalah siklus yang paling banyak digunakan untuk lemari es, sistem AC, dan pompa panas. Siklus refrigerasi kompresi uap ideal dapat digambarkan dalam diagram $T-s$ seperti gambar 2.2. Proses-proses yang terjadi adalah

- 1-2 : Kompresi isentropis dalam kompresor
- 2-3 : Pembuangan kalor secara isobaris dalam kondenser
- 3-4 : *Throttling* dalam katup ekspansi atau tabung kapiler
- 4-1 : Penyerapan kalor secara isobaris dalam evaporator

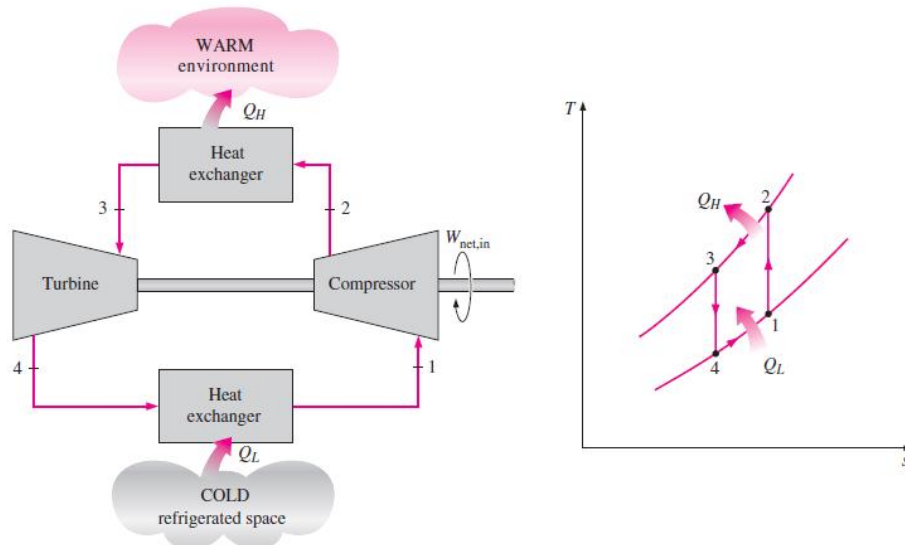


Gambar 2. 2 Skema dan diagram T-S refrigerasi kompresi uap (Cengel & Boles, 2008)

Refrigeran masuk ke kompresor dalam kondisi uap jenuh dan keluar sebagai uap panas lanjut. Dalam kondenser refrigeran melepaskan kalor sehingga terjadi kondensasi sampai ke kondisi cairan jenuh. kemudian refrigeran masuk ke katup ekspansi dan mengalami proses pengecilan (*throttling*) sehingga terjadi penurunan tekanan dan berubah menjadi campuran jenuh. Selanjutnya refrigeran masuk ke evaporator untuk menyerap kalor sehingga terjadi proses evaporasi dan siap untuk dilakukan langkah kompresi berikutnya.

2. Siklus gas (*gas refrigeration cycle*)

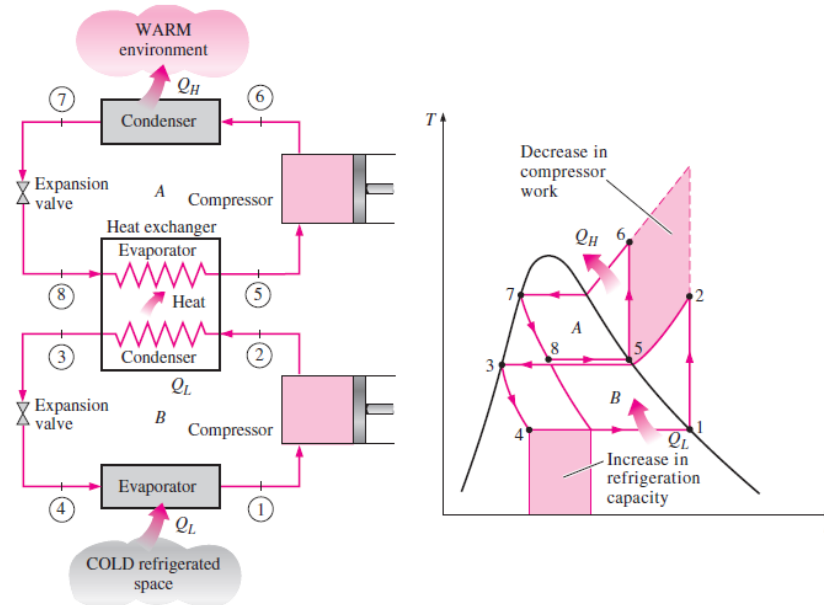
Sistem pendingin siklus udara tergolong dalam sistem pendingin siklus gas, di mana gas yang digunakan sebagai fluida kerja. Gas tidak mengalami perubahan fasa selama siklus, akibatnya semua proses internal perpindahan panas adalah proses perpindahan panas sensibel.



Gambar 2. 3 Skema dan diagram T-S siklus refrigerasi gas (Cengel & Boles, 2008)

3. Siklus bertingkat (*cascade refrigeration cycle*)

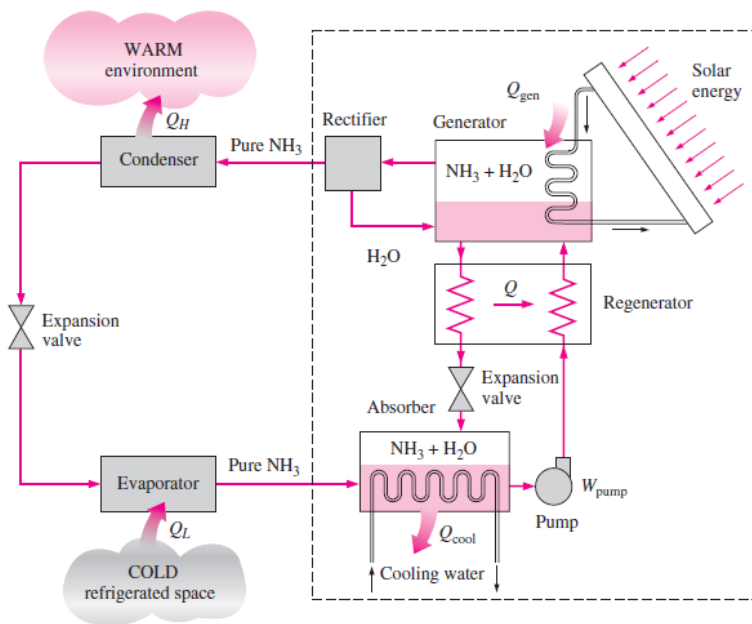
Dimana merupakan gabungan lebih dari satu siklus refrigerasi. Sistem refrigerasi cascade, terdiri dari dua sistem refrigerasi siklus tunggal yaitu sistem pertama disebut high-stage (HS) dan sistem kedua disebut low-stage (LS). Kompresi bertingkat diperlukan jika perbandingan kompresi lebih dari 4 atau 5. Perbandingan kompresi menjadi tinggi apabila temperatur kerja kondensor tinggi dan atau temperatur kerja evaporator sangat rendah.



Gambar 2. 4 Skema dan diagram T-S siklus refrigerasi bertingkat (Cengel & Boles, 2008)

4. Siklus absorpsi (*absorption refrigeration cycle*)

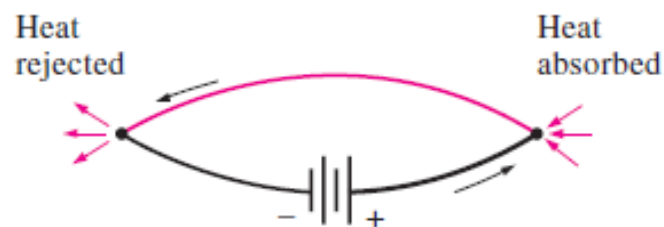
Sistem refrigerasi absorpsi melibatkan penyerapan zat pendingin dengan media transportasi. Sistem refrigerasi absorpsi yang paling banyak digunakan adalah sistem amonia-air, di mana amonia (NH_3) berfungsi sebagai pendingin dan air (H_2O) sebagai media transportasi.



Gambar 2. 5 Skema dan diagram T-S siklus refrigerasi absorpsi (Cengel & Boles, 2008)

5. Siklus termoelektrik (thermoelectric refrigeration cycle)

Sistem refrigerasi Termoelektrik merupakan metode pendinginan yang berdasarkan pada efek seebeck. Ketika baterai dihubungkan antara dua konduktor, pada saat arus mengalir melalui rangkaian maka akan terjadi perubahan suhu di titik penghubung tersebut, dimana salah satunya menjadi panas dan yang lain menjadi dingin. Efek refrigerasi diperoleh di daerah penghubung yang dingin sedangkan pada daerah penghubung yang panas kalor dibuang ke lingkungan.



Gambar 2. 6 Skema siklus refrigerasi termoelektrik (Cengel & Boles, 2008)

2.2. Refrigeran

Refrigeran adalah fluida kerja di dalam mesin refrigerasi, pengkondisian udara, dan sistem pompa kalor. Refrigeran menyerap panas dari satu lokasi dan membuangnya ke lokasi yang lain, biasanya melalui mekanisme evaporasi dan kondensasi (ASHRAE, Fundamentals (SI), 2009).

Refrigeran terdiri dari beberapa macam tergantung substansi pembentuknya atau komposisi kimianya, yaitu

1. Kelompok halocarbon yaitu refrigeran yang berasal dari hidrocarbon (**HC**) dengan satu atau lebih atom H dalam Etana (CH_4), Metana (C_2H_6), atau Propana (C_3H_8) diganti dengan halogen (Cl, Br, F)
 - a. Jika seluruh atom H diganti oleh atom Cl dan F, maka refrigeran yang dihasilkan terdiri atas atom-atom C, F, dan Cl. Refrigeran ini disebut refrigeran **CFC** (chlorofluorocarbon)
 - b. Jika hanya sebagian atom H yang diganti oleh atom Cl dan F, maka refrigeran ini disebut refrigeran **HCFC** (hydrochlorofluorocarbon)

c. Refrigeran halocarbon yang tidak mengandung atom Cl disebut refrigeran **HFC (hydrofluorocarbon)**

2. Hidrokarbon HC

Hidrokarbon adalah senyawa organik yang terdiri dari hydrogen dan carbon, contohnya Etana (CH_4), Metana (C_2H_6), dan Propana (C_3H_8)

3. Natural

Refrigerant natural adalah yang langsung berasal dari alam contohnya Amonia (NH_3), Air (H_2O), Udara, CO_2 , SO_2

Refrigerasi diklasifikasikan berdasar zeotrop dan azeotrop. Zeotrop yaitu campuran antara dua atau lebih refrigeran yang dapat dipisahkan dengan destilasi, Azeotrop yaitu campuran antara dua atau lebih refrigeran yang tidak dapat dipisahkan dengan destilasi.

Pemilihan refrigeran merupakan kompromi antara beberapa sifat-sifat termodinamik. Sebuah refrigeran harus memenuhi banyak persyaratan, beberapa diantaranya tidak langsung berhubungan dengan kemampuannya untuk mentransfer panas. Stabilitas kimia berdasarkan kondisi penggunaan merupakan ciri mutlak dari refrigerant. Beberapa sifat yang lain berhubungan dengan keamanan refrigerant seperti tidak mudah terbakar (non-flammable) dan tidak beracun saat digunakan merupakan sifat yang dibutuhkan. Harga, ketersediaan, efisiensi, dan kecocokan dengan pelumas kompresor dan bahan-bahan dari komponen-komponen system refrigerasi juga harus diperhatikan. Pengaruh refrigeran terhadap lingkungan apabila refrigeran tersebut bocor dari suatu sistem harus pula dipertimbangkan (ASHRAE, Fundamentals (SI), 2009).

ASHRAE Standard 34, refrigeran diklasifikasikan sesuai dengan bahaya yang terlibat dalam penggunaannya. Klasifikasi toksisitas dan mudah terbakar menghasilkan enam kelompok keamanan (A1, A2, A3, B1, B2, dan B3) untuk pendingin. Kelompok A1 refrigeran adalah yang paling tidak berbahaya, Grup B3 yang paling berbahaya. Berdasarkan kadar racun-nya refrigerant dapat digolongkan sebagai kelas A apabila memiliki kadar racun yang rendah dan refrigeran kelas B bila memiliki kadar racun yang lebih tinggi. Adapun kemudahan terbakar dari refrigeran dinyatakan sebagai kelas 1, apabila tidak

dapat terbakar; kelas 2, apabila sukar untuk terbakar ($LFL > 0,1 \text{ kg/m}^3$); dan kelas 3 apabila mudah terbakar ($LFL < 0,1 \text{ kg/m}^3$). (ASHRAE, Fundamentals (SI), 2009).

Tabel 2. 1 Penggolongan keamanan refrigeran

	A (Lower toxicity)	B (Higher toxicity)
1 (No Flame propagation)	A1	B1
2 (Low Flamability)	A2	B2
3 (High flamability)	A3	B3

Beberapa sifat-sifat termodinamik yang lain yang harus dimiliki oleh refrigerant antar lain yaitu :

1. Tekanan penguapan harus cukup tinggi
2. Tekanan pengembunan yang tidak terlalu tinggi
3. Kalor laten penguapan harus tinggi
4. Volume spesifik (terutama pada fase gas) yang cukup kecil
5. Konduktivitas termal yang tinggi
6. Viskositas yang rendah pada fase cair maupun gas
7. Tidak korosif, dan mempunyai sifat kimia yang stabil

Perkembangan dibidang refrigeran utamanya didorong oleh dua masalah lingkungan, yakni penipisan lapisan ozon (ODP) dan pemanasan global (GWP). Sifat merusak lapisan ozon yang dimiliki oleh refrigeran dalam kelompok halocarbon yang termasuk didalamnya yaitu CFC dan HCFC. Refrigerant yang berpotensi untuk meningkatkan pemanasan global yaitu halocarbon dalam kelompok HFC.

Protocol montreal merupakan perjanjian internasional untuk mengatur dan melarang penggunaan zat-zat perusak ozon , sedangkan protocol Kyoto adalah sebuah persetujuan untuk mengatur dan mengurangi gas-gas penyebab terjadinya efek rumah kaca yang ditengarai menimbulkan pemanasan global (GWP). Apabila kedua protocol tersebut dilaksanakan secara bersama-sama maka secara umum tidak ada refrigerant komersial yang dapat dipakai kecuali refrigerant alami atau natural.

Karbon dioksida (CO₂, R-744) adalah cairan tidak mudah terbakar, non-toxic (safety group A1 ASHRAE 2009), tidak berpotensi menimbulkan ODP dan GWP (table 1.1) serta dapat beroperasi disiklus kompresi uap. Dengan demikian, CO₂ memiliki potensi yang sangat besar sebagai refrigerant alternative dalam aplikasi otomotif pengganti R134a.

2.3. Modifikasi Siklus

(Domanski, Brown, Heo, Wojtusiak, & McLinden, 2013) VCC (vapor compression cycle) teoritis mempunyai beberapa variasi, yang pertama siklus satu tahap. Dibandingkan dengan siklus Carnot, VCC sederhana mengalami irreversible termodinamika terkait dengan proses throttling adiabatik dan desuperheating kompresi uap. Variasi yang paling umum dari VCC sederhana siklus dengan *liquid-line/suction-line exchanger* (LL/SL-HX). Variasi lain dari siklus VCC sederhana dengan economizer, ejector, dan *expansion work recovery device*. Tingkat perbaikan COP tergantung pada sifat termodinamika refrigeran dan variasi siklus, serta *Internal heat exchange cycle*.

Penggunaan IHX akan meningkatkan kinerja sistem pendingin CO₂. Sebuah penelitian meneliti variasi COP terhadap panjang dari IHX untuk berbagai kondisi operasi. Hasil penelitian mereka menunjukkan bahwa COP terhadap tekanan discharge rendah dan tinggi untuk panjang yang berbeda dari IHX menunjukkan tren yang berbeda. Pada tekanan *discharge* rendah, COP meningkat dengan meningkatnya panjang IHX, tetapi pada tekanan *discharge* tinggi, penurunan COP dengan meningkatnya panjang IHX. Hasil ini menunjukkan bahwa efek dari IHX pada COP berhubungan dengan tekanan *discharge* kompresor (Kim, Jo Kim, Lee, & Kim, 2005).

Kompresi dua tahap dan throttling dua tahap secara luas digunakan pada siklus terbalik konvensional sebagai sarana untuk meningkatkan efisiensi energi, hasil perbaikan terutama pada pengurangan kerugian exergy selama throttling, rasio tekanan berkurang sehingga akan meningkatkan efisiensi kompresi isentropik, keuntungan lain yang signifikan dalam siklus transcritical, terkait dengan tahap pendinginan dengan pembuangan panas eksternal.

(Cecchinato, et al., 2009) Melakukan evaluasi termodinamika dan optimalisasi two-stage siklus karbon dioksida transcritical. Lima siklus yang berbeda yang dipelajari: basic single-stage cycle, single-throttling dengan two-stage compression cycle, split cycle, *phase separation cycle and single-stage cycle coupled with a gas cooling circuit*. Setiap siklus dasar dianalisa untuk efek perpindahan panas internal dengan berbagai aliran refrigeran. Setiap siklus dioptimalkan berkaitan dengan performa energi, menghitung nilai optimal dari tekanan tinggi dan tekanan menengah. Dalam kasus siklus split, rasio laju aliran massa dalam aliran utama dan yang ada di aliran tambahan juga dioptimalkan.

BAB III TUJUAN DAN MANFAAT PENELITIAN

3.1. Tujuan Penelitian

Tujuan umum penelitian ini adalah mengganti (*retrofit*) refrigeran yang berpotensi ODP dan GWP (R-134a) dengan refrigerant Musicool yang ramah lingkungan dalam mesin AC mobil.

Tujuan khusus dari penelitian ini adalah untuk mengetahui pengaruh putaran blower (sebagai beban pendinginan) terhadap unjuk kerja dari sistem refrigerasi dengan refrigeran campuran Musicool-CO₂.

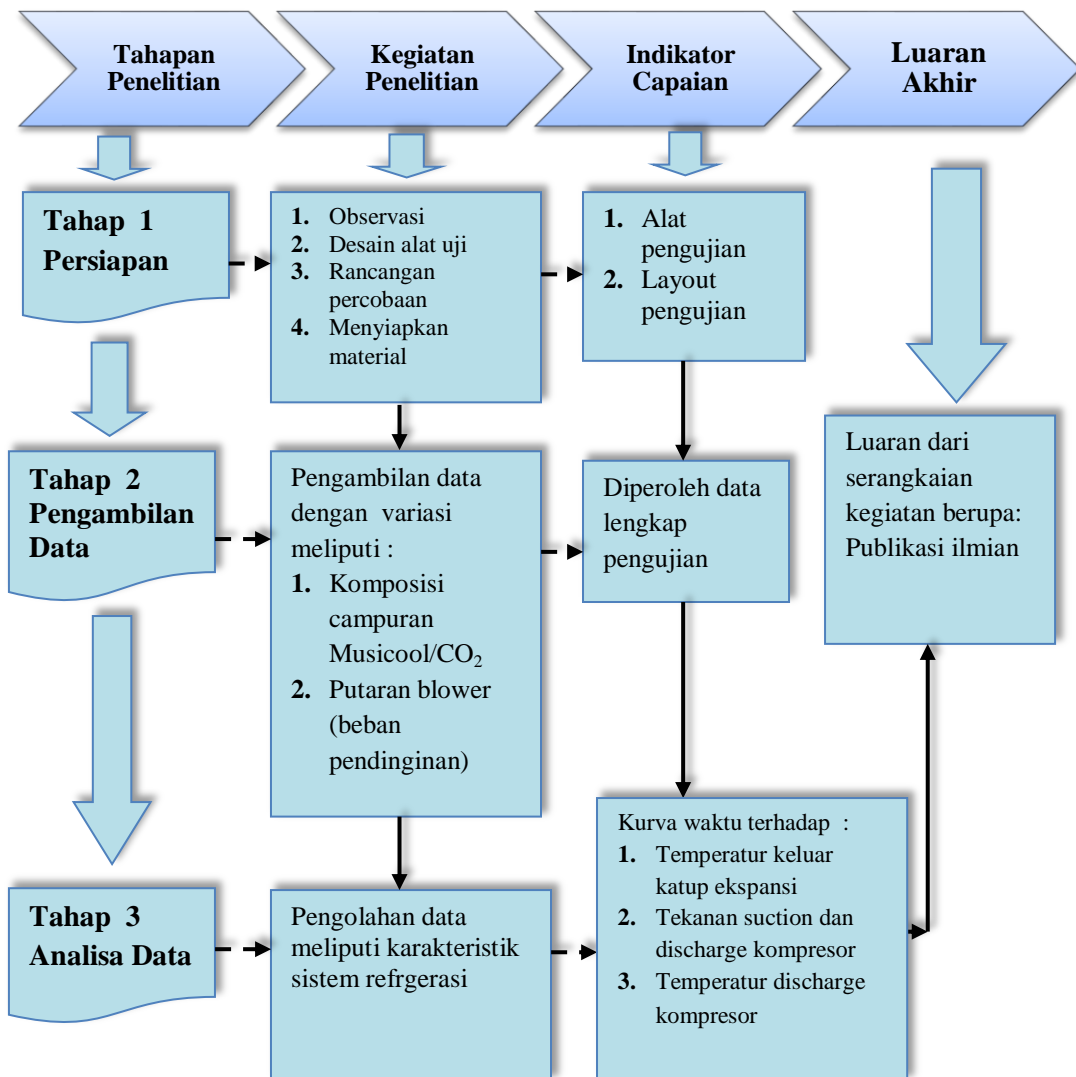
3.2. Kontribusi (Manfaat) terhadap ilmu pengetahuan

Hasil penelitian ini diharapkan dapat membantu merumuskan komposisi campuran refrigeran Musicool-CO₂ yang memiliki unjuk kerja terbaik dengan berbagai variasi penelitian. Selain itu dapat membantu mengurangi proses penipisan lapisan ozon (ODP) dan pemanasan global (GWP) yang mengakibatkan kerusakan lingkungan.

BAB IV METODE PENELITIAN

4.1. Tahapan (road map) penelitian

Penelitian ini terdiri dari tiga tahapan, yaitu tahap persiapan penelitian, tahap pengujian mesin (pengambilan data), dan tahap analisis data. Masing masing tahapan mencakup jenis kegiatan, indikator capaian, dan luarannya disajikan dalam Gambar 4.1 berikut.



Gambar 4. 1 Tahapan (road map) penelitian

Untuk melaksanakan serangkaian kegiatan penelitian sesuai dengan road map pada Gambar 4.1, dibutuhkan material dan peralatan penelitian sebagai berikut.

Tabel 4. 1 Peralatan dan Material Penelitian

No	Nama Peralatan dan Material Penelitian	Fungsi dalam Kegiatan Penelitian
1	Komponen utama	Komponen utama AC
	Kompresor	
	Kondensor	
	Receiver dryer	
	Evaporator	
	Katup ekspansi	
	Blower	
	Fan	
2	Komponen pendukung motor listrik	Komponen penggerak
	Pulley	
	belt	
	pipa tembaga	Komponen perpipaan
3	Komponen alat ukur	Peralatan alat ukur temperature, tekanan
	Pressure gauge	
	Termometer	
	sensor temperatur	
	sensor tekanan	
	Massaflow meter	
	Data logger	
Alat ukur kecepatan putar		
4	Komponen servis	Peralatan untuk servis
	Kompresor vacuum	
	needle valves tools	
	Detecting Leaks	
	Manifold gauge	
	Refrigeration and appliance tools.	
5	Komponen konstruksi	Komponen pembuatan alat
	Elektroda las	
	Kawat kuningan	
	Oli kompresor	
	Besi konstruksi	
6	Komponen refrigeran	Komponen fluida kerja
	MUSICOOL-134	
	CO ₂	

4.2. Lokasi penelitian

Kegiatan penelitian dilaksanakan di gedung laboratorium terpadu Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Magelang.

4.3. Variabel penelitian

Variabel bebas yang diteliti dan variasi rentang levelnya serta parameter yang diukur dalam penelitian ini disajikan dalam tabel berikut :

Tabel 4. 2 Variabel penelitian dan parameter ukur

Variabel bebas	Variabel terukur
Komposisi refrigeran	Temperature
Beban pendinginan	Tekanan

4.4. Rancangan percobaan

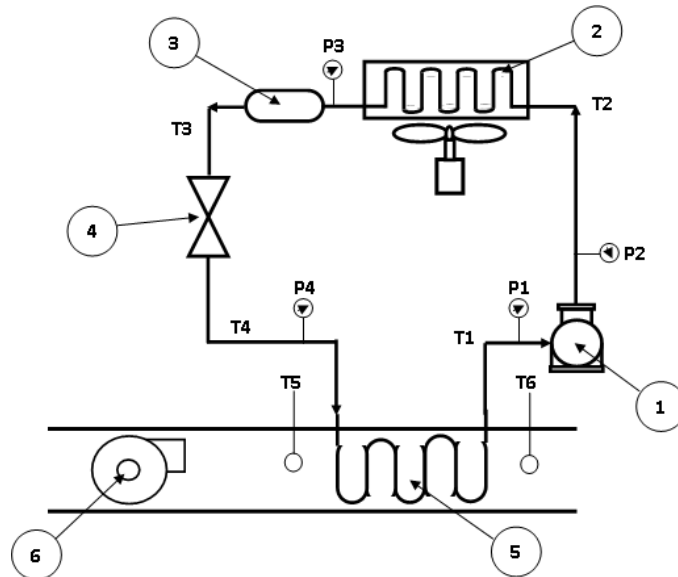
Lingkup penelitian ini mencakup tiga variabel yaitu komposisi refrigerant, putaran blower dan putaran kompresor. Pada konfigurasi tersebut dilakukan pengukuran temperatur dan tekanan pada setiap titik uji serta aliran massa refrigeran. Rancangan percobaannya sebagai berikut.

Tabel 4. 3 Rancangan Percobaan

No	Komposisi Refrigeran (% wt CO ₂)	Beban Pendinginan (\dot{m}_{udara} , CMM)	Parameter terukur
1	0	14755	Temperature
		17900	Tekanan
		22850	
2	1,5	14755	Temperature
		17900	Tekanan
		22850	
3	3	14755	Temperature
		17900	Tekanan
		22850	

4.5. Teknik pengumpulan dan analisis data

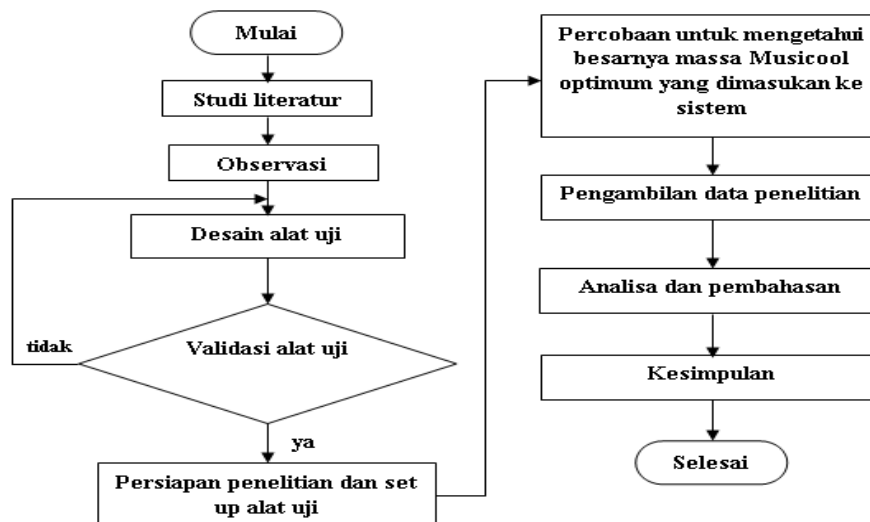
1. *Set up* peralatan dan media uji



No	Keterangan	No	Keterangan
1	Kompresor	4	Katup ekspansi
2	Kondensor	5	Evaporator
3	Filter/Dryer	6	Blower

Gambar 4. 2 Set up peralatan dan media uji

2. Alur pengambilan data dan analisisnya

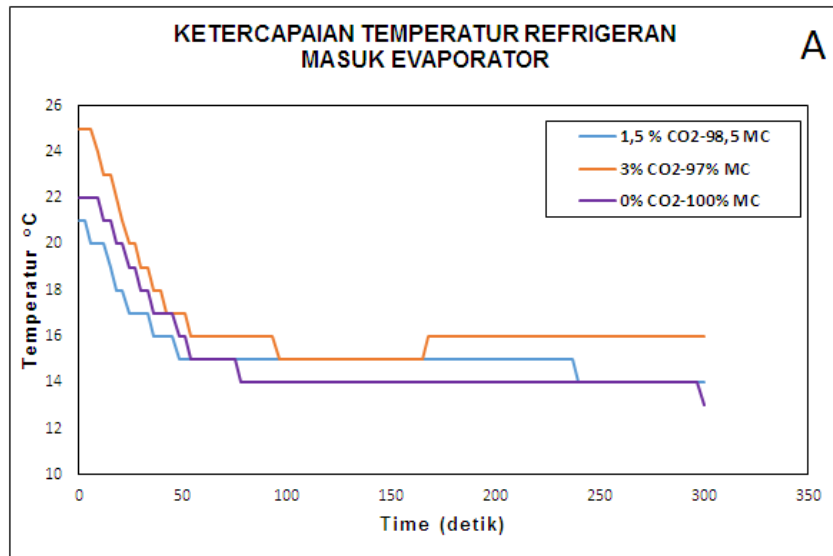


Gambar 4. 3 Alur pengumpulan data dan analisis data

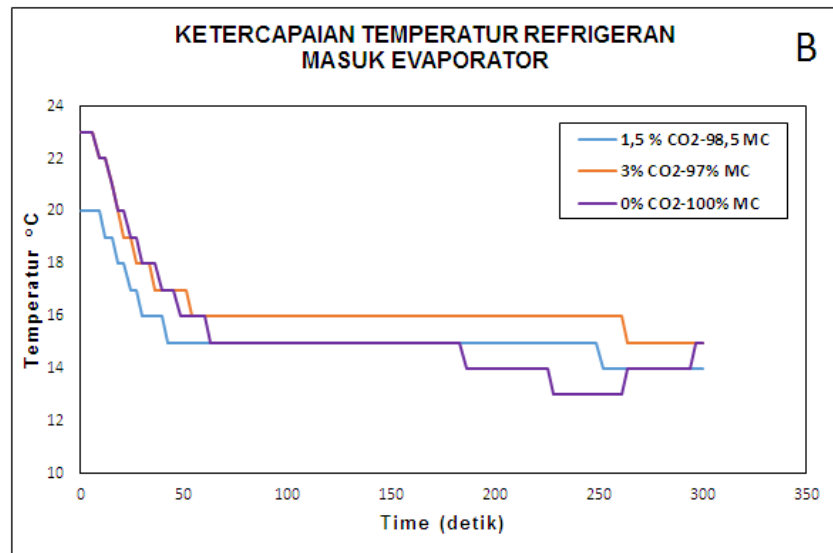
BAB V HASIL DAN LUARAN PENELITIAN YANG DICAPAI

5.1. Ketercapaian Temperatur Refrigeran masuk Evaporator

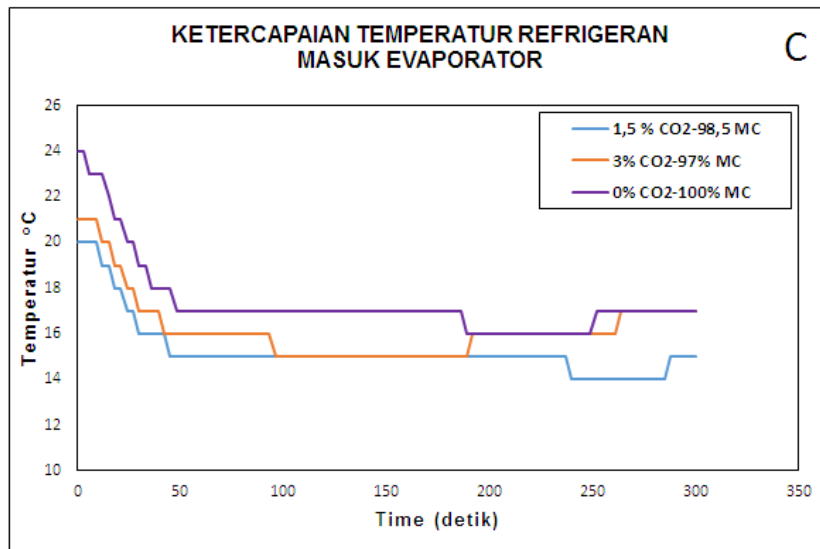
Gambar 5.1 sampai 5.3 memperlihatkan ketercapaian temperatur refrigeran masuk evaporator atau keluar katup ekspansi untuk berbagai variasi konsentrasi CO₂ dan beban pendinginan.



Gambar 5. 1 Ketercapaian temperatur refrigerant masuk evaporator pada beban pendinginan 14755 CMM



Gambar 5. 2 Ketercapaian temperatur refrigerant masuk evaporator pada beban pendinginan 17900 CMM



Gambar 5. 3 Ketercapaian temperatur refrigerant masuk evaporator pada beban pendinginan 22850 CMM

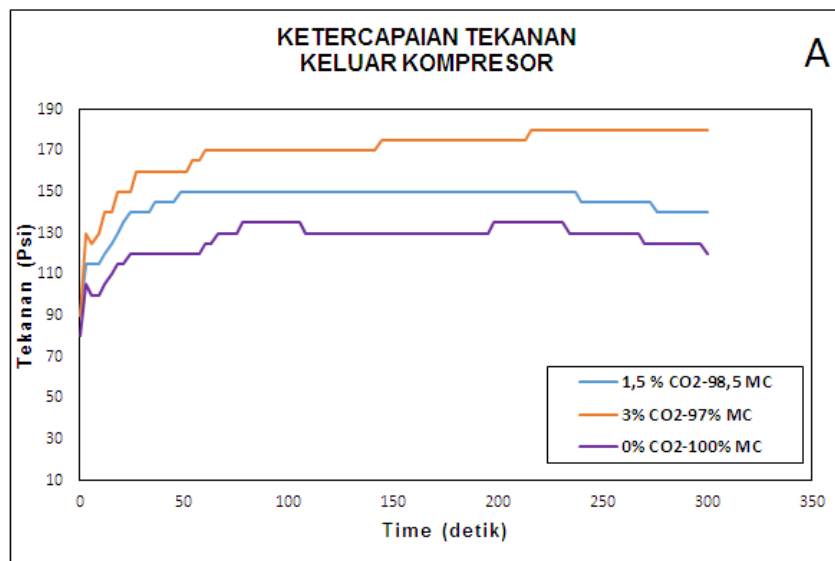
Gambar di atas memperlihatkan ketercapaian temperatur refrigeran masuk evaporator atau keluar katup ekspansi untuk berbagai variasi konsentrasi CO₂ dan beban pendinginan. Ketercapaian temperatur masuk evaporator atau keluar katup ekspansi dipengaruhi oleh konsentrasi CO₂, terlihat bahwa semakin besar konsentrasi CO₂ maka semakin tinggi temperature keluar katup ekspansi. Hal tersebut karena terjadi kerugian *throttling* dan *irreversibility* yang cukup signifikan dengan bertambahnya konsentrasi CO₂ selama proses ekspansi. Hal tersebut juga dinyatakan oleh (Dai, Dang, Li, Tian, & Ma, 2014) yang mengatakan bahwa salah satu hal yang membatasi penggunaan refrigerant CO₂ adalah kerugian *throttling* besar dan *irreversibility* yang akan mempengaruhi performa dari system secara keseluruhan.

Namun demikian, penggunaan refrigerant musicool 134 secara murni juga terjadi peningkatan temperatur masuk evaporator atau keluar katup ekspansi dengan semakin besar beban pendinginan. Terlihat bahwa pada beban pendinginan dengan aliran massa udara tertinggi (22850 CMM) ketercapaian temperatur paling tinggi, hal tersebut karena pada beban yang tinggi maka katup ekspansi akan membuka lebih besar untuk mengatasi beban yang tinggi tersebut. Dengan demikian temperatur yang keluar akan lebih tinggi hal tersebut juga

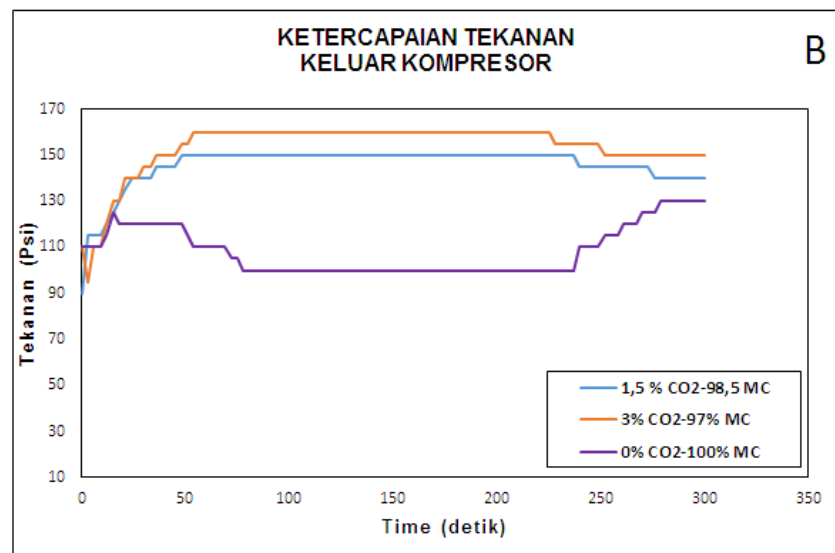
membantu supaya temperatur keluar evaporator sedikit superheated sehingga mengurangi kerusakan kompresor.

5.2. Ketercapaian Tekanan Refrigeran keluar Kompresor

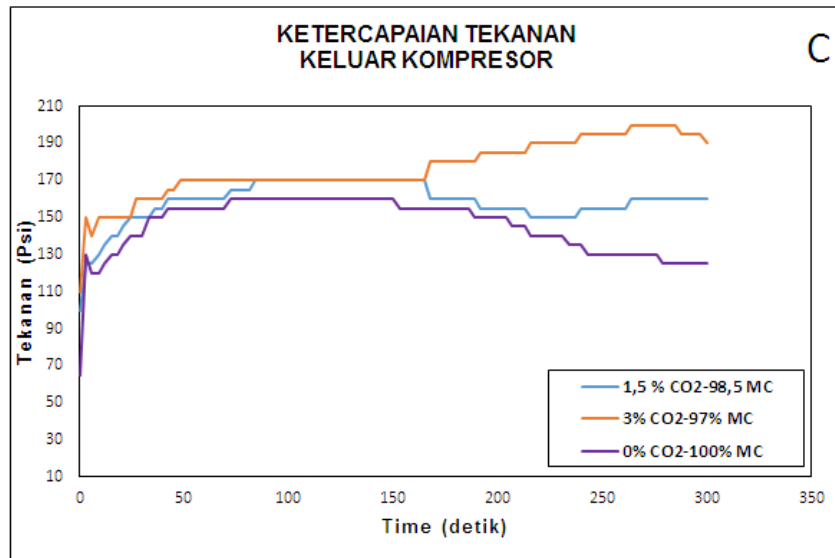
Gambar 5.4 sampai 5.6 memperlihatkan ketercapaian tekanan refrigeran keluar kompresor untuk berbagai variasi konsentrasi CO₂ dan beban pendinginan.



Gambar 5. 4 Ketercapaian Tekanan refrigerant keluar Kompresor pada beban pendinginan 14755 CMM



Gambar 5. 5 Ketercapaian Tekanan refrigerant keluar Kompresor pada beban pendinginan 17900 CMM



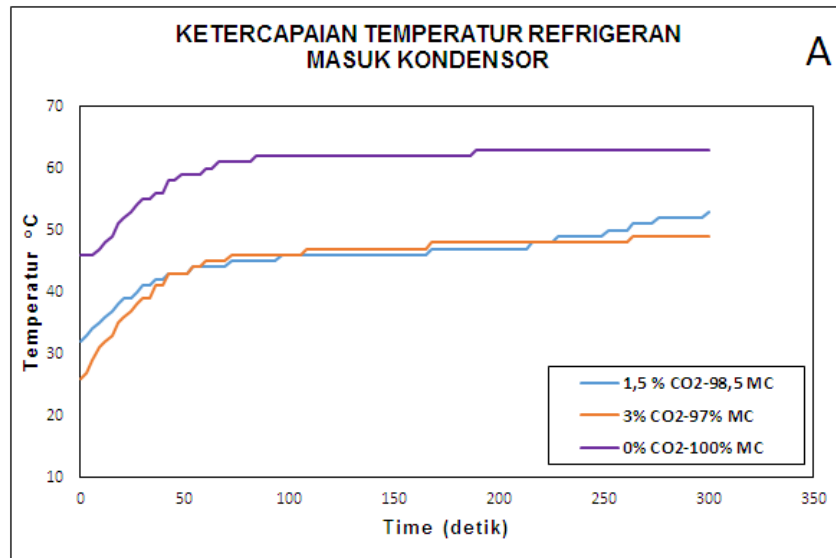
Gambar 5. 6 Ketercapaian Tekanan refrigerant keluar Kompresor pada beban pendinginan 22850 CMM

Gambar 5.4 sampai 5.6 memperlihatkan ketercapaian tekanan refrigeran keluar kompresor untuk berbagai variasi konsentrasi CO₂ dan beban pendinginan. Ketercapaian tekanan *discharge* dipengaruhi oleh karakteristik masing-masing refrigeran. Hasil penelitian ini memberikan ilustrasi bahwa setiap kenaikan konsentrasi CO₂ akan meningkatkan tekanan di sisi keluar kompresor. Hal senada juga dikemukakan oleh (Dai, Dang, Li, Tian, & Ma, 2014) dan (Kauf, 1999). Sehingga pada penggunaan refrigeran musicool 100% diperoleh tekanan *discharge* kompresor lebih rendah untuk semua beban pendinginan.

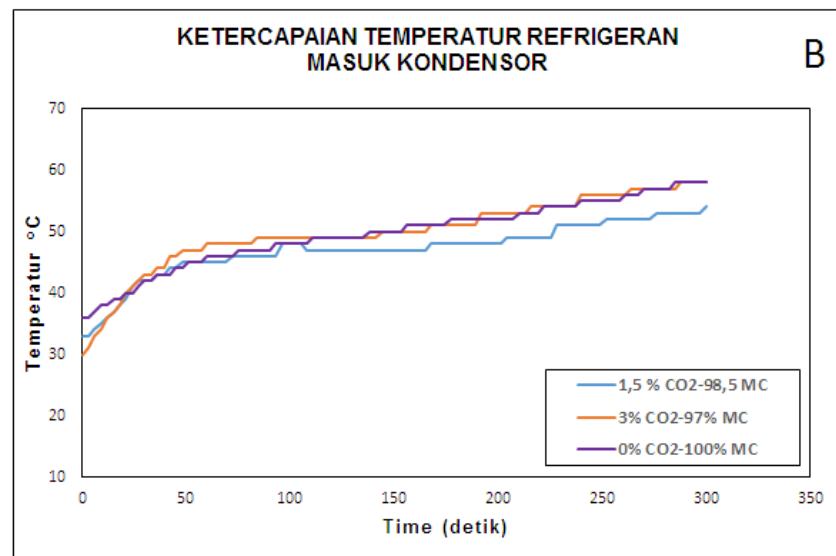
Akan tetapi, jika dibandingkan terhadap beban pendinginan maka ketercapaian tekanan *discharge* kompresor optimal pada kondisi stabil diperoleh pada beban pendinginan dengan *flow rate* udara lewat evaporator sebesar 17900 CMM (gambar 5.5), sehingga dengan tekanan kondensasi lebih rendah akan memiliki potensi performa system secara keseluruhan yang lebih baik.

5.3. Ketercapaian Temperatur Refrigeran masuk Kondensor

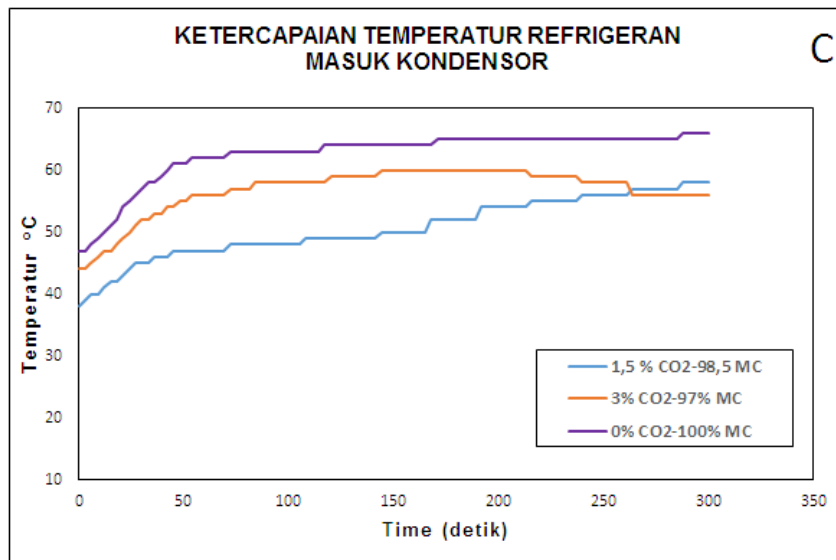
Gambar 5.7 samapai 5.9 memperlihatkan ketercapaian temperatur refrigeran masuk kondensor atau keluar kompresor untuk berbagai variasi konsentrasi CO₂ dan beban pendinginan.



Gambar 5. 7 Ketercapaian temperatur refrigerant masuk Kondensor pada beban pendinginan 14755 CMM



Gambar 5. 8 Ketercapaian temperatur refrigerant masuk Kondensor pada beban pendinginan 17900 CMM



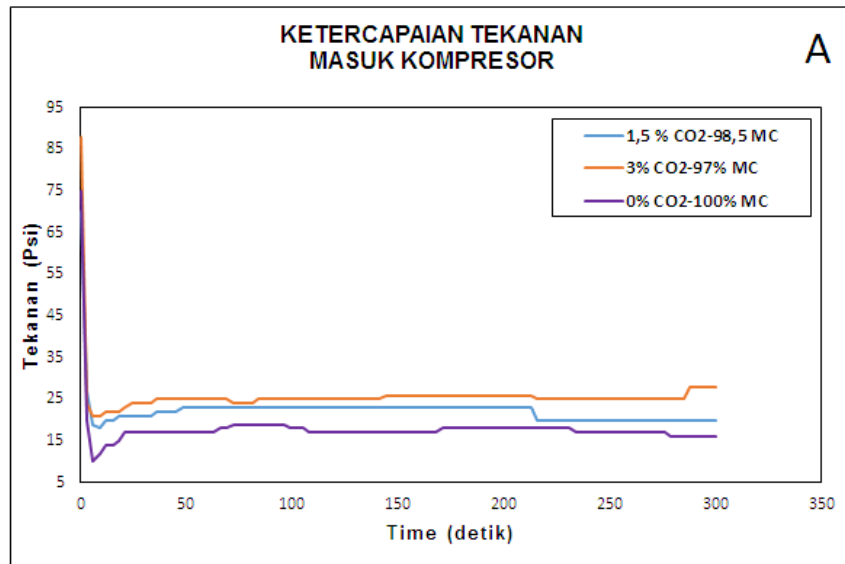
Gambar 5. 9 Ketercapaian temperatur refrigerant masuk Kondensor pada beban pendinginan 22850 CMM

Gambar 5.7 sampai 5.9 di atas terlihat temperatur *discharge* kompresor musicool 134 lebih tinggi dari temperatur *discharge* kompresor campuran musicool 134 dan CO₂. Karakteristik ini dikarenakan perbedaan *boiling temperature* yang berbeda antara musicool 134 dan CO₂, yaitu -31,5 °C dan -78,45 °C, serta adanya perbedaan temperatur masuk kompresor, dimana fluida kerja dengan 100% musicool 134 lebih tinggi.

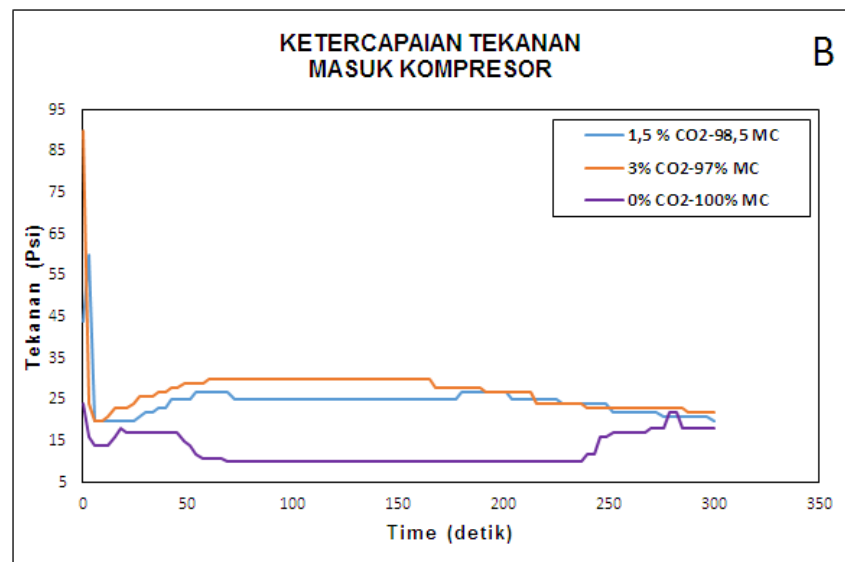
Ketercapaian temperatur *discharge* kompresor diperoleh untuk beban pendinginan 17900 CMM (gambar 5.8) memiliki temperatur yang lebih rendah, hal tersebut mengilustrasikan bahwa performa system lebih baik, karena kerja kompresor akan lebih rendah. Pada beban pendinginan tersebut dimungkinkan fluida kerja tidak terjadi *superheating* maupun penurunan temperatur keluar evaporator yang akan membuat kerja kompresor menjadi berat.

5.4. Ketercapaian Tekanan Refrigeran masuk Kompresor

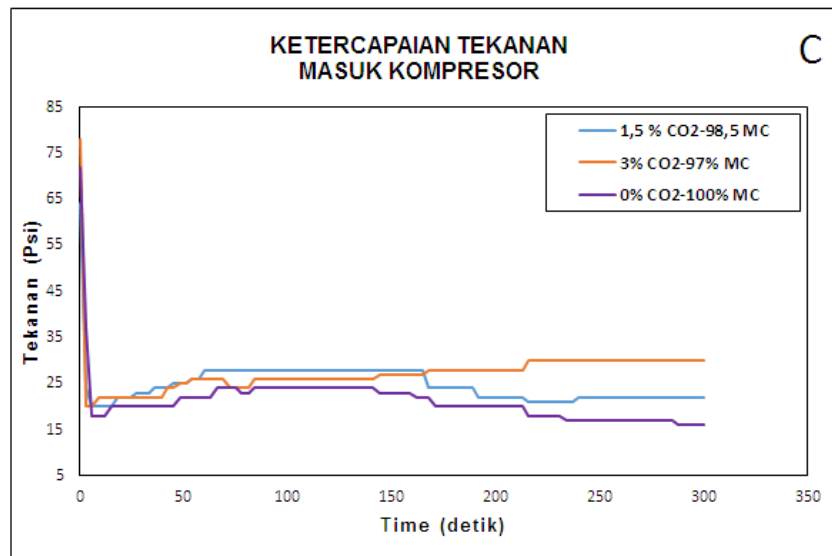
Gambar 5.10 sampai 5.12 memperlihatkan ketercapaian tekanan refrigeran masuk kompresor untuk berbagai variasi konsentrasi CO₂ dan beban pendinginan.



Gambar 5. 10 Ketercapaian Tekanan refrigerant masuk Kompresor pada beban pendinginan 14755 CMM



Gambar 5. 11 Ketercapaian Tekanan refrigerant masuk Kompresor pada beban pendinginan 17900 CMM



Gambar 5. 12 Ketercapaian Tekanan refrigerant masuk Kompresor pada beban pendinginan 22850 CMM

Ketercapaian tekanan dipengaruhi oleh konsentrasi CO₂, terlihat bahwa semakin besar konsentrasi CO₂ maka semakin tinggi tekanan masuk kompresor. Dengan lebih tingginya tekanan masuk kompresor maka kerja kompresor akan lebih ringan. Ketercapaian tekanan masuk kompresor tidak terlepas dari kerja katup ekspansi.. Hal tersebut karena dengan bertambahnya konsentrasi CO₂ akan menurunkan volume spesifik refrigeran campuran sehingga akan menurunkan kerugian *throttling* yang cukup besar.

Hal lain yang dapat dilihat adalah keterkaitan tekanan masuk kompresor dengan beban pendinginan, dimana semakin besar beban maka semakin tinggi tekanan masuk kompresor. proses ini sangat tergantung dari kerja katup ekspansi, dimana fungsi katup ekspansi adalah mengatur supaya kondisi refrigeran keluar evaporator hanya sedikit *superheated*, sehingga ketika beban pendinginan meningkat maka katup ekspansi akan membuka lebih besar, hal ini supaya jumlah aliran refrigeran yang masuk evaporator menjadi lebih banyak untuk mengatasi beban pendinginan yang meningkat. Bukaan katup ekspansi yang bertambah besar akan menurunkan kerugian *throttling* sehingga tekan yang keluar katup ekspansi akan sedikit lebih besar.

BAB VI KESIMPULAN DAN SARAN

Berdasarkan hasil penelitian yang dilakukan untuk mendapatkan karakteristik sistem refrigerasi kompresi uap menggunakan refrigeran campuran antara hidrokarbon (musicool 134) dan karbondioksida (CO₂) dengan variasi beban kecepatan blower dapat diambil beberapa kesimpulan seperti berikut ini :

1. Semakin besar konsentrasi CO₂ maka semakin tinggi temperatur masuk evaporator atau keluar katup ekspansi.
2. Peningkatan beban pendinginan akan meningkatkan temperatur masuk evaporator atau keluar katup ekspansi.
3. Ketercapaian tekanan *discharge* dipengaruhi oleh karakteristik masing-masing refrigeran. Hasil penelitian ini memberikan ilustrasi bahwa setiap kenaikan konsentrasi CO₂ akan meningkatkan tekanan di sisi keluar kompresor.
4. Temperatur *discharge* kompresor untuk refrigeran 100% musicool 134 lebih tinggi dari temperatur *discharge* kompresor campuran musicool 134 dan CO₂.
5. Ketercapaian temperatur *discharge* kompresor diperoleh untuk beban pendinginan 17900 CMM.
6. Semakin besar konsentrasi CO₂ maka semakin tinggi tekanan masuk kompresor dan semakin besar beban maka semakin tinggi pula tekanan masuk kompresor.

DAFTAR PUSTAKA

- Agrawal, N., & Bhattacharyya, S. (2008). Optimized transcritical CO₂ heat pumps: Performance comparison of capillary tubes against expansion valves. *International Journal of Refrigeration*, 388–395.
- ASHRAE. (2006). *REFRIGERATION*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- ASHRAE. (2009). *Fundamentals (SI)*. Atlanta, GA 30329: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- Cecchinato, L., Chiarello, M., Corradi, M., Fornasieri, E., Minetto, S., Stringari, P., et al. (2009). Thermodynamic analysis of different two-stage transcritical carbon dioxide cycles. *International Journal Of Refrigeration*, 1058–1067.
- Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2008). *Thermodynamics An Engineering Approach* (Fifth Edition ed.). McGraw-Hill.
- Cho, H., Ryu, C., & Kim, Y. (2007). Cooling performance of a variable speed CO₂ cycle with an electronic expansion valve and internal heat exchanger. *International Journal of Refrigeration*, 664-671.
- Cho, H., Ryu, C., & Kim, Y. (2007). Cooling performance of a variable speed CO₂ cycle with an electronic expansion valve and internal heat exchanger. *International Journal of Refrigeration*, 664-671.
- Dai, B., Dang, C., Li, M., Tian, H., & Ma, Y. (2014). Thermodynamic performance assessment of carbon dioxide blends with low-global warming potential (GWP) working fluids for a heat pump water heater. *International Journal of Refrigeration*.
- Domanski, P. A., Brown, J. S., Heo, J., Wojtusiak, J., & McLinden, M. O. (2013). A thermodynamic analysis of refrigerants: Performance limits of the vapor compression cycle. *International Journal of Refrigeration*, 1-9.
- Fagerli, B. E. (1998). On the Feasibility of Compressing CO₂ as Working Fluid in Scroll Compressors. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*.
- Hongsheng, L., Jiangping, C., & Zhijiu, C. (2005). Experimental investigation of a CO₂ automotive air conditioner. *International Journal of Refrigeration*, 1293–1301.
- J. Steven, B., Samuel F, Y. M., & Piotr A., D. (2002). Comparative analysis of an automotive air conditioning systems operating with CO₂ and R134a. *International Journal of Refrigeration*, 19–32.

- James M., C. (2008). The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and outlook. *international journal of refrigeration*, 1123 – 1133.
- Kauf, F. (1999). Determination of the optimum high pressure for transcritical CO₂-refrigeration cycles. *International Journal of Thermal Sciences*, 325-330.
- Kim, S. C., Jong Phil, W., & Kim, M. S. (2009). Effects of operating parameters on the performance of a CO₂ air conditioning system for vehicles. *Applied Thermal Engineering*, 2408–2416.
- Kim, S. G., Jo Kim, Y., Lee, G., & Kim, M. S. (2005). The performance of a transcritical CO₂ cycle with an internal heat exchanger for hot water heating. *International Journal of Refrigeration*, 1064–1072.
- Man-Hoe, K., Pettersen, J., & Clark W., B. (2004). Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems. *Progress in Energy and Combustion Science*, 119–174.
- Pettersen, J., Hafner, A., & Skaugen, G. (1998). Development of compact heat exchangers for CO₂ air-conditioning systems. *International Journal of Refrigeration*, 180-193.
- Shah, R. (2006). AUTOMOTIVE AIR-CONDITIONING SYSTEMS – HISTORICAL DEVELOPMENTS, THE STATE OF TECHNOLOGY AND FUTURE TRENDS. *Proceedings of the 3rd BSME-ASME International Conference on Thermal Engineering*. Dhaka, Bangladesh: Subros Ltd., New Delhi, India.
- Su'ss, J., & Kruse, H. (1998). Efficiency of the indicated process of CO₂-compressors. *International Journal of Refrigeration*, 194 201.
- V. Pérez, G., J.M. Belman, F., J. Navarro, E., & C. Rubio, M. (2013). Comparative study of transcritical vapor compression configurations using CO₂ as refrigeration mode base on simulation. *Applied Thermal Engineering*, 1038-1046.
- Wang, S., Gu, J., & Dickson, T. (2006). Modeling and experimental investigation of accumulators for automotive air conditioning systems. *International Journal of Refrigeration*, 1109-1118.
- Weixiang, Y. (2004). *A SIMULATION STUDY OF C O₂ AUTOMOTIVE AIR CONDITIONING SYSTEM*. Thesis, University of Windsor, Department of Mechanical, Automotive & Materials Engineering, Canada.
- Yang, J. L., Ma, Y. T., Li, M. X., & Guan, H. Q. (2005). Exergy analysis of transcritical carbon dioxide refrigeration cycle with an expander. *Energy*, 1162–1175.

- Zhang, F., Jiang, P., Lin, Y., & Zhang, Y. (2011). Efficiencies of subcritical and transcritical CO₂ inverse cycles with and without an internal heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 432-438.
- Liao, S., Cheng, Q., Jiang, D., and Gao, J. (2005). Experimental study of flammability limits of natural gas–air mixture. *Journal of Hazardous Materials*, 81-84.

LAMPIRAN-LAMPIRAN

PROPERTIES MUSICOOL 134



I. PHYSICAL AND THERMODYNAMICS PROPERTIES MUSICOOL REFRIGERANT

PROPERTIES	MC-12	CFC-12	MC-134	HFC-134a	MC-22	CFC-22	
Enthalpy Liquid, kJ/kg	261	224	261	235	265	230	
Enthalpy, v, kJ/kg	602	363	601	412	601	413	
Density, l, kg/m ³	533	1311	531	1207	492	1191	
Density, v, kg/m ³	12.56	36.83	12.90	32.35	20.56	44.23	
Specific Heat, l, kJ/kg.K	2.53	0.99	2.53	1.42	2.73	1.26	
Specific Heat, v, kJ/kg.K	1.88	0.70	1.89	1.03	2.07	0.87	
Viscosity, l, uPa-s	129	189	128	195	97.2	164	
Viscosity, v, uPa-s	7.9	11.6	7.9	11.7	8.3	12.5	
Thermal Conductivity, l, mW/m-K	92	67	92	81	94	83	
Thermal Conductivity, v, mW/m-K	17	10	18	14	19	11	
Surface Tension, N/m .10 ⁻³	9.6	8.5	9.5	8.1	7.0	8.1	
Speed of Sound, m/s, l	785	512	780	506	723	541	
Speed of Sound, m/s, v	212	135	212	144	215	160	
Saturated Pressure, bar	5.5	6.5	5.7	6.7	9.5	10.4	
Temperatur Glide, 0C	7.6		7.7		0		

Note :

l-saturated liquid, v-saturated vapour. All condition given at 25 °C (dew point)

Musicool MC-134

Temp. °C	Pressure (Abs) bar	Liquid (Bubble Point)			Vapour (Dew Point)		
		Volume dm ³ /kg	Enthalpy kJ/kg	Entropy kJ/kg-K	Volume dm ³ /kg	Enthalpy kJ/kg	Entropy kJ/kg-K
-40	0.78	1.6690	108.22	0.63896	754.52	519.69	2.4415
-35	0.96	1.6847	119.22	0.68552	603.76	526.05	2.4292
-30	1.18	1.7009	130.35	0.73160	488.23	532.41	2.4183
-25	1.44	1.7177	141.60	0.77724	398.64	538.79	2.4089
-20	1.74	1.7352	152.99	0.82247	328.41	545.16	2.4008
-15	2.08	1.7532	164.52	0.86733	272.78	551.53	2.3939
-10	2.47	1.7720	176.19	0.91185	228.29	557.88	2.3881
-5	2.92	1.7916	188.02	0.95606	192.39	564.22	2.3832
0	3.42	1.8119	200.00	1.0000	163.19	570.53	2.3792
5	3.99	1.8332	212.15	1.0437	139.23	576.81	2.3760
10	4.62	1.8555	224.46	1.0872	119.43	583.04	2.3735
15	5.32	1.8788	236.95	1.1304	102.96	589.23	2.3717
20	6.10	1.9034	249.63	1.1735	89.157	595.35	2.3704
25	6.96	1.9291	262.50	1.2165	77.523	601.39	2.3696
30	7.91	1.9564	275.57	1.2594	67.656	607.35	2.3692
35	8.95	1.9851	288.84	1.3021	59.241	613.21	2.3691
40	10.08	2.0157	302.34	1.3449	52.023	618.94	2.3692
45	11.31	2.0482	316.08	1.3876	45.799	624.54	2.3696
50	12.64	2.0829	330.06	1.4303	40.406	629.96	2.3699
55	14.09	2.1202	344.31	1.4731	35.708	635.19	2.3703
60	15.65	2.1605	358.85	1.5161	31.596	640.19	2.3705
65	17.33	2.2044	373.72	1.5593	27.978	644.91	2.3704
70	19.14	2.2527	388.95	1.6028	24.778	649.29	2.3699
75	21.09	2.3062	404.59	1.6468	21.933	653.27	2.3687
80	23.17	2.3667	420.73	1.6914	19.389	656.75	2.3667

DATA HASIL PENELITIAN

Ketercapaian Temperatur Masuk Evaporator

TIME	$\dot{m}_{udara} = 14755 \text{ CMM}$			$\dot{m}_{udara} = 17900 \text{ CMM}$			$\dot{m}_{udara} = 22850 \text{ CMM}$		
	1,5% CO2	3% CO2	0% CO2	1,5% CO2	3% CO2	0% CO2	1,5% CO2	3% CO2	0% CO2
detik	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
0	21	25	22	20	23	23	20	21	24
3	21	25	22	20	23	23	20	21	24
6	20	25	22	20	23	23	20	21	23
9	20	24	22	20	22	22	20	21	23
12	20	23	21	19	22	22	19	20	23
15	19	23	21	19	21	21	19	20	22
18	18	22	20	18	20	20	18	19	21
21	18	21	20	18	19	20	18	19	21
24	17	20	19	17	19	19	17	18	20
27	17	20	19	17	18	19	17	18	20
30	17	19	18	16	18	18	16	17	19
33	17	19	18	16	18	18	16	17	19
36	16	18	17	16	17	18	16	17	18
39	16	18	17	16	17	17	16	17	18
42	16	17	17	15	17	17	16	16	18
45	16	17	17	15	17	17	15	16	18
48	15	17	16	15	17	16	15	16	17
51	15	17	16	15	17	16	15	16	17
54	15	16	15	15	16	16	15	16	17
57	15	16	15	15	16	16	15	16	17
60	15	16	15	15	16	16	15	16	17
63	15	16	15	15	16	15	15	16	17
66	15	16	15	15	16	15	15	16	17
69	15	16	15	15	16	15	15	16	17
72	15	16	15	15	16	15	15	16	17
75	15	16	15	15	16	15	15	16	17
78	15	16	14	15	16	15	15	16	17
81	15	16	14	15	16	15	15	16	17
84	15	16	14	15	16	15	15	16	17
87	15	16	14	15	16	15	15	16	17
90	15	16	14	15	16	15	15	16	17
93	15	16	14	15	16	15	15	16	17
96	15	15	14	15	16	15	15	15	17
99	15	15	14	15	16	15	15	15	17

TIME	$\dot{m}_{\text{udara}} = 14755 \text{ CMM}$			$\dot{m}_{\text{udara}} = 17900 \text{ CMM}$			$\dot{m}_{\text{udara}} = 22850 \text{ CMM}$		
	1,5% CO2	3% CO2	0% CO2	1,5% CO2	3% CO2	0% CO2	1,5% CO2	3% CO2	0% CO2
detik	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
102	15	15	14	15	16	15	15	15	17
105	15	15	14	15	16	15	15	15	17
108	15	15	14	15	16	15	15	15	17
111	15	15	14	15	16	15	15	15	17
114	15	15	14	15	16	15	15	15	17
117	15	15	14	15	16	15	15	15	17
120	15	15	14	15	16	15	15	15	17
123	15	15	14	15	16	15	15	15	17
126	15	15	14	15	16	15	15	15	17
129	15	15	14	15	16	15	15	15	17
132	15	15	14	15	16	15	15	15	17
135	15	15	14	15	16	15	15	15	17
138	15	15	14	15	16	15	15	15	17
141	15	15	14	15	16	15	15	15	17
144	15	15	14	15	16	15	15	15	17
147	15	15	14	15	16	15	15	15	17
150	15	15	14	15	16	15	15	15	17
153	15	15	14	15	16	15	15	15	17
156	15	15	14	15	16	15	15	15	17
159	15	15	14	15	16	15	15	15	17
162	15	15	14	15	16	15	15	15	17
165	15	15	14	15	16	15	15	15	17
168	15	16	14	15	16	15	15	15	17
171	15	16	14	15	16	15	15	15	17
174	15	16	14	15	16	15	15	15	17
177	15	16	14	15	16	15	15	15	17
180	15	16	14	15	16	15	15	15	17
183	15	16	14	15	16	15	15	15	17
186	15	16	14	15	16	14	15	15	17
189	15	16	14	15	16	14	15	15	16
192	15	16	14	15	16	14	15	16	16
195	15	16	14	15	16	14	15	16	16
198	15	16	14	15	16	14	15	16	16
201	15	16	14	15	16	14	15	16	16
204	15	16	14	15	16	14	15	16	16
207	15	16	14	15	16	14	15	16	16
210	15	16	14	15	16	14	15	16	16

TIME	$\dot{m}_{\text{udara}} = 14755 \text{ CMM}$			$\dot{m}_{\text{udara}} = 17900 \text{ CMM}$			$\dot{m}_{\text{udara}} = 22850 \text{ CMM}$		
	1,5% CO2	3% CO2	0% CO2	1,5% CO2	3% CO2	0% CO2	1,5% CO2	3% CO2	0% CO2
detik	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
213	15	16	14	15	16	14	15	16	16
216	15	16	14	15	16	14	15	16	16
219	15	16	14	15	16	14	15	16	16
222	15	16	14	15	16	14	15	16	16
225	15	16	14	15	16	14	15	16	16
228	15	16	14	15	16	13	15	16	16
231	15	16	14	15	16	13	15	16	16
234	15	16	14	15	16	13	15	16	16
237	15	16	14	15	16	13	15	16	16
240	14	16	14	15	16	13	14	16	16
243	14	16	14	15	16	13	14	16	16
246	14	16	14	15	16	13	14	16	16
249	14	16	14	15	16	13	14	16	16
252	14	16	14	14	16	13	14	16	17
255	14	16	14	14	16	13	14	16	17
258	14	16	14	14	16	13	14	16	17
261	14	16	14	14	16	13	14	16	17
264	14	16	14	14	15	14	14	17	17
267	14	16	14	14	15	14	14	17	17
270	14	16	14	14	15	14	14	17	17
273	14	16	14	14	15	14	14	17	17
276	14	16	14	14	15	14	14	17	17
279	14	16	14	14	15	14	14	17	17
282	14	16	14	14	15	14	14	17	17
285	14	16	14	14	15	14	14	17	17
288	14	16	14	14	15	14	15	17	17
291	14	16	14	14	15	14	15	17	17
294	14	16	14	14	15	14	15	17	17
297	14	16	14	14	15	15	15	17	17
300	14	16	13	14	15	15	15	17	17

Ketercapaian Tekanan Keluar Kompresor

TIME	$\dot{m}_{\text{udara}} = 14755 \text{ CMM}$			$\dot{m}_{\text{udara}} = 17900 \text{ CMM}$			$\dot{m}_{\text{udara}} = 22850 \text{ CMM}$		
	1,5% CO2	3% CO2	0% CO2	1,5% CO2	3% CO2	0% CO2	1,5% CO2	3% CO2	0% CO2
detik	Psi	Psi	Psi	Psi	Psi	Psi	Psi	Psi	Psi
0	90	90	80	90	110	110	100	110	65
3	115	130	105	115	95	110	125	150	130
6	115	125	100	115	110	110	125	140	120
9	115	130	100	115	110	110	130	150	120
12	120	140	105	120	120	115	135	150	125
15	125	140	110	125	130	125	140	150	130
18	130	150	115	130	130	120	140	150	130
21	135	150	115	135	140	120	145	150	135
24	140	150	120	140	140	120	150	150	140
27	140	160	120	140	140	120	150	160	140
30	140	160	120	140	145	120	150	160	140
33	140	160	120	140	145	120	150	160	150
36	145	160	120	145	150	120	155	160	150
39	145	160	120	145	150	120	155	160	150
42	145	160	120	145	150	120	160	165	155
45	145	160	120	145	150	120	160	165	155
48	150	160	120	150	155	120	160	170	155
51	150	160	120	150	155	115	160	170	155
54	150	165	120	150	160	110	160	170	155
57	150	165	120	150	160	110	160	170	155
60	150	170	125	150	160	110	160	170	155
63	150	170	125	150	160	110	160	170	155
66	150	170	130	150	160	110	160	170	155
69	150	170	130	150	160	110	160	170	155
72	150	170	130	150	160	105	165	170	160
75	150	170	130	150	160	105	165	170	160
78	150	170	135	150	160	100	165	170	160
81	150	170	135	150	160	100	165	170	160
84	150	170	135	150	160	100	170	170	160
87	150	170	135	150	160	100	170	170	160
90	150	170	135	150	160	100	170	170	160
93	150	170	135	150	160	100	170	170	160
96	150	170	135	150	160	100	170	170	160
99	150	170	135	150	160	100	170	170	160
102	150	170	135	150	160	100	170	170	160
105	150	170	135	150	160	100	170	170	160

TIME	$\dot{m}_{udara} = 14755 \text{ CMM}$			$\dot{m}_{udara} = 17900 \text{ CMM}$			$\dot{m}_{udara} = 22850 \text{ CMM}$		
	1,5% CO2	3% CO2	0% CO2	1,5% CO2	3% CO2	0% CO2	1,5% CO2	3% CO2	0% CO2
detik	Psi	Psi	Psi	Psi	Psi	Psi	Psi	Psi	Psi
108	150	170	130	150	160	100	170	170	160
111	150	170	130	150	160	100	170	170	160
114	150	170	130	150	160	100	170	170	160
117	150	170	130	150	160	100	170	170	160
120	150	170	130	150	160	100	170	170	160
123	150	170	130	150	160	100	170	170	160
126	150	170	130	150	160	100	170	170	160
129	150	170	130	150	160	100	170	170	160
132	150	170	130	150	160	100	170	170	160
135	150	170	130	150	160	100	170	170	160
138	150	170	130	150	160	100	170	170	160
141	150	170	130	150	160	100	170	170	160
144	150	175	130	150	160	100	170	170	160
147	150	175	130	150	160	100	170	170	160
150	150	175	130	150	160	100	170	170	160
153	150	175	130	150	160	100	170	170	155
156	150	175	130	150	160	100	170	170	155
159	150	175	130	150	160	100	170	170	155
162	150	175	130	150	160	100	170	170	155
165	150	175	130	150	160	100	170	170	155
168	150	175	130	150	160	100	160	180	155
171	150	175	130	150	160	100	160	180	155
174	150	175	130	150	160	100	160	180	155
177	150	175	130	150	160	100	160	180	155
180	150	175	130	150	160	100	160	180	155
183	150	175	130	150	160	100	160	180	155
186	150	175	130	150	160	100	160	180	155
189	150	175	130	150	160	100	160	180	150
192	150	175	130	150	160	100	155	185	150
195	150	175	130	150	160	100	155	185	150
198	150	175	135	150	160	100	155	185	150
201	150	175	135	150	160	100	155	185	150
204	150	175	135	150	160	100	155	185	150
207	150	175	135	150	160	100	155	185	145
210	150	175	135	150	160	100	155	185	145
213	150	175	135	150	160	100	155	185	145
216	150	180	135	150	160	100	150	190	140

TIME	$\dot{m}_{udara} = 14755 \text{ CMM}$			$\dot{m}_{udara} = 17900 \text{ CMM}$			$\dot{m}_{udara} = 22850 \text{ CMM}$		
	1,5% CO2	3% CO2	0% CO2	1,5% CO2	3% CO2	0% CO2	1,5% CO2	3% CO2	0% CO2
detik	Psi	Psi	Psi	Psi	Psi	Psi	Psi	Psi	Psi
219	150	180	135	150	160	100	150	190	140
222	150	180	135	150	160	100	150	190	140
225	150	180	135	150	160	100	150	190	140
228	150	180	135	150	155	100	150	190	140
231	150	180	135	150	155	100	150	190	140
234	150	180	130	150	155	100	150	190	135
237	150	180	130	150	155	100	150	190	135
240	145	180	130	145	155	110	155	195	135
243	145	180	130	145	155	110	155	195	130
246	145	180	130	145	155	110	155	195	130
249	145	180	130	145	155	110	155	195	130
252	145	180	130	145	150	115	155	195	130
255	145	180	130	145	150	115	155	195	130
258	145	180	130	145	150	115	155	195	130
261	145	180	130	145	150	120	155	195	130
264	145	180	130	145	150	120	160	200	130
267	145	180	130	145	150	120	160	200	130
270	145	180	125	145	150	125	160	200	130
273	145	180	125	145	150	125	160	200	130
276	140	180	125	140	150	125	160	200	130
279	140	180	125	140	150	130	160	200	125
282	140	180	125	140	150	130	160	200	125
285	140	180	125	140	150	130	160	200	125
288	140	180	125	140	150	130	160	195	125
291	140	180	125	140	150	130	160	195	125
294	140	180	125	140	150	130	160	195	125
297	140	180	125	140	150	130	160	195	125
300	140	180	120	140	150	130	160	190	125

Ketercapaian Temperatur Refrigeran masuk Kondensor

TIME	$\dot{m}_{udara} = 14755 \text{ CMM}$			$\dot{m}_{udara} = 17900 \text{ CMM}$			$\dot{m}_{udara} = 22850 \text{ CMM}$		
	1,5% CO2	3% CO2	0% CO2	1,5% CO2	3% CO2	0% CO2	1,5% CO2	3% CO2	0% CO2
detik	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
0	32	26	46	33	30	36	38	44	47
3	33	27	46	33	31	36	39	44	47
6	34	29	46	34	33	37	40	45	48
9	35	31	47	35	34	38	40	46	49
12	36	32	48	36	36	38	41	47	50
15	37	33	49	37	37	39	42	47	51
18	38	35	51	38	38	39	42	48	52
21	39	36	52	39	40	40	43	49	54
24	39	37	53	41	41	40	44	50	55
27	40	38	54	42	42	41	45	51	56
30	41	39	55	42	43	42	45	52	57
33	41	39	55	42	43	42	45	52	58
36	42	41	56	43	44	43	46	53	58
39	42	41	56	43	44	43	46	53	59
42	43	43	58	44	46	43	46	54	60
45	43	43	58	44	46	44	47	54	61
48	43	43	59	45	47	44	47	55	61
51	43	43	59	45	47	45	47	55	61
54	44	44	59	45	47	45	47	56	62
57	44	44	59	45	47	45	47	56	62
60	44	45	60	45	48	46	47	56	62
63	44	45	60	45	48	46	47	56	62
66	44	45	61	45	48	46	47	56	62
69	44	45	61	45	48	46	47	56	62
72	45	46	61	46	48	46	48	57	63
75	45	46	61	46	48	47	48	57	63
78	45	46	61	46	48	47	48	57	63
81	45	46	61	46	48	47	48	57	63
84	45	46	62	46	49	47	48	58	63
87	45	46	62	46	49	47	48	58	63
90	45	46	62	46	49	47	48	58	63
93	45	46	62	46	49	48	48	58	63
96	46	46	62	48	49	48	48	58	63
99	46	46	62	48	49	48	48	58	63
102	46	46	62	48	49	48	48	58	63
105	46	46	62	48	49	48	48	58	63

TIME	$\dot{m}_{udara} = 14755 \text{ CMM}$			$\dot{m}_{udara} = 17900 \text{ CMM}$			$\dot{m}_{udara} = 22850 \text{ CMM}$		
	1,5% CO2	3% CO2	0% CO2	1,5% CO2	3% CO2	0% CO2	1,5% CO2	3% CO2	0% CO2
detik	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
108	46	47	62	47	49	48	49	58	63
111	46	47	62	47	49	49	49	58	63
114	46	47	62	47	49	49	49	58	63
117	46	47	62	47	49	49	49	58	64
120	46	47	62	47	49	49	49	59	64
123	46	47	62	47	49	49	49	59	64
126	46	47	62	47	49	49	49	59	64
129	46	47	62	47	49	49	49	59	64
132	46	47	62	47	49	49	49	59	64
135	46	47	62	47	49	49	49	59	64
138	46	47	62	47	49	50	49	59	64
141	46	47	62	47	49	50	49	59	64
144	46	47	62	47	50	50	50	60	64
147	46	47	62	47	50	50	50	60	64
150	46	47	62	47	50	50	50	60	64
153	46	47	62	47	50	50	50	60	64
156	46	47	62	47	50	51	50	60	64
159	46	47	62	47	50	51	50	60	64
162	46	47	62	47	50	51	50	60	64
165	46	47	62	47	50	51	50	60	64
168	47	48	62	48	51	51	52	60	64
171	47	48	62	48	51	51	52	60	65
174	47	48	62	48	51	51	52	60	65
177	47	48	62	48	51	52	52	60	65
180	47	48	62	48	51	52	52	60	65
183	47	48	62	48	51	52	52	60	65
186	47	48	62	48	51	52	52	60	65
189	47	48	63	48	51	52	52	60	65
192	47	48	63	48	53	52	54	60	65
195	47	48	63	48	53	52	54	60	65
198	47	48	63	48	53	52	54	60	65
201	47	48	63	48	53	52	54	60	65
204	47	48	63	49	53	52	54	60	65
207	47	48	63	49	53	52	54	60	65
210	47	48	63	49	53	53	54	60	65
213	47	48	63	49	53	53	54	60	65
216	48	48	63	49	54	53	55	59	65

TIME	$\dot{m}_{\text{udara}} = 14755 \text{ CMM}$			$\dot{m}_{\text{udara}} = 17900 \text{ CMM}$			$\dot{m}_{\text{udara}} = 22850 \text{ CMM}$		
	1,5% CO2	3% CO2	0% CO2	1,5% CO2	3% CO2	0% CO2	1,5% CO2	3% CO2	0% CO2
detik	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
219	48	48	63	49	54	53	55	59	65
222	48	48	63	49	54	54	55	59	65
225	48	48	63	49	54	54	55	59	65
228	49	48	63	51	54	54	55	59	65
231	49	48	63	51	54	54	55	59	65
234	49	48	63	51	54	54	55	59	65
237	49	48	63	51	54	54	55	59	65
240	49	48	63	51	56	55	56	58	65
243	49	48	63	51	56	55	56	58	65
246	49	48	63	51	56	55	56	58	65
249	49	48	63	51	56	55	56	58	65
252	50	48	63	52	56	55	56	58	65
255	50	48	63	52	56	55	56	58	65
258	50	48	63	52	56	55	56	58	65
261	50	48	63	52	56	56	56	58	65
264	51	49	63	52	57	56	57	56	65
267	51	49	63	52	57	56	57	56	65
270	51	49	63	52	57	57	57	56	65
273	51	49	63	52	57	57	57	56	65
276	52	49	63	53	57	57	57	56	65
279	52	49	63	53	57	57	57	56	65
282	52	49	63	53	57	57	57	56	65
285	52	49	63	53	57	58	57	56	65
288	52	49	63	53	58	58	58	56	66
291	52	49	63	53	58	58	58	56	66
294	52	49	63	53	58	58	58	56	66
297	52	49	63	53	58	58	58	56	66
300	53	49	63	54	58	58	58	56	66

Ketercapaian Tekanan Refrigeran masuk Kompresor

TIME	$\dot{m}_{udara} = 14755 \text{ CMM}$			$\dot{m}_{udara} = 17900 \text{ CMM}$			$\dot{m}_{udara} = 22850 \text{ CMM}$		
	1,5% CO2	3% CO2	0% CO2	1,5% CO2	3% CO2	0% CO2	1,5% CO2	3% CO2	0% CO2
detik	Psi	Psi	Psi	Psi	Psi	Psi	Psi	Psi	Psi
0	90	90	80	90	110	110	100	110	65
3	115	130	105	115	95	110	125	150	130
6	115	125	100	115	110	110	125	140	120
9	115	130	100	115	110	110	130	150	120
12	120	140	105	120	120	115	135	150	125
15	125	140	110	125	130	125	140	150	130
18	130	150	115	130	130	120	140	150	130
21	135	150	115	135	140	120	145	150	135
24	140	150	120	140	140	120	150	150	140
27	140	160	120	140	140	120	150	160	140
30	140	160	120	140	145	120	150	160	140
33	140	160	120	140	145	120	150	160	150
36	145	160	120	145	150	120	155	160	150
39	145	160	120	145	150	120	155	160	150
42	145	160	120	145	150	120	160	165	155
45	145	160	120	145	150	120	160	165	155
48	150	160	120	150	155	120	160	170	155
51	150	160	120	150	155	115	160	170	155
54	150	165	120	150	160	110	160	170	155
57	150	165	120	150	160	110	160	170	155
60	150	170	125	150	160	110	160	170	155
63	150	170	125	150	160	110	160	170	155
66	150	170	130	150	160	110	160	170	155
69	150	170	130	150	160	110	160	170	155
72	150	170	130	150	160	105	165	170	160
75	150	170	130	150	160	105	165	170	160
78	150	170	135	150	160	100	165	170	160
81	150	170	135	150	160	100	165	170	160
84	150	170	135	150	160	100	170	170	160
87	150	170	135	150	160	100	170	170	160
90	150	170	135	150	160	100	170	170	160
93	150	170	135	150	160	100	170	170	160
96	150	170	135	150	160	100	170	170	160
99	150	170	135	150	160	100	170	170	160
102	150	170	135	150	160	100	170	170	160
105	150	170	135	150	160	100	170	170	160

TIME	$\dot{m}_{\text{udara}} = 14755 \text{ CMM}$			$\dot{m}_{\text{udara}} = 17900 \text{ CMM}$			$\dot{m}_{\text{udara}} = 22850 \text{ CMM}$		
	1,5% CO2	3% CO2	0% CO2	1,5% CO2	3% CO2	0% CO2	1,5% CO2	3% CO2	0% CO2
detik	Psi	Psi	Psi	Psi	Psi	Psi	Psi	Psi	Psi
108	150	170	130	150	160	100	170	170	160
111	150	170	130	150	160	100	170	170	160
114	150	170	130	150	160	100	170	170	160
117	150	170	130	150	160	100	170	170	160
120	150	170	130	150	160	100	170	170	160
123	150	170	130	150	160	100	170	170	160
126	150	170	130	150	160	100	170	170	160
129	150	170	130	150	160	100	170	170	160
132	150	170	130	150	160	100	170	170	160
135	150	170	130	150	160	100	170	170	160
138	150	170	130	150	160	100	170	170	160
141	150	170	130	150	160	100	170	170	160
144	150	175	130	150	160	100	170	170	160
147	150	175	130	150	160	100	170	170	160
150	150	175	130	150	160	100	170	170	160
153	150	175	130	150	160	100	170	170	155
156	150	175	130	150	160	100	170	170	155
159	150	175	130	150	160	100	170	170	155
162	150	175	130	150	160	100	170	170	155
165	150	175	130	150	160	100	170	170	155
168	150	175	130	150	160	100	160	180	155
171	150	175	130	150	160	100	160	180	155
174	150	175	130	150	160	100	160	180	155
177	150	175	130	150	160	100	160	180	155
180	150	175	130	150	160	100	160	180	155
183	150	175	130	150	160	100	160	180	155
186	150	175	130	150	160	100	160	180	155
189	150	175	130	150	160	100	160	180	150
192	150	175	130	150	160	100	155	185	150
195	150	175	130	150	160	100	155	185	150
198	150	175	135	150	160	100	155	185	150
201	150	175	135	150	160	100	155	185	150
204	150	175	135	150	160	100	155	185	150
207	150	175	135	150	160	100	155	185	145
210	150	175	135	150	160	100	155	185	145
213	150	175	135	150	160	100	155	185	145
216	150	180	135	150	160	100	150	190	140

TIME	$\dot{m}_{\text{udara}} = 14755 \text{ CMM}$			$\dot{m}_{\text{udara}} = 17900 \text{ CMM}$			$\dot{m}_{\text{udara}} = 22850 \text{ CMM}$		
	1,5% CO2	3% CO2	0% CO2	1,5% CO2	3% CO2	0% CO2	1,5% CO2	3% CO2	0% CO2
detik	Psi	Psi	Psi	Psi	Psi	Psi	Psi	Psi	Psi
219	150	180	135	150	160	100	150	190	140
222	150	180	135	150	160	100	150	190	140
225	150	180	135	150	160	100	150	190	140
228	150	180	135	150	155	100	150	190	140
231	150	180	135	150	155	100	150	190	140
234	150	180	130	150	155	100	150	190	135
237	150	180	130	150	155	100	150	190	135
240	145	180	130	145	155	110	155	195	135
243	145	180	130	145	155	110	155	195	130
246	145	180	130	145	155	110	155	195	130
249	145	180	130	145	155	110	155	195	130
252	145	180	130	145	150	115	155	195	130
255	145	180	130	145	150	115	155	195	130
258	145	180	130	145	150	115	155	195	130
261	145	180	130	145	150	120	155	195	130
264	145	180	130	145	150	120	160	200	130
267	145	180	130	145	150	120	160	200	130
270	145	180	125	145	150	125	160	200	130
273	145	180	125	145	150	125	160	200	130
276	140	180	125	140	150	125	160	200	130
279	140	180	125	140	150	130	160	200	125
282	140	180	125	140	150	130	160	200	125
285	140	180	125	140	150	130	160	200	125
288	140	180	125	140	150	130	160	195	125
291	140	180	125	140	150	130	160	195	125
294	140	180	125	140	150	130	160	195	125
297	140	180	125	140	150	130	160	195	125
300	140	180	120	140	150	130	160	190	125

LAMPIRAN DRAF PUBLIKASI

KARAKTERISTIK SISTEM REFRIGERASI KOMPRESI UAP MENGUNAKAN REFRIGERAN CAMPURAN ANTARA HIDROKARBON (MUSICOOL 134) DAN KARBONDIOKSIDA (CO₂) PADA VARIASI LAJU ALIRAN UDARA

Bagiyo Condro Purnomo dan Muji Setiyo

Program Studi Mesin Otomotif, Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah

Magelang

e-mail : bagiyo_condro@ummgl.ac.id

Ringkasan

Penelitian ini membahas penggantian (*retrofit*) refrigeran yang berpotensi ODP dan GWP (R-134a) dengan refrigeran campuran Musicool 134 dengan CO₂ yang ramah lingkungan dalam sistem refrigerasi kompresi uap di mesin AC mobil serta pengaruh putaran *blower* sebagai beban pendinginan terhadap karakteristik dari sistem refrigerasi. Lingkup penelitian ini mencakup dua variabel yaitu komposisi refrigeran CO₂ pada musicool 134 (0% CO₂, 1,5% CO₂ dan 3% CO₂) dan putaran blower sebagai beban pendinginan ($\dot{m}_1 = 14755$ CMM, $\dot{m}_2 = 17900$ CMM dan $\dot{m}_3 = 22850$ CMM). Pada konfigurasi tersebut dilakukan pengukuran temperatur dan tekanan fluida kerja sistem refrigerasi. Hasil penelitian dianalisa karakteristik sistem refrigerasi kompresi uap dengan variasi komposisi CO₂ dalam refrigeran musicool 134 dan variasi beban pendinginan yang menjadi ilustrasi kinerja atau performa dari sistem secara keseluruhan.

Kata kunci : *Retrofit*, *Refrigerant Musicool*, Refrigeran CO₂

1. Latarbelakang

Perkembangan teknologi refrigeran sebagai fluida kerja dalam sistem refrigerasi dipengaruhi oleh isu permasalahan lingkungan, yaitu efek penipisan lapisan ozon (ODP) dan pengaruh pemanasan global (GWP). Refrigeran yang merusak lapisan ozon adalah refrigeran dalam kelompok halokarbon termasuk didalamnya CFC (R-12) dan HCFC (R-22), sedangkan refrigeran yang mengakibatkan terjadinya peningkatan pemanasan global adalah refrigeran halokarbon dalam kelompok HFC (R-134a). Tabel 1 menjelaskan pengaruh beberapa refrigeran terhadap efek lingkungan. Refrigeran seperti R-22 dan R-134a mempunyai nilai GWP yang sangat tinggi, dengan demikian untuk masa yang akan datang kedua refrigeran tersebut akan dilarang untuk diproduksi.

Protocol Kyoto mengatur penggunaan dan memproduksi refrigeran yang merusak lingkungan. Dengan demikian diperlukan perubahan penggunaan refrigeran dari CFC dan HFC ke hidrokarbon (HC). Namun demikian refrigeran HC mempunyai kelemahan yaitu nilai mampu bakar yang cukup tinggi dibandingkan refrigeran yang lain. Untuk mengatasi sifat mampu bakar tersebut harus dicampur dengan senyawa inhibitor, yakni suatu senyawa yang dapat menghambat laju reaksi pembakaran. Gas inert, seperti nitrogen (N₂) dan karbondioksida (CO₂), dapat berfungsi sebagai inhibitor dalam reaksi pembakaran (Liao S. , dkk., 2005). Akan tetapi CO₂ memiliki kemampuan sebagai inhibitor

yang lebih baik dibandingkan dengan N₂, sehingga memiliki potensi untuk digunakan sebagai gas inhibitor dalam penggunaan hidrokarbon sebagai refrigeran.

Penambahan senyawa pada refrigeran hidrokarbon mempunyai efek menurunkan COP dari sistem refrigerasi sehingga dalam penelitian ini dilakukan pada konsentrasi CO₂ yang rendah (Hamidi, dkk., 2013). Selain itu laju aliran udara yang melewati evaporator juga berpengaruh terhadap efek pendinginan yang diperoleh. Untuk itu makalah ini menyajikan investigasi dua campuran HC dalam hal ini adalah musicool 134) dengan CO₂ dengan variasi laju aliran udara melewati evaporator.

Sistem refrigerasi telah memainkan peran penting dalam kehidupan sehari-hari, tidak hanya terbatas untuk peningkatan kualitas dan kenyamanan hidup, namun juga telah menyentuh hal-hal esensial penunjang kehidupan manusia. Teknologi ini banyak diaplikasikan untuk penyimpanan dan pendistribusian makanan, penyejuk udara untuk kenyamanan ruangan baik pada industri, perkantoran, transportasi, dan rumah tangga.

Perkembangan system refrigerasi terjadi baik pada system refrigerasi seperti yang dilakukan oleh (Cho, Ryu, & Kim, Cooling performance of a variable speed CO₂ cycle with an electronic expansion valve and internal heat exchanger, 2007) dengan menambah *internal heat exchanger* dan pada fluida kerja atau refrigerannya seperti yang dilakukan oleh (Yang & Wu, 2013) dengan mengganti refrigeran konvensional dengan HC-22. Penggunaan refrigeran dibatasi oleh dua masalah lingkungan, yaitu Penipisan Lapisan Ozon (ODP) dan Pemanasan Global (GWP). Sifat merusak lapisan ozon dimiliki oleh refrigeran dalam kelompok halocarbon yang termasuk didalamnya adalah CFC dan HCFC, sedangkan refrigerant yang berpotensi untuk meningkatkan pemanasan global adalah refrigeran dalam kelompok halocarbon yaitu kelompok HFC. Hal tersebut dapat dilihat dalam tabel 1 berikut.

Tabel 1. Efek lingkungan dari beberapa refrigeran
(Y. Hwang, D.H. Jin, & R. Radermacher, 2004)

Refrigerants		ODP	GWP (Time horizons of 100 yrs)
HCFC's	R-22	0.055	1,700
HFC's	R-134a	0	1,300
	R-404A (R125/143a/134a)	0	3,800
	R-410A (R32/125)	0	2,000
Natural Refrigerants	Carbon dioxide (R-744)	0	1
	Ammonia (R-717)	0	<1
	Propane (R-290)	0	20
	Isobutane (R-600a)	0	20
	Cyclopropane (RC-270)	0	n/a

Penggunaan refrigeran yang mempunyai nilai ODP dan GWP tinggi akan dibatasi oleh dua perjanjian internasional yaitu Protokol Kyoto dan Protokol Montreal, dengan demikian hanya refrigeran natural saja yang dapat diproduksi secara komersial.

Refrigerant natural yang biasa digunakan adalah air, udara, gas mulia, hidrokarbon, amonia dan karbondioksida. Refrigeran natural tersebut tidak memiliki dampak yang buruk terhadap lingkungan, tetapi beberapa refrigeran

memiliki efek samping bagi penggunaannya seperti karena kadar racun yang tinggi dan mudah terbakar.

Hidrokarbon sebagai refrigeran alami digunakan sebagai pendingin selama beberapa dekade, terutama di pabrik industri yang sangat besar, tetapi juga dalam sistem suhu yang kecil. Sifat penting dari hidrokarbon (HCs) sebagai refrigeran dibandingkan dengan halocarbons (CFC, HCFC, HFC) adalah kalor laten yang lebih besar, densitas cair yang lebih kecil dan berat refrigeran yang diisikan jauh lebih sedikit (Encrofig, 1997)

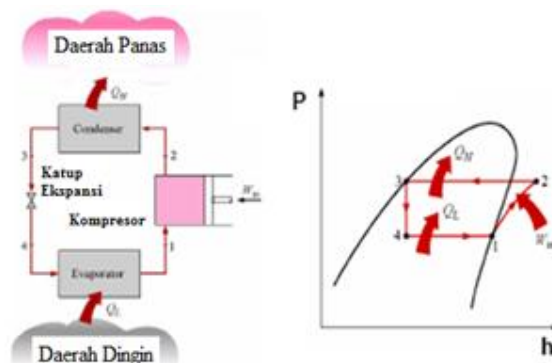
Musicool adalah salah satu refrigeran hidrokarbon yang mempunyai kelebihan jika dibandingkan dengan bahan pendingin Freon (R-12, R-22, R134a) antara lain dapat menurunkan konsumsi tenaga listrik, tidak perlu penggantian/penambahan komponen pada Mesin AC, kerja kompresor menjadi lebih ringan, efek pendinginan lebih baik, ramah lingkungan tidak merusak lapisan Ozon dan tidak meningkatkan pemanasan global, (GLOBALINDO NIAGA PRIMA, 2016). Akan tetapi, Musicool dari jenis hidrokarbon yang mempunyai kekurangan sebagai refrigeran, yakni sifatnya yang mudah terbakar (*flammable*), sehingga penggunaannya harus memperhatikan faktor keamanan (ASHRAE HANDBOOK, 2006). Untuk mengatasi sifat mudah terbakar gas hidrokarbon tersebut dilakukan dengan mencampur gas inert seperti N_2 dan CO_2 seperti yang dilakukan oleh (Liao, S.Y., Cheng, Q, Jianga, D.M, & Gaoa, J., 2005).

Karbondioksida (CO_2) dapat sebagai refrigeran dan gas inert ketika dicampur dengan Musicool sehingga akan mengurangi sifat mudah terbakar refrigeran Musicool tersebut. Dengan penambahan CO_2 tersebut akan mengakibatkan sifat dan karakteristik refrigeran menjadi berubah sehingga diperlukan penelitian lanjutan.

Dari latar belakang tersebut, maka penelitian ini dilakukan untuk mengetahui bagaimana karakteristik sistem refrigerasi kompresi uap yang menggunakan refrigeran campuran antara Musicool-134 dan CO_2 dengan variasi beban kecepatan blower.

2. Teori

Siklus refrigerasi kompresi uap adalah siklus yang paling banyak digunakan untuk almari es, sistem AC, dan pompa panas. Siklus refrigerasi kompresi uap ideal dapat digambarkan dalam diagram P-h seperti Gambar 1.

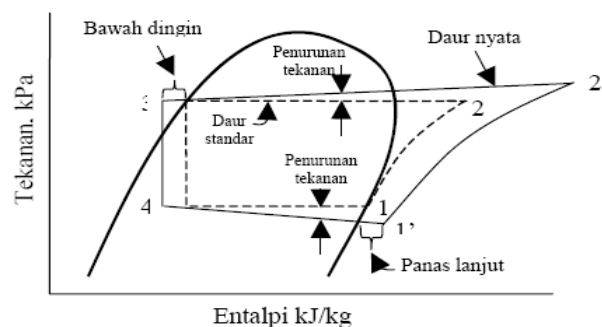


Gambar 1. Skema dan diagram P-h refrigerasi kompresi uap

Proses-proses yang terjadi dalam siklus kompresi uap secara garis besar adalah sebagai berikut :

- 1-2 : Kompresi isentropis dalam kompresor
- 2-3 : Pembuangan kalor secara isobaris dalam kondenser
- 3-4 : Throttling dalam katup ekspansi atau tabung kapiler
- 4-1 : Penyerapan kalor secara isobaris dalam evaporator

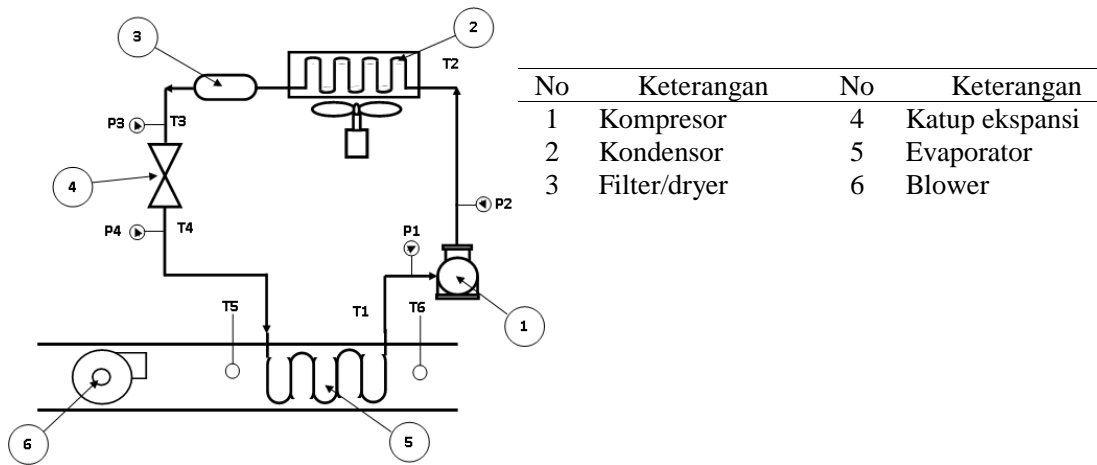
Daur kompresi uap nyata mengalami penurunan efisiensi dibandingkan dengan daur standar. Perbedaan penting antara daur nyata dengan standar terletak pada penurunan tekanan di dalam kondensator maupun evaporator, serta terjadi penurunan suhu saat keluar kondensator (*subcooling*) dan peningkatan suhu saat keluar evaporator (*superheating*). Penurunan tekanan pada daur nyata dikarenakan adanya kerugian-kerugian seperti *friction*, *gravitation*, dan *acceleration*. Akibat dari penurunan tekanan tersebut, kompresi pada titik 1 dan 2 diperlukan kerja yang lebih besar dibandingkan dengan daur standar. Proses *subcooling* merupakan suatu fenomena yang wajar, sehingga menjamin kondisi refrigeran masuk ke katup ekspansi dalam keadaan 100% cair, sedangkan proses *superheating* akan mencegah cairan masuk ke kompresor. Perbedaan lain yang ada adalah kompresi yang tidak lagi secara isentropik, dan terjadi ketidak efisienan yang disebabkan oleh kerugian-kerugian yang terjadi. Proses daur uap standard dan nyata dapat dilihat pada gambar 2.



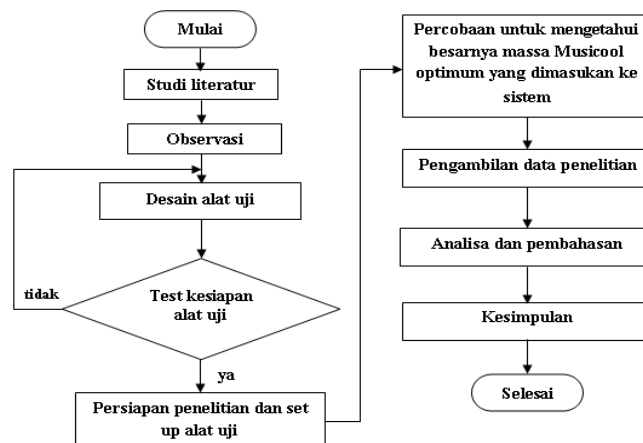
Gambar 2. Daur kompresi uap nyata dibanding dengan daur kompresi uap standar

3. Metode Eksperimen

Lingkup penelitian ini mencakup dua variabel bebas yaitu komposisi refrigeran dan putaran blower. Pada konfigurasi tersebut dilakukan pengukuran temperatur dan tekanan pada setiap titik uji seperti pada gambar 3. Pengukuran dilakukan dalam rentang 0 detik sampai 300 detik dengan variabel konsentrasi CO₂ 0%, 1,5% dan 3 % terhadap berat keseluruhan, kecepatan putar blower low (14755 CMM), medium (17900 CMM) dan high (22850 CMM). Hasil pengukuran digunakan untuk mengetahui karakteristik sistem refrigerasi kompresi uap yang menggunakan refrigeran campuran antara Musicool-134 dan CO₂.



Gambar 3. Set up peralatan dan media uji

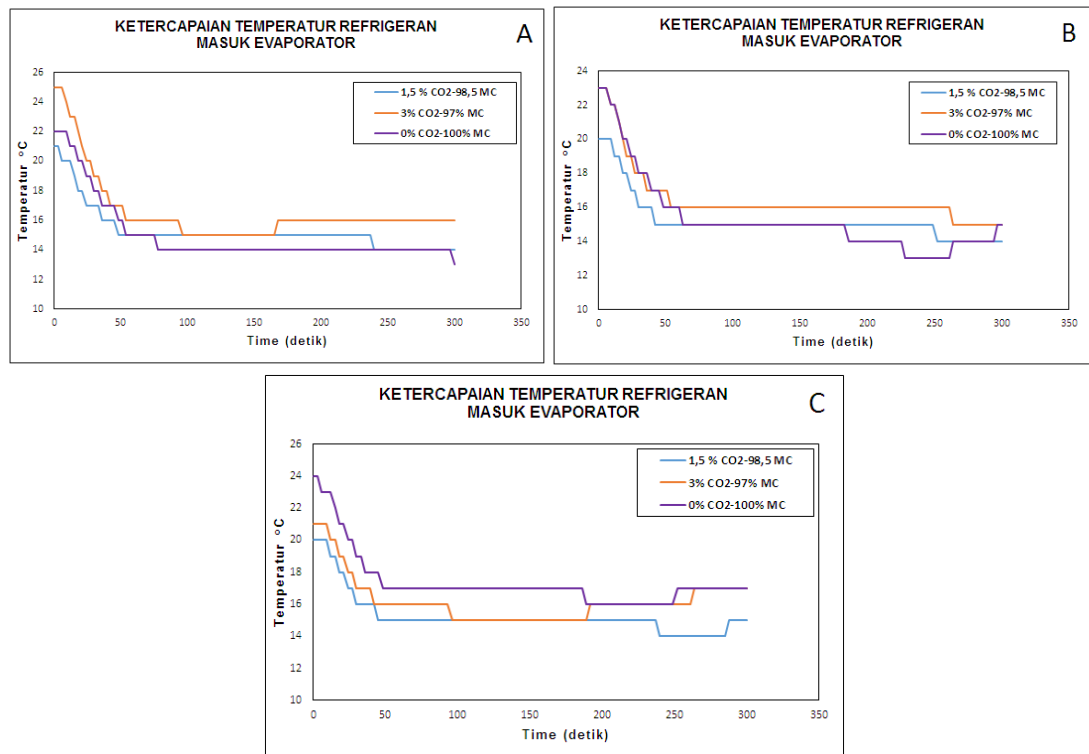


Gambar 4. Diagram alir prosedur penelitian

4. Hasil dan Pembahasan

Analisa untuk mengetahui karakteristik sistem refrigerasi kompresi uap yang menggunakan refrgeran campuran antara Musicool-134 dan CO₂ variasi komposisi refrigerant dan putaran *blower*.

4.1. Ketercapaian Temperatur Refrigeran masuk Evaporator

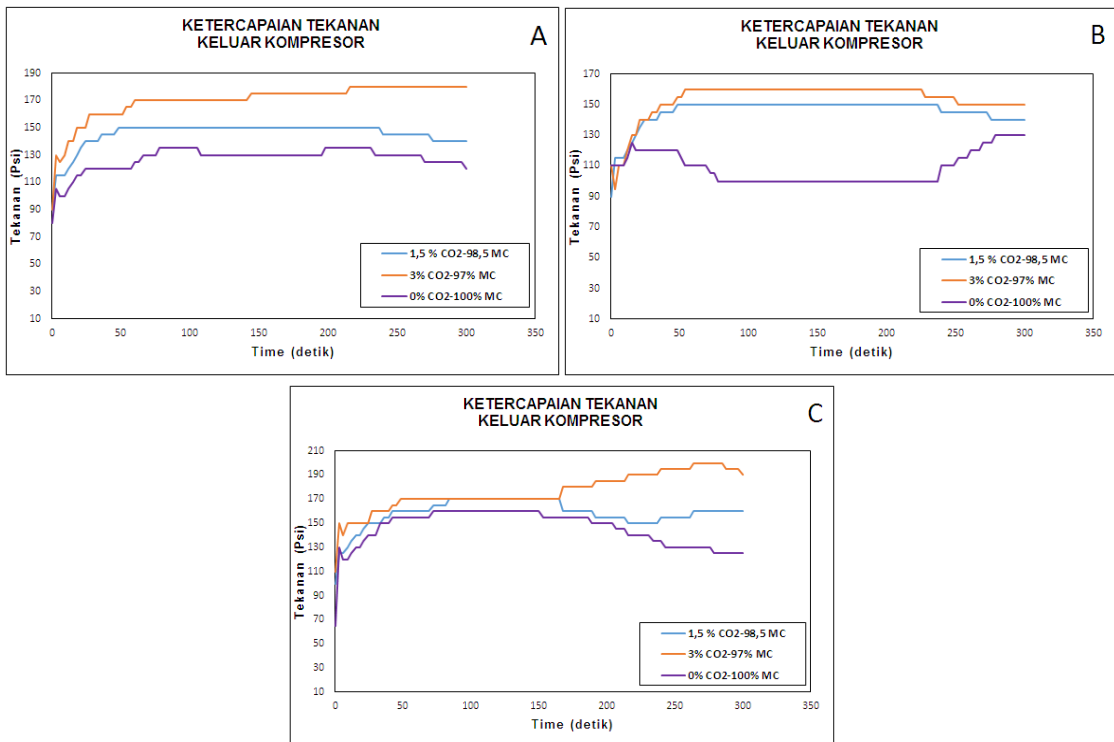


Gambar 5. Ketercapaian temperatur refrigerant masuk evaporator A) 14755 CMM; B) 17900 CMM; dan C) 22850 CMM

Gambar 5 memperlihatkan ketercapaian temperatur refrigeran masuk evaporator atau keluar katup ekspansi untuk berbagai variasi konsentrasi CO₂ dan kecepatan *blower*. Ketercapaian temperatur masuk evaporator atau keluar katup ekspansi dipengaruhi oleh konsentrasi CO₂, terlihat pada Gambar 5 bahwa semakin besar konsentrasi CO₂ maka semakin tinggi temperature keluar katup ekspansi. Hal tersebut karena terjadi kerugian *throttling* dan *irreversibility* yang cukup signifikan dengan bertambahnya konsentrasi CO₂ selama proses ekspansi. Hal tersebut juga dinyatakan oleh (Dai, Dang, Li, Tian, & Ma, 2014) yang mengatakan bahwa salah satu hal yang membatasi penggunaan refrigerant CO₂ adalah kerugian *throttling* besar dan *irreversibility* yang akan mempengaruhi performa dari system secara keseluruhan.

Namun demikian, penggunaan refrigerant musicool 134 secara murni juga terjadi peningkatan temperatur masuk evaporator atau keluar katup ekspansi dengan semakin besar beban pendinginan. Terlihat dalam gambar 5 bahwa pada beban pendinginan dengan aliran massa udara tertinggi (22850 CMM) ketercapaian temperatur paling tinggi, hal tersebut karena pada beban yang tinggi maka katup ekspansi akan membuka lebih besar untuk mengatasi beban yang tinggi tersebut. Dengan demikian temperatur yang keluar akan lebih tinggi hal tersebut juga membantu supaya temperatur keluar evaporator sedikit superheated sehingga mengurangi kerusakan kompresor.

4.2. Ketercapaian Tekanan Refrigeran keluar Kompresor

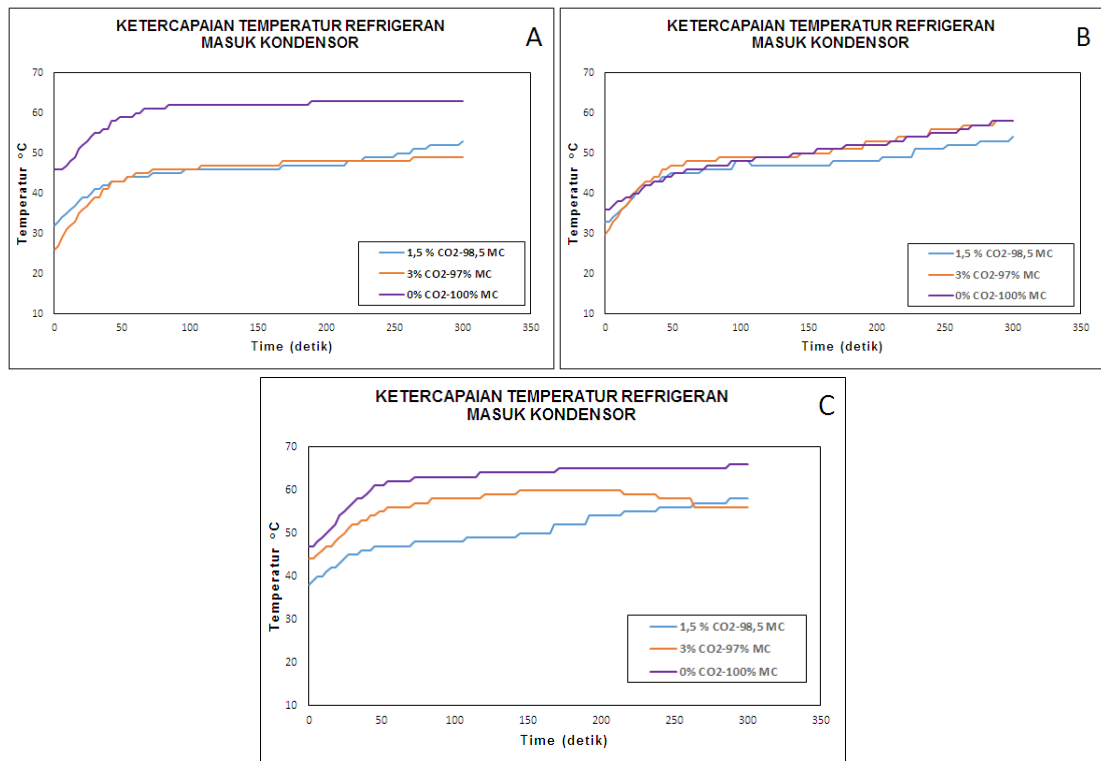


Gambar 6. Ketercapaian Tekanan refrigerant keluar Kompresor A) 14755 CMM, B) 17900 CMM, C) 22850 CMM

Gambar 6 memperlihatkan ketercapaian tekanan refrigeran keluar kompresor untuk berbagai variasi konsentrasi CO_2 dan kecepatan *blower*. Ketercapaian tekanan *discharge* dipengaruhi oleh karakteristik masing-masing refrigeran. Hasil penelitian ini memberikan ilustrasi bahwa setiap kenaikan konsentrasi CO_2 akan meningkatkan tekanan di sisi keluar kompresor. Hal senada juga dikemukakan oleh (Dai, Dang, Li, Tian, & Ma, 2014) dan (Kauf, 1999). Sehingga pada penggunaan refrigeran musicool 100% diperoleh tekanan *discharge* kompresor lebih rendah untuk semua beban pendinginan.

Akan tetapi, jika dibandingkan terhadap beban pendinginan maka ketercapaian tekanan *discharge* kompresor optimal pada kondisi stabil diperoleh pada beban pendinginan dengan *flow rate* udara lewat evaporator sebesar 17900 CMM (gambar 8.B), sehingga dengan tekanan kondensasi lebih rendah akan memiliki potensi performa system secara keseluruhan yang lebih baik.

4.3. Ketercapaian Temperatur Refrigeran masuk Kondensor

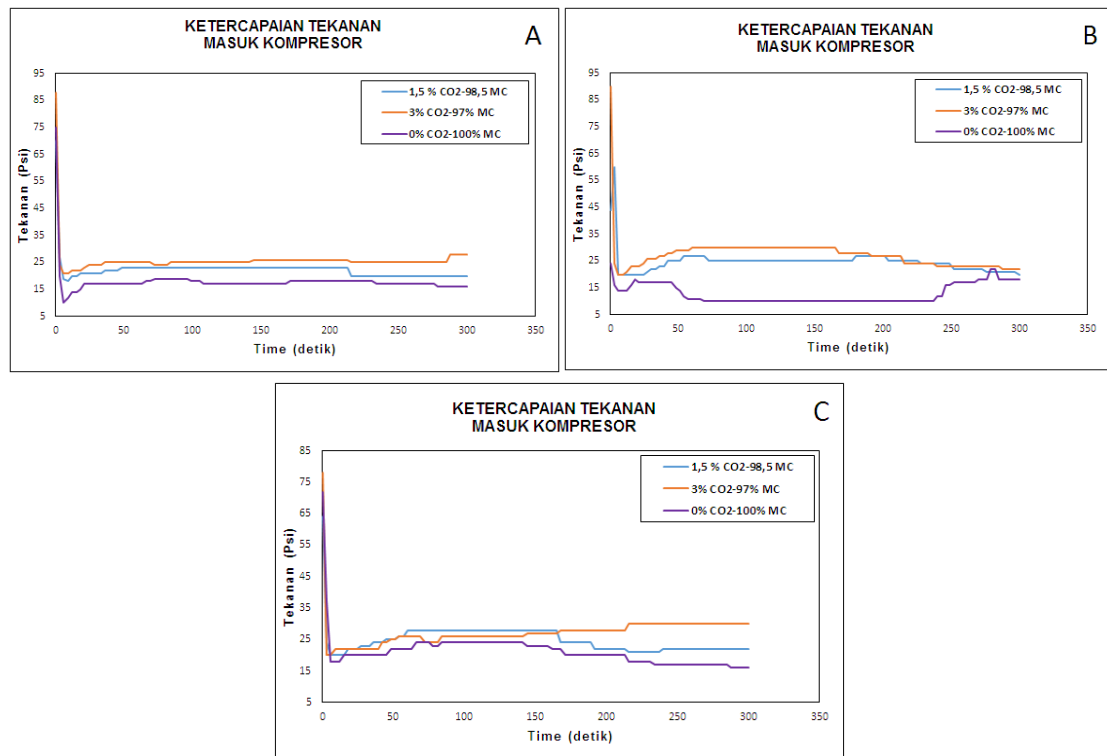


Gambar 7. Ketercapaian temperatur refrigerant masuk Kondensor A) 14755 CMM, B) 17900 CMM, C) 22850 CMM

Gambar 7 memperlihatkan ketercapaian temperatur refrigeran masuk kondensor atau keluar kompresor untuk berbagai variasi konsentrasi CO₂ dan kecepatan blower. Dari gambar 7 di atas terlihat temperatur *discharge* kompresor musicool 134 lebih tinggi dari temperatur *discharge* kompresor campuran musicool 134 dan CO₂. Karakteristik ini dikarenakan perbedaan *boiling temperature* yang berbeda antara musicool 134 dan CO₂, yaitu -31,5 °C dan -78,45 °C, serta adanya perbedaan temperatur masuk kompresor, dimana fluida kerja dengan 100% musicool 134 lebih tinggi.

Ketercapaian temperatur *discharge* kompresor diperoleh untuk beban pendinginan 17900 CMM (gambar 7.B) memiliki temperatur yang lebih rendah, hal tersebut mengilustrasikan bahwa performa system lebih baik, karena kerja kompresor akan lebih rendah. Pada beban pendinginan tersebut dimungkinkan fluida kerja tidak terjadi *superheating* maupun penurunan temperatur keluar evaporator yang akan membuat kerja kompresor menjadi berat.

4.4. Ketercapaian Tekanan Refrigeran masuk Kompresor



Gambar 8. Ketercapaian Tekanan refrigerant masuk Kompresor A) 14755 CMM, B) 17900 CMM, C) 22850 CMM

Gambar 7 memperlihatkan ketercapaian tekanan refrigeran masuk kompresor untuk berbagai variasi konsentrasi CO_2 dan kecepatan *blower*. Ketercapaian tekanan dipengaruhi oleh konsentrasi CO_2 , terlihat pada Gambar 7 bahwa semakin besar konsentrasi CO_2 maka semakin tinggi tekanan masuk kompresor. Dengan lebih tingginya tekanan masuk kompresor maka kerja kompresor akan lebih ringan. Ketercapaian tekanan masuk kompresor tidak terlepas dari kerja katup ekspansi.. Hal tersebut karena dengan bertambahnya konsentrasi CO_2 akan menurunkan volume spesifik refrigeran campuran sehingga akan menurunkan kerugian *throttling* yang cukup besar.

Hal lain yang dapat dilihat dari gambar 7 adalah keterkaitan tekanan masuk kompresor dengan beban pendinginan, dimana semakin besar beban maka semakin tinggi tekanan masuk kompresor. proses ini sangat tergantung dari kerja katup ekspansi, dimana fungsi katup ekspansi adalah mengatur supaya kondisi refrigeran keluar evaporator hanya sedikit *superheated*, sehingga ketika beban pendinginan meningkat maka katup ekspansi akan membuka lebih besar, hal ini supaya jumlah aliran refrigeran yang masuk evaporator menjadi lebih banyak untuk mengatasi beban pendinginan yang meningkat. Bukaan katup ekspansi yang bertambah besar akan menurunkan kerugian *throttling* sehingga tekan yang keluar katup ekspansi akan sedikit lebih besar.

5. Kesimpulan

Berdasarkan hasil penelitian yang dilakukan untuk mendapatkan karakteristik sistem refrigerasi kompresi uap menggunakan refrigeran campuran antara hidrokarbon (musicool 134) dan karbondioksida (CO₂) dengan variasi beban kecepatan blower dapat diambil beberapa kesimpulan seperti berikut ini :

- a) Semakin besar konsentrasi CO₂ maka semakin tinggi temperatur masuk evaporator atau keluar katup ekspansi.
- b) Peningkatan beban pendinginan akan meningkatkan temperatur masuk evaporator atau keluar katup ekspansi.
- c) Ketercapaian tekanan *discharge* dipengaruhi oleh karakteristik masing-masing refrigeran. Hasil penelitian ini memberikan ilustrasi bahwa setiap kenaikan konsentrasi CO₂ akan meningkatkan tekanan di sisi keluar kompresor.
- d) Temperatur *discharge* kompresor untuk refrigeran 100% musicool 134 lebih tinggi dari temperatur *discharge* kompresor campuran musicool 134 dan CO₂.
- e) Ketercapaian temperatur *discharge* kompresor diperoleh untuk beban pendinginan 17900 CMM.
- f) Semakin besar konsentrasi CO₂ maka semakin tinggi tekanan masuk kompresor dan semakin besar beban maka semakin tinggi pula tekanan masuk kompresor.

DAFTAR PUSTAKA

- (2006). ASHRAE HANDBOOK. In *REFRIGERATION*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- Cho, H., Ryu, C., & Kim, Y. (2007). Cooling performance of a variable speed CO₂ cycle with an electronic expansion valve and internal heat exchanger. *International Journal of Refrigeration*, 664-671.
- Dai, B., Dang, C., Li, M., Tian, H., & Ma, Y. (2014). Thermodynamic performance assessment of carbon dioxide blends with low-global warming potential (GWP) working fluids for a heat pump water heater. *International Journal of Refrigeration*.
- Encrofig. (1997). *Refrigeration appliances using hydrocarbon refrigerants*. United Kingdom: Encrofig publication.
- GLOBALINDO NIAGA PRIMA. (2016, oktober sunday). www.pertamina.com/en/our-business/...and...and.../musicool/. Retrieved from <https://www.google.com/webhp?sourceid=chrome-instant&ion=1&espv=2&ie=UTF-8#q=report+pertamina+tentang+refrigeran+musicool>
- Kauf, F. (1999). Determination of the optimum high pressure for transcritical CO₂-refrigeration cycles. *International Journal of Thermal Sciences*, 325-330.
- Liao, S. Y., Cheng, Q, Jianga, D.M, & Gaoa, J. (2005). Experimental Study of Flammability Limits of Natural Gas–Air Mixture. *Journal of Hazardous Materials*, 81–84.
- Y. Hwang, D.H. Jin, & R. Radermacher. (2004). Comparison of Hydrocarbon R-290 and Two HFC Blends R-404A and R-410A for medium temperature refrigerant applications. *Center for Environmental Energy Engineering*.
- Yang, Z., & Wu, X. (2013). Retrofits and options for the alternatives to HCFC-22. *Energy*, 1-21.