



TESIS - ME 142516

**STUDI EKSPERIMENTAL KINERJA PENDINGINAN
PADA REFRIGRASI KOMPAK DENGAN *NARROW
GAP* EVAPORATOR DAN KOMPRESOR DC MIKRO**

RAEDY ANWAR SUBIANTORO

4114 204 005

DOSEN PEMBIMBING :

SUTOPO PURWONO FITRI, ST., M.Eng., Ph.D

SEMIN, ST. MT., Ph.D

PROGRAM MAGISTER

TEKNIK SISTEM DAN PENGENDALIAN KELAUTAN

PROGRAM STUDI TEKNOLOGI KELAUTAN

FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN

INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER

SURABAYA

2016



TESIS - ME 142516

**STUDI EKSPERIMENTAL KINERJA PENDINGINAN
PADA REFRIGRASI KOMPAK DENGAN *NARROW
GAP* EVAPORATOR DAN KOMPRESOR DC MIKRO**

RAEDY ANWAR SUBIANTORO

4114 204 005

DOSEN PEMBIMBING :

SUTOPO PURWONO FITRI, ST., M.Eng., Ph.D

SEMIN, ST. MT., Ph.D

PROGRAM MAGISTER

TEKNIK SISTEM DAN PENGENDALIAN KELAUTAN

PROGRAM STUDI TEKNOLOGI KELAUTAN

FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN

INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER

SURABAYA

2016



THESIS - ME 142516

**EXPERIMENTAL STUDY OF COOLING
PERFORMANCE IN COMPACT REFRIGERATION
WITH NARROW GAP EVAPORATOR AND MIKRO
DC COMPRESSORS**

RAEDY ANWAR SUBIANTORO

4114 204 005

SUPERVISOR :

SUTOPO PURWONO FITRI, ST., M.Eng., Ph.D

SEMIN, ST. MT., Ph.D

POSTGRADUATE PROGRAM

TEKNIK SISTEM DAN PENGENDALIAN KELAUTAN

PROGRAM STUDI TEKNOLOGI KELAUTAN

FACULTY OF MARINE TECHNOLOGY

INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER

SURABAYA

2016

Tesis disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar

Magister Teknik (MT)

di

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

Raedy Anwar Subianto

NRP. 4114 204 005

Tanggal Ujian : 22 Juli 2016

Periode Wisuda : September 2016

Disetujui Oleh :

Dosen Pembimbing :

1. Sutopo Purwono Fitri, ST., M.Eng., Ph.D
NIP. 19751006 200212 1 003



2. Semin, ST., MT., Ph.D
NIP. 19710110 199702 1 001




Dosen Penguji :

1. Ir. Aguk Zuhdi M. Fathallah, M.Eng, Ph.D.
NIP. 19560519 198601 1 001



2. Dr. I Made Ariana, ST., MT.
NIP. 19710610 199512 1 001





Direktur Program Pascasarjana,

Prof. Ir. Djauhar Manfaat, M.Sc. Ph. D.

NIP. 19601202 198701 1 001



Studi Eksperimental Kinerja Pendinginan Pada Refrigerasi Kompak Dengan *Narrow Gap* Evaporator Dan Kompresor DC Mikro

Mahasiswa Nama : Raedy Anwar Subiantoro
Mahasiswa ID : 4114 204 005
Pembimbing : 1. Sutopo Purwono Fitri, ST., M.Eng., Ph.D
2. Semin, ST., MT., Ph.D

ABSTRAK

Penanganan ikan yang tepat dan benar dapat meningkatkan kualitas ikan di kapal penangkap ikan. Untuk itu diperlukan sistem pendinginan yang efektif dan efisien untuk kapal ikan terutama pada kapal ukuran 30 GT. Penelitian ini bertujuan untuk mendapatkan prototipe mesin pendingin yang hemat energi dan efektif dalam meningkatkan kualitas hasil tangkapan di KM. Inka Mina 210.

Metode yang digunakan adalah pembuatan eksperimen mesin pendingin dengan menggunakan evaporator yang memiliki celah (*gap*) sebesar 1 mm yang disebut *narrow gap* evaporator dan kompresor dc mikro. Percobaan dilakukan dengan menggunakan 3 variasi beban pendinginan.

Hasil yang diperoleh adalah variasi beban pada sistem refrigerasi kompak dapat meningkatkan nilai COP pada kerja refrigerasi sebesar 1.86 % hingga 21,9 % dari variasi tanpa beban. Kenaikan ΔT saturasi pada proses pendidihan meningkatkan nilai fluks kalor (*heat fluks*). Selain itu, semakin besar fluks kalor yang dihasilkan maka koefisien perpindahan kalor pada narrowgap evaporator akan semakin besar pula

Kata Kunci : Penanganan ikan, refrigerasi kompak dan fluks kalor.

halaman ini sengaja dikosongkan

Experimental Study of Cooling Performance In Compact Refrigeration With Narrow Gap Evaporator And Micro DC Compressors

Name of Student : Raedy Anwar Subianto

Registration Number : 4114 204 005

Supervisor : 1. Sutopo Purwono Fitri, ST., M.Eng., Ph.D
2. Semin, ST., MT., Ph.D.

ABSTRACTS

Proper fish handling process can improve the quality of the fish quality on board fishing ship. In order to achieve those improvement, it needs an effective and efficient cooling system especially for 30 GT fishing ship. This study aimed to get a prototype cooling applications that have energy-efficient and effective for improving the quality of the fish product in KM. Mina Inka 210.

The method that is used in this research is by making of an experiment refrigerator using evaporator which has a gap of 1 mm-called narrow-gap evaporator and micro DC compressor. These research is conducted using three variations of the cooling load.

The results of these load variation experiments have shown that a compact refrigeration system can increase the value of the *coefficient of performance* (COP) from 1.86% to 21.9% compared to the no cooling load. The increase of ΔT saturation in the boiling process resulting in an increased heat flux. In addition, higher heat flux resulted in higher value of heat transfer coefficient in the evaporator narrowgap.

Keyword : fish handling, compact refrigeration and heat flux.

halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR ISI

ABSTRAK.....	i
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI.....	vii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL.....	xv
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	3
1.3 Tujuan	3
1.4 Manfaat Penelitian	4
1.5 Batasan Masalah	4
BAB 2 KAJIAN PUSTAKA.....	5
2.1 Deskripsi Kapal Perikanan.....	5
2.2 Pengertian Pendinginan.....	6
2.3 Penanganan Ikan diatas Kapal	11
2.4 Refrigerasi.....	13
2.4.1 Pengertian Refrigerasi.....	13
2.4.2 Siklus Refrigerasi Kompresi uap	14
2.4.3 Siklus Kompresi Uap Nyata.....	15
2.4.4 Analisis Kinerja Mesin Pendingin	16
2.4.5 Komponen Mesin Pendingin.....	19
2.4.6 Bahan Pendingin	22
2.5 Perpindahan Kalor.....	24
2.5.1 Perpindahan Kalor Induksi.....	24
2.5.2 Perpindahan Kalor Konveksi	26
2.5.3 Perpindahan Kalor Radiasi.....	28
2.6 Konveksi Alamiah.....	29
2.7 Kajian Ilmiah Narrowgap.....	30

2.7.1 Definisi dan Ukuran Narrowgap	30
2.7.2 Perpindahan Kalor Pada Fenomena Didih (<i>Boiling</i>)	33
2.7.3 Perpindahan Kalor Pada Narrowgap	34
2.7.4 Penurunan Tekanan (<i>pressure drop</i>) di Saluran diameter Kecil	35
2.8 Analisa Ekonomi	36
2.8.1 Investasi	36
2.8.2 Analisa Rate Of Return.....	37
2.8.3 Analisa Break Event Point.....	38
BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN	41
3.1 Pemanfaatan Prototipe Refrigerasi Kompak	41
3.2 Diagram Alir.....	42
3.3 Peralatan dan Bahan Percobaan Refrigerasi Kompak	43
3.4 Desain Pendingin dan Refrigerasi Kompak dan Penempatan Alat Pengujian.	46
3.5 Persiapan dan Proses Menggunakan Alat Ukur	47
3.5.1 Metode Pengumpulan data	48
3.5.2 Variabel Untuk Pengumpulan Data.....	51
3.5.3 Persiapan Menggunakan Thermokopel	52
3.5.4 Persiapan Menggunakan Pressure Tranducer.....	57
3.5.5 Prosedur Penelitian Mengamati Temperatur Pada Thermokopel.....	62
3.5.6 Prosedur Penelitian Mengamati Tekanan Pada Pressure Tranducer	63
3.6 Prosedur Percobaan Desain Refrigerasi Kompak.....	64
3.6.1 Langkah Persiapan.....	64
3.6.2 Langkah Pengoperasian Refrigerasi Kompak	66
3.7 Pengujian Kinerja Refrigerasi Kompak.....	66
3.8 Pengambilan Data.....	67
3.9 Analisa Data	67
3.10 Analisa Ekonomi	67
3.11 Pengambilan Kesimpulan.....	67
BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN	69
4.1 Data Hasil Penelitian	69
4.1.1 Rancangan Refrigerasi Kompak.....	69

4.1.2 Analisa Ketidakpastian Pengukuran	71
4.1.3 Data Pengujian Prototipe Refrigerasi Dengan Variasi Beban Pendingin	79
4.1.4 Data Pengujian Kinerja Prototype Refrigerasi Kompak	81
4.2 Analisa Kinerja Prototipe Sistem Refrigerasi Kompak	87
4.2.1 Contoh Perhitungan Data	87
4.2.2 Analisa Hasil Pengujian Refrigerasi Kompak	90
4.2.3 Analisa Perpindahan Panas Pada Sistem pendingin	96
4.3 Analisa Ekonomi.....	101
4.3.1 Data dan Spesifikasi Kapal	102
4.3.2 Harga dan Hasil Tangkapan Ikan.....	104
4.3.3 Perhitungan Ekonomi KM. Inka Mina 210 Sebelum Menggunakan Sistem Pendinginan.....	105
4.3.4 Perhitungan Ekonomi KM. Inka Mina 210 dengan menggunakan mesin pendingin.....	111
BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN	119
5.1 Kesimpulan	119
5.2 Saran.....	120
DAFTAR PUSTAKA	121

halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1. Perubahan kesegaran ikan terhadap suhu (Gokoglu et al., 2015)	7
Gambar 2.2. Produksi es kering (dry ice) (Gokoglu et al., 2015).....	10
Gambar 2.3. Perbedaan antara pendinginan (<i>chilling</i>), super dingin (<i>super-chilling</i>) dan pembekuan (<i>freezing</i>), (Gokoglu et al., 2015).	11
Gambar 2.4 Perbedaan siklus refrigerasi dan siklus carnot	13
Gambar 2.5. Komponen – komponen sistem refrigerasi kompresi uap.....	14
Gambar 2.6. T-s Diagram dan P-h Diagram Siklus Kompresi Uap Standar Ideal	15
Gambar 2.7. Daur Kompresi uap nyata dibandingkan dengan daur standar.....	16
Gambar 2.8. Analisis Siklus Pendingin Kompresi Uap.	16
Gambar 2.9. a. Kompresor hermetik dan b. Kompresor open type (Danfoss, 2007)	20
Gambar 2.10. Kondensator (danfoss, 2007).	20
Gambar 2.11. Pipa Kapiler.....	21
Gambar 2.12. Evaporator jenis plain pipe dan finned evaporator (Danfoss, 2007)	22
Gambar 2.13. Perpindahan kalor induksi pada bidang datar (Cengel Y.A, 2002).	25
Gambar 2.14. Perpindahan kalor induksi pada silinder berongga (Cengel Y.A., 2002).	26
Gambar 2.15. Perpindahan kalor konveksi : a. konveksi paksa dan b. konveksi alami (Cengel Y.A., 2002).	27
Gambar 2.16. Perpindahan kalor konveksi pada permukaan panas ke udara.	27
Gambar 2.17. Perpindahan kalor yang terjadi dari permukaan panas ke udara sekitarnya (Cengel Y.A., 2002).....	30
Gambar 2.18. Variasi koefisien perpindahan panas dengan ukuran saluran untuk aliran laminar dikembangkan dari fluida udara dan air (Kandlikar et. al, 2006).....	32
Gambar 3.1. Desain Refrigerasi Kompak	41
Gambar 3.2. Flow chart metodologi penelitian.....	42
Gambar 3.3. Dimensi Coolbox	46

Gambar 3.4. Komponen dan Alat Uji Pada Refrigerasi Kompak	47
Gambar 3.5. Metode pengambilan data thermokopel.....	49
Gambar 3.6. Metode pengambilan data menggunakan pressure tranducer	50
Gambar 3.7. Metode pengumpulan data menggunakan ampere meter	51
Gambar 3.8. Instalasi peralatan dengan sensor thermokopel.	52
Gambar 3.9. Aplikasi awal Kipling	53
Gambar 3.10. Kalibrasi dengan aplikasi kipling.	53
Gambar 3.11. Tampilan menu aplikasi LJLogM.....	55
Gambar 3.12. Penempatan thermokopel pada sistem pendingin.....	57
Gambar 3.13. Rangkaian 2 wire sinking sensor LJTS dan pressure tranducer.	58
Gambar 3.14. Peralatan kalibrasi tekanan dengan pressure tranducer.	59
Gambar 3.15. Grafik kalibrasi pada pressure tranducer 5 bar.	60
Gambar 3.16. Grafik konversi pada pressure tranducer 10 bar	61
Gambar 3.17. Penempatan pressure tranducer pada sistem pendingin.....	61
Gambar 4.1. Prototipe Refrigerasi Kompak.	69
Gambar 4.2. Komponen Sistem refrigerasi kompak	70
Gambar 4.3. Penempatan evaporator pada ruangan coolbox	71
Gambar 4.4. Beban produk didalam cool box	80
Gambar 4.5. Diagram tekanan dan entalpi dari siklus refrigerasi dengan variasi beban.	91
Gambar 4.6. Grafik nilai COP terhadap variasi beban pendingin	92
Gambar 4.7. Grafik kerja kompresor (W) dan kerja evaporator (W_L) terhadap variasi beban pendingin.....	93
Gambar 4.8. Grafik kerja kondensor (Q_H) dan kerja evaporator (Q_L)terhadap variasi beban pendingin.....	94
Gambar 4.9. Grafik nilai rasio pelepasan kalor (HRR) terhadap variasi beban pendingin.....	95
Gambar 4.10. Grafik Fluks Kalor Pendidihan terhadap ΔT saturasi narrow gap evaporator pada variasi beban pendingin.	97
Gambar 4.11. Karakteristik Didih alir pada evaporator minichannel dan mikrochannel (Mudawar, 2003).....	98

Gambar 4.12. Grafik penurunan tekanan (pressure drop) terhadap Fluks Kalor Pendidihan pada narrow gap evaporator dengan variasi beban pendingin.....	99
Gambar 4.13. Grafik koefisien perpindahan kalor (h) terhadap Fluks Kalor Pendidihan pada narrow gap evaporator dengan variasi beban pendingin.....	100
Gambar 4.14. Perbandingan trendline koefisien perpindahan panas rata – rata untuk air pada saluran single 2 x 4 mm ² dan konfigurasi multichannel; 1 x 1 mm ² konfigurasi multichannel , G = 200 kg/m ² s, T sat = 120 °C.....	101
Gambar 4.15. Rencana umum (<i>General Arrangement</i>) KM. Inka Mina 210.....	103

halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1. Jenis refrigeran dan penggunaannya.....	24
Tabel 3.1. Peralatan dan Bahan Percobaan refrigerasi Kompak.....	43
Tabel 3.2. Variabel penelitian.....	51
Tabel 3.3. Contoh data suhu.....	55
Tabel 3.4. Tabel pengambilan data pengujian.....	67
Tabel 4.1. Data pengujian pressure transduser digital tekanan 5 bar.....	72
Tabel 4.2. Data pengujian pressure transduser digital tekanan 10 bar.....	75
Tabel 4.3. Data Pengujian termokopel type K.....	77
Tabel 4.4. Variasi beban produk.....	80
Tabel 4.5. Data pengujian refrigerasi kompak dengan variasi beban.....	81
Tabel 4.6. Data entalpi dan laju aliran massa (m) dengan tanpa beban pendingin	82
Tabel 4.7. Data entalpi dan laju aliran massa (m) dengan beban pendinginan 10 kg	82
Tabel 4.8. Data entalpi dan laju aliran massa (m) dengan beban pendinginan 20 kg	83
Tabel 4.9. Data perhitungan nilai fluks kalor, ΔT saturasi dan penurunan tekanan dan koefisien perpindahan panas pada kondisi tanpa beban.	84
Tabel 4.10. Data perhitungan nilai fluks kalor, ΔT saturasi dan penurunan tekanan dan koefisien perpindahan panas pada kondisi beban pendinginan 10 kg.	85
Tabel 4.11. Data perhitungan nilai fluks kalor, ΔT saturasi dan penurunan tekanan dan koefisien perpindahan panas pada kondisi beban pendinginan 20 kg	86
Tabel 4.12. Tabel percobaan nilai entalphi R-134a.....	88
Tabel 4.13. Data entalpi hasil pengujian refrigerasi kompak dengan variasi beban	91
Tabel 4.14. Kerja sistem refrigerasi kompak dengan variasi beban pendingin	92
Tabel 4.15. Pendapatan hasil tangkapan ikan KM. Inka Mina 210 tahun 2014 dan 2015.....	104
Tabel 4.16. Biaya Investasi awal sebelum menggunakan refrigerasi kompak ...	105

Tabel 4.17. Biaya operasional KM. Inka Mina 210 tiap trip penangkapan ikan.	107
Tabel 4.18. Analisa Laba dan Rugi dari usaha penangkapan KM. Inka Mina 210.	108
Tabel 4.19. Perhitungan NPV sebelum menggunakan sistem pendingin.....	109
Tabel 4.20. Biaya investasi awal dengan menggunakan refrigerasi kompak.....	111
Tabel 4.21. Biaya investasi refrigerasi kompak	112
Tabel 4.22. Biaya operasional KM. Inka Mina 210 dengan penambahan refrigerasi kompak untuk 1 trip.....	114
Tabel 4.23. Analisa Laba dan Rugi KM. Inka Mina 210 dengan menggunakan sistem pendingin	114
Tabel 4.24. Perhitungan NPV dengan menggunakan sistem pendingin.....	116

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Indonesia adalah Negara maritim terbesar didunia dimana $\pm 2/3$ dari seluruh wilayah Indonesia merupakan laut. Dengan luas wilayah laut Indonesia tersebut, maka Indonesia dikaruniai dengan keanekaragaman kehidupan hayati (seperti ikan dan terumbu karang) dan nonhayati. Menurut Keputusan Menteri Kelautan dan Perikanan RI No. KEP.45/ MEN/ 2011, tentang estimasi potensi sumberdaya ikan di wilayah pengelolaan perikanan Negara RI dengan total potensi 6,5 juta ton/ tahun. Volume produksi perikanan tangkap di laut tahun 2013 sekitar 6,1 juta ton per tahun. Potensi perikanan Indonesia pada tahun 2011 sebenarnya sekitar 65 juta ton per tahun, dan baru dimanfaatkan 13,4 juta ton atau 20,7%. Hal ini mengindikasikan bahwa sumber daya alam dari sektor perikanan di Indonesia sangat berpotensi untuk digali.

Untuk melakukan usaha perikanan tangkap nelayan menghadapi berbagai kendala diantaranya adalah keterbatasan akses terhadap sumber permodalan, rendahnya manajemen usaha perikanan dan rendahnya penguasaan teknologi serta skala usaha yang dilakukan oleh nelayan. Situasi ekonomi yang semakin tidak menentu menambah kondisi kesulitan bagi nelayan. Harga solar yang membumbung tinggi, serta kebutuhan bahan pokok yang meningkat merupakan faktor pendukung terpuruknya ekonomi masyarakat nelayan.

Biaya operasional penangkapan ikan adalah biaya yang dikeluarkan oleh pemilik kapal dalam setiap trip atau perjalanan kapal. Diharapkan hasil operasional yang meliputi hasil tangkapan dan harga jual ikan selama pelayaran dapat mengganti biaya operasional yang besar. Salah satu faktor yang menentukan nilai jual ikan dan hasil perikanan yang lain adalah tingkat kesegarannya. Tingkat kesegaran ikan terkait dengan cara penanganan ikan. Salah satu cara penanganan ikan diatas kapal yaitu dengan menggunakan perlakuan suhu rendah (pendinginan).

Media pendinginan diatas kapal umumnya menggunakan media es, dimana es yang digunakan untuk pendinginan ikan harus dihancurkan terlebih dahulu menjadi butiran bongkahan es atau disebut *crush es*. Penyimpanan ikan segar dengan menggunakan *crush es* memiliki keterbatasan kemampuan menjaga kesegaran ikan hingga 10 – 14 hari. Kemampuan penyimpanan ini tergantung dari kondisi fisik ikan yang ditangkap, perbandingan jumlah es dan ikan yang digunakan dan insulasi ruang palkah yang digunakan sebagai media penyimpanan ikan. Selain itu dengan pendinginan es menambah biaya operasi penangkapan ikan sehingga tidak efektif dan efisien dalam melakukan usaha penangkapan ikan.

Perlu adanya pengembangan sistem pendinginan yang baik untuk meningkatkan mutu dan kualitas ikan. Disamping itu diharapkan dengan adanya sistem pendinginan yang baik dapat menurunkan biaya operasi penangkapan ikan sehingga lebih efisien. Sistem pendinginan yang efektif dan efisien yang akan dikembangkan yaitu pembuatan prototipe mesin pendingin pada kapal ikan dengan model cool box yang disebut refrigerasi kompak dengan menggunakan narrow gap evaporator dan kompresor dc mikro.

Refrigrasi kompak memiliki perbedaan dengan komponen mesin pendingin pada umumnya. Perbedaannya dengan menggunakan komponen narrow gap evaporator yang berbentuk pelat datar dan memiliki diameter gap aliran refrigran sebesar 1 mm. Berdasarkan penelitian Chawla (1966) dengan menggunakan pipa diameter 3 mm dapat digunakan untuk industri refrigerasi dengan kapasitas mesin yang kecil. Dengan diameter hidrolis kecil sehingga juga membutuhkan motor hidrolis yang berdaya kecil dalam penggunaannya.

Menurut Kandlikar (2002b), didih alir (*flow boiling*) pada channel hidrolis berdiameter kecil dapat diaplikasikan pada berbagai peralatan. Pengaruh didih alir (*flow boiling*) pada saluran (*channel*) hidrolis diameter kecil menjadi subyek penelitian yang sangat penting untuk dapat diaplikasikan pada alat pendingin mikroelektronik. Penelitian untuk didih alir juga digunakan untuk mengetahui efek dari ukuran saluran (*channel*) pada pola aliran, kinerja perpindahan panas dan penurunan tekanan (*pressure drop*) yang telah dipelajari oleh peneliti sebelumnya.

Penggunaan refrigerasi kompak pada kapal KM. Inka Mina dengan menggunakan narrow gap evaporator dan kompresor dc mikro mampu meningkatkan efektifitas pendinginan. Suhu pendinginan yang dipertahankan refrigerasi kompak yaitu 0°C , sehingga ikan tetap dalam kondisi segar. Selain itu dengan menggunakan sumber tegangan DC pada mesin pendingin, pemakaian bahan bakar menjadi efisien.

1.2 Rumusan Masalah

Permasalahan yang akan dibahas dalam rencana penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana melakukan pembuatan prototipe pendinginan ikan pada kapal ikan dengan model portable cool box yang efektif dan efisien ?
2. Bagaimana mengetahui analisa kinerja dari prototipe portable cool box yang disebut refrigerasi kompak ?
3. Bagaimana melakukan kajian secara ekonomi dengan membandingkan penggunaan sistem pendinginan refrigerasi kompak dengan pendinginan menggunakan peng-es-an pada Kapal Penangkap Ikan 30 GT ?

1.3 Tujuan

Tujuan dari penelitian yang saya lakukan antara lain :

1. Membuat prototipe pendinginan ikan pada kapal ikan dengan model portable cool box yang disebut refrigerasi kompak menggunakan narrow gap evaporator dan kompresor dc mikro.
2. Mengetahui analisa kinerja dari prototipe refrigrasi kompak, meliputi :
 - Kinerja narrow gap evaporator : critical heat flux; pressure drop dan heat transfer rate.
 - COP Refrigeration
 - Kinerja evaporator
 - Kinerja proses pendinginan didalam cool box
3. Melakukan kajian secara ekonomi dengan membandingkan penggunaan prototipe kompak refrigeration dengan pendinginan menggunakan peng-es-an pada kapal penangkap ikan KM. Inka Mina 210.

1.4 Manfaat Penelitian

Manfaat dari penelitian yang dilakukan :

1. Mengembangkan model pendinginan yang efisien pada penanganan ikan diatas kapal.
2. Mengembangkan penggunaan prototipe mesin pendingin dalam penghematan energi listrik di kapal perikanan.
3. Menggunakan prototipe mesin pendingin dalam meningkatkan kualitas mutu hasil tangkapan ikan di beberapa kapal perikanan, khususnya kapal KM. Inka Mina 210.

1.5 Batasan Masalah

1. Fluida kerja yang digunakan hanya menggunakan 1 jenis yaitu R-134a.
2. Objek penelitian yang diamati adalah volume ruang palkah pada KM. Inka Mina 210.

BAB 2

KAJIAN PUSTAKA

2.1 Deskripsi Kapal Perikanan

Menurut Keputusan Menteri Kelautan dan Perikanan Republik Indonesia No : KEP.02/MEN/2002, kapal perikanan adalah kapal atau perahu atau alat apung yang digunakan untuk melakukan penangkapan ikan termasuk melakukan survey atau eksplorasi kelautan.

Klasifikasi kapal perikanan baik ukuran, bentuk dan kecepatan maupun konstruksinya sangat ditentukan oleh peruntukan kapal perikanan tersebut. Demikian pula dengan kapal penangkap, masing – masing memiliki ciri khas, ukuran, bentuk, kecepatan dan perlengkapan yang berbeda.

Kapal perikanan secara umum terdiri dari : kapal penangkap ikan, kapal pengangkut hasil tangkapan, kapal survei, kapal latihan dan kapal pengawas perikanan.

1. Kapal penangkap ikan

Kapal penangkap ikan adalah kapal yang dikonstruksi dan digunakan khusus untuk menangkap ikan sesuai dengan alat penangkap dan teknik penangkapan ikan yang digunakan termasuk menampung, menyimpan dan mengawetkan.

2. Kapal pengangkut hasil tangkapan

Kapal pengangkut hasil tangkapan adalah kapal yang dikonstruksi secara khusus dilengkapi dengan palkah khusus yang digunakan untuk menampung, menyimpan, mengawetkan dan mengangkut ikan hasil tangkapan.

3. Kapal survei

Kapal survei adalah kapal yang dikonstruksi khusus untuk melakukan kegiatan survei perikanan dan kelautan.

4. Kapal Latihan

Kapal latihan adalah kapal yang dikonstruksi khusus untuk pelatihan penangkapan ikan.

5. Kapal pengawas Perikanan

Kapal pengawas perikanan adalah kapal yang dikonstruksi khusus untuk kegiatan pengawasan kapal – kapal perikanan.

2.2 Pengertian Pendinginan

Tubuh ikan mengandung protein dan air yang cukup tinggi sehingga merupakan media yang baik bagi pertumbuhan bakteri pembusuk dan organisme lain. Karena kondisi ini, ikan merupakan komoditi yang mudah membusuk. Untuk mempertahankan kualitas ikan agar tetap baik diperlukan pengawetan dan pengolahan yang cepat dan cermat untuk menghambat proses pembusukan.

Proses pembusukan ikan dapat dihambat dengan penggunaan pendinginan. Pendinginan (*chilling*) dapat didefinisikan sebagai proses mengurangi suhu produk hingga 0 °C yaitu titik lebur es (Shawyer & Pizalli 2003). Tujuan dari pendinginan adalah untuk mempertahankan masa kesegaran ikan dengan memperlambat aktifitas enzim dan bakteri, serta proses kimia dan fisik yang dapat mempengaruhi kualitas ikan. Menurut Gokoglu et. al. (2015), terdapat empat kunci dalam menjaga kesegaran ikan yaitu suhu, waktu, penanganan dan kebersihan. Suhu lingkungan yang rendah dapat menghambat proses pembusukan dan mempertahankan kesegaran ikan lebih lama. Perubahan Kesegaran ikan terhadap suhu ditunjukkan pada gambar 2.1.

Beberapa cara pengawetan ikan dengan menggunakan pendinginan antara lain :

a. Pendinginan menggunakan es

Cara termudah dalam mengurangi pembusukan adalah dengan menggunakan es yang memiliki suhu lebur 0 °C. Penggunaan es secara langsung tidak dapat mengurangi suhu dingin awal ikan yaitu antara – 1 °C hingga -2 °C. Teknik pengeskan terbaik yaitu setiap ikan harus kontak langsung dengan cairan es, sehingga suhu ikan bisa berkurang secara cepat dan dipelihara serendah mungkin (Merritt, 1969).

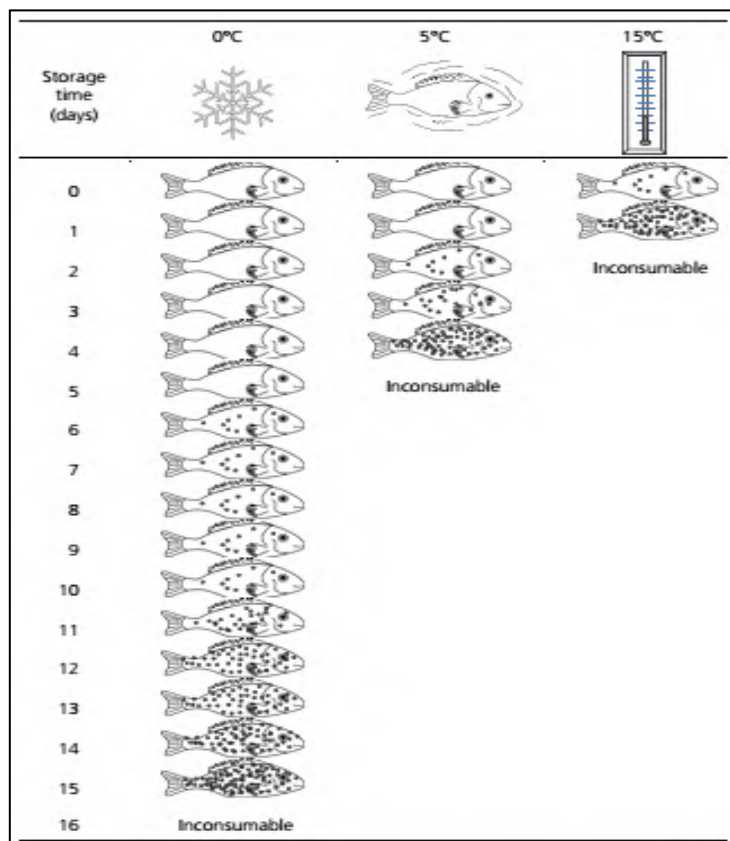
Es digunakan sebagai pengawet ikan dengan dua alasan yaitu

1. Menurunkan suhu. Penurunan suhu hingga 0 °C dapat mengurangi pembusukan dan perkembangan mikroorganisme.

2. Cairan es menjaga kelembaban ikan. Hal ini mencegah kekeringan (dehidrasi) pada permukaan dan mencegah penurunan berat ikan. Cairan es dapat mempercepat perpindahan panas antara ikan dan permukaan es (Huss, 1995).

Kelebihan dari penggunaan es sebagai metode pendinginan yaitu :

1. Es memiliki kapasitas pendinginan yang besar. Panas laten dari es adalah 80 kcal/kg. Sebagai contoh 1 kg ikan pada suhu 25 °C membutuhkan 0,25 kg cairan es untuk menurunkan suhu hingga 0 °C.
2. Peleburan es diatur secara mandiri dengan pengaturan suhu. Es mencair adalah perubahan keadaan fisik es (dari padat ke cair), dan dalam kondisi saat itu terjadi pada suhu konstan (0 ° C).



Gambar 2.1. Perubahan kesegaran ikan terhadap suhu (Gokoglu et al., 2015)

- b. Pendinginan dengan es cair (*slurry ice*)

Metode pendinginan es cair adalah campuran dua media antara es (*flake ice* atau es curah) dan air laut. Keuntungannya :

1. Ikan dapat langsung dimasukkan ke es cair setelah ditangkap, sehingga menghemat waktu.
2. Pendinginan ikan sangat cepat karena kontak langsung dengan media pendingin dengan suhu 1°C (Graham et. al., 1992).

Slurry ice atau dikenal es cair merupakan metode yang menjanjikan untuk pengawetan produk makanan laut dengan suhu dibawah nol. Hal ini dibuktikan dengan keuntungan dengan serpihan es atau flake es seperti suhu yang lebih rendah, lebih cepat dingin, kerusakan fisik produk yang lebih sedikit dan daya perpindahan panas yang lebih baik (Losada 2004a et al). Tujuan perubahan zat dari tekanan titik beku adalah untuk penerapan suhu dibawah 0°C , penurunan viskositas, meningkatkan konduktivitas termal dari fase cairan, pengurangan perilaku korosif slurry ice, pencegahan aglomerasi partikel (Egolf & Kauffeld, 2005). Karakteristik fisik dari pendinginan es cair memiliki kemampuan untuk menghasilkan pendinginan ikan cepat dan suhu ikan yang lebih rendah (Huidobro et al., 2001).

c. Menggunakan pendingin/ refrigerated sea water (RSW)

Terdapat Dua sistem dasar yang digunakan untuk menyimpan ikan di palkah adalah sistem air laut didinginkan (RSW), di mana peralatan mekanis digunakan untuk mendinginkan air laut menjadi sekitar -1°C atau sistem CSW mana es dari air tawar dicampur dengan air laut untuk menurunkan suhu (Wheaton & Lawson 1985). Istilah CSW dan CSW menjelaskan air laut yang telah didinginkan hingga di bawah 0°C . Sistem pendinginan ini dapat menyelubungi sekeliling ikan dengan mudah.

Sistem CSW efektif karena komponen air berhubungan langsung dengan media pendingin dan ikan. Dimana laju pendinginan ikan pada sistem CSW lebih besar daripada media es pada ikan. Keuntungan yang utama dari sistem RSW dan CSW dibandingkan media es adalah kemudahan penyimpanan dikapal dan kemudahan bongkar, pekerjaan tidak melelahkan dan menghindari penanganan tambahan ikan (SEAFDEC, 2005). Selain itu, air laut dapat dengan aman diturunkan suhu sekitar -1°C tanpa membekukan ikan di dalamnya.

Keuntungan menggunakan media RSW dalam penanganan ikan :

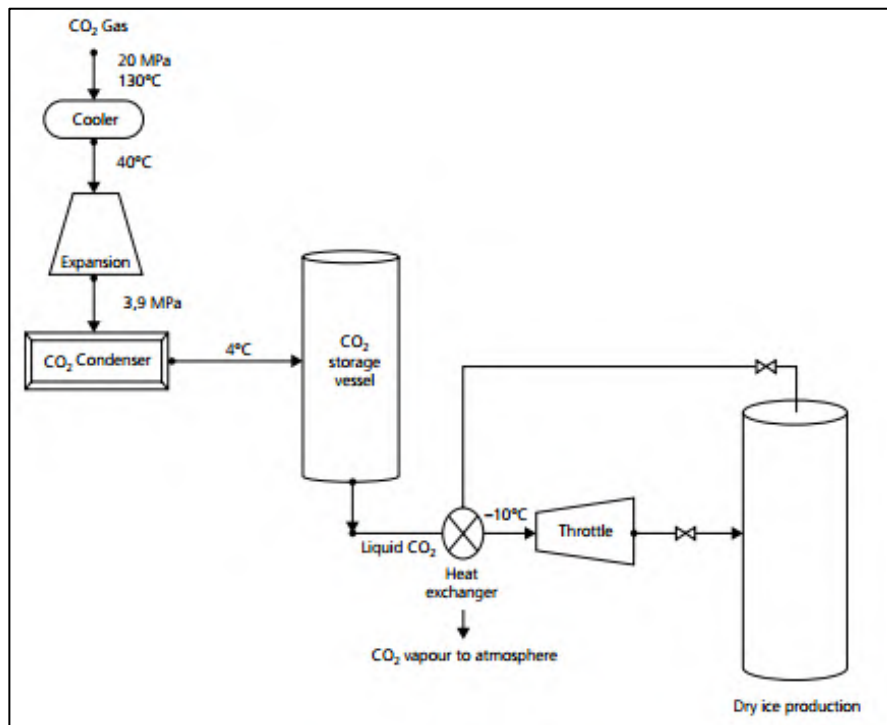
1. Dapat memperpanjang tingkat kesegaran ikan karena suhu pendinginan mencapai -1°C .
2. Kerusakan fisik dapat dihindari karena ikan tidak mendapatkan tekanan dari ikan yang di atasnya atau dari es sebagaimana halnya jika menggunakan media es.

d. Menggunakan dengan es kering (dry ice)

Penerapan es kering (karbon dioksida padat) sebagai media dingin yang efektif untuk mengawetkan ikan dengan mengurangi suhu secara cepat. Es kering sebagai zat pendingin memiliki kelebihan tertentu, ia memiliki efek bakteriostatik (menghambat pertumbuhan bakteri), dan bertindak sebagai insulasi yang melindungi ikan dari penguapan (Jeyasekaran et al. 2004b). CO_2 memiliki beberapa keuntungan, termasuk biaya yang relatif rendah, penanganan mudah, transportasi sederhana dan usia penyimpanan lebih lama. Daya pendinginan es kering lebih tinggi dari es biasa dengan massa yang sama. Es kering memiliki keuntungan dapat menguap (sublim) pada tekanan atmosfer sehingga tidak membasahi daerah sekitarnya, lingkungan tetap bersih dan higienis (Ghazaani & Parvin, 2011c).

Es kering (CO_2 solid) sebagai media pendingin mampu menurunkan suhu produk dengan waktu yang pendek. Dry es menyublim pada suhu -78°C . Penyimpanan produk ikan dengan menggunakan CO_2 solid menghasilkan suhu yang rendah dan mengurangi pembusukan pada ikan.

Metode pendinginan ini memiliki prospek untuk transportasi ikan dan produk perikanan yang berkualitas tinggi dengan pasar jauh dan waktu lama karena efek dingin tahan lama dari dry-es dibandingkan dengan metode lain (Bao, 2004a). Karena gas dipadatkan, maka dalam proses dry-es akan mengubah fase dari padat ke bentuk gas tanpa melalui fase cair, sehingga dapat dikatakan bahwa dry-es memiliki efek pendinginan yang lebih besar dari es batu yang terbuat dari air (Semin et al. 2008).



Gambar 2.2. Produksi es kering (dry ice) (Gokoglu et al., 2015)

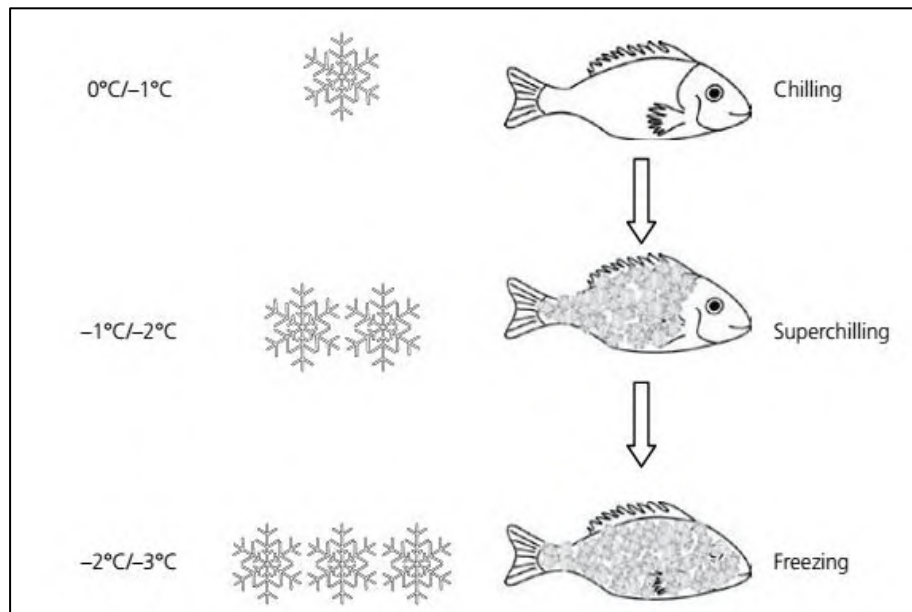
e. Menggunakan *Super-chilling*

Super-chilling/ pendinginan tingkat lanjut adalah konsep di mana suhu produk dikurangi hingga 1 - 2 °C di bawah titik beku awal. Selama pengolahan, lapisan es tipis yang dihasilkan pada permukaan produk, dan selama penyimpanan, es menyamakan dengan suhu produk dan es berfungsi sebagai pelepas panas (heat sink). Jumlah dan distribusi es dalam produk super-chilling selama pengolahan mempengaruhi kapasitas pengolahan dan serta hasil kualitas produk (Stevik & Clausen 2011b).

Pada umumnya, super-chilling diposisikan antara pembekuan dan refrigerasi (konvensional dingin), dimana suhu sekitarnya ditetapkan di bawah titik beku awal. Titik beku awal kebanyakan makanan adalah antara 0,5 °C dan 2,8 °C (Kaale et al. 2011a).

Super-chilling digunakan untuk mengawetkan makanan laut, telah didefinisikan sebagai penurunan suhu daging untuk dalam kisaran dari -3 °C hingga -1 °C. Catatan pertama dari super-dingin dilaporkan di sekitar 1935 (Carlson, 1969) dengan penggunaan air garam (sekitar -3 °C) sebagai refrigeran/

zat pendingin, sehingga masa kesegaran ikan dapat lebih lama. Super-chilling dapat menggunakan lemari beku untuk menyimpan produk dalam waktu yang lama untuk memudahkan pendinginan pada produk ikan. Selain itu, super dingin dapat menggunakan dry es, refrigerated sea water (RSW) dan slurry ice. Perbedaan pendinginan, super dingin (super chilling) dan pembekuan (freezer) ditunjukkan pada gambar dibawah ini.



Gambar 2.3. Perbedaan antara pendinginan (*chilling*), super dingin (*super-chilling*) dan pembekuan (*freezing*), (Gokoglu et al., 2015).

Super dingin dapat memperpanjang masa kesegaran karena suhu penyimpanan produk dibawah nol. Sebagai perbandingan, masa kesegaran produk ikan dengan menggunakan es adalah 14 hari, maka penyimpanan pada suhu antara -1 hingga -3 $^{\circ}\text{C}$ mencapai 17 hingga 29 hari (Huss, 1995).

2.3 Penanganan Ikan diatas Kapal

Penanganan ikan diatas kapal harus baik dan benar agar diperoleh hasil yang semaksimal mungkin pada kualitas hasil tangkapan. Keberhasilan penanganan ikan diatas kapal dapat dipengaruhi oleh beberapa faktor diantaranya alat penanganan, media pendingin, teknik penanganan ikan dan keterampilan pekerja. Penggunaan peralatan penanganan ikan yang tersedia diatas kapal dapat

memperkecil kerusakan fisik, kimia, mikrobiologi dan biokimia pada ikan sehingga memberikan hasil yang maksimal.

Beberapa faktor perlu diketahui sehubungan dengan kegiatan penanganan ikan di atas kapal penangkap ikan, terutama yang berkaitan dengan terjadinya proses penurunan mutu ikan setelah ikan ditangkap. Ikan yang tertangkap biasanya mengalami beberapa tahap penurunan mutu diantaranya adalah mengalami phase rigor mortis, mengalami peristiwa autolysis, dan perkembangbiakan aktifitas bakteri. Untuk menghindari terjadinya proses penurunan mutu ikan ini dan agar ikan tetap segar adalah dengan cara menghentikan aksi ezymatis tadi dengan menggunakan manipulasi suhu dari panas ke dingin (pendinginan).

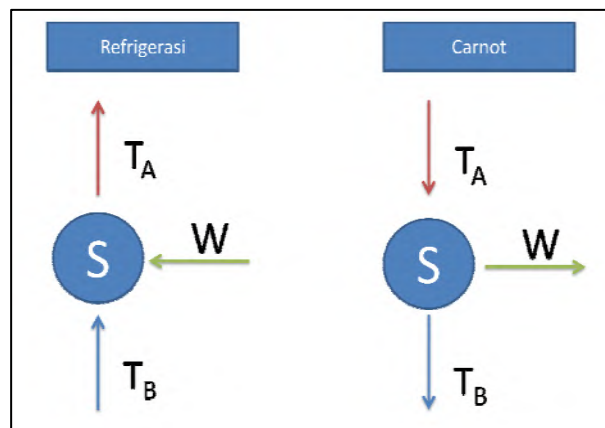
Proses atau prosedur penanganan ikan di atas kapal merupakan penanganan awal yang sangat menentukan terhadap penangananan dan pengolahan ikan selanjutnya. Teknik penanganan pasca penangkapan dan pemanenan berkolerasi positif dengan kualitas ikan dan hasil perikanan yang diperoleh. Semakin baik teknik penanganannya maka semakin bagus kualitas ikan, dan semakin tinggi nilai jual ikan tersebut.

Cara untuk penanganan ikan seperti diuraikan di atas dari mulai penyiapan deck dan peralatan yang higienis, penyortiran atau pemisahan ikan perjenis, pemilahan ikan yang rusak, pembersihan dan pencucian, perlindungan dari sengatan matahari dan suhu tinggi, penyimpanan dalam ruang suhu dingin (chilling room) termasuk di dalamnya pemalkahan, peng-es-an, perendaman dengan air laut yang didinginkan (iced sea water, refrigerated sea water dan lain sebagainya). Dari uraian diatas maka prinsip yang harus dilakukan dalam penanganan dan penyimpanan hasil perikanan adalah mempertahankan kesegaran dengan perlakuan yang cermat dan hati-hati serta cepat menurunkan suhu ikan hingga 0 °C bahkan suhu pusatnya mencapai -18 °C dengan perlakuan secara bersih dan hygiene (Ilyas, S., 1993).

2.4 Refrigerasi

2.4.1 Pengertian Refrigerasi

Pendingin (refrigerasi) adalah suatu proses penyerapan panas pada suatu benda dimana proses ini terjadi karena adanya penguapan bahan pendingin (refrigeran), untuk mendapatkan jumlah penyerapan panas yang besar maka cairan bahan pendingin yang akan diuapkan harus bertekanan rendah agar titik didihnya lebih rendah pula. Metode pendinginan (refrigerasi) ini akan berhasil dengan menggunakan bantuan zat refrigeran. Refrigeran akan bertindak sebagai media penyerap dan pemindah panas dengan cara merubah fasanya. Refrigeran adalah suatu zat yang mudah berubah fasanya dari cair menjadi uap dan sebaliknya apabila kondisi tekanan dan temperaturnya diubah. Siklus refrigerasi ini pada dasarnya adalah kebalikan dari siklus mesin panas (siklus carnot) yang membutuhkan kerja untuk memindahkan kalor dari sistem dari sistem bertemperatur rendah ke lingkungan yang memiliki temperatur lebih tinggi.



Gambar 2.4 Perbedaan siklus refrigerasi dan siklus carnot

Sistem refrigerasi adalah kombinasi komponen, peralatan dan perpipaan yang dihubungkan dalam suatu urutan tertentu untuk menghasilkan efek pendinginan sehingga dapat menjadikan kondisi temperatur suatu ruangan berada dibawah temperatur semula. Pada prinsipnya kondisi temperatur rendah yang dihasilkan oleh suatu sistem refrigerasi diakibatkan oleh penyerapan panas pada reservoir dingin (*low temperatur source*) yang merupakan salah satu bagian sistem refrigerasi tersebut. Panas yang diserap bersama – sama energi (kerja) yang

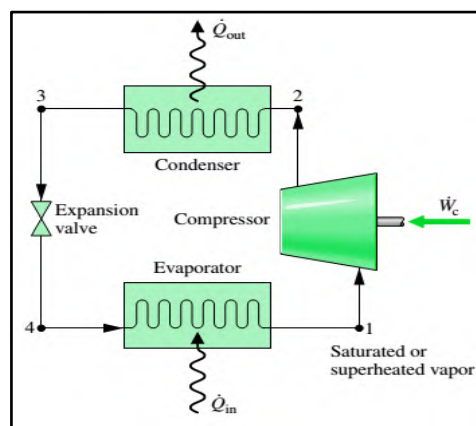
diberikan kerja luar dibuang pada bagian sistem refrigerasi yang disebut reservoir panas (*high temperatur source*).

Sistem refrigerasi dapat diklasifikasikan menjadi beberapa sistem refrigerasi, diantaranya yaitu sistem refrigerasi kompresi uap, sistem refrigerasi absorpsi, sistem refrigerasi ekspansi gas dan sistem refrigerasi termoelektrik. Pada studi eksperimental ini yang digunakan adalah sistem refrigerasi kompresi uap, sehingga bahasan terfokus pada sistem refrigerasi kompresi uap.

2.4.2 Siklus Refrigerasi Kompresi uap

Siklus kompresi mekanik adalah suatu siklus dimana fluida kerja secara berganti – ganti diuapkan dan diembunkan, dengan suatu proses kompresi uap diantara kedua proses tersebut.

Dengan memahami proses-proses yang berlangsung pada refrigeran yang bersirkulasi dalam suatu sistem refrigerasi, maka pengaturan-pengaturan seluruh proses itu dapat dikemukakan berupa suatu siklus dasar yang menggerakkan sistem refrigerasi. Diagram dari siklus tersebut dapat dilihat pada Gambar 2.5.



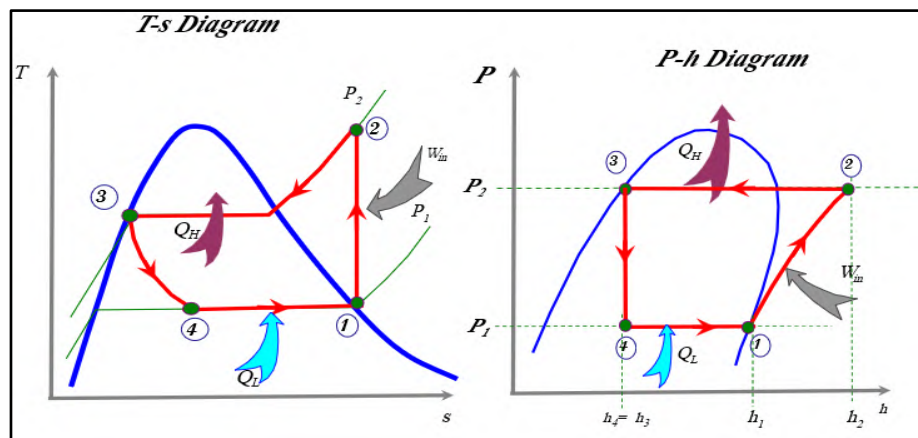
Gambar 2.5. Komponen – komponen sistem refrigerasi kompresi uap (Moran, 2006).

Proses – proses yang membentuk daur kompresi uap standar adalah sebagai berikut :

Proses 1 – 2 : Kompresi adiabatik dan reversibel, dari uap jenuh menuju tekanan kondensor.

- Proses 2 – 3 : Pelepasan kalor reversibel pada tekanan konstan, menyebabkan penurunan panas lanjut (desuperheating) dan pengembunan refrigeran.
- Proses 3 – 4 : Ekspansi tidak reversibel pada entalpi konstan, dari cairan jenuh menuju tekanan evaporator.
- Proses 4 – 1 : Penambahan kalor reversibel pada tekanan tetap yang menyebabkan penguapan menuju uap jenuh

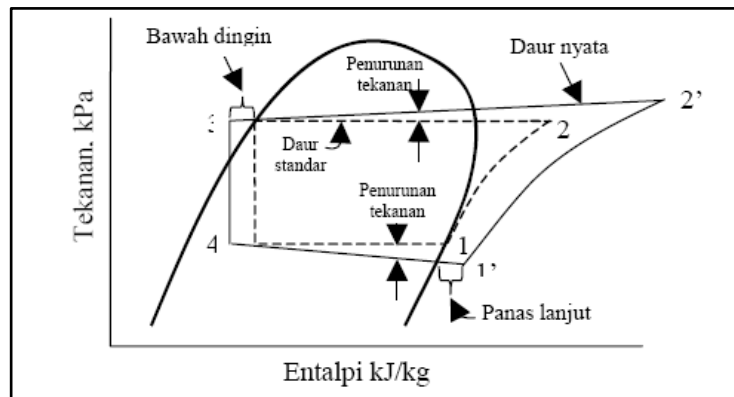
Berikut dibawah ini merupakan bentuk diagram T-S dan Diagram P – h dari daur kompresi uap standar ideal :



Gambar 2.6. T-s Diagram dan P-h Diagram Siklus Kompresi Uap Standar Ideal

2.4.3 Siklus Kompresi Uap Nyata

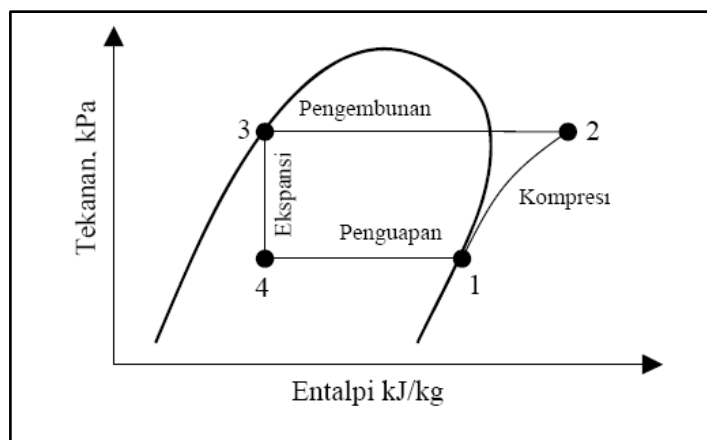
Daur kompresi uap nyata mengalami pengurangan efisiensi dibandingkan dengan daur standar. Perbedaan penting antara daur nyata dan standar terletak pada penurunan tekanan didalam kondensator dan evaporator, dalam kondisi subcooling cairan yang meninggalkan kondensator dan dalam pemanasan lanjut uap yang meninggalkan evaporator, hal tersebut dapat dilihat pada gambar 2.7 sebagai berikut :



Gambar 2.7. Daur Kompresi uap nyata dibandingkan dengan daur standar

2.4.4 Analisis Kinerja Mesin Pendingin

Analisis terhadap siklus pendinginan kompresi uap dapat dilakukan dengan menggunakan gambar 2.8. Pada siklus pendinginan ini terdapat 4 proses yang membentuk satu siklus kompresi uap dan terjadi berulang-ulang. Proses dan perubahan keadaan pada setiap proses yang terjadi adalah :



Gambar 2.8. Analisis Siklus Pendingin Kompresi Uap.

Berikut Penjelasan siklus kompresi uap sesuai dengan diagram P - h :

- Proses 1 – 2 : Refrigeran dikompresi secara isentropik dan fasa berubah dari *saturated vapor* menjadi *superheated vapor*.
- Proses 2 – 3 : Energi panas dikeluarkan dari siklus dengan mengkondensasi refrigeran. Fasa berubah menjadi *saturated liquid*.
- Proses 3 – 4 : Ekspansi isoentalpi pada refrigeran yang menyebabkan fasa berubah menjadi campuran *liquid – vapor*.

Proses 4 - 1 : Pemasukan energi panas ke dalam siklus dengan mengevaporasi refrigeran. Fasa berubah menjadi *saturated vapor*

Untuk mendapatkan daya kompresor pada kondisi superheat vapour, menggunakan rumus sebagai berikut :

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

Dimana,

W_{comp} : daya kompresor (kW)

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

h : enthalphy (kJ/ kg)

Untuk mendapatkan panas yang diterima refrigeran di evaporator atau Q_L evaporator (Q_L), menggunakan rumus sebagai berikut :

$$Q_L = \dot{m}_{ref}(h_1 - h_4) \quad (2.2)$$

Dimana,

Q_L : kalor yang diterima refrigeran di evaporator (kJ/s)

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

h : enthalphy (kJ/ kg)

Untuk mendapatkan panas yang dilepas refrigeran di kondensor atau Q_H kondensor (Q_H), menggunakan rumus sebagai berikut :

$$Q_H = \dot{m}_{ref}(h_2 - h_3) \quad (2.3)$$

Dimana,

Q_H : kalor yang dilepas refrigeran di kondensor (kJ/s)

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

h : enthalphy (kJ/ kg)

a. Kestimbangan Energi

Kestimbangan energi (energi balance) merupakan perbandingan antara kalor yang diterima refrigeran di evaporator (Q_L) dengan kalor yang dilepas refrigeran di kondensor (Q_H) terhadap daya yang dikonsumsi oleh kompresor. Kalor diterima refrigeran merupakan proses perpindahan kalor (heat transfer)

yang terjadi di evaporator yang bertekanan rendah, sedangkan kalor yang dilepas refrigeran merupakan proses perpindahan panas (heat transfer) yang terjadi di kondensor yang bertekanan tinggi. Untuk menentukan titik kesetimbangan tersebut, digunakan rumus sebagai berikut :

$$(Q_H - Q_L) = W_{comp} \quad (2.4)$$

Dimana :

Q_H : kalor yang dilepas refrigeran di kondensor (W)

Q_L : kalor yang diterima di evaporator (W)

W_{comp} : daya yang dikonsumsi kompresor (W)

$$Q_{in} = Q_{out} \quad (2.5)$$

Apabila keduanya bernilai sama dan menghasilkan angka nol (0) pada persamaan tersebut, berarti sistem tersebut sudah berada pada titik kesetimbangan. Namun apabila terdapat selisih, berarti terdapat losses pada sistem tersebut.

b. *Coefficient Of Performance (COP)*

Suatu pengukuran keefektifan dari sebuah refrigerator adalah koefisien prestasi (*COP – Coefficient of Performance*) didefinisikan sebagai energi yang dibuang dari sumber (Q_L) dibagi dengan kerja yang diperlukan untuk membuang sejumlah energi (W_{comp}), yang dapat dirumuskan pada persamaan berikut :

$$COP = \frac{Q_L}{W_{comp}} \quad (2.6)$$

Dimana :

COP : Coefficient of performance

Q_L : kalor yang diterima pada evaporator (W)

W_{comp} : daya yang dikonsumsi kompresor (W)

c. Persamaan Rasio Pelepasan Kalor (HRR) sistem refrigerasi

Laju perpindahan panas pada kondensor dalam kaitanya dengan kapasitas refrigerasi dinyatakan sebagai “Rasio Pelepasan Kalor” atau “Heat Rejection

Rasio (HRR) dapat dinyatakan dengan membagi besarnya kalor yang dilepaskan kondensor sesuai dengan perumusan 2.7 dibagi dengan besarnya kalor yang diserap oleh refrigeran seperti rumusan pada 2.2., sebagai berikut :

$$HRR = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_L} = \frac{\text{Laju pelepasan kalor di kondensor}}{\text{Laju penyerapan kalor di evaporator}} \times 100\% \quad (2.7)$$

Dimana :

\dot{Q}_H = kalor yang dilepas refrigeran di kondensor (W)

\dot{Q}_L = kalor yang diterima di evaporator (W)

d. Persamaan Dampak Refrigerasi (RE)

Dampak refrigerasi merupakan selisih antara entalpi refrigeran keluar evaporator dengan entalpi refrigeran masuk evaporator yang diperoleh dari persamaan berikut :

$$RE = H_{out_evap} - H_{in_evap} \quad (2.8)$$

Dimana :

H_{out_evap} : Entalpi refrigeran pada outlet evaporator dalam kJ/ kg

H_{in_evap} : Entalpi refrigeran pada inlet evaporator dalam kJ/ kg

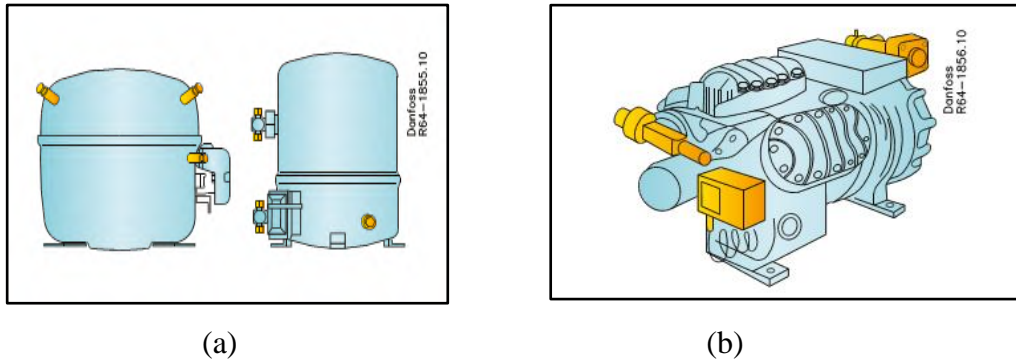
2.4.5 Komponen Mesin Pendingin

Komponen pokok adalah komponen yang harus ada atau dipasang dalam mesin refrigerasi. Komponen pokok tersebut meliputi : Kompresor, kondensor, katup ekspansi dan evaporator.

a. Kompresor

Kompresor pada sistim refrigerasi digunakan untuk menaikkan tekanan uap refrigeran dari tekanan evaporator ke tekanan kondensor. Kompresor bekerja secara isentropic yaitu kompresor bekerja tanpa ada energi panas yang keluar ataupun energi panas yang masuk.

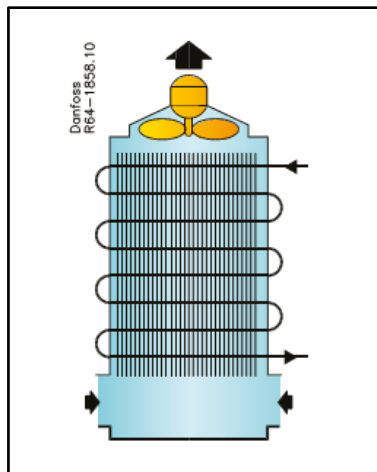
Sedangkan klasifikasi kompresor menurut konstruksinya dibagi menjadi dua jenis yaitu kompresor hermetik dan kompresor open type. Jenis kompresor ini seperti terlihat pada gambar 2.6. dibawah ini :



Gambar 2.9. a. Kompresor hermetik dan b. Kompresor open type (Danfoss, 2007)

b. Kondensor

Kondensor merupakan alat penukar panas yang berada pada daerah tekanan tinggi dari sistem refrigerasi. Kondensor berfungsi sebagai pembuang panas (heat rejection) dari dalam sistem ke luar sistem refrigerasi. Pada saat refrigeran memasuki kondensor, maka refrigeran akan mengalami perubahan fase dari gas menjadi cair (terkondensasi).



Gambar 2.10. Kondensor (danfoss, 2007).

Dalam proses kondensasi pada kondensor diperlukan media pendingin seperti air dan udara. Pada gambar 2.7. merupakan kondensor berpendingin udara. Karena udara memiliki karakteristik perpindahan panas yang lemah dibandingkan dengan air, maka diperlukan permukaan tabung kondensor yang besar.

Diantaranya dengan menggunakan sirip atau fin untuk memastikan sirkulasi udara dapat terjadi. Hal ini sering dijumpai pada lemari es.

c. Katup ekspansi

Tujuan utama dari katup ekspansi adalah untuk memastikan perbedaan tekanan yang cukup antara sisi tekanan tinggi dan rendah dari instalasi. Cara paling mudah untuk melakukan hal ini adalah dengan menggunakan pipa kapiler dipasang antara kondensor dan evaporator. Pipa kapiler hanya digunakan dalam instalasi pendingin kecil, peralatan sederhana seperti lemari es karena tidak mampu mengatur jumlah cairan yang disuntikkan ke evaporator.

Expansion device yang digunakan dalam refrigerasi kompak menggunakan pipa kapiler. Pipa kapiler merupakan pipa berdiameter kecil, yang ditempatkan antara bagian sistem bertekanan rendah. Fungsinya adalah untuk menurunkan tekanan refrigeran sehingga terjadi penurunan temperatur di evaporator. Pipa kapiler biasanya digunakan pada sistem yang kecil dimana beban pendinginannya tidak banyak berubah.



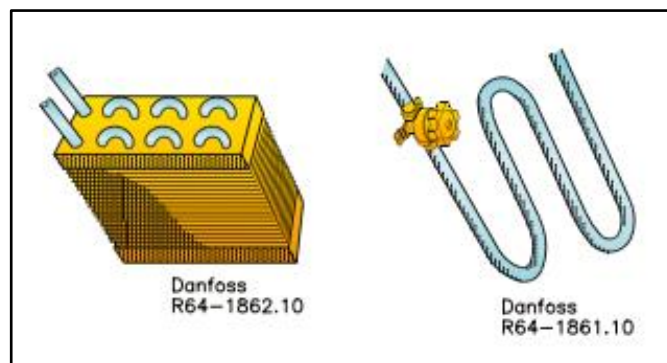
Gambar 2.11. Pipa Kapiler.

Pada eksperimen ini menggunakan pipa kapiler sebagai *expansion device* pada sisi tekanan tinggi, karena dari segi biaya pipa kapiler tergolong ekonomis dan memiliki fungsi yang sama dengan alat ekspansi yang lain.

d. Evaporator

Evaporator adalah penukar kalor yang memegang peranan yang paling penting di dalam siklus refrigerasi, yaitu mendinginkan daerah sekitarnya. Komponen ini berfungsi untuk menyerap panas, maka enthalpy refrigeran akan meningkat. Semakin banyak kenaikan entalpi pada refrigeran selama di evaporator maka semakin baik pula kinerja perangkat evaporator yang dipasang

Evaporator dapat dibagi ke dalam beberapa golongan sesuai dengan keadaan refrigeran yang ada didalamnya yaitu: Jenis ekspansi kering (*Dry* atau *direct expansion evaporator*) dan evaporator jenis basah (*Flooded evaporator*). Pada evaporator jenis ekspansi kering, cairan refrigeran yang diekspansikan melalui katup ekspansi, pada waktu masuk ke dalam evaporator sudah dalam keadaan campuran cair dan uap sehingga keluar dari evaporator dalam keadaan uap kering. Oleh karena sebagian dari evaporator terisi oleh uap refrigeran maka perpindahan kalor yang terjadi tidak begitu besar jika dibandingkan dengan keadaan dimana evaporator terisi oleh refrigeran cair.



Gambar 2.12. Evaporator jenis plain pipe dan finned evaporator (Danfoss, 2007)

2.4.6 Bahan Pendingin

Pengertian refrigeran dalam sistem refrigerasi adalah bahan zat alir yang menyerap panas dari produk atau ruangan yang direfrigerasi lalu memindahkan dan menyalurkan kalor itu ke tempat lain keluar dari sistem refrigerasi. Dalam pemilihan refrigeran, sifat refrigeran yang penting antara lain sifat termodinamika, kimia dan fisik. Sifat termodinamika yang penting antara lain titik didih, tekanan penguapan dan pengembunan, tekanan dan suhu kritis, titik beku, volume uap, COP dan tenaga per ton refrigerasi.

a. Persyaratan Bahan pendingin

Persyaratan bahan pendingin yang baik untuk unit refrigerasi hendaknya dapat dipilih jenis refrigeran yang paling sesuai dengan jenis kompresor yang dipakai, dan karakteristik termodinamikanya yang antara lain meliputi temperatur penguapan dan tekanan penguapan serta temperatur pengembunan dan tekanan pengembunan.

Persyaratan refrigeran untuk unit refrigerasi adalah sebagai berikut:

1. Tekanan penguapannya harus cukup tinggi
2. Tekanan pengembunan yang tidak terlampau tinggi
3. Kalor laten penguapan harus tinggi
4. Volume spesifik (terutama dalam fasa gas) yang cukup kecil
5. Koefisien prestasinya harus tinggi
6. Konduktivitas termal yang tinggi
7. Viskositas yang rendah dalam fasa cair maupun fasa gas
8. Konstanta dielektrika dari refrigeran yang kecil, tahanan listrik yang besar, serta tidak menyebabkan korosi pada material isolator listrik
9. Refrigeran hendaknya stabil dan tidak bereaksi dengan material yang dicapai, jadi juga tidak menyebabkan korosi
10. Refrigeran tidak boleh beracun dan berbau merangsang
11. Refrigeran tidak boleh mudah terbakar dan tidak mudah meledak
12. Refrigeran harus mudah dideteksi, jika terjadi kebocoran
13. Harganya tidak mahal dan mudah diperoleh

b. Jenis Bahan Pendingin dan Penggunaannya

Pemilihan refrigeran yang digunakan ditentukan oleh pabrik (pembuat) dengan pertimbangan kapasitas mesin refrigerasi, jenis kompresor dan penggunaannya. Untuk memahami secara rinci jenis dan penggunaan refrigeran perhatikan Tabel 2.1.

Tabel 2.1. Jenis refrigeran dan penggunaannya

No	Refrigeran	Rumus kimia	Jenis kompresor	Penggunaan
1	R- 11	CCl_3F	Sentrifugal	(0 s/d 20^0C) untuk AC berukuran besar
2	R- 12	CCl_2F_2	Torak, rotari, sentrifugal	(-40 s/d $+10^0$ C) penyejar udara (AC), refrigerasi dan pendinginan
3	R- 22	CHClF_2	Torak, rotari, sentrifugal	(-50 s/d $+10^0$ C)Penyegar udara, refrigerasi pada umumnya, beberapa unit refrigerasi temperatur rendah
4	R-134a	CH_2FCF_3	Torak, rotari	(-40 s/d $+10^0$ C) penyejar udara (AC), refrigerasi dan pendinginan
5	R- 502	CHClF_2	Torak, rotary	Refrigerasi pada umumnya dan pendinginan (penyegaran udara)
6	R- 717	NH_3	Torak	Industri, terutama pabrik es ukuran besar

2.5 Perpindahan Kalor

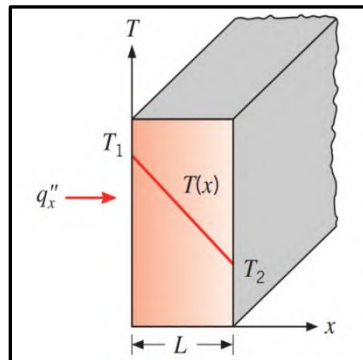
Perpindahan kalor (heat transfer) adalah perpindahan energi yang terjadi karena adanya perbedaan temperatur, dimana energi yang dipindah tersebut dinamakan kalor (heat). Perpindahan kalor ini akan terjadi dari tempat yang mempunyai temperatur tinggi ke tempat yang mempunyai temperatur rendah dan dapat berlangsung dengan ataupun tanpa perantara medium (Holman, 1993).

Cara perpindahan kalor pada dasarnya terdapat tiga macam yaitu konduksi, konveksi dan radiasi.

2.5.1 Perpindahan Kalor Induksi

Konduksi adalah perpindahan kalor yang terjadi karena adanya interaksi antara partikel pada suatu benda yang disebabkan oleh adanya perbedaan

temperatur. Apabila satu bagian pada suatu benda menerima kalor, maka partikel pada bagian tersebut akan bergetar. Semakin besar kalor yang diberikan maka akan semakin besar pula getaran partikel yang terjadi, sehingga akan memicu getaran pada partikel – partikel disekitarnya dan mengakibatkan terjadinya kenaikan kenaikan temperatur pada bagian tersebut.



Gambar 2.13. Perpindahan kalor induksi pada bidang datar (Cengel Y.A, 2002).

Gambar 2.13. menunjukkan proses perpindahan kalor konduksi pada bidang datar dimana laju perpindahan kalor konduksi dipengaruhi oleh jenis, luas penampang (bagian penampang yang tegak lurus terhadap arah aliran kalor), ketebalan dan perbedaan temperatur suatu material. Untuk menghitung besarnya nilai laju perpindahan kalor konduksi pada bidang datar, dapat dihitung dengan menggunakan persamaan yang dikenal dengan hukum Fourier, yaitu :

$$q = -kA \frac{dT}{dx} = -kA \frac{(T_2 - T_1)}{L} \quad (2.9)$$

Dimana :

q = laju perpindahan kalor konveksi, W/m²

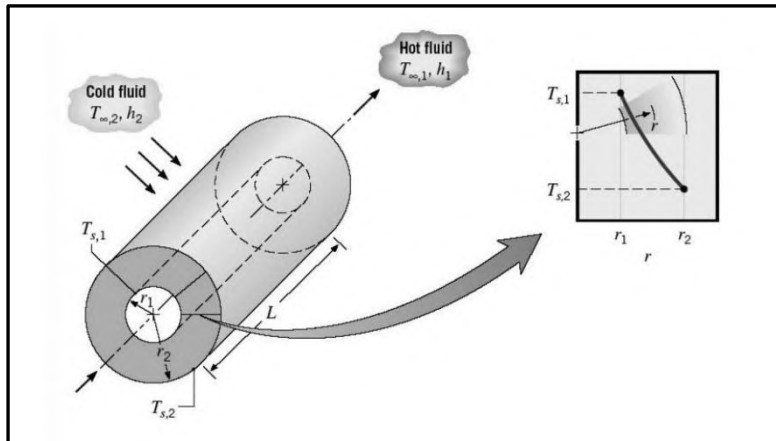
k = konduktivitas atau kehantaran termal, W/m².⁰C

A = luas penampang, m²

dT/dX = gradien suhu ke arah perpindahan kalor

Pada persamaan (2.9), nilai negatif menunjukkan bahwa terjadi penurunan temperatur pada material dalam arah x.

Untuk benda – benda yang berbentuk silinder berongga umumnya perpindahan kalor terjadi pada arah radial, karena pada arah itulah terdapat perbedaan temperatur, seperti yang diilustrasikan pada gambar 2.14. berikut :



Gambar 2.14. Perpindahan kalor induksi pada silinder berongga (Cengel Y.A., 2002).

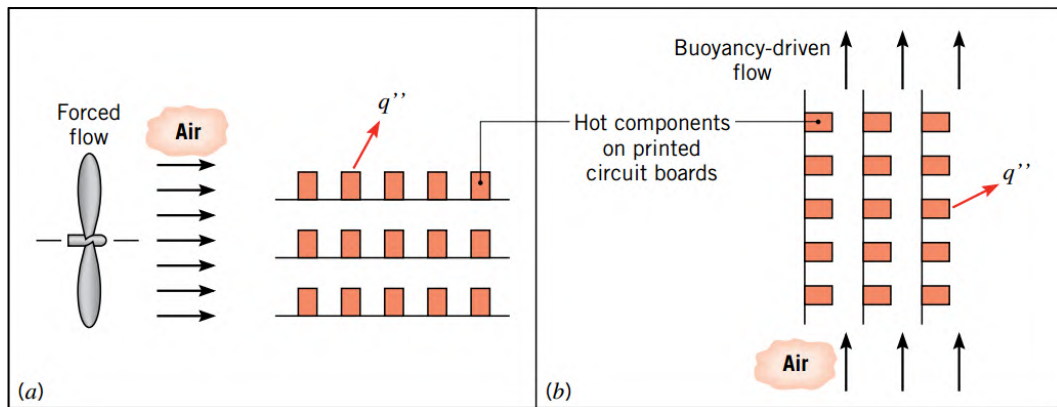
Untuk menghitung besarnya nilai laju perpindahan kalor induksi pada silinder berongga, kita dapat menggunakan persamaan :

$$Q = \frac{2\pi Lk (T_{s1} - T_{s2})}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad (2.10)$$

2.5.2 Perpindahan Kalor Konveksi

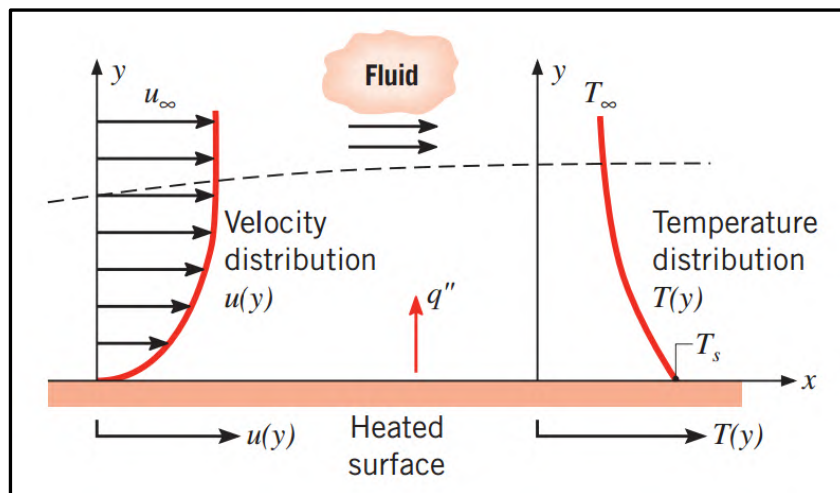
Konveksi ialah Perpindahan kalor yang terjadi antara permukaan zat padat yang berbatasan dengan fluida yang bergerak, konveksi terjadi karena adanya perbedaan massa jenis akibat adanya perbedaan temperatur pada fluida. Fluida yang memiliki temperatur tinggi memiliki massa jenis yang lebih kecil daripada fluida yang memiliki temperatur yang lebih rendah, sehingga fluida dengan temperatur tinggi akan naik dan fluida yang memiliki temperatur lebih rendah akan turun mengisi ruang yang ditinggalkan oleh fluida dengan temperatur tinggi tadi. Proses terjadinya perpindahan kalor konveksi tersebut disebut sebagai konveksi alami (*natural convection*) sedangkan jika fluida dipaksa mengalir pada suatu permukaan zat panas oleh suatu alat, maka konveksi tersebut disebut

konveksi paksa (*forced convection*). Berikut ini merupakan ilustrasi dari konveksi alami dan konveksi paksa :



Gambar 2.15. Perpindahan kalor konveksi : a. konveksi paksa dan b. konveksi alami (Cengel Y.A., 2002).

Perpindahan kalor yang terjadi secara konveksi merupakan kombinasi dari konduksi dan kecepatan aliran fluida. Semakin besar kecepatan fluida maka akan semakin besar pula perpindahan kalor konveksi yang terjadi, seperti yang diilustrasikan pada gambar 2.16.



Gambar 2.16. Perpindahan kalor konveksi pada permukaan panas ke udara.

Kalor pertama kali dipindahkan dari blok panas ke lapisan udara secara konduksi, selanjutnya kalor dibawa oleh udara menjauhi permukaan blok panas

secara konveksi. Besarnya laju perpindahan kalor konveksi yang terjadi dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$Q = hA(T_s - T_\infty) \quad (2.11)$$

Dimana :

Q = laju perpindahan kalor, W

h = koefisien perpindahan kalor konveksi, $W/m^2 \cdot ^\circ C$

A = luas permukaan perpindahan kalor, m^2

T_s = temperatur permukaan, $^\circ C$

T_∞ = temperatur fluida, $^\circ C$

Koefisien perpindahan kalor konveksi bukanlah karakteristik fluida, akan tetapi merupakan parameter yang ditentukan dengan percobaan yang besar nilainya tergantung dari faktor yang mempengaruhi proses konveksi seperti geometri permukaan, aliran/ gerakan fluida, karakteristik dari fluida dan perbedaan temperatur.

2.5.3 Perpindahan Kalor Radiasi

Perpindahan panas secara radiasi adalah pancaran energi secara terus menerus dari permukaan suatu benda. Energi ini disebut energi radian yang dipancarkan dalam bentuk gelombang elektromagnetik dengan kecepatan seperti kecepatan cahaya serta dapat melewati ruang hampa dan udara.

Banyaknya pancaran energi radian persatuan luas dari suatu permukaan benda oleh Stefan Boltzman dirumuskan sebagai :

$$R = e \tau T^4 \quad (2.12)$$

Dimana :

R = Pancaran panas persatuan luas permukaan (W/m^2)

τ = Konstanta Stefan Boltzmann

$\tau = 5,6699 \times 10^{-8} (W/m^2 \cdot K^{-4})$

T = Suhu mutlak (K)

e = Daya pancar (emisivitas) permukaan

$= 0 < e < 0$ tergantung pada kasar dan halusny permukaan.

Dari harga e terlihat bahwa tidak ada benda yang memancarkan seluruh energi dan tidak ada benda yang dapat menyerap seluruh energi.

2.6 Konveksi Alamiah

Pada benda padat perpindahan kalor yang terjadi pasti berupa konduksi, sedangkan pada fluida perpindahan kalor dapat berupa konduksi ataupun konveksi tergantung ada tidaknya gerakan fluida. Jika tidak terdapat gerakan fluida maka yang terjadi adalah proses perpindahan kalor konduksi, sedangkan jika terdapat gerakan fluida maka dikatakan terjadi proses perpindahan kalor konveksi. Berdasarkan sumber gerakan fluida konveksi dibagi lagi menjadi konveksi paksa dan konveksi bebas dijelaskan pada gambar 2.17.

Konveksi alamiah (natural convection) atau konveksi bebas (free convection) terjadi karena fluida yang karena proses pemanasan, berubah densitasnya (kerapatan-nya) dan bergerak naik. Gerakan fluida dalam konveksi bebas, baik fluida itu gas maupun zat cair terjadi karena gaya apung (buoyancy force) yang dialaminya apabila densitas fluida didekat permukaan perpindahan kalor berkurang sebagai akibat proses pemanasan. Gaya apung yang dihasilkan dapat diperoleh dari adanya gaya gravitasi (gaya berat) dari luar dan hubungan antara fluida dengan permukaan yang dipanaskan.

$$\dot{Q}_{conv} = h A(T_s - T_\infty) \quad (2.13)$$

atau dalam bentuk fluks kalor

$$\dot{q}_{conv} = h(T_s - T_\infty) \quad (2.14)$$

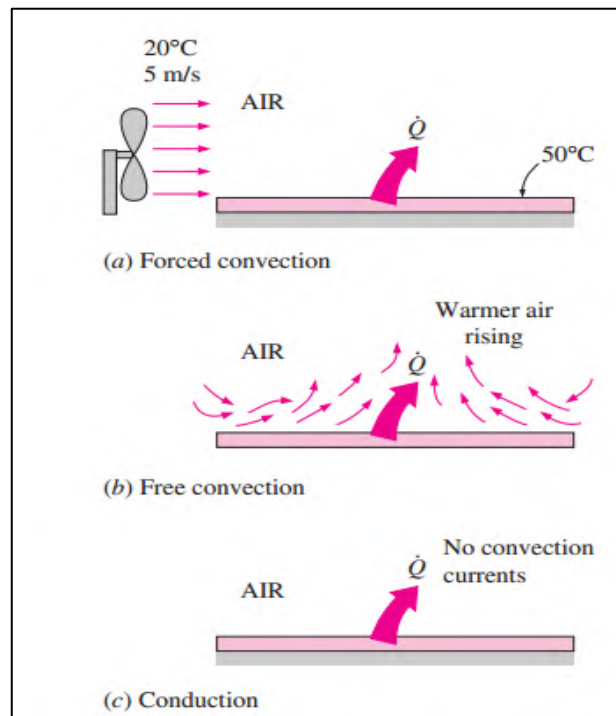
Dimana :

h = koefisien perpindahan kalor konveksi, $W/m^2 \cdot ^\circ C$

A = luas permukaan perpindahan kalor, m^2

T_s = temperatur permukaan, $^\circ C$

T_∞ = temperatur fluida, $^\circ C$



Gambar 2.17. Perpindahan kalor yang terjadi dari permukaan panas ke udara sekitarnya (Cengel Y.A., 2002).

2.7 Kajian Ilmiah Narrowgap

2.7.1 Definisi dan Ukuran Narrowgap

Dekade terakhir ini, perhatian banyak tertuju pada alat penukar kalor yang menggunakan saluran mini dan mikro yang kemudian menjadi sangat populer dalam penerapannya untuk kebutuhan perpindahan panas yang tinggi semakin meningkat. Keuntungan pemakaian saluran berdiameter kecil untuk ukuran diameter hidrolis adalah meningkatkan nilai koefisien perpindahan panas, selain itu juga mempunyai beberapa karakteristik diantaranya efisiensi panas yang tinggi, ukurannya kecil, beratnya ringan dan hemat energi serta dapat digunakan dalam berbagai proses industri, seperti pendingin alat elektronik dan reaktor nuklir.

Sebuah saluran berdiameter kecil digunakan untuk mencapai dua tujuan: (i) membawa fluida berhubungan langsung dengan dinding saluran dan (ii) sirkulasi fluida didalam dinding berlangsung kontinue sebagai proses transportasi dicapai. Tingkat proses transportasi tergantung pada luas permukaan, yang

bervariasi dengan diameter D untuk pipa aliran, sedangkan laju aliran tergantung pada luas penampang, yang bervariasi secara linear dengan D^2 . Dengan demikian, luas permukaan pipa terhadap volume bervariasi sebagai $1 / D$. Hal ini berarti dengan berkurangnya diameter, maka luas permukaan terhadap volume meningkat.

Narrow gap adalah celah sempit yang terbentuk antara dua pelat sejajar. Apabila fluida dialirkan melalui narrow gap dan kemudian dipanaskan, maka akan terdapat dua fenomena pendidihan yang terjadi yaitu pendidihan kolam dan pendidihan alir. Pengklasifikasian ukuran narrow gap telah dilakukan oleh Kandlikar (2002b) berdasarkan ukuran celahnya. Ukuran diameter saluran (channel) sebagai berikut :

- Konvensional channel : $> 3 \text{ mm}$
- Minichannel : $200 \mu\text{m} - 3 \text{ mm}$
- Mikrochannel : $10 - 200 \mu\text{m}$

Pengklasifikasian tersebut dijadikan acuan untuk mengidentifikasi rentang ukuran narrow gap-nya. Hal ini dikarenakan ukuran narrow gap merupakan salah satu hal yang dapat mempengaruhi karakteristik perpindahan kalornya, walaupun pada kenyataannya pengaruh yang muncul pada narrow gap akan tergantung pada sifat-sifat fluida, suhu, dan tekanannya.

Ukuran narrow gap atau channel dapat disetarakan juga dengan kategori sebagai berikut : jika ukuran narrow gap $\geq 0,003 \text{ m}$, maka disebut big channel. Jika ukurannya diantara $0,001 - 0,003 \text{ m}$ disebut narrow channel dan ukurannya $\leq 0,001 \text{ m}$, maka disebut micro channel. Fedorov et. al. (2000) berdasarkan hasil penelitiannya menyatakan bahwa lebar dan kedalaman channel memiliki pengaruh yang sangat penting pada aliran dan perpindahan panas.

Akibat penggunaan diameter kecil pada perpindahan panas (*heat transfer*) dan penurunan tekanan (*pressure drop*) dapat dilihat pada gambar 2.18, dimana air dan udara mengalir pada saluran persegi dengan fluks kalor konstan dan dalam kondisi aliran laminar yang dikembangkan. Koefisien perpindahan panas h tidak terpengaruh oleh aliran *reynold number* di daerah laminar yang dikembangkan. Persamaan untuk koefisien perpindahan panas adalah :

$$h = N_u \frac{k}{D_h} \quad (2.15)$$

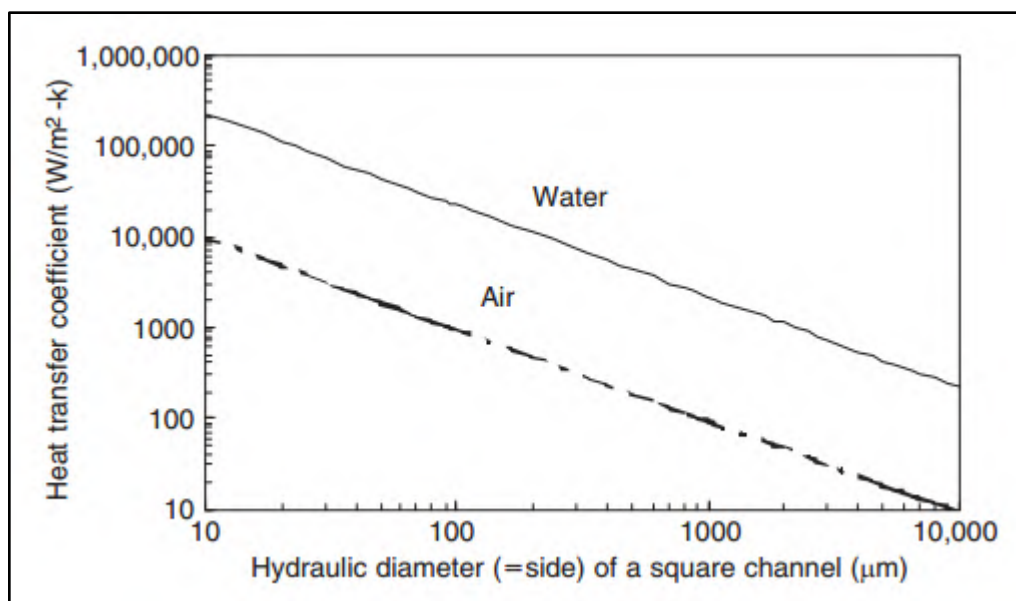
Dimana :

h = Koefisien perpindahan panas ($W/m^2, ^\circ C$)

N_u = Bilangan Nusselt

k = konduktivitas thermal fluida ($W/m, ^\circ C$)

D_h = Diameter hidrolis (m)



Gambar 2.18. Variasi koefisien perpindahan panas dengan ukuran saluran untuk aliran laminar dikembangkan dari fluida udara dan air (Kandlikar et. al, 2006).

Pada sisi lain, faktor gesekan (f) berbanding terbalik dengan bilangan Renault (Re). Re tetap konstan selama aliran laminar dikembangkan. *Friction* Penurunan tekanan per satuan panjang untuk aliran fluida mampat, dengan persamaan sebagai berikut :

$$\frac{\Delta P_f}{L} = \frac{2fG^2}{\rho D} \quad (2.16)$$

Dimana :

$\Delta P_f/L$ = gradient tekanan gesekan

f = faktor gesekan

G = mass flux

ρ = berat jenis fluida

2.7.2 Perpindahan Kalor Pada Fenomena Didih (*Boiling*)

Fenomena didih (*boiling*) yaitu karakteristik aliran dengan proses perubahan fase yang terdiri dari didih kolam (*pool boiling*) dan didih alir (*flow boiling*). Menurut Koestoer et. al. (1994), Proses perubahan fase melibatkan perubahan densitas, viskositas, kalor spesifik, dan konduktivitas kalor fluida, sedangkan kalor laten fluida diserap, maka koefisien perpindahan kalor untuk peristiwa pendidihan jauh lebih rumit daripada proses konveksi satu fase.

Didih dibagi menjadi dua, yang pertama berdasarkan mekanisme terjadinya dan yang kedua berdasarkan situasi geometris.

Mekanisme dari didih adalah :

- a. Didih nukleat (nukleat boiling), dimana gelembung – gelembung uap terbentuk pada permukaan padat
- b. Didih konveksi (convective boiling), dimana panas dikonduksikan melalui film likuid, likuid kemudian menguap pada batas fase likuid – uap tanpa pembentukan gelembung.
- c. Didih film (film boiling), dimana permukaan pemanasan diselimuti oleh film uap, panas dikonduksikan melalui uap dan likuid menguap pada batas fase likuid – uap.

Situasi geometris utama adalah :

- a. Didih kolam (*pool boiling*), bila didih terjadi pada permukaan pemanasan dalam kolam likuid yang diam.
- b. Didih alir (*flow boiling*), bila likuid dipompakan melalui saluran yang dipanaskan, khususnya pipa.

Sebagai bentuk perpindahan panas konveksi, fluks kalor dididih (*boiling*) dari permukaan padat untuk likuid dinyatakan dari hukum Newton tentang pendinginan :

$$\dot{q}_{boiling} = h(T_s - T_{sat}) = h\Delta T_{excess} \text{ (W/m}^2\text{)} \quad (2.17)$$

Dimana :

h = Koefisien perpindahan panas (W/m², °C)

ΔT_{excess} = selisih suhu jenuh fluida dari permukaan (°C)

2.7.3 Perpindahan Kalor Pada Narrowgap

Xia et. al. (1992) mengamati dua rejim untuk pendidihan R-113 pada rectangular vertical channel, hasilnya pada saat lebar celah sempit > 3mm, gelembung tidak terbentuk dan bentuk pendidihan alirnya sangat mirip dengan pendidihan konveksi paksa pada pipa vertikal. Pada lebar celah sempit < 3 mm, gelembung yang berbatasan bergabung dan satu titik permukaan pemanas ditutupi oleh uap atau cairan. Dan bentuk pendidihan alirnya tidak hanya bergantung pada ukuran celah sempit, tapi juga bergantung pada proses pemanasannya. Pada penelitian lainnya, eksperimen dengan menggunakan fluida R-113 menunjukkan bentuk aliran pendidihan bergantung pada ukuran celah dan fluks kalornya.

Bonjour et. al. (1998) melakukan eksperimen bentuk aliran pendidihan di narrow gap. Fluida yang digunakan adalah R-113. Hasilnya menunjukkan adanya 3 pola aliran dalam pendidihan inti, yaitu pendidihan inti dengan gelembung terisolasi, dengan gabungan gelembung, dan bagian yang kering dengan air. .

Fujita et. al (2002) melakukan analisis pada stainless steel rektanguler dengan menggunakan R-113 sebagai fluida ujinya. Hasil analisisnya menunjukkan bahwa semakin kecil ukuran celah maka semakin besar koefisien perpindahan kalor ketika fluks kalornya rendah. Terdapat pola aliran dengan bentuk gelembung bola, bentuk gelembung datar, pola aliran slug dan bubble.

Mudawar et. al.(2003a) melakukan penelitian menggunakan *pumpless cooling loop* untuk mengetahui efek dari gap atau celah pada boiler (pemisahan jarak antara permukaan mendidih dan dinding isolasi berlawanan) untuk kinerja pendinginan dan fluks kalor kritis (FKK) dengan fluida kerja air dan FC-72. Ukuran gap divariasasi dari 0,051 hingga 21,46 mm. Hasil penelitian menunjukkan

FKK tergantung pada celah untuk kedua fluida kerja keduanya. FC-72 mampu memproduksi gelembung sangat kecil yang dapat dengan mudah melewati narrow gap, sedangkan air menghasilkan gelembung yang jauh lebih besar sehingga menghambat pengisian fluida pada narrow gap.

Juarsa (2003b) melakukan penelitian pada annuli narrow gap dengan ukuran 0,5 mm, 1 mm dan 2 mm. Hasil analisis menunjukkan rejim didih film sendiri merupakan daerah dimana permukaan suatu bidang yang panas tidak bersentuhan dengan air, hanya tertutupi oleh uap yang berbatasan dengan air. Keadaan ini cukup berbahaya bila berlangsung lama.

Investigasi yang dilakukan oleh Zeng et. al. (2007) mengenai karakteristik aliran dan perpindahan kalor pada *bilaterally-heated narrow annuli* menunjukkan bahwa karakteristik perpindahan kalor dipengaruhi oleh rasio dari fluks panas pada dinding dalam terhadap dinding luar saluran, dan ukuran celahnya. Pada kondisi aliran laminar, pengurangan ukuran celah mengakibatkan menurunnya perpindahan kalor pada dinding dalam dan dinding luar. Sedangkan pada kondisi turbulen, pengurangan ukuran gap akan mengakibatkan menurunnya perpindahan kalor pada dinding saluran bagian dalam, namun akan mengakibatkan meningkatnya koefisien perpindahan kalor pada dinding saluran bagian luar.

Huang et. al. (2009), melakukan eksperimen dalam memprediksi fluks kalor kritis aliran dua fasa pendidihan menggunakan narrow rectangular channel dengan gap tidak kurang dari 5 mm. Hasil yang didapatkan menunjukkan bahwa dengan memperkecil ukuran celah, nilai fluks kalor kritis akan meningkat dan kehilangan tekanan akan naik secara simultan.

Dari pembahasan diatas dapat diartikan bahwa ukuran narrow gap mempengaruhi laju perpindahan kalor. Selain diameter gap, laju perpindahan kalor juga dipengaruhi oleh sifat fluida yang digunakan sebagai fluida pengujian.

2.7.4 Penurunan Tekanan (*pressure drop*) di Saluran diameter Kecil

Penurunan tekanan dalam tabung berdiameter kecil telah dipelajari oleh sejumlah peneliti. Lazarek dan Black (1982) melakukan percobaan sistematis untuk mengevaluasi tiga komponen penurunan tekanan. Kualitas yang diinginkan

terpenuhi pada bagian inlet yang dipanaskan dan penurunan tekanan gesekan diukur dalam kondisi adiabatik di bagian discharge.

Moriyama et. al. (1992) melakukan pengukuran penurunan tekanan dari penguapan R-113 dengan celah sempit melingkar (annular narrow gap) 35 - 110 μm . Nilai percobaannya untuk gesekan penurunan tekanan yang berkorelasi dengan sedikit memodifikasi Persamaan. (1). Dari penelitian mereka, jelas bahwa model aliran terpisah dapat digunakan pada celah sempit yang biasanya ditemui dalam aplikasi microchannel.

Mortada et. al. (2012), untuk penelitiannya mengenai perpindahan panas didih dan penurunan tekanan (pressure drop) pada minichannel dengan fluida kerja R-134a dan R-1234yf. Hasil percobaannya perpindahan kalor lokal pada R-234yf lebih tinggi dari pada R-134a; Fluks kalor kritis teridentifikasi dengan adanya peningkatan fluks massa dan didapatkan konveksi didih untuk fluks massa sebesar $G < 100 \text{ kgm}^{-2} \text{ s}^{-1}$.

Penurunan tekanan masih dipelajari lebih lanjut pada saluran (channel) yang kecil. Fluktuasi penurunan tekanan yang besar menyebabkan pembalikan aliran lokal yang sesaat di beberapa channel paralel. Saat ini tidak terdapat dengan model ada untuk memprediksi fluktuasi penurunan tekanan dan pembalikan arus di bawah kondisi didih alir. Pengetahuan tentang kondisi ini sangat penting untuk operasi yang aman dari evaporator yang menggunakan minichannels dan microchannel.

2.8 Analisa Ekonomi

2.8.1 Investasi

Investasi pada dasarnya merupakan usaha menanamkan faktor – faktor produksi dalam proyek tertentu. Tujuan utama investasi adalah memperoleh berbagai manfaat yang cukup layak dimasa yang akan datang. Manfaat tersebut dapat berupa imbalan keuangan misalnya laba, manfaat non-keuangan atau kombinasi dari keduanya.

Evaluasi proyek dan rencana investasi akan memberikan gambaran sejauh mana rencana investasi pada suatu proyek tertentu dapat

dipertanggungjawabkan. Untuk gambaran yang lebih mendalam diperlukan suatu studi pendukung diantaranya adalah sebagai berikut :

1. Riset pasar dan perkiraan jumlah permintaan produk yang akan dihasilkan.
2. Penelitian terhadap pengadaan bahan baku utama, termasuk kecenderungan perkembangan harga bahan baku tersebut dikemudian hari.
3. Penelitian laboratories dan produksi percobaan untuk menentukan bahan baku yang paling sesuai.
4. Penelitian tentang lokasi proyek yang paling sesuai / tepat.
5. Studi skala ekonomi proyek untuk menentukan proyek yang paling ekonomis ditinjau dari segi teknologi, potensi permintaan hasil produksi, biaya pokok dan harga jual ataupun jumlah dana investasi yang dibutuhkan.
6. Penelitian terhadap pilihan mesin dan peralatan yang diperlukan.

2.8.2 Analisa Rate Of Return

Apabila kita melakukan suatu investasi, maka ada saat tertentu dimana terjadi keseimbangan antara semua pengeluaran yang dikeluarkan dengan semua pendapatan yang diperoleh dari investasi tersebut. Keseimbangan ini akan terjadi pada tingkat pengembalian (yang sering dinyatakan sebagai tingkat suku bunga) tertentu. Tingkat suku bunga menyebabkan terjadinya keseimbangan antara pengeluaran dan pendapatan pada suatu proyek tertentu inilah yang disebut dengan *Rate Of Return* (ROR). Dengan kata lain ROR adalah suatu tingkat penghasilan yang mengakibatkan nilai Net Present Value (NPV) dari suatu investasi sama dengan nol.

Secara matematis hal ini dapat dinyatakan :

$$NPW = \sum Ft (1 + i^*) = 0 \quad (2.18)$$

Dimana :

- Ft = Aliran kas pada periode t
N = Umur proyek / periode studi dari proyek tertentu
i* = Nilai ROR dari proyek / investasi tersebut

Karena Ft pada persamaan diatas bisa bernilai positif maupun negatif; maka persamaan ROR dapat dinyatakan :

$$NPV = PW_R - PW_E = 0$$

$$= \sum_{t=1}^N R_t(P/F, i * \%, t) - \sum_{t=0}^N E_t(P/F, i * \%, t) \quad (2.19)$$

Dimana :

- PW_R = Nilai Present Worth dari semua pemasukan (aliran kas positif)
- PW_E = Nilai Present Worth dari semua pengeluaran (aliran kas negatif)
- R_t = Penerimaan netto yang terjadi pada periode ke-t
- E_t = Pengeluaran netto yang terjadi pada periode ke-t termasuk investasi awal (P)

Apabila kita menghitung NPV sebagai fungsi dari i maka kita akan mendapatkan nilai NPV yang jumlahnya tidak terbatas (kontinue). Semakin tinggi i yang kita pakai, maka nilai NPV mungkin akan semakin kecil dan mungkin juga semakin besar, tergantung pada konfigurasi aliran kas dari investasi / proyek tersebut. Pada nilai i tertentu kita mendapatkan nilai $NPV = 0$. Nilai i yang menyebabkan $NPV = 0$ inilah yang disebut dengan *Rate Of Return* (ROR).

2.8.3 Analisa Break Event Point

Analisa ini digunakan apabila pemilihan alternatif – alternatif sangat dipengaruhi oleh satu faktor tunggal yang tidak pasti, misalnya utilitas kapasitas. Titik Impas dari faktor tersebut akan ditentukan sedemikian sehingga kedua alternatif sama baiknya ditinjau dari sudut pandang ekonomi. Dengan mengetahui titik impas maka akan bisa ditentukan alternatif yang lebih baik pada suatu nilai tertentu dari faktor yang tidak pasti tersebut. Jadi yang dimaksud dengan nilai titik impas (break event point) adalah nilai suatu parameter atau variabel yang menyebabkan dua atau lebih alternatif sama baiknya. Apabila nantinya pengambil keputusan bisa mengestimasi besarnya nilai aktual dari variabel yang bersangkutan (lebih besar atau lebih kecil dari nilai BEP) maka akan bisa ditentukan alternatif mana yang lebih baik.

Aplikasi analisa titik impas pada permasalahan produksi biasanya digunakan untuk menentukan tingkat produksi yang bisa mengakibatkan

perusahaan berada pada kondisi impas. Untuk mencari titik impas maka harus dicari fungsi – fungsi biaya maupun pendapatannya. Pada saat kedua fungsi tersebut bertemu maka total biaya sama dengan total pendapatan. Dalam melakukan analisa titik impas, sering kali fungsi biaya maupun fungsi pendapatan diasumsikan linier terhadap volume produksi. Ada tiga komponen biaya yang dipertimbangkan dalam analisa ini, yaitu :

- 1) Biaya – biaya tetap (fixed cost) yaitu biaya – biaya yang besarnya tidak dipengaruhi oleh volume produksi. Beberapa yang termasuk biaya tetap adalah biaya gedung, biaya tanah, biaya mesin dan peralatan dan sebagainya.
- 2) Biaya – biaya variabel (variabel cost) yaitu biaya – biaya yang besarnya tergantung (biasanya secara linier) terhadap volume produksi. Biaya – biaya yang tergolong biaya variabel diantaranya adalah biaya bahan baku dan biaya tenaga kerja langsung.
- 3) Biaya total (total cost) adalah jumlah dari biaya – biaya tetap dan biaya – biaya variabel.

Secara matematis Break event point (BEP) dapat dinyatakan sebagai berikut, bila dimisalkan X adalah volume produk yang dibuat, dan c adalah ongkos variabel yang terlibat dalam pembuatan satu buah produk, maka biaya variable akan membuat X buah produk adalah :

$$VC = c.X$$

Karena biaya total adalah jumlah dari biaya – biaya tetap dan biaya tidak tetap maka berlaku hubungan :

$$\begin{aligned} TC &= FC + VC \\ &= FC + c.X \end{aligned} \tag{2.20}$$

Dimana :

- | | | |
|----|---|--|
| TC | = | Biaya total untuk membuat X produk |
| FC | = | Biaya tetap (Fixed Cost) |
| VC | = | Biaya Variabel untuk membuat X produk |
| c | = | Biaya variabel untuk membuat satu produk |

Dalam analisa titik impas selalu diasumsikan bahwa total pendapatan (total revenue) diperoleh dari penjualan semua produk yang diproduksi. Bila

harga satu buah produk adalah p, maka harga X buah produk akan menjadi total pendapatan, yaitu :

$$TR = p \cdot X$$

Dimana :

TR = Total pendapatan dari penjualan X buah produk

p = Harga jual per satuan produk

Titik impas akan diperoleh apabila total biaya – biaya yang terlibat sama dengan total pendapatan yang dicapai, yaitu :

$$TR = T \cdot C$$

$$p \cdot X = FC + VC$$

$$p \cdot X = FC + c \cdot X$$

$$X = \frac{FC}{p - c} \quad (2.21)$$

Dimana X dalam hal ini adalah volume produksi yang menyebabkan perusahaan berada pada titik impas (BEP). Tentu saja perusahaan akan mendapatkan untung apabila berproduksi diatas X (melanjutkan titik impas).

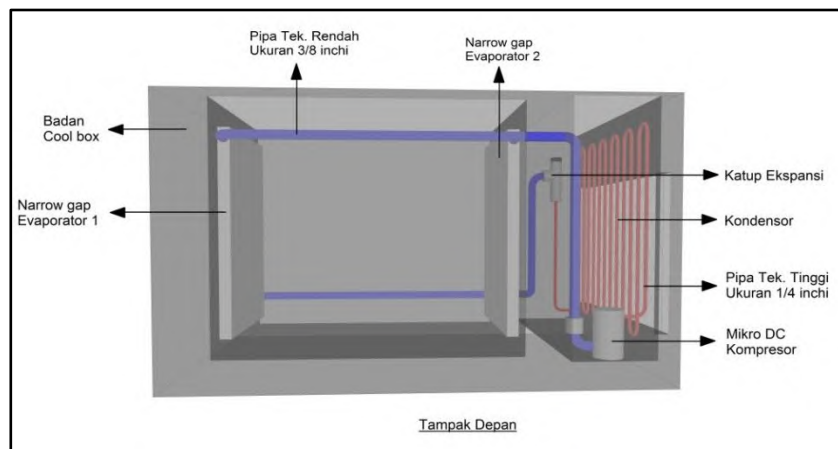
BAB 3

METODOLOGI PENELITIAN

Metodologi yang akan digunakan dalam penulisan thesis ini adalah metode eksperimental. Penelitian ini dimulai dengan melakukan kajian dalam pembuatan desain refrigerasi kompak menggunakan narrow gap evaporator dan kompresor dc mikro. Pengaplikasian desain refrigerasi kompak adalah sebagai mesin pendingin di kapal KM Inka Mina 210. Dimana penggunaannya sebagai pengganti media pendingin es yang umum digunakan untuk mempertahankan kesegaran ikan di atas kapal. Desain pendingin ini menggunakan fluida sebagai bahan pendingin adalah R-134a.

3.1 Pemanfaatan Prototipe Refrigerasi Kompak

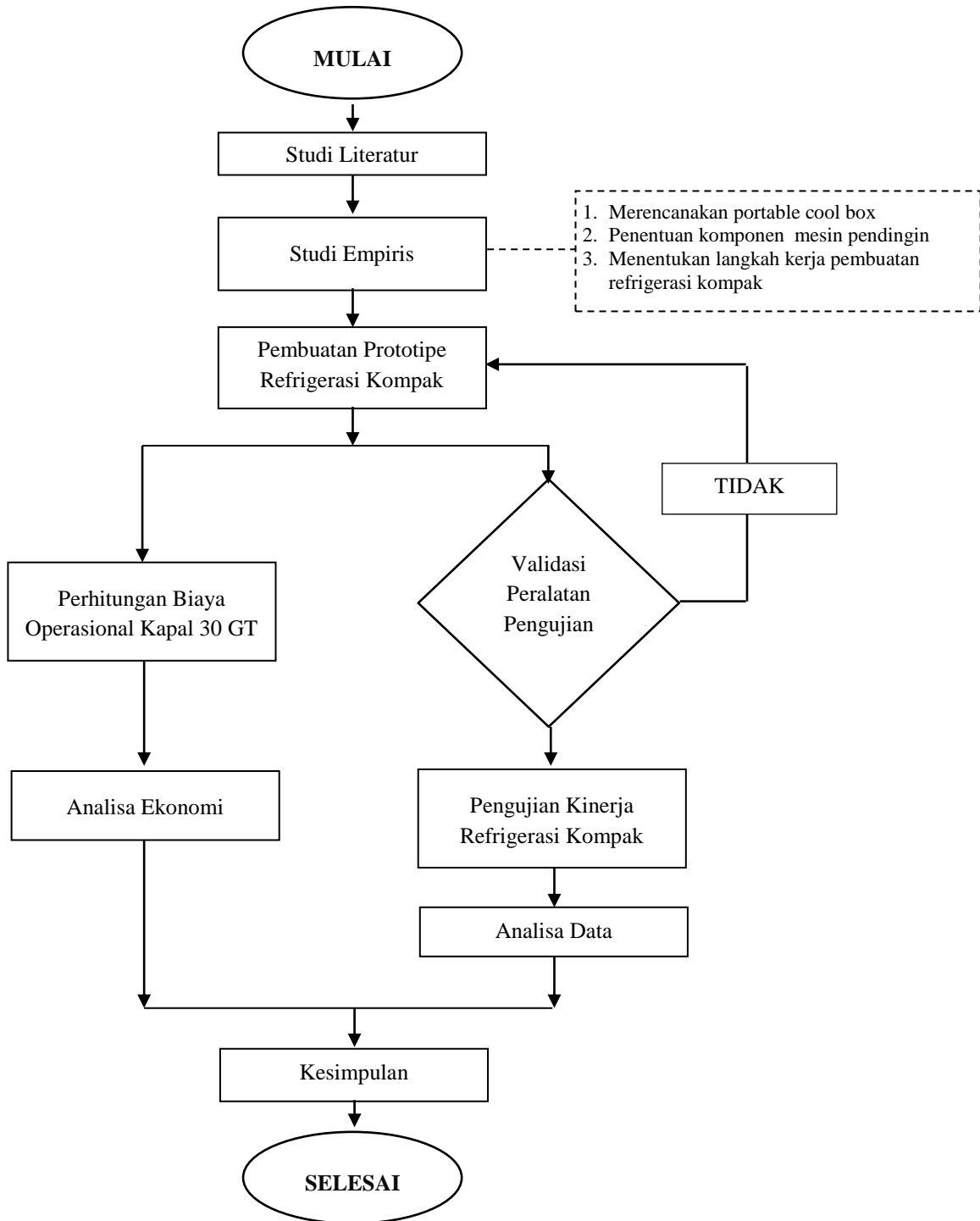
Pemanfaatan palkah ikan sebagai tempat untuk menyimpan ikan hasil tangkapan di kapal perikanan sangat umum digunakan. Media pendinginan dengan es sangat umum digunakan untuk mengawetkan ikan tersebut. Untuk itu perlu dilakukan penelitian dengan melakukan penggantian media pendinginan es dengan refrigerasi kompak. Refrigerasi kompak ditempatkan pada palkah ikan yang telah tersedia di kapal KM. Inka Mina 30 GT. Peralatan ini memiliki dimensi panjang 96 cm x lebar 61 cm dan tinggi 53 cm. Adapun ukuran dari palkah ikan pada KM. Inka Mina 30 GT adalah panjang 9 m dan lebar 4 m. Kapasitas dari refrigerasi kompak adalah 100 liter/ unit.



Gambar 3.1. Desain Refrigerasi Kompak

3.2 Diagram Alir

Metode Penelitian ini meliputi beberapa tahapan yang secara skematis digambarkan melalui flowchart penelitian seperti sajian gambar 3.2. berikut ini :

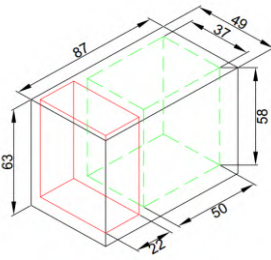





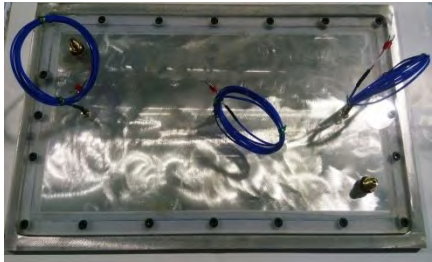



Gambar 3.2. Flow chart metodologi penelitian





3.3 Peralatan dan Bahan Percobaan Refrigerasi Kompak



Dalam desain percobaan refrigrasi kompak dengan menggunakan narrow gap evaporator dan mikro DC kompresor terdapat beberapa peralatan dan bahan digunakan seperti pada tabel dibawah ini :

Tabel 3.1. Peralatan dan Bahan Percobaan refrigerasi Kompak

No	Nama Alat/ Bahan	Gambar	Keterangan
1	Coolbox		Dimensi Luar : 87 x 49 x 63 cm Dimensi Dalam : 50 x 37 x 58 cm Insulasi : Polyurethane Ruang : 2 (Chiller dan Ruang Mesin)
2	Mikro DC kompresor		Model : HAC27RDC24 Refrigran : R 134a Cooling Capacity : 550 W/ BTU/hr Tegangan Input : DC24 Daya Input : 168 W Putaran : 4800 Rpm
3	Kondensor		Panjang : 45 cm Lebar : 40 cm Diameter Pipa tembaga : $\frac{3}{16}$ inchi Bentuk U- Shape: 10

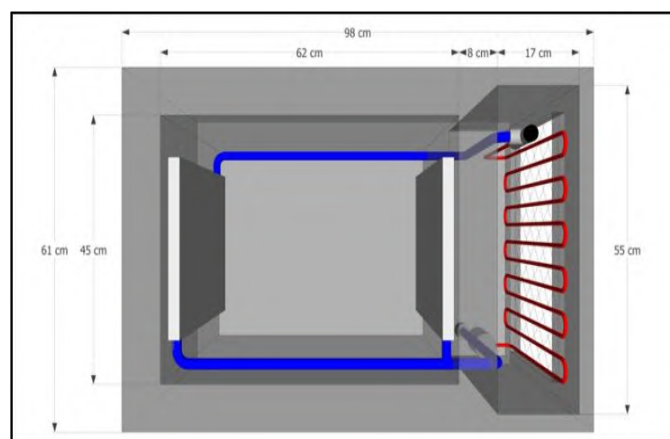
No	Nama Alat/ Bahan	Gambar	Keterangan
4	Pipa Kapiler		Diameter pipa kapiler : 0,031 “ Panjang : 150 cm Bahan tembaga
5	Evaporator		Model : Evaporator Narrow Gap Gap Evaporator: 1 mm Dimensi : Panjang : 40 cm Lebar : 30 cm Tinggi : 7 mm
6	Labjack T7-Pro		14 Analog input Analog input range : 10 s/d 0,001 V Current output : 200 μ A
7	Thermocouple		Type K Ukuran : 1 mm x 50 mm Panjang Kabel 1,5 m
8	Pressure Tranducer Tekanan Rendah		Model : TR - PS2W – 5 Bar Output : 4 – 20 mA; 4 mA = 0 Bar Sumber tegangan : DC 9V to 30 V Jumlah kabel : 2 buah (2 wire) Pressure Max : 5 Bar

No	Nama Alat/ Bahan	Gambar	Keterangan
9	Pressure Tranducer Tekanan Tinggi		Model : TR - PS2W – 10 Bar Output : 4 – 20 mA; 4 mA = 0 Bar Sumber tegangan : DC 9V to 30 V Jumlah kabel : 2 buah (2 wire) Pressure Max : 10 Bar
10	LJTick– CurrentShunt Datasheet		Convert 2 x 4 – 20 mA Signal tegangan 0,472 – 2,360 V 4 PIN design plug into standar AIN/AIN/GND/V S
11	Power Supply		Output Tegangan DC : 24 Vdc Range Tegangan : 24 – 30 Vdc Arus Listrik : 20 A Output Daya : 480 W Tegangan input : 220 VAC
12	Tang Ampere		Fungsi pengukuran : ACA; DCA; ACV; DCV dan Tahanan. Kelengkapan : Auto power off, data hold, range hold and Frequency measuring

No	Nama Alat/ Bahan	Gambar	Keterangan
13	Refrigeran		Tipe R- 134a
14	Manifold		Measure : High Pressure dan Low Pressure

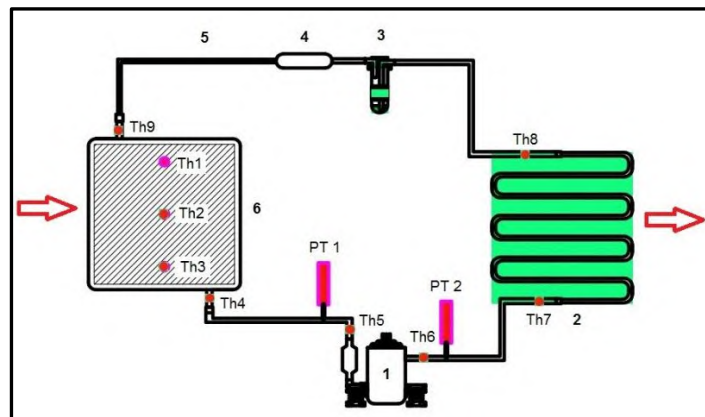
3.4 Desain Pendingin dan Refrigerasi Kompak dan Penempatan Alat Pengujian

Desain pendingin dengan menggunakan narrow gap evaporator dan kompresor dc mikro menggunakan model coolbox seperti pada gambar 3.3. Coolbox terdiri dari dua ruangan yaitu ruang pertama adalah ruang pendinginan dengan kapasitas 100 liter dan ruang kedua digunakan untuk penempatan komponen – komponen bahan pendingin.



Gambar 3.3. Dimensi Coolbox

Coolbox terbuat dari bahan fiber dengan ketebalan 2 – 3 mm dan insulasi coolbox menggunakan bahan polyurethane (PU) dengan ketebalan 6 cm. Desain pendinginan ini dibuat terintegrasi antara ruang pendinginan dan komponen pendingin untuk mempertahankan suhu dalam ruang coolbox.



Gambar 3.4. Komponen dan Alat Uji Pada Refrigerasi Kompak

Keterangan :

- | | |
|--------------------------------|---|
| 1. Mikro DC kompresor | Th 1 – 9 = Thermocouple |
| 2. Kondensator | PT1 = Pressure Tranducer Low Pressure. |
| 3. Tangki penampung (receiver) | PT2 = Pressure Tranducer High Pressure. |
| 4. Filter drier | |
| 5. Pipa kapiler | |
| 6. Narrow gap Evaporator | |

3.5 Persiapan dan Proses Menggunakan Alat Ukur

Sebelum melakukan pengoperasian refrigerasi kompak perlu adanya persiapan dan langkah – langkah dalam pengambilan data untuk temperatur, tekanan dan arus listrik DC pada penelitian mengenai kinerja narrowgap evaporator dan kompresor dc mikro. Pengamatan pada data temperatur dan tekanan selanjutnya akan dianalisa untuk menentukan kinerja pendinginan dari prototype refrigrasi kompak. Adapun komponen alat ukur yang digunakan didalam penelitian ini sebagai berikut :

1. Peralatan Thermokopel

Peralatan thermokopel yang digunakan untuk mengetahui temperatur pada sistem pendinginan, yaitu

- a. Thermokopel berfungsi sebagai sensor temperatur refrigeran dalam sistem pendingin dan suhu dalam cool box. Spesifikasi dari thermokopel menggunakan type K dengan ukuran 1 mm x 50 mm dengan panjang kabel 1,5 m.
- b. Data logger berfungsi untuk membaca dan menyimpan data temperatur yang ditunjukkan oleh thermokopel. Data logger yang digunakan adalah labjack T7 – Pro.

2. Peralatan Pressure Transducer

Peralatan pressure transducer (PT) berfungsi sebagai sensor pengukur tekanan tinggi dan tekanan rendah pada sistem pendingin, yaitu :

- a. Pressure transducer yang digunakan untuk sistem pendingin terdiri dari tekanan tinggi dengan maksimum tekanan 10 bar dan tekanan rendah dengan maksimum tekanan 5 bar.
- b. LJTick – CurrentShunt Datasheet berfungsi sebagai penghubung pressure transducer ke data logger, sehingga data tekanan sistem pendingin dapat dibaca dan direkam oleh data logger.
- c. Power supply DC digunakan sebagai sumber tegangan untuk mengoperasikan pressure transducer dengan tegangan sebesar 24 Vdc.
- d. Data logger berfungsi untuk membaca dan menyimpan data tekanan yang ditunjukkan oleh pressure transducer (PT). Data logger yang digunakan adalah labjack T7 – pro.

3. Ampere Meter

Amper meter berfungsi sebagai alat pengukur arus listrik dari kompresor pada saat bekerja. Pengukuran arus listrik dari kompresor dapat digunakan untuk mengetahui daya listrik. Dalam melakukan pengukuran arus listrik, ampere meter dihubungkan secara seri dengan kompresor dc mikro.

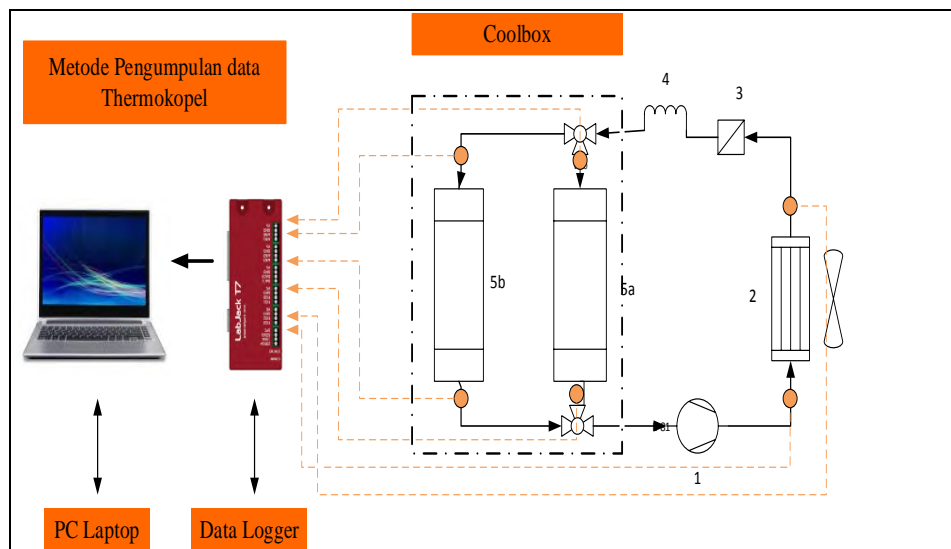
3.5.1 Metode Pengumpulan data

Sebelum melakukan pengumpulan data perlu adanya pengetahuan tentang peralatan ukur yang digunakan dalam penelitian. Pengetahuan ini

digunakan untuk mengenali fungsi dan cara penggunaan yang benar dalam mengoperasikan alat ukur tersebut. Penjelasan pemakaian alat ukur menggunakan skema alat ukur sebagai berikut :

3.5.1.1 Pengumpulan Data Menggunakan Sensor Thermokopel

Metode pengumpulan data dengan thermokopel dibagi menjadi dua wilayah yaitu wilayah pertama pengambilan data temperatur pada sistem pendingin dan wilayah kedua pengambilan data temperatur pada ruang penyimpanan ikan didalam cool box. Data temperatur dari thermokopel akan dibaca dan dikumpulkan dengan menggunakan data logger, dalam hal ini menggunakan labjack T7-Pro. Nilai dari temperatur yang terukur oleh thermokopel akan ditampilkan pada laptop dengan menggunakan aplikasi LJLogM. Gambar 3.5. Metode Pengambilan data Temperatur dengan menggunakan Thermokopel.



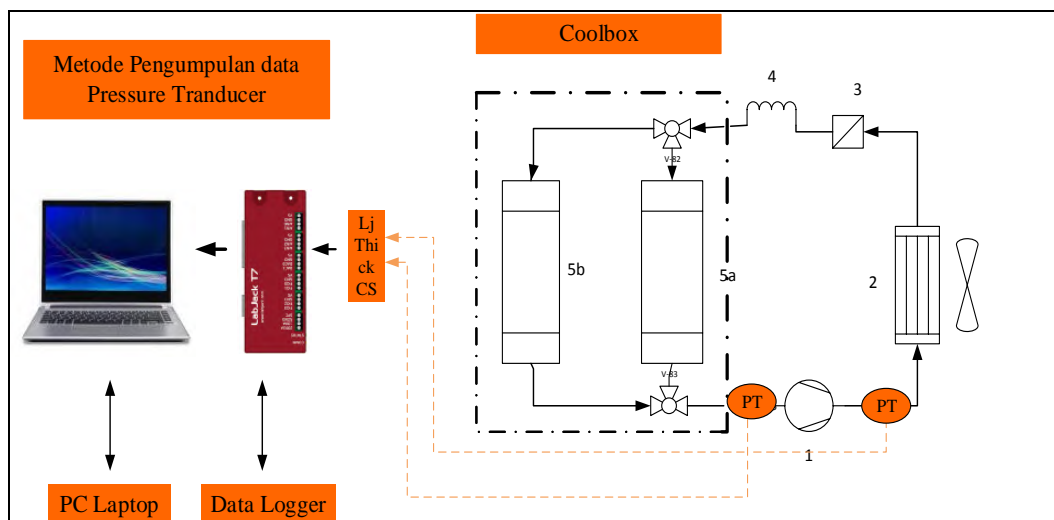
Gambar 3.5. Metode pengambilan data thermokopel.

3.5.1.2 Pengumpulan Data Menggunakan Pressure Tranducer

Metode pengumpulan data dengan menggunakan pressure tranducer (PT) dengan menempatkan pada sistem pendingin seperti pada gambar 3.6. Letak dari pressure tranducer pada sistem pendingin tersebut dibagi menjadi dua yaitu sisi

tekanan tinggi (High pressure) dan sisi tekanan rendah (low pressure). Pengambilan data dengan pressure transducer terdiri dari beberapa tahap, hal ini disesuaikan dengan spesifikasi pressure transducer yang dipakai dan data logger yang digunakan saat pengambilan data. Berikut tahapan pengambilan data dari pressure transducer :

- a. Pressure transducer terhubung langsung dengan sistem pendingin, sehingga data tekanan dapat langsung terbaca.
- b. Data dari pressure transducer menggunakan satuan mA, sehingga tidak dapat secara langsung terbaca pada data logger. Sehingga memerlukan LJTick – CurrentShunt Datasheet dan Power supply DC untuk mengubah sinyal dari mA menjadi V.
- c. Sinyal tegangan dari LJTick – CurrentShunt Datasheet diteruskan ke data logger untuk dibaca dan direkam.
- d. Data tekanan dari data logger ditampilkan pada software LJLog-M berupa sinyal tegangan yang mempunyai range dari 0,472 – 2.360 Volt.

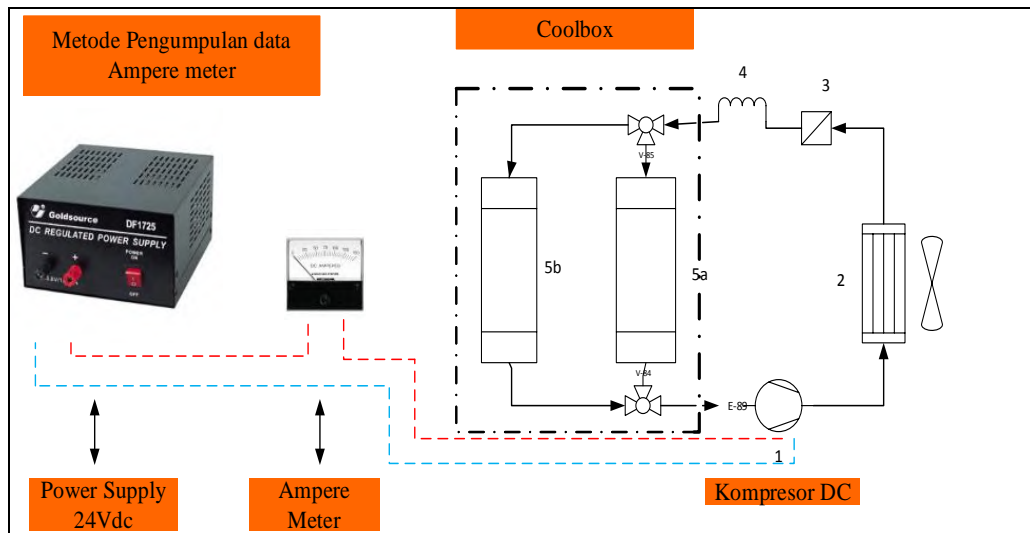


Gambar 3.6. Metode pengambilan data menggunakan pressure transducer

3.5.1.3 Pengumpulan Data Menggunakan Ampere Meter

Pengambilan data dengan menggunakan amper meter untuk mengetahui besarnya arus listrik yang digunakan oleh kompresor saat beroperasi. Amper

meter telah dipasang pada power supply, sehingga saat kompresor bekerja besarnya arus listrik dapat diketahui secara langsung pada alat ukur tersebut. Berikut gambar 3.7. skema pengambilan data dengan menggunakan ampere meter.



Gambar 3.7. Metode pengumpulan data menggunakan ampere meter

3.5.2 Variabel Untuk Pengumpulan Data

Untuk penelitian dengan pengumpulan data temperatur dan tekanan dengan menggunakan thermokopel dan pressure tranducer menggunakan beberapa variabel dalam menentukan suhu dan tekanan sesuai pada tabel 3.2. Berikut ini adalah variabel penelitian yang dilakukan meliputi :

Tabel 3.2. Variabel penelitian

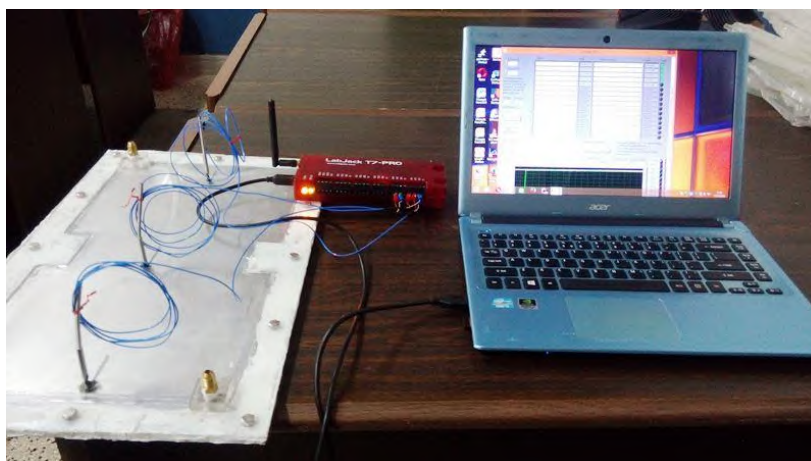
Variabel	Penelitian dengan thermokopel	Penelitian dengan pressure tranducer
Beban	Temperatur dengan pengaruh kapasitas beban	Tekanan dengan pengaruh kapasitas tekanan
Waktu	Temperatur mencapai suhu ikan segar	Tekanan yang dibutuhkan selama beroperasi

3.5.3 Persiapan Menggunakan Thermokopel

Sebelum melakukan pengambilan data temperatur dengan menggunakan alat ukur thermokopel, diperlukan persiapan sebelum mengoperasikan sensor thermokopel. Persiapan yang diperlukan mengoperasikan sensor thermokopel adalah menyiapkan peralatan pengukuran, melakukan penyambungan dengan peralatan sensor thermokopel dan mengatur aplikasi untuk membaca dan merekam data temperatur dari sensor thermokopel. Penjelasan mengenai persiapan dan pengambilan data dengan thermokopel sebagai berikut :

3.5.3.1 Instalasi Peralatan thermokopel

Persiapan yang dibutuhkan untuk menginstalasi sensor thermokopel dibutuhkan beberapa peralatan diantaranya adalah thermokopel type K, data logger dan laptop. Pada gambar 3.8. dijelaskan mengenai instalasi peralatan untuk sensor thermokopel.



Gambar 3.8. Instalasi peralatan dengan sensor thermokopel.

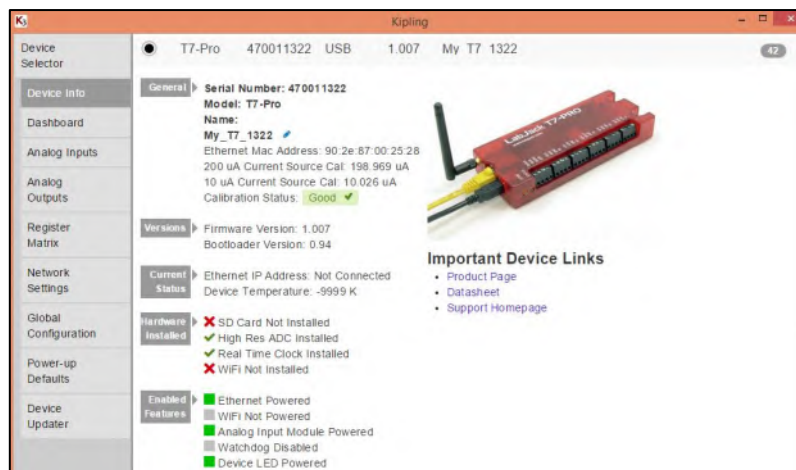
3.5.3.2 Mengatur Setting Thermokopel Dengan Aplikasi

Setelah melakukan instalasi dengan peralatan thermokopel perlu dilakukan setting data temperatur pada data logger. Data logger yang digunakan adalah labjack T7 – Pro. Perlu dilakukan penginstalan aplikasi labjack T7 – Pro pada laptop untuk melakukan setting thermokopel pada penelitian ini. Aplikasi yang dibutuhkan untuk setting thermokopel dengan labjack T7 – Pro adalah Kipling dan LJLog M.



Gambar 3.9. Aplikasi awal Kipling

Untuk setting awal thermokopel menggunakan aplikasi kipling yang telah diinstal pada laptop seperti pada gambar 3.9. Selanjutnya yang dilakukan adalah melakukan sambungan koneksi antara thermokopel dengan data logger. Maka dapat diketahui bahwa koneksi telah terhubung dengan baik dan temperatur dari thermokopel dapat terbaca dengan data logger.



Gambar 3.10. Kalibrasi dengan aplikasi kipling.

Setelah dapat terkoneksi dengan aplikasi kipling, maka dapat memilih menu pada display aplikasi. Pada menu device information dapat diketahui bahwa kalibrasi dari thermokopel dinyatakan baik dan nilai dari temperatur dapat terbaca, terlihat pada gambar 3.10.

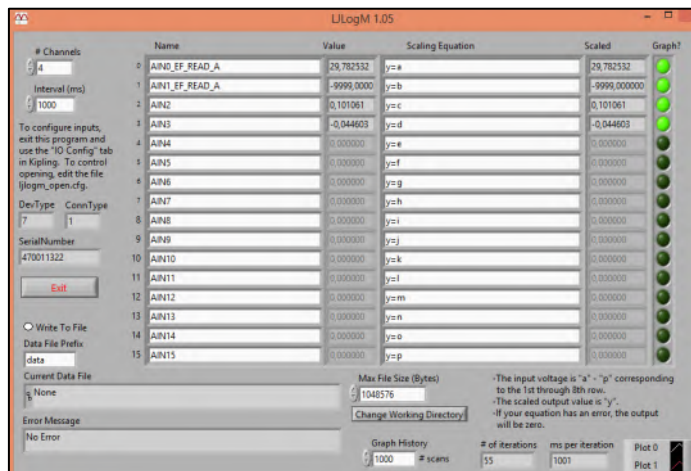
Pada menu selanjutnya yaitu melakukan setting untuk termokopel dapat dilakukan pada menu *analog input*. Pada analog input juga dapat melakukan analisa mengenai kondisi termokopel yang dipakai seperti sensor dapat membaca temperatur atau terdapat kerusakan pada thermokopel. Pada analog input dapat memuat jumlah terminal termokopel sejumlah 14 buah yaitu AIN 0 – AIN 13. Nilai dari temperatur pada analog input berupa nilai tegangan (millivolts) yang dapat dikonversi menjadi dalam nilai temperatur ($^{\circ}\text{C}$). Konversi dari nilai temperatur dapat dibaca dan direkam dengan Aplikasi LJLogM.

3.5.3.3 Pembacaan dan Merekam Data Thermokopel Dengan Aplikasi Ljlog M

Setelah melakukan kalibrasi dan setting pada termokopel dengan aplikasi Kipling, langkah berikutnya melakukan pembacaan dan rekam data termokopel dengan menggunakan aplikasi LJLogM. Pada aplikasi LJlogM terdapat beberapa menu untuk melakukan pembacaan dan rekam data diantaranya adalah :

- a. Channel adalah menu untuk mengatur jumlah terminal (port) termokopel yang digunakan dalam pengukuran temperatur.
- b. Interval (ms) adalah menu untuk mengatur jumlah waktu rekam data termokopel pada masing – masing terminal (port) dengan satuan mili sekon.
- c. Name adalah jumlah terminal (port) dari termokopel yang digunakan saat pengukuran temperat ur, dimana pada aplikasi LJLogm terdiri dari range AIN0 sampai AIN15.
- d. Value adalah nilai temperatur yang terukur pada termokopel dengan satuan milli volt.

Menu yang terdapat pada aplikasi LJLogM dapat dilihat pada gambar 3.11. Nilai temperatur yang ditunjukkan pada aplikasi dengan satuan milli volt dapat juga dikonversi menjadi satuan temperatur ($^{\circ}\text{C}$) dengan cara mengubah nama dari terminal termokopel seperti AIN0 menjadi AIN0_EF_READ_A. Dengan perubahan pada nama terminal masing – masing termokopel, maka nilai temperatur yang ditunjukkan pada aplikasi LJLogM dapat mudah dibaca dan direkam.



Gambar 3.11. Tampilan menu aplikasi LJLogM.

3.5.3.4 Konversi Data Temperatur

Pengukuran temperatur pada penelitian ini menggunakan thermokopel yang terhubung dengan labjack T7 Pro sebagai data logger. Tampilan pada data logger untuk temperatur yang terukur thermokopel type K menggunakan satuan mV yang dapat dibaca pada aplikasi LJLogM. Nilai terukur pada aplikasi LJLogM untuk termokopel dalam mengetahui temperatur perlu dikonversi dari tegangan menjadi nilai temperatur. Untuk thermokopel type K mempunyai nilai output dengan kisaran -6.458 mV pada temperatur -270 °C hingga +54.886 mV at 1372 °C. Untuk memperoleh nilai temperatur yang terukur dapat dilakukan secara interpolasi. Hal ini untuk memperoleh kalibrasi dari thermokopel yang akan dipakai dapat dengan cara merekam data suhu selama 15 detik seperti pada tabel 3.3.

Tabel 3.3. Contoh data suhu

Waktu (s)	Tegangan (mV)	Waktu (s)	Tegangan (mV)
1	1,0612	9	1,0508
2	1,0595	10	1,0509
3	1,0595	11	1,0481
4	1,0569	12	1,0462
5	1,0560	13	1,0438
6	1,0542	14	1,0427
7	1,0535	15	1,0394
8	1,0548		

Setelah melakukan perekaman contoh data, metode interpolasi dapat dilakukan. Sebagai pedoman dalam perhitungan dengan menggunakan data pertama ($V_M = 1.0612 \text{ mV}$).

Menurut referensi data thermokopel type K, nilai dari V_M berada diantara $26 \text{ }^\circ\text{C}$ (1.041 mV) dan $27 \text{ }^\circ\text{C}$ (1.081 mV). Berdasarkan dari nilai referensi dari thermokopel maka dapat ditentukan nilai V_M .

$$\begin{aligned}
 V_M &= 1.0540 \text{ mV} & T_M &= \text{di hitung} \\
 V_H &= 1.081 \text{ mV} & T_H &= 27 \text{ }^\circ\text{C} \\
 V_L &= 1.041 \text{ mV} & T_L &= 26 \text{ }^\circ\text{C} \\
 T_M &= T_L + \frac{(V_M - V_L)(T_H - T_L)}{(V_H - V_L)} \\
 T_M &= 26 + \frac{(1.0540 - 1.041)(27 - 26)}{(1.081 - 1.041)} \\
 T_M &= 26 + \frac{(0.0130)(1)}{(0.04)} = 26 + 0,325 = 26.325
 \end{aligned}$$

Kemudian nilai temperatur dari thermokopel dapat terbaca $26,325 \text{ }^\circ\text{C}$ atau dibulatkan menjadi $26,33 \text{ }^\circ\text{C}$.

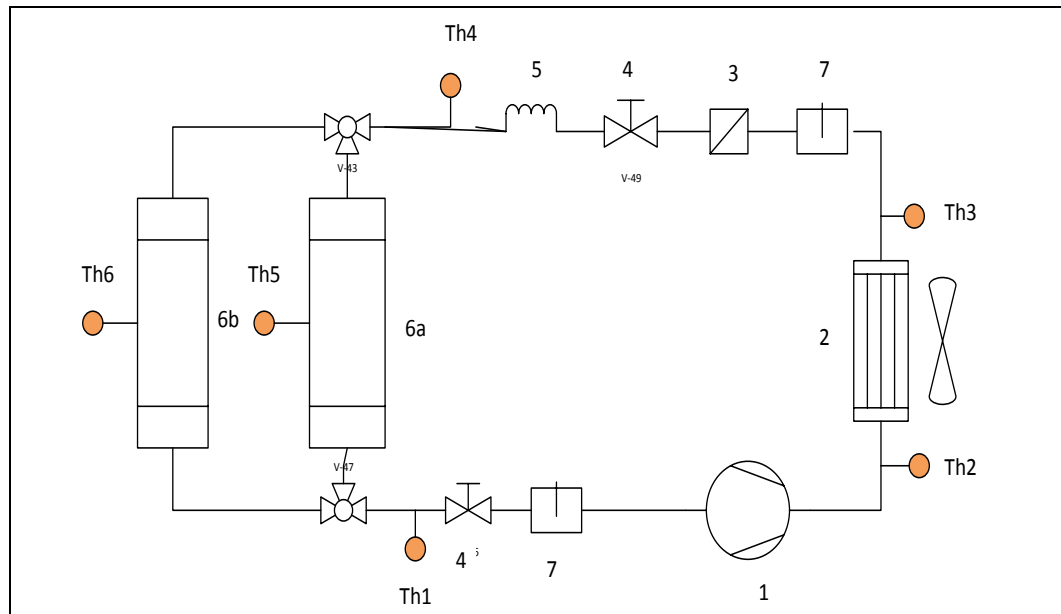
Selain metode interpolasi, untuk memudahkan memperoleh data temperatur secara langsung dari thermokopel. Dapat dengan melakukan setting pada kode AIN yang ditampilkan pada menu aplikasi LJLogM. Langkah yang dilakukan dengan mengubah kode AIN pada terminal 1 dari semula AIN0 menjadi AIN0_EF_READ_A maka data suhu yang ditampilkan akan berubah menjadi satuan $^\circ\text{C}$. Sebagai contoh pada terminal 1 (AIN0) terbaca nilai suhu 1.0540 mV , maka dengan merubah menjadi $26,33 \text{ }^\circ\text{C}$. Kemudian data temperatur yang direkam juga otomatis berubah menjadi satuan derajat celcius ($^\circ\text{C}$).

3.5.3.5 Penempatan Thermokopel Pada Sistem Pendingin

Thermokopel digunakan untuk mengukur temperatur pada sistem pendinginan pada saat dioperasikan. Selain untuk mengukur temperatur dari refrigeran yang bersirkulasi dalam sistem pendingin, temperatur yang dapat

diukur dengan thermokopel dapat dikonversi menjadi nilai entalpi yang berguna dalam pembacaan diagram entalphi dan tekanan sesuai dengan jenis refrigeran.

Penempatan thermokopel pada prototype sistem pendingin berada pada sisi tekanan rendah dan sisi tekanan tinggi. Untuk lebih jelasnya penempatan thermokopel pada sistem pendingin sesuai dengan gambar 3.12. dibawah ini.



Gambar 3.12. Penempatan thermokopel pada sistem pendingin.

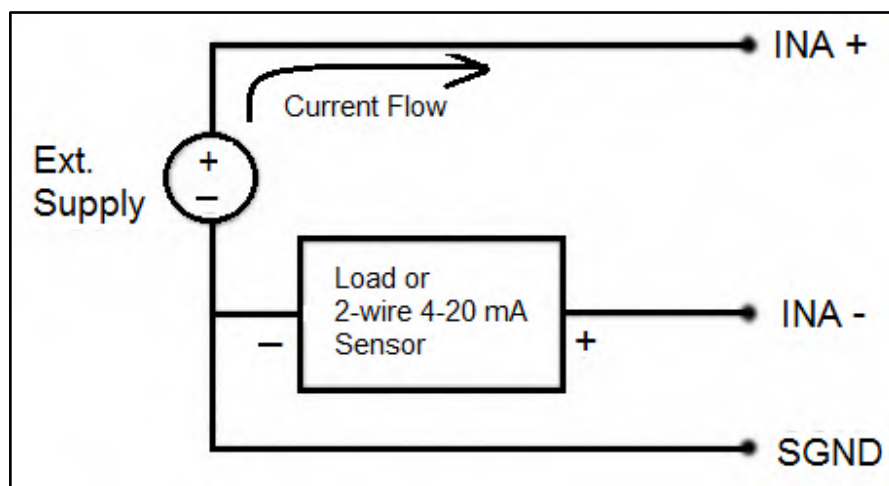
3.5.4 Persiapan Menggunakan Pressure Transducer

Sebelum melakukan pengambilan data tekanan dengan menggunakan alat ukur *pressure transducer*, diperlukan persiapan sebelum mengoperasikan *pressure transducer*. Persiapan yang diperlukan mengoperasikan *pressure transducer* adalah menyiapkan peralatan pengukuran, melakukan kalibrasi alat ukur, melakukan penyambungan dan penempatan *pressure transducer* pada sistem pendingin dan mengatur aplikasi untuk membaca dan merekam data tekanan. Penjelasan mengenai persiapan dan pengambilan data dengan *pressure transducer* sebagai berikut :

3.5.4.1 Instalasi Peralatan Pressure Transducer

Pressure transducer adalah alat pengukur tekanan dengan menggunakan satuan miliampere dengan range 4 mA sampai 20 mA. Pada penelitian ini menggunakan *pressure transducer* dengan model TR – PS2W dengan kemampuan tekanan yang berbeda yaitu 5 Bar dan 10 Bar. Perbedaan tekanan pada *pressure transducer* disesuaikan dengan penggunaannya yaitu tekanan 5 bar digunakan pada sisi tekanan rendah dan tekanan 10 bar digunakan pada sisi tekanan tinggi dari sistem pendingin.

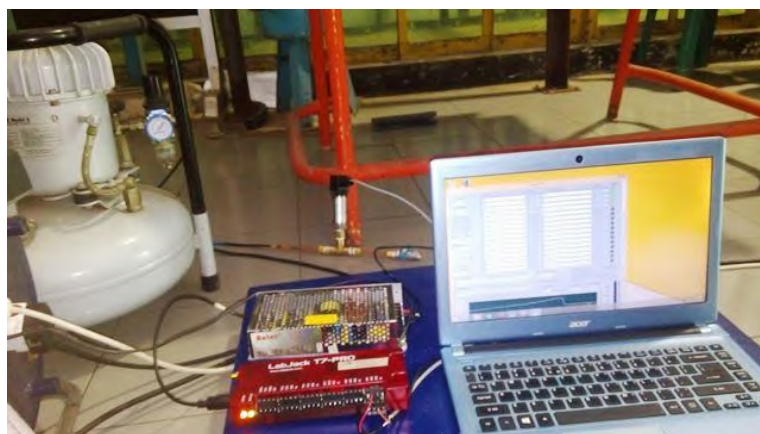
Untuk instalasi dalam mengoperasikan *pressure transducer* terdiri dari beberapa komponen diantaranya adalah power supply DC, labjack T7-Pro sebagai data logger, LJTick–CurrentShunt (LJTCS), *Pressure transducer* 5 bar dan 10 Bar dan Laptop. Penyambungan instalasi *pressure transducer* menggunakan penyambungan rangkaian 2 wire sinking sensor sesuai dengan manual LJTS. Penyambungan dengan rangkaian 2 *wire sinking sensor* menghubungkan *pressure transducer* dengan *power supply* pada pengoperasiannya sesuai dengan gambar 3.13. Dimana *pressure transducer* model TR-PS2W membutuhkan input tegangan DC dengan range 9 V sampai 30 Vdc.



Gambar 3.13. Rangkaian 2 wire sinking sensor LJTS dan *pressure transducer*.

3.5.4.2 Konversi Pressure Tranducer

Pressure tranducer sesuai dengan spesifikasinya memiliki output dengan range 4 sampai 20 mA DC, untuk memudahkan pembacaan pada data logger diperlukan komponen tambahan yaitu LJTick-CurrentShunt (LJTCS). Berdasarkan manual dari LJTCS, modul LJTCS mampu mengubah signal arus sebesar 4 – 20 mA menjadi signal tegangan dengan besaran dari 0,472 sampai 2,360 volt. Jadi 4 mA dapat menjadi 0,472 volt dan 20 mA menjadi 2,36 volt. Nilai tekanan dari *pressure tranducer* dapat ditunjukkan dengan aplikasi LJLogM. Sinyal tegangan yang dapat terbaca dari Labjack T7-Pro sebagai data logger mempunyai range yang sama, baik pada *pressure tranducer* dengan tekanan 5 Bar dan tekanan 10 bar.

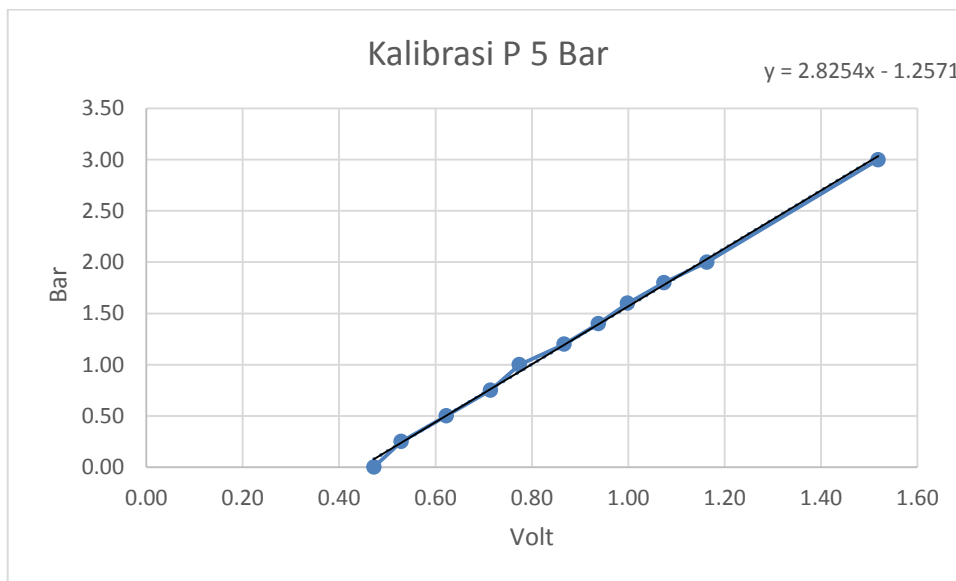


Gambar 3.14. Peralatan kalibrasi tekanan dengan pressure tranducer.

Untuk memudahkan dalam melakukan pembacaan dan perekaman data, maka diperlukan konversi alat ukur dengan menggunakan udara tekan yang dihasilkan oleh kompresor pneumatik. Peralatan yang digunakan untuk kalibrasi tekanan *pressure tranducer* meliputi : kompresor pneumatic, pressure gauge, *pressure tranducer*, stop valve dan perpipaan. Untuk lebih jelasnya rangkaian alat kalibrasi tekanan dapat dilihat pada gambar 3.14. Untuk memudahkan pembacaan tekanan saat melakukan kalibrasi, dapat menggunakan Labjack T7-Pro dan Laptop yang terdapat aplikasi LJLogM. Penjelasan melakukan konversi tekanan pada *pressure tranducer* sebagai berikut :

a. Konversi Tekanan Dengan Pressure Tranducer Model TR-PS2W 5 Bar

Pressure tranducer yang digunakan adalah model TR-PS2W 5 bar dengan kemampuan tekanan maksimum sebesar 5 bar. Sebelum melakukan penelitian tentunya diperlukan untuk mengetahui nilai satuan dari alat ukur sehingga dapat memiliki ketepatan dalam melakukan pengukuran. Sesuai dengan hasil kalibrasi yang dilakukan pada *pressure tranducer* 5 bar, maka diperoleh hasil konversi tekanan sesuai dengan gambar 3.15.

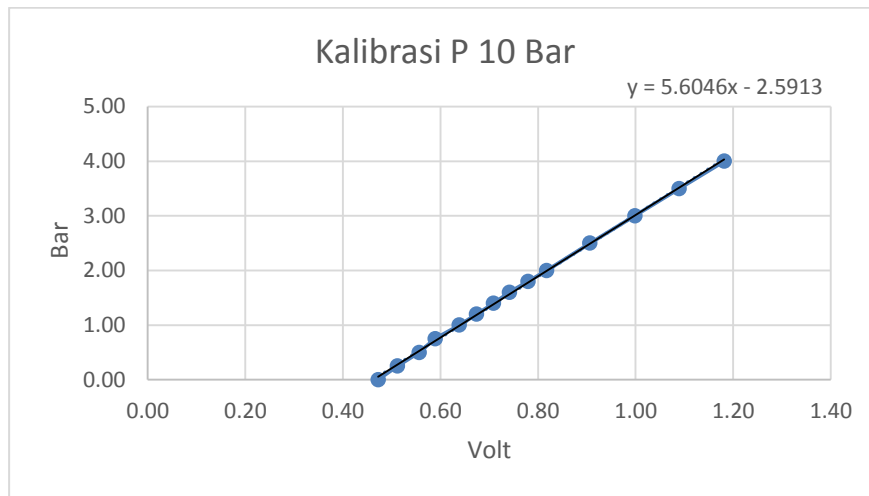


Gambar 3.15. Grafik kalibrasi pada pressure tranducer 5 bar.

Sesuai dengan grafik konversi pada *pressure tranducer* 5 bar dapat diketahui besaran faktor pengalihan untuk pembacaan tekanan pada aplikasi LJLogM dari data logger yaitu $y = 2,8254x - 1,2571$.

b. Konversi Tekanan Dengan *Pressure Tranducer* Model TR-PS2W 10 Bar

Pressure tranducer yang digunakan adalah model TR-PS2W 10 bar dengan kemampuan tekanan maksimum sebesar 10 bar. Sebelum melakukan penelitian tentunya diperlukan untuk mengetahui nilai satuan dari alat ukur sehingga dapat memiliki ketepatan dalam melakukan pengukuran. Sesuai dengan hasil konversi yang dilakukan pada *pressure tranducer* 10 bar, maka diperoleh hasil konversi tekanan sesuai dengan gambar 3.16.



Gambar 3.16. Grafik konversi pada pressure transducer 10 bar

Sesuai dengan grafik konversi pada *pressure transducer* 10 bar dapat diketahui besaran faktor pengali untuk pembacaan tekanan pada aplikasi LJLogM dari data logger yaitu $y = 5,6046x - 2,5913$.

3.5.4.3 Penempatan Pressure Transducer Pada Sistem Pendingin

Penempatan *pressure transducer* pada sistem pendingin refrigrasi kompak berfungsi untuk melakukan pengukuran pada tekanan pada sisi tekanan rendah dan sisi tekanan tinggi. Dimana letak sisi tekanan rendah berada sebelum kompresor dan sisi tekanan tinggi berada setelah kompresor. Penempatan *pressure transducer* dapat dilihat pada gambar 3.17.



Gambar 3.17. Penempatan pressure transducer pada sistem pendingin

Keterangan : PT 1 = *Pressure transducer* sisi tekanan rendah

PT 2 = *Pressure transducer* sisi tekanan tinggi

3.5.4.4 Melakukan Pembacaan Dan Perekaman Data Pressure Transducer

Pembacaan *pressure transducer* sebagai alat pengukur tekanan menggunakan aplikasi LJLog M sesuai dengan pembahasan pada pemasangan instalasi *pressure transducer*. Pada aplikasi LJLogM nilai tekanan *pressure transducer* berupa signal tegangan dengan besaran dari 0,472 sampai 2,360 volt. Untuk mengetahui nilai sesungguhnya pada satuan tekanan (bar), maka dari sinyal tegangan di konversikan sesuai dengan hasil kalibrasi *pressure transducer* untuk tekanan rendah dan tekanan tinggi, sebagaimana keterangan pada pada kalibrasi tekanan pada *pressure transducer*.

3.5.5 Prosedur Penelitian Mengamati Temperatur Pada Thermokopel

Pengamatan temperatur pada penelitian sistem pendingin menggunakan thermokopel. Penempatan thermokopel dilakukan pada sistem pendingin untuk mengamati perubahan temperatur dari refrigeran dan pada ruangan coolbox untuk mengamati perubahan temperatur ruangan coolbox sebagai ruang pendingin produk. Pembacaan thermokopel menggunakan data logger dengan mengatur temperatur pada aplikasi kipling dan melakukan perekaman data dengan menggunakan aplikasi LJLog M. data yang terekam dengan menggunakan aplikasi tersebut nantinya akan ditampilkan dalam bentuk file excel dari *microsoft office* sehingga dapat mudah dipahami dan dilakukan analisa dari perubahan temperatur tersebut.

Prosedur mengamati temperatur dengan menggunakan thermokopel sebagai berikut :

1. Setting penempatan thermokopel pada sistem pendinginan dan ruang coolbox.
2. Setting penyambungan data logger dengan thermokopel dan disambungkan dengan monitor laptop yang telah terinstal aplikasi dari labjack seperti aplikasi kipling dan LJLog M.

3. Pengecekan pembacaan temperatur pada aplikasi kipling dan pastikan thermokopel dapat terhubung dengan baik.
4. Setting monitoring dan perekaman data dengan menggunakan aplikasi LJLogM, monitoring pada thermokopel dilakukan setiap 2 detik sekali dan pastikan folder untuk penyimpanan data telah disiapkan.
5. Saat penelitian pastikan saat mesin pendingin dioperasikan, pengamatan temperatur dari thermokopel dapat direkam data dengan baik dengan di “on” kan rekam data file pada aplikasi LJlogM.

Setelah penelitian pastikan rekam data dari aplikasi LJLogM di “Off”kan kemudian data rekam berupa file excel dapat dianalisa.

3.5.6 Prosedur Penelitian Mengamati Tekanan Pada Pressure Transducer

Pengamatan tekanan pada penelitian ini dengan menggunakan *pressure transducer* yang ditempatkan pada sisi tekanan rendah dan sisi tekanan tinggi pada sistem pendingin. Tekanan yang ditunjukkan pada sistem pendingin selain untuk menentukan besarnya tekanan dari refrigeran didalam sistem, tetapi juga dapat untuk mengetahui jumlah refrigeran yang bersirkulasi (*massflow rate*). Pembacaan *pressure transducer* dapat diketahui dengan menghubungkan dengan data logger dan monitor laptop dalam melakukan perekaman data tekanan. Setelah terhubung dengan data logger, pembacaan besarnya tekanan dengan menggunakan aplikasi LJlogM dan nilai yang diperoleh dari tekanan memiliki range dari 0,472 sampai 2,360 volt. Nilai tegangan ini yang nantinya akan dikonversikan sesuai gambar 3.15 dan gambar 3.16 Data rekam dari *pressure transducer* untuk nilai tekanan dari aplikasi LJlogM akan ditampilkan dalam bentuk file excel dari *microsoft office* sehingga dapat mudah dipahami dan dilakukan analisa dari perubahan tekanan tersebut

Prosedur mengamati tekanan dengan menggunakan *pressure transducer* sebagai berikut :

1. Setting penempatan *pressure* pada sisi tekanan rendah dan sisi tekanan rendah dari sistem pendingin.

2. Setting penyambungan data logger dengan LJTick-CurrentShunt (LJTCS) dan pressure transducer, kemudian sambungkan dengan monitor laptop yang telah terinstal aplikasi dari labjack seperti aplikasi LJLog M.
3. Cek Power supply ke LJTS sehingga keluaran dari data logger memiliki range tegangan dari 0,472 sampai 2,360 volt.
4. Pengecekan pembacaan tekanan pada aplikasi LJlogM dan pastikan *pressure transducer* dapat terhubung dengan baik.
5. Setting monitoring dan perekaman data dengan menggunakan aplikasi LJLogM, monitoring pada *pressure transducer* dilakukan setiap 2 detik sekali dan pastikan folder untuk penyimpanan data telah disiapkan.
6. Saat penelitian pastikan saat mesin pendingin dioperasikan, pengamatan temperatur dari *pressure transducer* dapat direkam data dengan baik dengan di “on” kan rekam data file pada aplikasi LJlogM.

Setelah penelitian pastikan rekam data dari aplikasi LJLogM di “Off”kan kemudian data rekam berupa file excel dapat dianalisa.

3.6 Prosedur Percobaan Desain Refrigerasi Kompak

Prosedur dalam percobaan desain pendingin dibagi menjadi dua tahap yaitu tahap persiapan dan tahap pengoperasian mesin pendingin. Langkah persiapan terdiri dari pembuatan vakum desain pendingin dan mengisi sistem pendingin menggunakan refrigeran R- 134a, sedangkan tahap pengoperasian meliputi pengoperasian dan mematikan mesin pendingin.

3.6.1 Langkah Persiapan

Sebelum dilakukan pengoperasian mesin pendingin perlu dilakukan langkah persiapan untuk melihat kebocoran dalam sistem dan apabila kebocoran tidak ditemukan maka dapat dilakukan pengisian bahan pendingin. Adapun langkah pembuatan vakum sistem pendingin sebagai berikut :

1. Pasanglah keran service pada pipa tekanan rendah dari kompresor
2. Hubungkan selang pompa vakum pada keran servis (keran dalam kondisi tertutup)
3. Hidupkan pompa vakum, buka keran buang dan bukalah keran servis pada kompresor secara perlahan – lahan.

4. Bila menggunakan pompa vakum yang betul – betul bagus, tutup keran hisap pompa pada menit pertama kemudian buka pelan – pelan. Cara ini untuk mencegah agar minyak kompresor tidak membuih dan tidak banyak minyak yang terhisap.
5. Tunggulah kira – kira 20 menit, pembacaan meter kira – kira 500 mikrons atau 30 In Hg pada manifold. Amatilah penunjukan dari pressure gauge. Apabila pressure gauge menunjukkan kenaikan tekanan berarti ada kebocoran dalam sistemnya.
6. Tutup keran servis, matikan pompa vakum
7. Hubungkan tabung pengisi dengan keran servis dan hembuskan (purge) selang pengisi. Masukan side terbaca 30 sampai 40 psig, kemudian periksa kebocoran pada low side. Bila pengetesan selesai dijalankan kompresor untuk beberapa menit.
8. Periksa kebocoran pada sisi tekanan tinggi dari sistem
9. Ulangi prosedur diatas sampai diperoleh pembacaan 500 microns atau 30 In Hg.

Setelah sistem telah dipastikan vakum, maka dapat dilakukan pengisian refrigeran R- 134a. Pengisian refrigeran pada sisi tekanan rendah dapat menggunakan refrigeran berbentuk gas dengan cara tabung refrigeran dalam posisi berdiri dan menggunakan manifold untuk memasukkan kedalam sistem pendingin. Adapun langkah dalam pengisian bahan pendingin sebagai berikut :

1. Pengisian bahan pendingin dilakukan berdasarkan frost line. Waktu kompresor belum dijalankan dapat mengisi sampai tekanan pada meter naik menjadi 5,5 bar, kemudian memeriksa kebocoran pada sistem.
2. Setelah kompresor dijalankan, perhatikan tekanan pada sisi tekanan tinggi, amperemeter dan evaporator. Tekanan tinggi mencapai 5 bar, kondensor mulai hangat dan ujung pipa evaporator mulai ada bunga es yang timbul. Pengisian terus ditambahkan hingga mencapai tekanan rendah 1,3 bar dan sisi tekanan tinggi 6 bar.
3. Pengisian dihentikan jika seluruh evaporator telah ditutupi bunga es dan sebagian saluran hisap telah terjadi bunga es.

4. Tunggu selama 20 menit jika bunga es tetap (jangan sampai mendekati kompresor) isi refrigeran dianggap cukup.

3.6.2 Langkah Pengoperasian Refrigerasi Kompak

Setelah kompresor telah dilakukan pengisian bahan pendingin berarti sistem pendingin sudah siap untuk dioperasikan. Adapun langkah – langkah pengoperasian mesin pendingin sebagai berikut :

1. Memeriksa hubungan sumber tegangan ke power supply DC kompresor.
2. Menghubungkan kabel tegangan dari power supply ke kompresor
3. Memeriksa hubungan power supply ke pressure transducer untuk memastikan alat uji tekanan berfungsi.
4. Menghubungkan labjack T7-Pro ke thermocouple yang ditempatkan sistem pendingin untuk memastikan telah terhubung dengan benar dan dapat berfungsi.
5. Menguji pengukuran thermocouple dengan menggunakan aplikasi LJLog M untuk mengukur suhu pada masing – masing lokasi penempatan di sistem.
6. Mengoperasikan kompresor DC dengan menekan tombol “ON” pada power supply.
7. Memeriksa pembacaan masing – masing alat ukur tekanan dan suhu dengan menggunakan labjack T7-Pro
8. Merekam dan mencatat pembacaan masing – masing alat ukur tekanan dan suhu dengan aplikasi LJ LogM, sedangkan pengukuran arus listrik menggunakan tang ampere.
9. Setelah data masing – masing pengukuran telah tercatat. Mesin pendingin dapat dimatikan dengan menekan tombol “Off“ pada power supply 24 Vdc.

3.7 Pengujian Kinerja Refrigerasi Kompak

Pengujian desain pendingin menggunakan narrow gap evaporator dan mikro DC kompresor dilakukan dengan menambahkan beban pada ruang pendingin. Beban pendingin yang diberikan pada sistem pendingin berupa ikan dan untuk memaksimalkan pendinginan pada seluruh bagian ikan digunakan media pendinginnya air tawar dan crush es.

3.8 Pengambilan Data

Dalam pengujian desain sistem pendingin ini dilakukan pengambilan data yang bertujuan untuk mengetahui kinerja pendingin dari mesin pendingin. Data yang diambil selama uji coba antara lain ditunjukkan dalam tabel 3.4. berikut ini :

Tabel 3.4. Tabel pengambilan data pengujian

Tegangan (V)	Arus (A)	P _{LP} (Bar)	P _{HP} (Bar)	Evaporator 1			Evaporator 2			Kondensor	
				Th1 (⁰ C)	Th2 (⁰ C)	Th3 (⁰ C)	Th1 (⁰ C)	Th2 (⁰ C)	Th3 (⁰ C)	Th In (⁰ C)	Th Out (⁰ C)

Dari data – data tersebut nantinya akan dianalisa, sehingga dapat diketahui kinerja pendinginan dari desain mesin pendingin.

3.9 Analisa Data

Pada bagian ini dilakukan analisa data yang telah diperoleh dari hasil pengujian mesin pendingin dengan menggunakan narrow gap evaporator dan mikro DC kompresor serta melakukan perhitungan secara matematik. Dalam analisa data diharapkan dapat menjawab permasalahan dalam penelitian ini yaitu menghasilkan mesin pendingin yang efektif dan efisien untuk kapal perikanan.

3.10 Analisa Ekonomi

Analisa ekonomi yang dilakukan pada penelitian ini adalah menentukan nilai investasi dari pembuatan prototipe refrigrasi kompak. Selain itu, perlu diperhitungkan perbandingan biaya operasi kapal KM. Inka Mina 210 32 GT dengan pendinginan konvensional yaitu es dan pendinginan ikan menggunakan refrigrasi kompak.

3.11 Pengambilan Kesimpulan

Di tahap ini telah dapat dilakukan penarikan kesimpulan dan jawaban dari permasalahan yang mendasari penelitian ini.

halaman ini sengaja dikosongkan

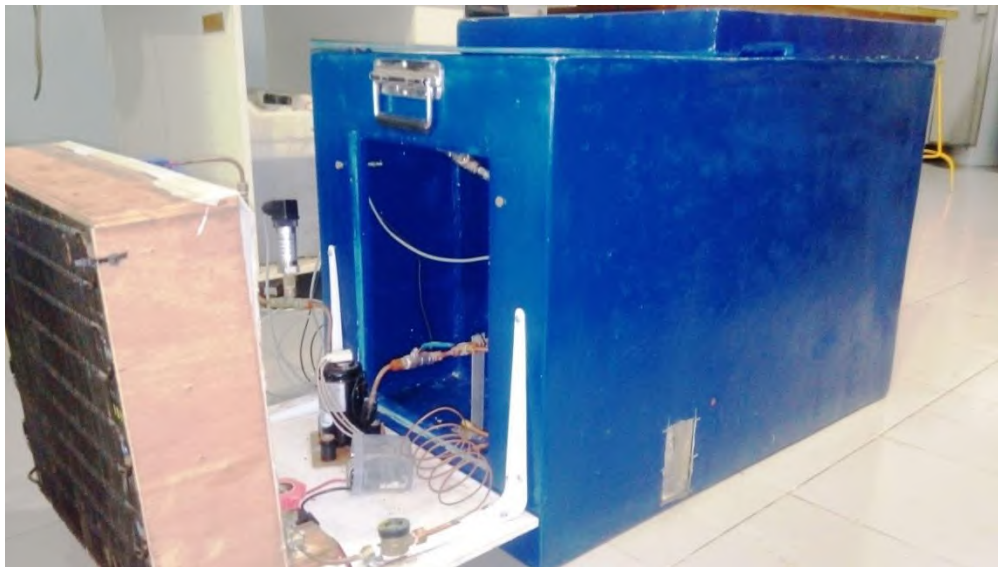
BAB 4

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Data Hasil Penelitian

4.1.1 Rancangan Refrigerasi Kompak

Sistem refrigerasi kompak merupakan sistem pendingin yang dibuat ringkas yang terdiri dari ruang pendinginan dan komponen – komponen sistem refrigerasi. Sistem refrigerasi ini memiliki kelebihan dari penggunaan sistem pendingin yang lain yaitu menggunakan kompresor dc mikro sehingga menghasilkan pemakaian energi yang lebih efisien dan menggunakan narrowgap evaporator yang memiliki celah saluran (*narrowgap*) dari evaporator sebesar 1 mm yang memperbesar kontak penyerapan panas dari dinding evaporator dengan refrigeran yang bersirkulasi dalam sistem pendingin. Refrigeran yang digunakan dalam sistem pendingin ini adalah R-134a. Adapun hasil pembuatan prototype dapat terlihat pada gambar 4.1.



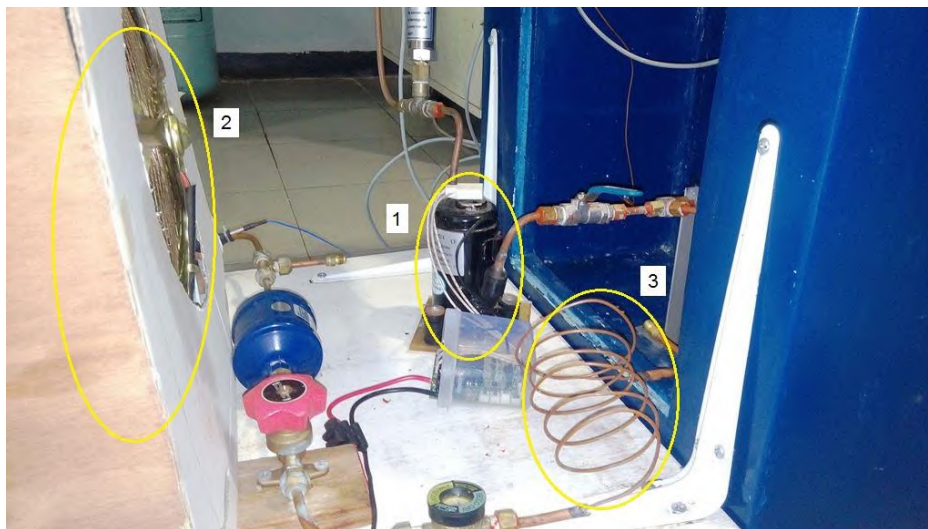
Gambar 4.1. Prototipe Refrigerasi Kompak.

Pada sistem refrigerasi kompak terdapat 2 jenis komponen yang digunakan yaitu komponen utama mesin pendingin dan komponen alat pengukuran kerja mesin pendingin. Komponen mesin utama pendingin terdiri dari

kompresor dc mikro, kondensor, pipa kapiler dan *narrowgap* evaporator, sedangkan untuk alat pengukuran yang digunakan yaitu *pressure transducer* dan termokopel.

Penempatan dari masing – masing komponen pada refrigerasi kompak yang tersambung langsung dengan coolbox, sebagai berikut :

- a. Kompresor dc mikro ditempatkan pada ruangan komponen pendingin yang terpisah dari ruang pendingin didalam coolbox. Input pipa dari kompresor terhubung dengan output evaporator dan output pipa dari kompresor terhubung dengan input pada kondensor. Adapun penempatan komponen refrigerasi kompak dijelaskan pada gambar 4.2.
- b. Kondensor juga ditempatkan pada luar ruang pendingin didalam coolbox. Pada kondensor ditambahkan fan untuk mempercepat terjadinya kondensasi pada refrigeran yang melewati pipa evaporator. Hal ini bertujuan untuk memperbesar membuang panas dari dalam sistem pendingin keluar sistem pendingin. Sambungan perpipaan dari kondensor yaitu pada input pipa kondensor terhubung dengan kompresor dan output pipa dari kondensor terhubung dengan input pada pipa kapiler.



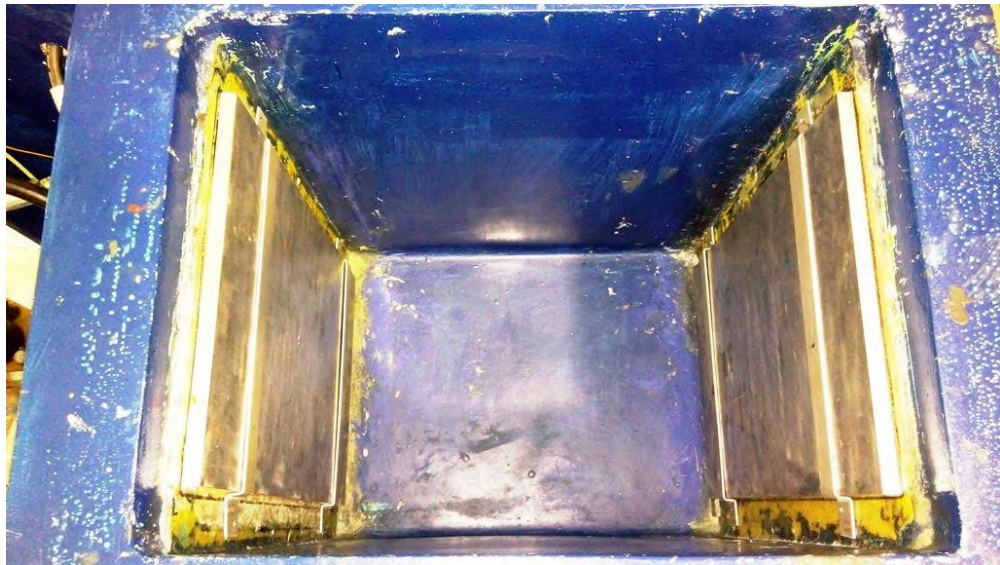
Gambar 4.2. Komponen Sistem refrigerasi kompak

Keterangan :

1. Mikro DC Kompresor
2. Kondensor
3. Pipa Kapiler

- c. Pipa kapiler digunakan untuk menurunkan tekanan refrigeran yang berasal dari outlet pipa kondensor. Pipa kapiler yang digunakan terbuat dari pipa tembaga dengan diameter 0,031 inchi dan panjang 1,5 m. Sambungan perpipaan dari pipa kapiler yaitu pada inlet pipa kapiler terhubung dengan outlet kondensor dan outlet pipa kapiler terhubung dengan inlet evaporator.
- d. Narrowgap evaporator diletakkan didalam ruangan pendingin pada coolbox. Penempatan didalam ruangan tersebut, narrowgap evaporator terpasang pada samping kiri dan kanan coolbox, seperti pada gambar 4.3. Material dari evaporator terbuat dari alumunium yang memiliki konduktifitas panas yang tinggi dan dengan spesifikasi sebagai berikut :

Panjang = 0,5 m
Lebar = 0,3 m
Lebar pelat = 12 mm



Gambar 4.3. Penempatan evaporator pada ruangan coolbox

4.1.2 Analisa Ketidakpastian Pengukuran

Analisa ketidakpastian pengukuran adalah rentang nilai disekitar hasil pengukuran yang didalamnya diharapkan terletak nilai sebenarnya dari besaran ukuran. Tujuan dari dilakukannya analisa ketidakpastian adalah untuk mendapatkan atau menentukan nilai sebenarnya dari suatu hasil pengukuran yang

nantinya diambil dari nilai terbaiknya saja atau yang diwakili oleh nilai rata – rata saat pengambilan data pengukuran.

Penggunaan analisa ketidakpastian pada penelitian yang dilakukan pada penelitian ini digunakan pada alat ukur tekanan dan suhu diantaranya adalah pressure tranduser dan thermokopel. *Pressure tranduser* adalah alat yang digunakan untuk mengukur tekanan didalam sistem. Pressure tranduser yang digunakan terdapat dua macam yaitu pressure tranduser dengan tekanan 5 Bar dan pressure tranduser tekanan 10 bar. Sedangkan alat yang digunakan untuk mengukur temperatur pada sistem adalah termokopel type K. Pemasangan termokopel pada sistem pendingin ini untuk mengetahui perubahan fasa yang terjadi pada R-134a yang digunakan sebagai fluida kerja pada sistem refrigerasi ini.

4.1.2.1 Analisa Ketidakpastian Pada *Pressure Tranduser* Tekanan 5 Bar

Berdasarkan pengujian *pressure tranduser* tekanan 5 bar sebelum dipasang pada sistem pendingin diperoleh data seperti pada tabel 4.1. yang digunakan untuk mengukur analisa ketidakpastian. Sebagai alat penguji standar adalah *pressure gauge* yang dipasang pada pompa pneumatik yang terdapat pada laboratorium mesin fluida di ITS Surabaya.

Tabel 4.1. Data pengujian *pressure tranduser* digital tekanan 5 bar

No.	Data Naik		Error (Pstd-Palat)
	PStd (Bar)	Palat (Bar)	
1.	0.00	0.0769	-0.077
2.	0.25	0.2381	0.012
3.	0.50	0.5012	-0.001
4.	0.75	0.7600	-0.010
5.	1.00	0.9304	0.070
6.	1.20	1.1931	0.007
7.	1.40	1.3925	0.007
8.	1.60	1.5651	0.035
9.	1.80	1.7782	0.022
10.	2.00	2.0300	-0.030
11.	3.00	3.0344	-0.034
Rata-Rata			0.0000177

Analisa Ketidakpastian :

- Nilai ketidakpastian tipe A :

$$\sigma \text{ (Standart Deviasi Koreksi)} = \frac{\sqrt{\sum(y_i - \bar{y})^2}}{n-1}$$

$$\sigma = 0,0385$$

Sehingga nilai ketidakpastian hasil pengukuran :

$$U_{a1} = \frac{\sigma}{\sqrt{n}}$$

$$U_{a1} = \frac{0,0385}{\sqrt{3}} = 0,01163$$

$$\text{Sedangkan nilai ketidakpastian regresi } U_{a2} = \sqrt{\frac{SSR}{n-2}}$$

Dimana :

$$SSR \text{ (Sum Square Residual)} = \sum SR \text{ (Square Residual)}$$

$$SR = R^2 \text{ (Residu)}$$

$$Y_i \text{ (Nilai koreksi)} = \text{Pemb. standar } (t_i) - \text{Pemb. alat } (x_i)$$

$$Y_{reg} = a + (b * t_i)$$

$$a = \bar{y}_i + (b * \bar{t}_i)$$

$$b = \frac{n \cdot \sum t_i y_i - \sum y_i \cdot \sum t_i}{n \cdot \sum t_i^2 - (\sum t_i)^2}; t_i = \text{Pemb. standar},$$

$$y_i = \text{Nilai koreksi}, n = \text{Jumlah data}$$

$$b = \frac{(11 \cdot (0,118427) - (0,00019 \cdot 13,50))}{(11 \cdot 24,075) - (13,50)^2}$$

$$b = \frac{(1,302697) - (0,002565)}{(264,825) - (182,25)} = \mathbf{0,015745}$$

Sehingga nilai :

$$a = 0,0000177 + (0,01574423 * 1,23)$$

$$a = \mathbf{-0,0193048}$$

Jadi, persamaan regresi menjadi $Y_{reg} = (\mathbf{0,000194}) + (\mathbf{0,1184} * t_i)$

Yang menghasilkan nilai $SSR = \mathbf{0,0162778}$

$$U_{a2} = \sqrt{\frac{SSR}{n-2}} = \sqrt{\frac{0,0162278}{11-2}} = \mathbf{0,042528}$$

- Nilai ketidakpastian tipe B :

Pada tipe ini terdapat 2 parameter ketidakpastian, yaitu ketidakpastian Resolusi (U_{B1}) dan Ketidakpastian alat standar *pressure gauge* (U_{B2}). Dengan perhitungan sebagai berikut :

$$U_{B1} = \frac{\frac{1}{2} \times \text{Resolusi}}{\sqrt{3}} = \frac{\frac{1}{2} \times 0,01}{\sqrt{3}} = \mathbf{0,0289}$$

$U_{B2} = \frac{a}{k}$, dikarenakan pada alat standar tidak ada sertifikat kalibrasinya maka nilai a (ketidakpastian sertifikat kalibrasi) dianggap mendekati 0, dan nilai faktor cakupan dianggap 2,0. Sehingga hasil : $U_{B2} = 0$

- Nilai ketidakpastian kombinasi U_c :

$$U_c = \sqrt{U_{A1}^2 + U_{A2}^2 + U_{B1}^2 + U_{B2}^2}$$

$$U_c = \sqrt{0,01163^2 + 0,0425^2 + 0,02886^2 + 0^2}$$

$$U_c = 0,0527$$

Dengan kondisi V atau derajat kebebasan dari kedua tipe ketidakpastian, sebagai berikut :

$V = n-1$, sehingga :

$V1 = 10$; $V2 = 10$; $V3 = \infty$; $V4 = 60$ (berdasarkan table T)

Dengan nilai V_{eff} (Nilai derajat kebebasan efektif) sebagai berikut :

$$V_{eff} = \frac{(U_c)^4}{\sum (U_i)^4 / V_i}$$

$$V_{eff} = \frac{(0,0527)^4}{(0,01163)^4 / n - 1 + (0,042528)^4 / n - 1 + (0,003)^4 / \infty + (0,00)^4 / 60}$$

$V_{eff} = 23,45$, sehingga jika dibulatkan menjadi 23, dimana pada table *T-student* menghasilkan nilai k (faktor koreksi) sebesar 2,07

Oleh karena itu, hasil nilai ketidakpastian diperluas sebesar :

$$U_{exp} = k \times U_c$$

$$U_{exp} = 2,07 \times 0,0527 = 0,109$$

Sehingga berdasarkan perhitungan ketidakpastian diperluas di atas menghasilkan nilai ketidakpastian alat sebesar $\pm 0,109$ dengan tingkat kepercayaan 95% dari tabel *T-Student*. Nilai ketidakpastian tersebut akan menjadi acuan pembacaan alat ukur selama alat ukur tersebut digunakan.

4.1.2.2 Analisa Ketidakpastian Pada Pressure Transduser Tekanan 10 Bar

Berdasarkan pengujian pressure transduser tekanan 10 bar dengan model TR- PS2W- 10 bar sebelum dipasang pada sistem pendingin diperoleh data seperti pada tabel 4.2. yang digunakan untuk mengukur analisa ketidakpastian. Sebagai alat penguji standar adalah pressure gauge yang dipasang pada pompa pneumatik yang terdapat pada laboratorium mesin fluida di ITS Surabaya.

Tabel 4.2. Data pengujian pressure transducer digital tekanan 10 bar

No.	Data Naik		Error (Pstd-Palat)
	PStd (Bar)	Palat (Bar)	
1.	0.00	0.0556	-0.0556
2.	0.25	0.2776	-0.0276
3.	0.50	0.5262	-0.0262
4.	0.75	0.7103	0.0397
5.	1.00	0.9886	0.0114
6.	1.20	1.1844	0.0156
7.	1.40	1.3812	0.0188
8.	1.60	1.5640	0.0360
9.	1.80	1.7794	0.0206
10.	2.00	1.9933	0.0067
11.	2.50	2.4883	0.0117
12.	3.00	3.0049	-0.0049
13.	3.50	3.5153	-0.0153
14.	4.00	4.0316	-0.0316
Rata-Rata			-0.000055

Analisa Ketidakpastian :

- Nilai ketidakpastian tipe A :

$$\sigma \text{ (Standart Deviasi Koreksi)} = \frac{\sqrt{\sum(y_i - \bar{y})^2}}{n-1}$$

$$\sigma = 0,027745$$

Sehingga nilai ketidakpastian hasil pengukuran :

$$U_{a1} = \frac{\sigma}{\sqrt{n}}$$

$$U_{a1} = \frac{0,027745}{\sqrt{3}} = 0.007415$$

Sedangkan nilai ketidakpastian regresi $U_{a2} = \sqrt{\frac{SSR}{n-2}}$

Dimana :

$$SSR \text{ (Sum Square Residual)} = \sum SR \text{ (Square Residual)}$$

$$SR = R^2 \text{ (Residu)}$$

$$Y_i \text{ (Nilai koreksi)} = \text{Pemb. standar (} t_i \text{)} - \text{Pemb. alat (} x_i \text{)}$$

$$Y_{reg} = a + (b * t_i)$$

$$a = \bar{y}_i + (b * \bar{t}_i)$$

$$b = \frac{n \cdot \sum t_i y_i - \sum y_i \cdot \sum t_i}{n \cdot \sum t_i^2 - (\sum t_i)^2}; t_i = \text{Pemb. standar,}$$

$y_i = \text{Nilai koreksi}, n = \text{Jumlah data}$

$$b = \frac{(14 \cdot (0,008625)) - (-0,0008 \cdot 23,50)}{(14 \cdot 58,575) - (23,50)^2}$$

$$b = \frac{(0,12075) - (-0,0188)}{(820,05) - (552,25)} = \mathbf{0,0005178}$$

Sehingga nilai :

$$a = -0,000055 + (0,00051788 \cdot 1,68)$$

$$\mathbf{a = -0,0009238}$$

Jadi, persamaan regresi menjadi $Y_{reg} = (0,00115) + (-0,126 \cdot ti)$

Yang menghasilkan nilai $SSR = 0,01$

$$U_{a2} = \sqrt{\frac{SSR}{n-2}} = \sqrt{\frac{0,01}{14-2}} = \mathbf{0,0289}$$

- Nilai ketidakpastian tipe B :

Pada tipe ini terdapat 2 parameter ketidakpastian, yaitu ketidakpastian Resolusi (U_{B1}) dan Ketidakpastian alat standar *pressure gauge* (U_{B2}). Dengan perhitungan sebagai berikut :

$$U_{B1} = \frac{\frac{1}{2} \times \text{Resolusi}}{\sqrt{3}} = \frac{\frac{1}{2} \times 0,01}{\sqrt{3}} = \mathbf{0,0289}$$

$U_{B2} = \frac{a}{k}$, dikarenakan pada alat standar tidak ada sertifikat kalibrasinya maka nilai a (ketidakpastian sertifikat kalibrasi) dianggap mendekati 0, dan nilai faktor cakupan dianggap 2,0. Sehingga hasil : $U_{B2} = 0$

- Nilai ketidakpastian kombinasi U_c :

$$U_c = \sqrt{U_{A1}^2 + U_{A2}^2 + U_{B1}^2 + U_{B2}^2}$$

$$U_c = \sqrt{0,007415^2 + 0,0289^2 + 0,02886^2 + 0^2}$$

$$U_c = 0,0415$$

Dengan kondisi V atau derajat kebebasan dari kedua tipe ketidakpastian, sebagai berikut :

$$V = n-1, \text{ sehingga :}$$

$$V1 = 13; V2 = 13; V3 = \infty; V4 = 60 \text{ (berdasarkan table T)}$$

Dengan nilai V_{eff} (Nilai derajat kebebasan efektif) sebagai berikut :

$$V_{eff} = \frac{(U_c)^4}{\sum (U_i)^4 / V_i}$$

$$V_{eff} = \frac{(0,041494)^4}{(0,007415)^4/n-1 + (0,0289)^4/n-1 + (0,02886)^4/\infty + (0,00)^4/60}$$

V_{eff} = 42,49, sehingga jika dibulatkan menjadi 43, dimana pada table *T-student* menghasilkan nilai k (faktor koreksi) sebesar 2,014

Oleh karena itu, hasil nilai ketidakpastian diperluang sebesar :

$$U_{exp} = k \times U_c$$

$$U_{exp} = 2,014 \times 0,0415 = \mathbf{0,0835}$$

Sehingga berdasarkan perhitungan ketidakpastian diperluas di atas menghasilkan nilai ketidakpastian alat sebesar $\pm 0,0835$ dengan tingkat kepercayaan 95% dari tabel *T-Student*. Nilai ketidakpastian tersebut akan menjadi acuan pembacaan alat ukur selama alat ukur tersebut digunakan.

4.1.2.3 Analisa Ketidakpastian pada thermokope type K

Berdasarkan pengujian termokopel type K dengan spesifikasi panjang 5 cm dan diameter 1 mm sebagai alat pengukur temperatur pada sistem pendingin diperoleh data seperti pada tabel 4.3. yang digunakan untuk mengukur analisa ketidakpastian. Sebagai alat penguji standar adalah termometer standar yang digunakan sebagai pengukur temperatur ruangan yang terdapat pada laboratorium mesin fluida di ITS Surabaya.

Tabel 4.3. Data Pengujian termokopel type K

No.	Data Naik		Error (Pstd-Palat)
	PStd (°C)	Palat (°C)	
1.	5.00	4.59	0.41
2.	7.00	8.06	-1.06
3.	9.00	9.80	-0.80
4.	16.00	17.23	-1.23
5.	20.00	21.34	-1.34
6.	25.00	25.46	-0.46
Rata-Rata			-0.75

Analisa Ketidakpastian :

- Nilai ketidakpastian tipe A :

$$\sigma \text{ (Standart Deviasi Koreksi)} = \frac{\sqrt{\sum(y_i - \bar{y})^2}}{n-1}$$

$$\sigma = 0,647$$

Sehingga nilai ketidakpastian hasil pengukuran :

$$U_{a1} = \frac{\sigma}{\sqrt{n}}$$

$$U_{a1} = \frac{0,647}{\sqrt{6}} = 0.264$$

$$\text{Sedangkan nilai ketidakpastian regresi } U_{a2} = \sqrt{\frac{SSR}{n-2}}$$

Dimana :

$$SSR \text{ (Sum Square Residual)} = \sum SR \text{ (Square Residual)}$$

$$SR = R^2 \text{ (Residu)}$$

$$Y_i \text{ (Nilai koreksi)} = \text{Pemb. standar } (t_i) - \text{Pemb. alat } (x_i)$$

$$Y_{reg} = a + (b * t_i)$$

$$a = \bar{y}_i + (b * \bar{t}_i)$$

$$b = \frac{n \cdot \sum t_i y_i - \sum y \cdot \sum t_i}{n \cdot \sum t_i^2 - (\sum t_i)^2}; t_i = \text{Pemb. standar,}$$

$y_i = \text{Nilai koreksi, } n = \text{Jumlah data}$

$$b = \frac{(6 * (-70,452) - (-4,47 * 82))}{(6 * 1436) - (82)^2}$$

$$b = \frac{(-422,7) - (-366,54)}{(8616) - (6724)} = -0,045$$

Sehingga nilai :

$$a = -0,75 + (-0,045 * 13,67)$$

$$a = -0,13$$

Jadi, persamaan regresi menjadi $Y_{reg} = (-0,13) + (-0,045 * t_i)$

Yang menghasilkan nilai $SSR = 1,892$

$$U_{a2} = \sqrt{\frac{SSR}{n-2}} = \sqrt{\frac{1,892}{6-2}} = 0,688$$

- Nilai ketidakpastian tipe B :

Pada tipe ini terdapat 2 parameter ketidakpastian, yaitu ketidakpastian Resolusi (U_{B1}) dan Ketidakpastian alat standar termometer (U_{B2}). Dengan perhitungan sebagai berikut :

$$U_{B1} = \frac{\frac{1}{2} \times \text{Resolusi}}{\sqrt{3}} = \frac{\frac{1}{2} \times 0,01}{\sqrt{3}} = 0,02887$$

$U_{B2} = \frac{a}{k}$, dikarenakan pada alat standar tidak ada sertifikat kalibrasinya maka nilai a (ketidakpastian sertifikat kalibrasi) dianggap mendekati 0, dan nilai faktor cakupan dianggap 2,0. Sehingga hasil : $U_{B2} = 0$

- Nilai ketidakpastian kombinasi U_c :

$$U_c = \sqrt{U_{A1}^2 + U_{A2}^2 + U_{B1}^2 + U_{B2}^2}$$

$$U_c = \sqrt{0,26416^2 + 0,68776^2 + 0,02887^2 + 0^2}$$

$$U_c = 0,7373$$

Dengan kondisi V atau derajat kebebasan dari kedua tipe ketidakpastian, sebagai berikut :

$V = n-1$, sehingga :

$V1 = 10$; $V2 = 10$; $V3 = \infty$; $V4 = 60$ (berdasarkan table T)

Dengan nilai V_{eff} (Nilai derajat kebebasan efektif) sebagai berikut :

$$V_{eff} = \frac{(U_c)^4}{\sum \frac{(U_i)^4}{V_i}}$$

$$V_{eff} = \frac{(0,737)^4}{\frac{(0,26416)^4}{n-1} + \frac{(0,68776)^4}{n-1} + \frac{(0,02887)^4}{\infty} + \frac{(0,00)^4}{60}}$$

$V_{eff} = 3$, sehingga jika dibulatkan menjadi 23, dimana pada table *T-student* menghasilkan nilai k (faktor koreksi) sebesar 3,18

Oleh karena itu, hasil nilai ketidakpastian diperluas sebesar :

$$U_{exp} = k \times U_c$$

$$U_{exp} = 3,18 \times 0,7373 = 2,345$$

Sehingga berdasarkan perhitungan ketidakpastian diperluas di atas menghasilkan nilai ketidakpastian alat sebesar $\pm 2,345$ dengan tingkat kepercayaan 95% dari tabel *T-Student*. Nilai ketidakpastian tersebut akan menjadi acuan pembacaan alat ukur selama alat ukur tersebut digunakan.

4.1.3 Data Pengujian Prototipe Refrigerasi Dengan Variasi Beban Pendingin

Pengujian yang dilakukan pada sistem refrigerasi kompak dilakukan dengan memberikan variasi beban pendinginan saat sistem dalam keadaan tetap (steady state). Hal ini bisa diketahui dengan melakukan pengamatan pada nilai tekanan dan temperatur pada sistem pendingin dalam nilai yang sama. Pengambilan data tekanan dan temperatur menggunakan *data logger* yang dapat

merekam dan menyimpan dengan pengaturan pengambilan data setiap 5 detik sekali.



Gambar 4.4. Beban produk didalam cool box

Percobaan ini dilakukan dengan memvariasikan jumlah beban produk pendinginan (ikan) didalam cool box seperti terlihat pada gambar 4.9. Untuk beban pendinginan digunakan 3 variasi beban yaitu kondisi tanpa beban; kondisi beban produk 10 kg dan kondisi beban produk 20 kg. Adapun variasi dari masing – masing beban dapat ditunjukkan pada tabel 4.4. dibawah ini :

Tabel 4.4. Variasi beban produk

Variasi Percobaan	Kondisi Variasi
Tanpa Beban	Kondisi dalam cool box kosong
Beban 10 Kg	Ikan 5 kg, air 4 kg dan es 1 Kg
Beban 20 Kg	Ikan 10 kg, air 8 kg dan es 2 kg

Hasil pengujian yang diperoleh disajikan pada tabel 4.5. yang menunjukkan nilai tekanan dan temperatur mesin pendingin pada saat kondisi tanpa beban pendingin, beban pendingin 10 kg dan beban pendingin 20 kg.

Tabel 4.5. Data pengujian refrigerasi kompak dengan variasi beban

Keterangan	Tanpa beban		Beban 10 Kg		Beban 20 kg	
	P (bar)	T (°C)	P (bar)	T (°C)	P (bar)	T (°C)
Input Kondensor	11.77	73.19	11.89	72.77	10.43	66.62
Output kondensor	10.66	29.68	9.50	28.09	8.59	19.65
Input Evaporator	2.25	2.00	2.10	1.90	1.61	-5.46
Output evaporator	2.19	12.86	1.96	11.67	1.42	10.70

Dari data hasil pengujian tersebut yang selanjutnya diolah untuk menghasilkan tabel dan grafik mengetahui kinerja pada sistem pendingin. Untuk penyajian data grafik akan ditampilkan pada diagram enthalpi dan tekanan untuk properties refrigeran R-134a.

4.1.4 Data Pengujian Kinerja Prototype Refrigerasi Kompak

Untuk mengetahui kinerja pendinginan pada narrow gap evaporator pada sistem refrigerasi kompak, dilakukan pengujian pada salah satu dinding evaporator yang diasumsikan bahwa kedua evaporator memiliki hasil yang hamper sama. Luasan pada dinding evaporator adalah sebesar 0,15 m². Parameter hasil pengujian yang akan diambil meliputi tekanan dan temperatur pada masing – masing bagian yaitu sisi tekanan rendah dan sisi tekanan tinggi; temperatur pada dinding luar evaporator dan temperatur pada beban pendingin. Kemudian dari data uji tekanan dan temperatur akan diperoleh nilai entalpi dari masing – masing data tersebut. Untuk mempermudah mencari data entalpi, penulis menggunakan aplikasi *Computer-Aided Thermodynamic Table 3*, selanjutnya data entalpi akan disajikan sebagai data hasil pengujian kinerja dari refrigerasi kompak. Adapun kinerja pendinginan yang akan diamati meliputi nilai fluks kalor (*heat flux*), Δ Temperatur saturasi, nilai penurunan tekanan (*pressure drop*) dan koefisien perpindahan panas (h).

Pengujian dilakukan dengan memberikan beban pendingin pada sistem refrigerasi kompak dengan suhu awal beban pendingin dari suhu lingkungan 30 – 29 °C hingga mencapai suhu 25 – 26 °C. Waktu yang diperlukan untuk masing –

masing pengujian sekitar 1,5 – 2 jam. Adapun hasil yang diperoleh dari hasil pengujian pada refrigrasi kompak dengan tanpa beban tersebut disajikan pada tabel 4.6. dibawah ini :

Tabel 4.6. Data entalpi dan laju aliran massa (\dot{m}) dengan tanpa beban pendingin

Data	Nilai Enthalphy				Mass flow rate (\dot{m})
	h1	h2	h3	h4	
	kJ/ kg	kJ/ kg	kJ/ kg	kJ/ kg	kg/s
1	421.2	442.5	250.6	250.6	0.0034
2	419.7	445.1	251.3	251.3	0.0028
3	417.9	446.4	249.1	249.1	0.0025
4	416.4	448.4	253.4	253.4	0.0023
5	415.4	446.3	246.6	246.6	0.0023
6	414.5	444.0	248.4	248.4	0.0024
7	414.2	443.2	248.2	248.2	0.0025
Rata - rata					0.0026

Selanjutnya melakukan pengujian dengan memberikan beban pendingin sebesar 10 kg, dengan data hasil pengujian yang disajikan pada tabel 4.7. dibawah ini.

Tabel 4.7. Data entalpi dan laju aliran massa (\dot{m}) dengan beban pendinginan 10 kg

Data	Nilai Enthalphy				Mass flow rate (\dot{m})
	h1	h2	h3	h4	
	kJ/ kg	kJ/ kg	kJ/ kg	kJ/ kg	kg/s
1	414.3	443.3	246.4	246.4	0.0025
2	416.9	444.1	246.9	246.9	0.0026
3	418.4	444.0	247.8	247.8	0.0028
4	420.5	444.0	237.1	237.1	0.0031
5	421.3	442.9	239.3	239.3	0.0033
6	421.6	443.8	238.6	238.6	0.0032
7	421.7	444.9	237.6	237.6	0.0031
8	421.9	443.9	239.5	239.5	0.0033
9	422.0	443.3	238.4	238.4	0.0034
10	422.2	440.9	237.5	237.5	0.0039
11	422.5	441.4	237.5	237.5	0.0038
12	422.4	442.8	238.0	238.0	0.0035
13	422.5	441.0	237.7	237.7	0.0039
Rata - rata					0.0033

Kemudian untuk pengujian dengan beban 20 kg pada sistem refrigerasi kompak disajikan pada tabel 4.8. yang menunjukkan nilai entalpi dari masing – masing nilai tekanan dan temperatur yang diperoleh dari data logger labjack T7.

Tabel 4.8. Data entalpi dan laju aliran massa (\dot{m}) dengan beban pendinginan 20 kg

Data	Nilai Enthalphy				Mass flow rate (\dot{m})
	h1	h2	h3	h4	kg/s
	kJ/ kg	kJ/ kg	kJ/ kg	kJ/ kg	
1	414.2	446.2	246.9	246.9	0.0023
2	416.2	448.0	246.1	246.1	0.0023
3	418.8	447.7	246.6	246.6	0.0025
4	419.9	446.9	249.0	249.0	0.0027
5	420.9	448.4	248.6	248.6	0.0026
6	421.4	449.7	248.8	248.8	0.0025
7	421.6	449.6	243.6	243.6	0.0026
8	421.7	448.9	248.1	248.1	0.0026
9	421.7	447.6	418.1	249.4	0.0028
10	421.8	448.3	242.7	242.7	0.0027
11	421.7	448.6	242.3	242.3	0.0027
12	421.7	449.6	243.7	243.7	0.0026
13	421.5	449.6	245.8	245.8	0.0026
14	421.5	449.3	246.0	246.0	0.0026
15	421.5	449.5	243.9	243.9	0.0026
16	421.8	448.6	243.2	243.2	0.0027
17	421.8	448.5	243.6	243.6	0.0027
18	421.8	447.8	243.9	243.9	0.0028
19	422.1	446.7	243.0	243.0	0.0029
20	422.2	444.9	241.2	241.2	0.0032
Rata - rata					0.0026

Dari hasil data entalpi dan laju aliran massa dari masing – masing beban pendingin diatas. Selanjutnya adalah menentukan dari nilai fluks kalor (*heat flux*), Δ Temperatur saturasi, nilai penurunan tekanan (*pressure drop*) dan koefisien perpindahan panas (h). Adapun persamaan yang digunakan untuk mencari fluks kalor adalah persamaan umum sebagai berikut :

$$q'' = \frac{Q_L}{A}$$

Dimana :

q'' = fluks kalor, W/m^2

Q_L = kalor yang diterima di evaporator (W)

Sebagai bentuk perpindahan panas konveksi, fluks kalor didih (*boiling*) dari permukaan padat untuk likuid dinyatakan dari hukum Newton tentang pendinginan. Sedangkan untuk mencari koefisien perpindahan kalor, sebagai bentuk perpindahan panas konveksi, fluks kalor didih (*boiling*) dari permukaan padat untuk likuid dinyatakan dari hukum Newton tentang pendinginan dengan persamaan sebagai berikut :

$$h = \frac{q''}{(T_s - T_{sat})} = \frac{q''}{\Delta T_{excess}} \text{ (W/m}^2, \text{ } ^\circ\text{C)}$$

Dimana :

h = Koefisien perpindahan kalor ($W/m^2, ^\circ C$)

ΔT_{excess} = selisih suhu jenuh fluida dari permukaan ($^\circ C$)

Adapun hasil perhitungan dari data uji refrigerasi kompak dengan persamaan 4.1. dan 4.2. diperoleh hasil pada tabel 4.9. untuk kondisi tanpa beban. Tabel 4.9. Data perhitungan nilai fluks kalor, ΔT saturasi dan penurunan tekanan dan koefisien perpindahan panas pada kondisi tanpa beban.

Data	Fluks Kalor (q'')	ΔT saturasi	Penurunan Tekanan (ΔP)	Koefisien Perpindahan Kalor (h)
	W/m^2	$^\circ C$	Bar	$W/m^2 \cdot ^\circ C$
1	3844.51	27.88	0.206	137.89
2	3182.36	23.33	0.206	136.41
3	2842.95	22.00	0.206	129.22
4	2445.00	21.19	0.206	115.38
5	2622.14	22.42	0.206	116.95
6	2702.64	22.84	0.206	118.33
7	2747.59	24.58	0.207	111.78

Hasil perhitungan nilai fluks kalor, ΔT saturasi dan penurunan tekanan dan koefisien perpindahan panas pada kondisi beban pendinginan 10 kg dengan menggunakan persamaan dan 4.2. disajikan pada tabel 4.10.

Tabel 4.10. Data perhitungan nilai fluks kalor, ΔT saturasi dan penurunan tekanan dan koefisien perpindahan panas pada kondisi beban pendinginan 10 kg.

Data	Fluks Kalor (q'')	ΔT saturasi	Penurunan Tekanan (ΔP)	Koefisien Perpindahan Kalor (h)
	W/m ²	⁰ C	Bar	W/m ² . ⁰ C
1	2779.03	33.38	0.14	83.26
2	3000.00	35.30	0.14	85.00
3	3198.75	36.29	0.14	88.15
4	3746.04	37.21	0.14	100.66
5	4044.44	37.64	0.21	107.46
6	3956.76	38.94	0.14	101.61
7	3808.97	40.05	0.14	95.11
8	3979.64	40.00	0.14	99.48
9	4137.46	40.06	0.14	103.29
10	4740.96	42.44	0.14	111.71
11	4698.41	42.66	0.14	110.14
12	4338.82	42.64	0.14	101.76
13	4794.81	42.56	0.14	112.65

Hasil perhitungan nilai fluks kalor, ΔT saturasi dan penurunan tekanan dan koefisien perpindahan panas pada kondisi beban pendinginan 20 kg dengan menggunakan persamaan fluks kalor (q'') dan koefisien perpindahan kalor (h) disajikan pada tabel 4.11.

Tabel 4.11. Data perhitungan nilai fluks kalor, ΔT saturasi dan penurunan tekanan dan koefisien perpindahan panas pada kondisi beban pendinginan 20 kg

Data	Fluks Kalor (q'')	ΔT saturasi	Penurunan Tekanan (ΔP)	Koefisien Perpindahan Kalor (h)
	W/ m ²	⁰ C	Bar	W/m ² . ⁰ C
1	2509.50	33.34	0.137	75.27
2	2567.55	35.57	0.137	72.18
3	2860.07	36.50	0.137	78.36
4	3038.22	36.79	0.137	82.58
5	3007.42	37.05	0.137	81.17
6	2927.49	39.20	0.138	74.68
7	3051.43	37.12	0.137	82.22
8	3063.53	39.02	0.138	78.51
9	3193.20	38.90	0.138	82.09
10	3244.08	38.65	0.138	83.93
11	3201.19	40.74	0.138	78.58
12	3062.37	40.56	0.138	75.50
13	3001.28	40.40	0.138	74.29
14	3030.22	40.25	0.138	75.28
15	3044.57	40.09	0.138	75.94
16	3198.81	42.49	0.138	75.28
17	3203.60	42.41	0.138	75.54
18	3284.31	42.39	0.138	77.48
19	3494.63	44.94	0.138	77.76
20	3827.31	45.05	0.138	84.96

Tabel mengenai data perhitungan nilai fluks kalor, ΔT saturasi dan penurunan tekanan dan koefisien perpindahan panas pada masing – masing kondisi beban nantinya akan dianalisa dengan membuat grafik dari tren perubahan fluks kalor (q'') terhadap ΔT Saturasi; tren perubahan fluks kalor (q'') terhadap

penurunan tekanan (ΔP) dan tren perubahan fluks kalor terhadap koefisien perpindahan kalor (h).

4.2 Analisa Kinerja Prototipe Sistem Refrigerasi Kompak

4.2.1 Contoh Perhitungan Data

4.2.1.1 Perhitungan Data Uji Kondisi Tanpa Beban

Berdasarkan hasil percobaan refrigerasi kompak sebagai alat uji diperoleh data hasil pengujian dengan tanpa beban pendinginan. Data tersebut digunakan untuk contoh perhitungan dalam mengevaluasi sistem refrigerasi kompak sebagai berikut :

- Temperatur keluar evaporator (T_1) = 12.86 °C
- Temperatur masuk kondensor (T_2) = 73.19 °C
- Temperatur keluar kondensor (T_3) = 29,68 °C
- Temperatur masuk evaporator (T_4) = 2 °C
- Tekanan input kondensor = 10.76 bar
- Tekanan output kondensor = 9.65 bar
- Tekanan input evaporator = 1.24 bar
- Tekanan output evaporator = 1.18 bar
- Arus listrik = 3 A
- Tegangan listrik (DC) = 24 Vdc

4.2.1.2 Konversi satuan tekanan

Konversi tekanan dilakukan untuk memudahkan dalam menentukan nilai properties refrigeran yang digunakan dengan menggunakan aplikasi *coolpack*. Konversi satuan pada tekanan dilakukan dengan menjadikan tekanan terukur tersebut kedalam tekanan absolut dengan menambah angka 1,0133. Hal ini dilakukan untuk memudahkan plot data – data nilai entalphi dengan menggunakan diagram P-h untuk refrigerant R-134a . Hasil dari konversi data tekanan diperoleh sebagai berikut :

- Tekanan input kondensor = 10,76 + 1,0133 = 11,77 bar
- Tekanan output kondensor = 9,65 + 1,0133 = 10,66 bar

- Tekanan Input evaporator = $1,24 + 1,0133 = 2,25$ bar
- Tekanan output evaporator = $1,18 + 1,0133 = 2,19$ bar

4.2.1.3 Nilai properties dari refrigeran R-134a

Untuk mencari properties refrigeran digunakan berdasarkan berdasarkan pada grafik diagram mollier, untuk R-134a sebagai zat sistem pendingin. Dari pencarian data properties tersebut diperoleh nilai entalpi seperti pada tabel 4.12. sebagai berikut :

Tabel 4.12. Tabel percobaan nilai entalpi R-134a

No	Entalphy, h	kJ/kg
1	H ₁	452,6
2	H ₂	241,3
3	H ₃	241,3
4	H ₄	411,8

Kinerja dari sistem refrigerasi kompak dengan kondisi tanpa beban dapat diperhitungkan sebagai berikut:

a. Menghitung daya input kompresor

Daya input kompresor dihitung berdasarkan perkalian besarnya tegangan dan arus listrik yang mengalir pada saat kompresor bekerja.

$$\dot{W}_{in} = V \times I$$

$$\dot{W}_{in} = 24 \times 3$$

$$\dot{W}_{in} = 72 \text{ W} = 0,072 \text{ kW}$$

b. Menghitung kerja aktual kompresor

Kerja actual dari kompresor merupakan pengurangan nilai entalpi dari input kondensor dengan nilai entalpi pada output evaporator.

$$W_{act} = h_2 - h_1$$

$$W_{act} = 452,6 - 411,8$$

$$W_{act} = 40,8 \text{ kJ/kg}$$

c. Menghitung laju aliran massa refrigeran

Laju aliran massa refrigeran dapat diketahui dengan membagi daya actual kompresor dengan kerja actual kompresor.

$$\dot{m} = \frac{\dot{W}_{in}}{W_{act}}$$

$$\dot{m} = \frac{0,072}{40,8}$$

$$\dot{m} = 0,00177 \text{ kg/s}$$

- d. Menghitung Kerja Nyata Kompresor

Untuk menghitung kerja nyata kompresor, maka dilakukan dengan cara mengalikan laju aliran massa refrigeran dengan selisih entalphi kompresi aktualnya.

$$\dot{W}_{ref} = \dot{m} \times (h_2 - h_1)$$

$$\dot{W}_{ref} = 0,00177 \times (452,6 - 411,8)$$

$$\dot{W}_{ref} = 0,072 \text{ kW}$$

- e. Menghitung Kapasitas Kondensor (Q Kondensor)

Besarnya panas yang dikeluarkan/ dibuang oleh kondensor dapat dihitung dengan cara mengalikan laju aliran massa refrigeran dengan selisih entalphi pada kondensor.

$$\dot{Q}_H = \dot{m} \times (h_2 - h_3)$$

$$\dot{Q}_H = 0,00177 \times (411,8 - 241,3)$$

$$\dot{Q}_H = 0,373 \text{ kW}$$

- f. Menghitung Kapasitas Evaporator (Q Evaporator)

Besarnya panas yang diserap refrigeran pada evaporator dapat diketahui dengan mengalikan laju aliran massa refrigeran dengan selisih enthalphi pada evaporator. Besarnya panas yang diserap oleh evaporator disebut juga sebagai kapasitas pendinginan.

$$\dot{Q}_L = \dot{m} \times (h_1 - h_4)$$

$$\dot{Q}_L = 0,00177 \times (411,8 - 241,3)$$

$$\dot{Q}_L = 0,301 \text{ kW}$$

- g. Menghitung koefisien performansi ideal (COP_{ideal})

Nilai COP yang diperoleh dengan menggunakan sistem refrigerasi kompak adalah nilai COP actual yang diperoleh dengan membagi antara panas yang

diserap oleh refrigeran pada evaporator dengan kerja nyata kompresor pada sistem refrigrasi kompak.

$$COP_{act} = \frac{\dot{m} \times (h_1 - h_4)}{W_{in}}$$

$$COP_{act} = \frac{0,00177 \times (411,8 - 241,3)}{0,072}$$

$$COP_{act} = 4,18$$

- h. Menghitung Rasio Pelepasan Kalor (HRR) Sistem refrigrasi Kompak

Heat rejection ratio adalah perbandingan antara panas yang dibuang oleh sistem dengan panas yang diserap oleh sistem. Dalam hal ini, panas yang dibuang oleh kondensor dan diserap oleh evaporator. Nilai dari *heat rejection ratio* diperoleh dengan membandingkan nilai Q kondensor dengan nilai Q evaporator sebagai berikut :

$$HRR = \frac{\dot{Q}_{Cond}}{\dot{Q}_{evap}}$$

$$HRR = \frac{0,3729}{0,3008}$$

$$HRR = 1,24$$

- i. Menghitung Dampak Refrigerasi (RE)

Dampak refrigerasi merupakan selisih antara entalphi refrigeran keluar evaporator dengan entalphi refrigeran masuk evaporator.

$$RE = h_1 - h_4$$

$$RE = 411,8 - 241,3$$

$$RE = 170,5 \text{ kJ/kg}$$

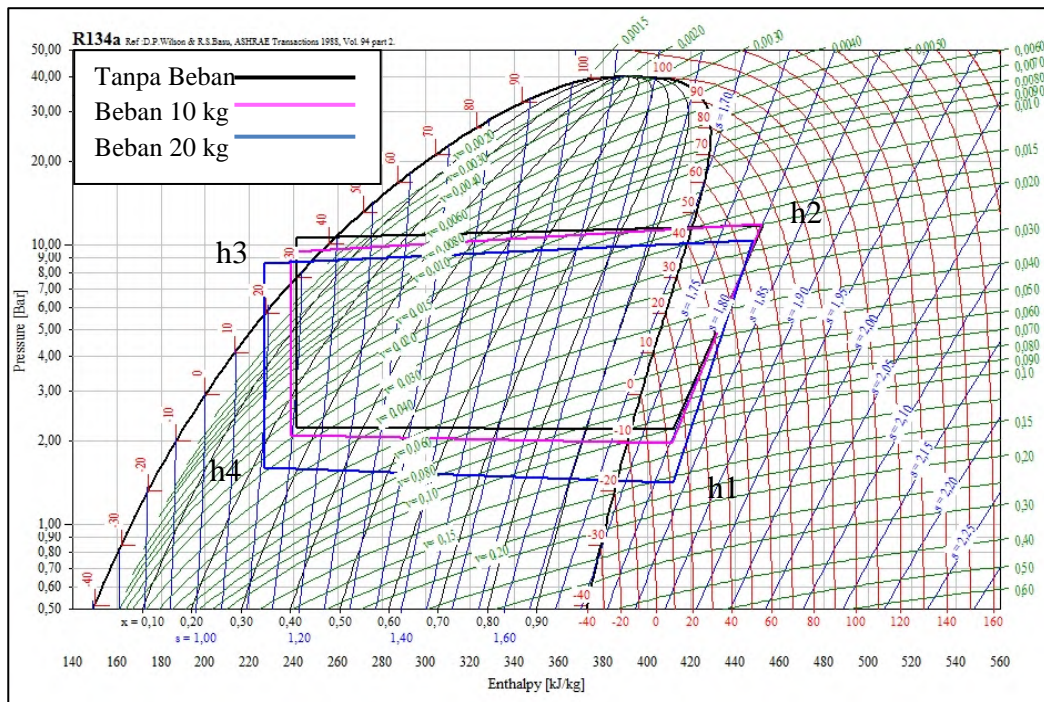
4.2.2 Analisa Hasil Pengujian Refrigerasi Kompak

Berdasarkan hasil pengujian pada refrigrasi kompak telah disajikan pada tabel 4.5. mengenai data hasil pengujian refrigrasi kompak dengan variasi beban. Selanjutnya dengan menggunakan aplikasi *Computer-Aided Thermodynamic Table 3*, maka diperoleh data entalpi yang ditampilkan pada tabel 4.13. Dari data entalpi dari masing – masing kondisi beban akan diperoleh nilai kinerja mesin pendingin yang dalam hal ini adalah refrigrasi kompak.

Tabel 4.13. Data entalpi hasil pengujian refrigerasi kompak dengan variasi beban

Keterangan	Tanpa beban	Beban 10 Kg	Beban 20 kg
	h (kJ/kg)	h (kJ/kg)	h (kJ/kg)
Input Kondensor	452.6	451.90	447.80
Output kondensor	241.3	239.00	227.00
Input Evaporator	241.3	239.00	227.00
Output evaporator	411.8	411.40	411.60

Dari data entalpi yang diperoleh dari masing – masing kondisi beban, dapat digambarkan pada diagram tekanan dan entalpi dari refrigerant R-134a. Untuk memudahkan dalam menggambar diagram tekanan dan entalpi, penulis menggunakan aplikasi *Coolpack* version 2.83. Hasil dari diagram tekanan dan entalpi disajikan pada gambar 4.4.



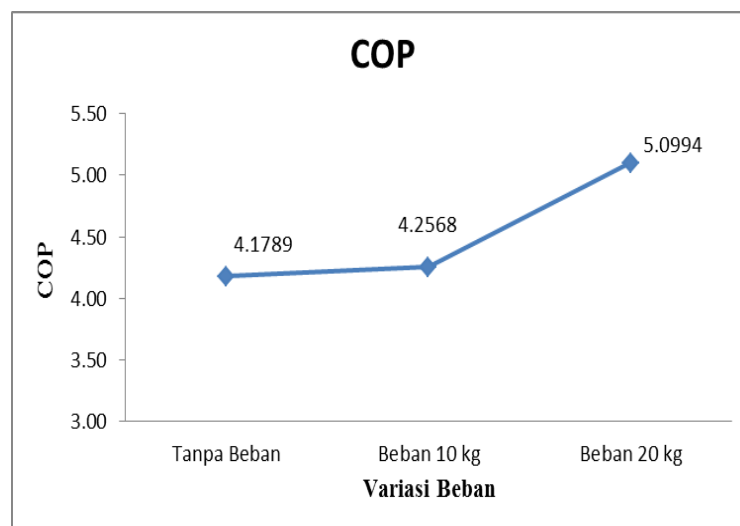
Gambar 4.5. Diagram tekanan dan entalpi dari siklus refrigerasi dengan variasi beban.

Berdasarkan dari diagram tekanan dan entalphi pada gambar 4.5., diperoleh hasil bahwa dengan variasi beban yang diberikan pada sistem refrigerasi kompak memberikan pengaruh pada nilai kerja mesin pendingin. Hal ini dapat diketahui dari perubahan dari entalphi dari masing – masing kondisi beban yang diberikan kepada mesin pendingin. Adapun analisa dari masing – masing nilai kerja mesin pendingin akan dibahas dengan menggambarkan pada grafik dibawah berdasarkan dari tabel 4.14. mengenai kerja sistem refrigerasi kompak dengan variasi beban pendingin :

Tabel 4.14. Kerja sistem refrigerasi kompak dengan variasi beban pendingin

Kerja Mesin pendingin	Tanpa beban	beban 10 Kg	beban 20 kg
Kerja Kompresor (W), kW	0.072	0.078	0.084
Laju Aliran massa (\dot{m}), kg/s	0.00176	0.00193	0.00232
Kerja Evaporator (QL), kW	0.084	0.332	0.428
Kerja Kondensor (QH), kW	0.084	0.332	0.428
Koefisien prestasi (COP)	4.179	4.257	5.099
Rasio pelepasan kalor (HRR)	4.439	1.235	1.196

1. Analisa koefisien prestasi (COP) dengan variasi beban pendingin.



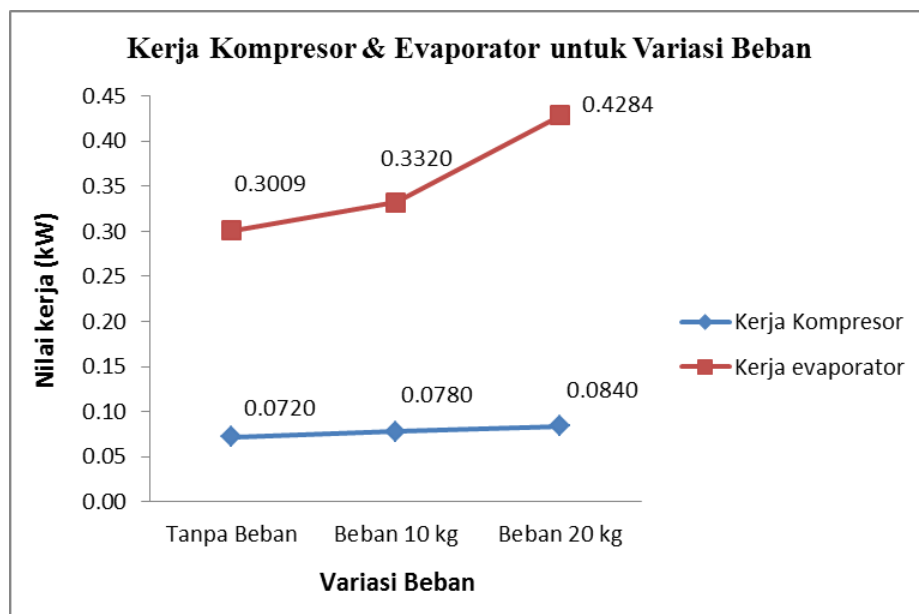
Gambar 4.6. Grafik nilai COP terhadap variasi beban pendingin

Gambar diatas menunjukkan grafik koefisien prestasi dari sistem refrigerasi kompak terhadap variasi beban pendingin. Nilai dari koefisien prestasi mempunyai tren naik seiring dengan penambahan beban pendingin pada sistem.

Pada variasi tanpa beban nilai koefisien prestasi sebesar 4,178, pada variasi beban 10 kg mempunyai nilai COP sebesar 4,256 dan pada variasi beban 20 kg nilai COP sebesar 5,099. Hal ini dapat dikatakan bahwa kerja mesin pendingin dipengaruhi oleh penambahan beban pendingin, sehingga kerja evaporator dalam menyerap kalor menjadi lebih besar. Peningkatan COP ini dapat dilihat pada gambar 4.7. Untuk penambahaan beban 10 kg, peningkatan COP terjadi sebesar 1.86 % jika dibandingkan dengan tanpa beban. Sedangkan peningkatan yang semakin besar terjadi dengan penambahan beban sebesar 20 kg yaitu dengan kenaikan COP sebesar 21,9 % dari variasi tanpa bebannya.

2. Analisa kerja kompresor (W) dan kerja evaporator (Q_L) terhadap variasi beban pendingin.

Adalah



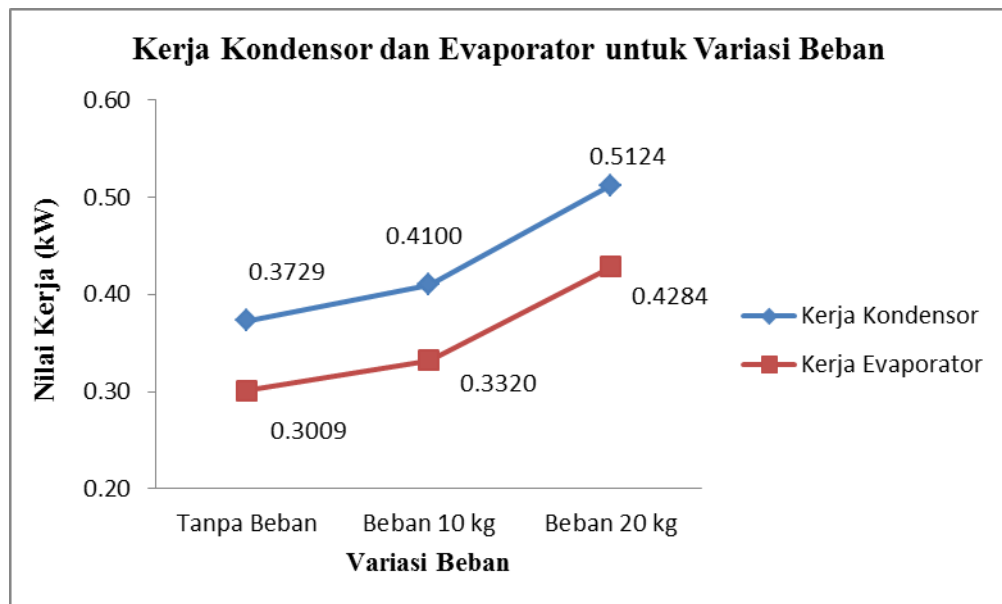
Gambar 4.7. Grafik kerja kompresor (W) dan kerja evaporator (W_L) terhadap variasi beban pendingin

Gambar diatas menunjukkan kerja kompresor (W) dan kerja evaporator (W_L) terhadap variasi beban pendingin. Pada sistem refrigerasi kompak yang dirancang ini, kompresor yang digunakan mempunyai daya sebesar 168 W dan tegangan listrik sebesar 24 Vdc. Kerja dari kompresor dc mikro pada saat diberi beban mengalami kenaikan, hal ini terlihat dari tren kerja kompresor dari tanpa

beban sebesar 0,072 kW dan pada saat diberi beban pendingin 10 kg daya kompresor naik menjadi 0,078 kW.

Sedangkan pada kerja evaporator atau kalor yang diterima refrigeran di evaporator (Q_L) mengalami kenaikan seiring dengan penambahan beban pendingin. Nilai kerja evaporator (Q_L) pada kondisi tanpa beban sebesar 0,30 kW, meningkat menjadi sebesar 0,428 kW pada saat diberi beban 20 kg. Peningkatan yang terjadi pada kerja evaporator (Q_L) sangat signifikan, hal ini terjadi karena refrigeran menyerap panas dari beban pendingin yang diberikan di dalam coolbox.

- Analisa kalor yang dilepas refrigeran di kondensor (Q_H) terhadap kalor yang diterima refrigeran di evaporator (Q_L)



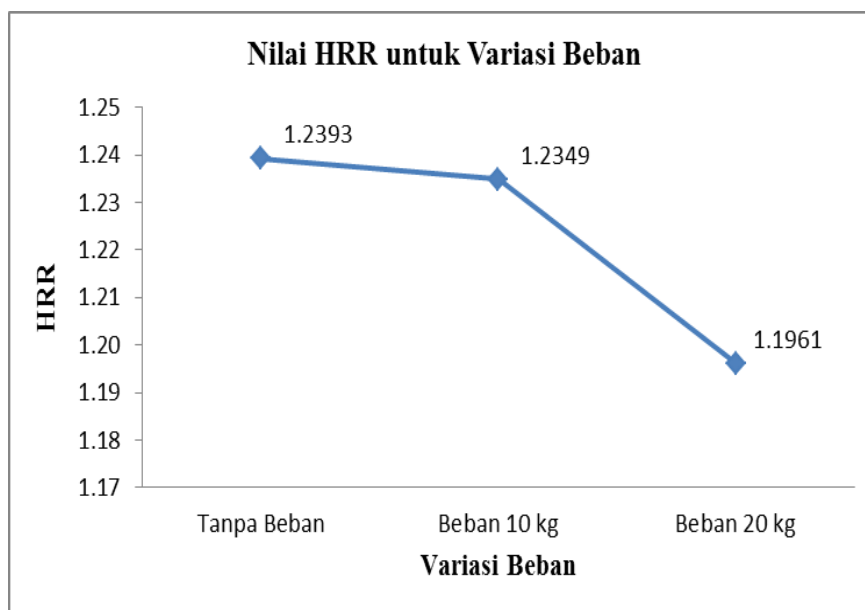
Gambar 4.8. Grafik kerja kondensor (Q_H) dan kerja evaporator (Q_L) terhadap variasi beban pendingin.

Gambar diatas menunjukkan kerja kondensor (Q_H) dan kerja evaporator (Q_L) terhadap variasi beban pendingin. Kerja kondensor (Q_H) merupakan usaha yang dilakukan untuk melepas kalor didalam sistem pendingin, sehingga usaha yang dilakukan lebih besar daripada kerja evaporator (Q_L) didalam sistem pendingin.

Kenaikan dari nilai kerja kondensor (Q_H) dan kerja evaporator (Q_L) diikuti dengan kenaikan laju aliran massa (\dot{m}) pada sistem refrigerasi kompak.

Hal ini dikarenakan penambahan beban pendingin menyebabkan perubahan nilai entalpi dari sistem pendingin. Jika nilai entalpi pada evaporator semakin besar, maka dapat dipastikan bahwa nilai kerja evaporator (Q_L) akan naik seiring dengan penambahan beban pendingin. Jika Nilai kerja evaporator (Q_L) naik, maka kerja kondensor (Q_H) juga akan mengalami kenaikan.

4. Analisa rasio pelepasan kalor atau *heat rejection ratio* (HRR) terhadap variasi beban pendingin.



Gambar 4.9. Grafik nilai rasio pelepasan kalor (HRR) terhadap variasi beban pendingin

Gambar 4.9 menunjukkan nilai rasio pelepasan kalor (HRR) terhadap variasi beban pendingin. Nilai HRR bertolak belakang dengan COP dari sistem yaitu semakin menurun seiring dengan bertambahnya beban yang diberikan. Untuk penambahan beban 10 kg, penurunan nilai HRR terjadi sebesar 0,35 %. Sedangkan penurunan yang signifikan terjadi setelah pemberian beban 20 kg yaitu sebesar 3,49 % dari nilai HRR tanpa beban. Tren dari laju nilai HRR cenderung menurun terhadap penambahan beban pendingin.

Berbeda halnya dengan nilai COP yang dipengaruhi oleh kerja kompresor dan evaporator, nilai HRR dipengaruhi oleh perbandingan antara kerja kondensor (Q_H) dan kerja evaporator (Q_L). Gambar 4.8. menunjukkan kenaikan nilai antara kerja kondensor dan evaporator. Kenaikan yang lebih besar terjadi untuk

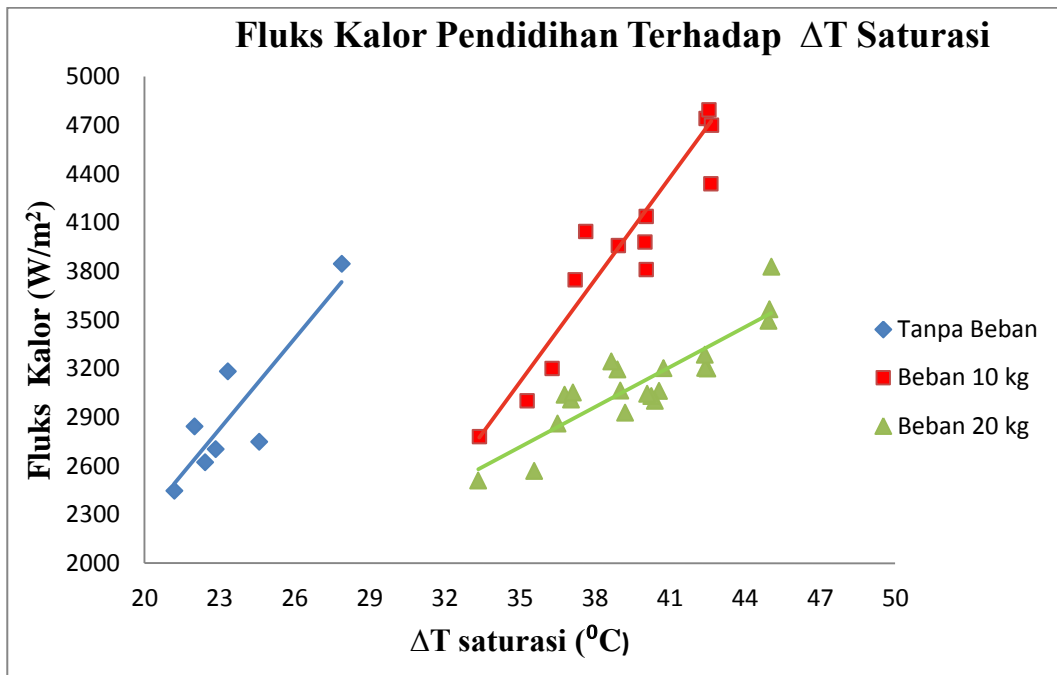
penyerapan panas beban oleh evaporator (Q_L), jika dibandingkan dengan kenaikan nilai pelepasan panas dari kondensor (Q_H) ke lingkungan luar. Karena dominannya kenaikan dari energi panas yang diserap dari beban (Q_L) jika dibanding dengan energi panas yang dilepas (Q_H), nilai HRR pada sistem akan menurun seiring dengan bertambahnya beban pendingin.

4.2.3 Analisa Perpindahan Panas Pada Sistem pendingin

Analisa perpindahan panas pada sistem pendingin terdapat beberapa parameter yang digunakan yaitu nilai entalpi, laju aliran massa (*massflow rate*), fluks kalor, Δ temperatur saturasi, penurunan tekanan dan koefisien perpindahan kalor (h). Adapun data perhitungan nilai fluks kalor, ΔT saturasi dan penurunan tekanan dan koefisien perpindahan panas pada variasi beban pendinginan telah disajikan pada sub bab 4.14. mengenai data pengujian kinerja prototype refrigerasi kompak dan hasil perhitungan ditunjukkan pada tabel 4.9, tabel 4.10 dan tabel 4.11. Analisa dari nilai fluks kalor, Δ temperatur saturasi, penurunan tekanan dan koefisien perpindahan kalor (h) akan dibahas dan digambarkan pada grafik dibawah ini :

1. Nilai fluks kalor terhadap Δ temperatur saturasi (temperature wall superheat).

Dari analisa yang diperoleh dari hasil eksperimen yang dilakukan pada sistem refrigerasi kompak, didapatkan grafik fluks kalor terhadap perubahan temperatur saturasi (ΔT saturasi) atau temperatur wall superheat. Gambar 4.10. memperlihatkan perubahan fluks kalor sebagai fungsi ΔT saturasi. Pendidihan yang terjadi pada evaporator terjadi karena permukaan evaporator bersentuhan dengan beban pendingin yang mempunyai suhu yang lebih tinggi daripada temperatur refrigeran didalam sistem pendingin. Hal ini menimbulkan fluks kalor yang terjadi karena perbedaan temperatur permukaan dari dinding evaporator dan temperatur jenuh refrigeran.

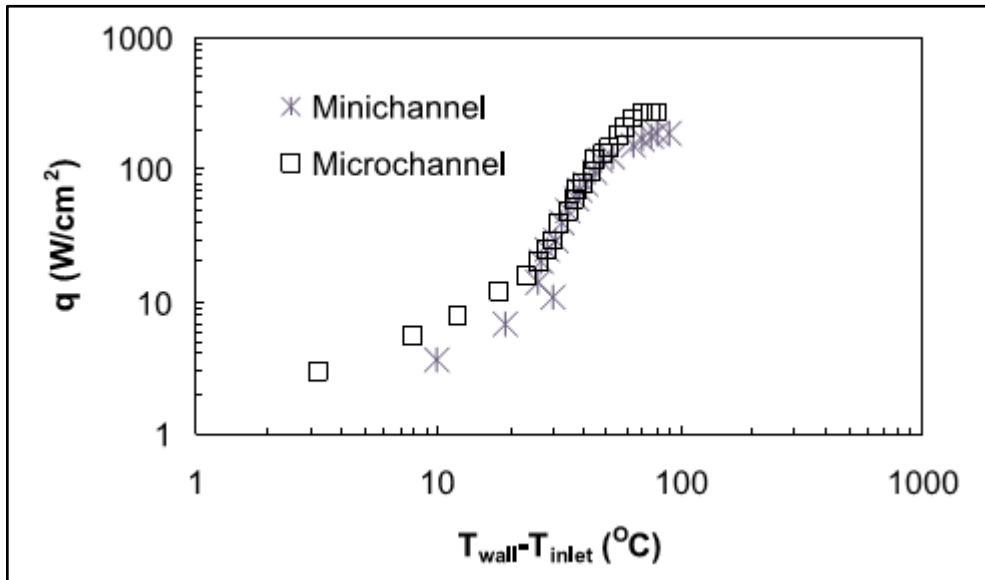


Gambar 4.10. Grafik Fluks Kalor Pendidihan terhadap ΔT saturasi narrow gap evaporator pada variasi beban pendingin.

Nilai fluks kalor menunjukkan besarnya kalor yang ditransfer pada tiap perubahan suhu pelat evaporator. Dari grafik fluks kalor pendidihan terhadap ΔT saturasi narrow gap evaporator, terlihat bahwa nilai fluks kalor pada kondisi tanpa beban yang tertinggi sebesar $3844,5 \text{ W}/\text{m}^2$. Sedangkan untuk kondisi beban 10 kg nilai fluks kalor tertinggi sebesar $5015,73 \text{ W}/\text{m}^2$ pada ΔT saturasi $40,85 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Trenline dari nilai fluks kalor dari masing – masing beban terhadap ΔT saturasi cenderung meningkat seiring dengan kenaikan nilai ΔT saturasi. Hal ini menunjukkan kenaikan suhu permukaan pelat pada evaporator dikarenakan penyerapan panas pada beban pendingin, mengakibatkan kenaikan pada nilai fluks kalor pada sistem pendingin.

Hal ini juga diperkuat dengan hasil penelitian Mudawar (2003), yang mempelajari penurunan tekanan (*pressure drop*) pada didih aliran dan CHF di minichannel 2,54 mm diameter, dan microchannel dari diameter 510 μm . Hasil penelitian mereka ditunjukkan pada Gambar 4.11. Meskipun variasi besar dalam diameter pipa, hasil kedua grafik saling tumpang tindih di wilayah mendidih. Hal ini diyakini bahwa percobaan berada di bawah kondisi rezim didih inti (*nucleat boiling rezim*). Perbedaan antara kedua kurva didih hanya jelas pada jika fluks

panas rendah (dekat daerah fase tunggal) dan nilai-nilai fluks panas tinggi (mendekati kondisi CHF). Hal ini menunjukkan bahwa terlepas dari perbedaan karakteristik aliran saluran (*channel*), karakteristik didih alir mendekati grafik dari dua geometri.

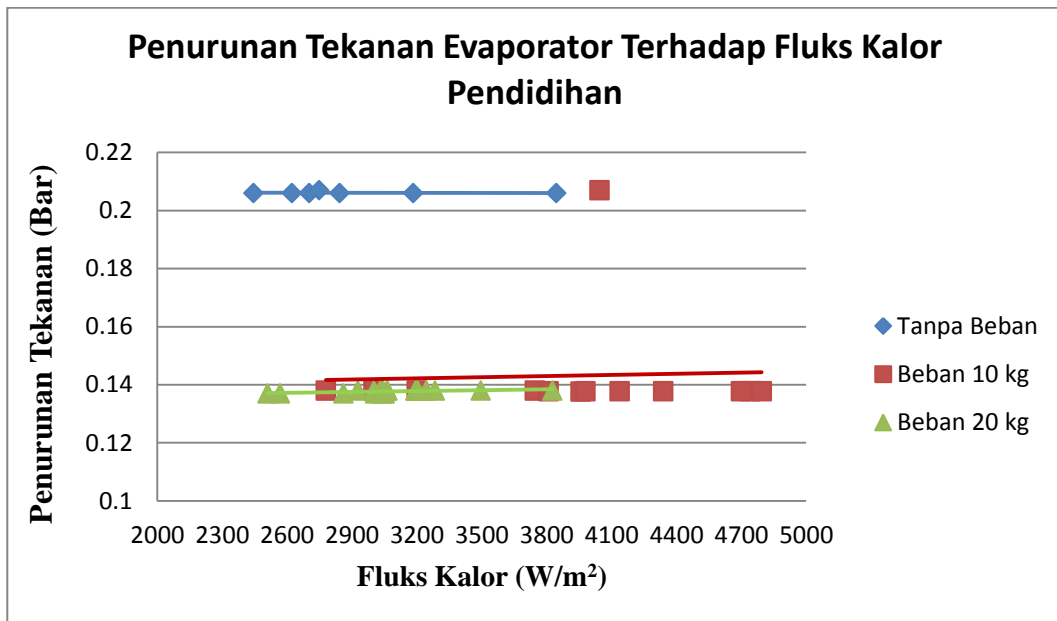


Gambar 4.11. Karakteristik Didih alir pada evaporator minichannel dan mikrochannel (Mudawar, 2003).

Dari hasil perbandingan diatas dapat dikatakan bahwa perpindahan panas pada narrow gap evaporator dengan diameter 1 mm selalu melibatkan perubahan nilai fluks kalor terhadap perubahan suhu saturasi dari fluida kerja dengan suhu permukaan evaporator.

2. Nilai penurunan tekanan (*pressure drop*) terhadap fluks kalor

Penurunan tekanan pada narrowgap evaporator terjadi karena gaya gesekan yang terjadi pada saat aliran fluida melaju didalam evaporator. Untuk nilai penurunan tekanan pada narrow gap evaporator terhadap perubahan nilai fluks kalor ditunjukkan pada gambar 4.12, dimana penurunan tekanan pada masing - masing beban terhadap perubahan fluks kalor pendidihan.



Gambar 4.12. Grafik penurunan tekanan (pressure drop) terhadap Fluks Kalor Pendidihan pada narrow gap evaporator dengan variasi beban pendingin.

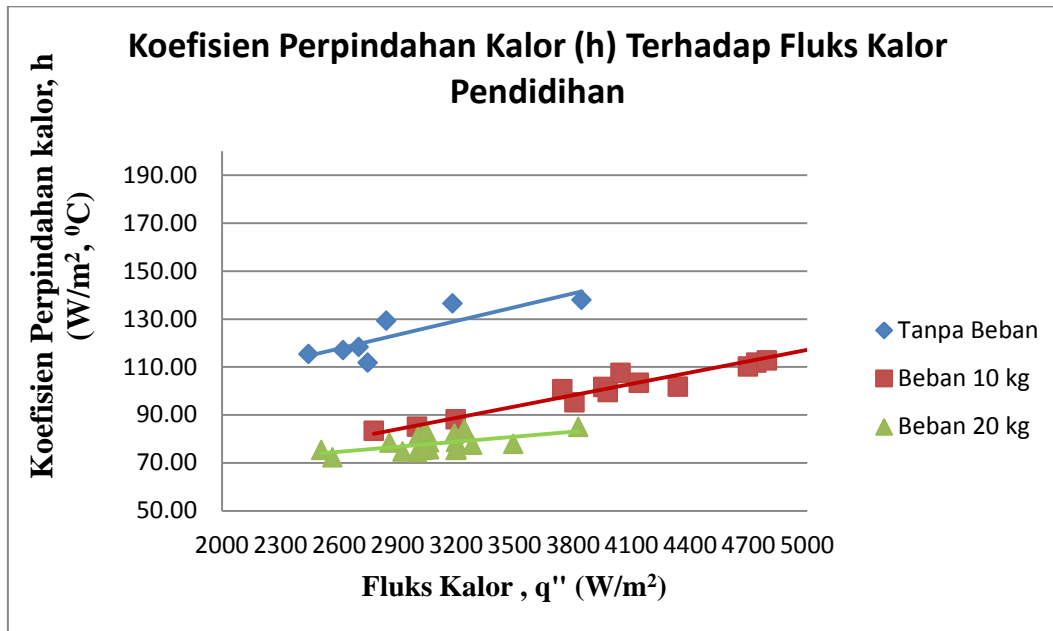
Nilai penurunan tekanan pada masing – masing beban pendingin di dalam evaporator cenderung konstan, hal ini dipengaruhi oleh besaran celah pada evaporator yang tetap sebesar 1 mm dan gaya geser gesekan dalam evaporator dari fluida kerja yang digunakan adalah sama. Selain karena gaya geser gesekan dan ukuran celah evaporator, kecepatan aliran dari fluida kerja juga mempengaruhi dari nilai penurunan tekanan (*pressure drop*). Pada refrigerant R-134a, nilai kecepatan aliran pada fase uap dengan temperatur rendah lebih cepat daripada temperatur yang tinggi.

Selain itu berdasarkan dari gambar 4.12. dapat diketahui, meski nilai penurunan tekanan didalam evaporator cenderung konstan tetapi besaran fluks kalor terus mengalami peningkatan saat terjadi kenaikan penyerapan panas (Δ Temperatur saturasi) di evaporator.

3. Nilai koefisien perpindahan kalor terhadap fluks kalor

Koefisien perpindahan panas menunjukkan suatu nilai yang menyatakan besarnya kalor yang ditransfer pada tiap perubahan suhu pelat per satuan luas untuk setiap perbedaan suhu pelat per satuan luas untuk setiap perbedaan suhu 1 °C. Dari hasil perhitungan yang disajikan pada tabel 4.9, tabel 4.10 dan tabel

4.11. diperoleh nilai dari masing – masing nilai koefisien perpindahan kalor terhadap fluks kalor yang ditunjukkan pada gambar 4.13.

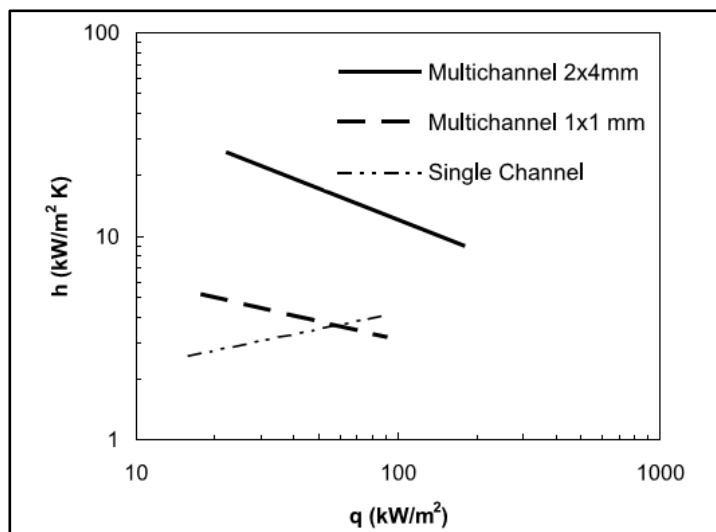


Gambar 4.13. Grafik koefisien perpindahan kalor (h) terhadap Fluks Kalor Pendidihan pada narrow gap evaporator dengan variasi beban pendingin.

Dari grafik diatas dapat diketahui bahwa nilai koefisien perpindahan kalor (h) terbesar pada kondisi tanpa beban adalah $137,89 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$. Sedangkan pada kondisi beban 10 kg dengan nilai koefisien perpindahan kalor sebesar $122,77 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$, menghasilkan nilai fluks kalor sebesar $5015,73 \text{ W/m}^2$. Nilai koefisien perpindahan kalor (h) dipengaruhi oleh fluks kalor, dimana semakin besar fluks kalor (q'') yang diberikan maka semakin besar juga nilai koefisien perpindahan kalornya.

Mertz et al. (1996), melakukan eksperimen fenomena didih (boiling) dengan air dan R-141b dalam enam konfigurasi minichannel yang berbeda. Aliran didih diamati sebagai fenomena osilasi di multichannels pada gambar 4.14. Hasil yang diperoleh koefisien perpindahan panas meningkat dengan fluks panas di hampir semua konfigurasi untuk saluran tunggal, sedangkan pada semua konfigurasi *multichannel*, koefisien perpindahan panas menurun dengan meningkatnya fluks panas. Hal ini diduga bahwa aliran osilasi dan aliran balik

dalam multichannel berpengaruh untuk penurunan atau degradasi dalam perpindahan panas.



Gambar 4.14. Perbandingan trendline koefisien perpindahan panas rata – rata untuk air pada saluran single $2 \times 4 \text{ mm}^2$ dan konfigurasi multichannel; $1 \times 1 \text{ mm}^2$ konfigurasi multichannel , $G = 200 \text{ kg/ m}^2\text{s}$, $T \text{ sat} = 120 \text{ }^\circ\text{C}$.

Dari hasil penelitian diatas terdapat persamaan dalam hal pengamatan pada saluran tunggal dalam melakukan analisa pada koefisien perpindahan kalor (h). Narrow gap evaporator yang digunakan pada sistem refrigerasi kompak juga merupakan saluran tunggal (*single channel*) dengan besar gap sebesar 1 mm. Pada saluran tunggal yang diamati, terjadi peningkatan pada nilai koefisien perpindahan panas (h) terhadap kenaikan fluks kalor pada masing – masing beban pendingin yang diujikan.

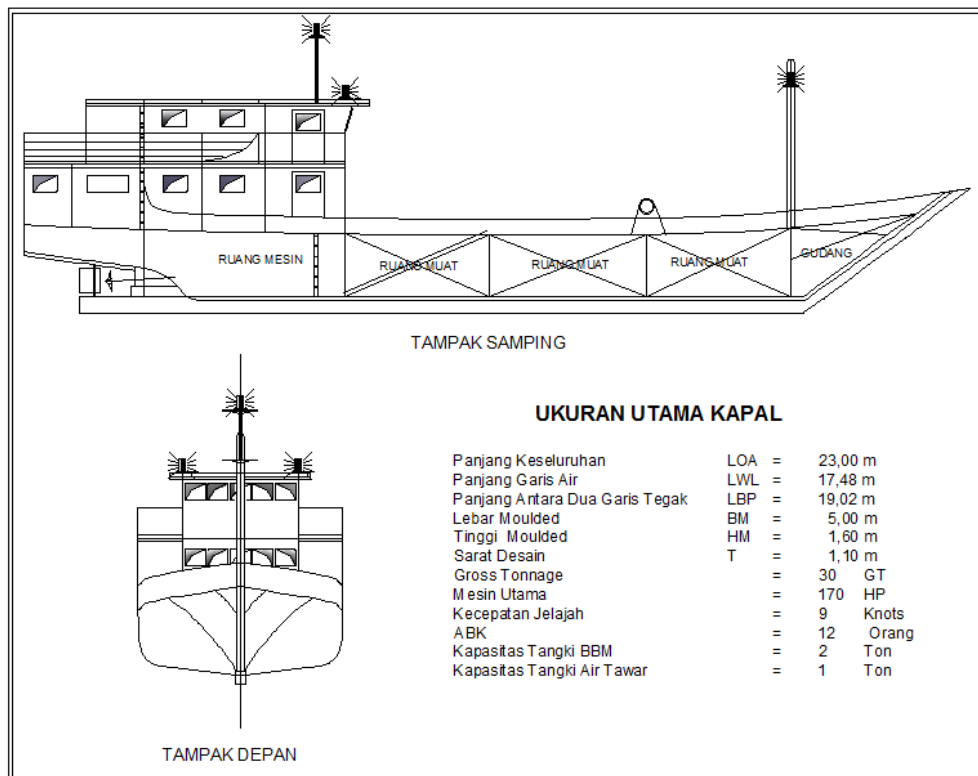
4.3 Analisa Ekonomi

Pembahasan aspek ekonomis pada analisa ini dibatasi pada biaya operasional yang dibutuhkan KM. Inka Mina 210 sebelum menggunakan sistem pendinginan dengan setelah menggunakan refrigerasi kompak. Analisa ini berdasarkan perhitungan operasi penangkapan ikan selama 2 tahun, dimana waktu operasi penangkapan oleh KM. Inka Mina 210 rata – rata tiap trip selama 4 – 6 hari. Untuk rata – rata operasi penangkapan ikan dengan alat tangkap purse seine pada tahun 2015 sejumlah 21 trip/ tahun. Dalam menentukan operasi

penangkapan ikan KM. Inka Mina 210 juga berdasarkan musim penangkapan ikan, jadi dalam satu tahun tidak selalu tiap bulan melakukan kegiatan penangkapan ikan. Untuk perhitungan operasi penangkapan ikan dengan menggunakan sistem pendingin refrigerasi kompak pada KM. Inka Mina 210 dapat ditingkatkan menjadi 14 hari layar/ trip dengan jumlah pelayaran 1 tahun sejumlah 8 trip. Perhitungan kriteria investasi pada usaha penangkapan ikan pada KM. Inka Mina 210 dihitung selama 10 tahun dengan menggunakan *discount factor* sebesar 18 %.

4.3.1 Data dan Spesifikasi Kapal

KM. Inka Mina 210 merupakan kapal nelayan bantuan dari Kementerian Kelautan dan Perikanan untuk kelompok nelayan yang berada di propinsi Gorontalo. Kapal nelayan ini mempunyai tonase kotor GT. 32 dan memiliki panjang kapal 20 m sesuai dengan surat ukur sementara dari Kementerian Perhubungan. Pembangunan kapal ini dimulai pada tahun 2011 bertempat di Makasar di tempat galangan tradisional. Untuk saat ini, KM. Inka Mina 210 berkedudukan di Pelabuhan Perikanan Nasional (PPN) Kwandang di Propinsi Gorontalo. Alat tangkap yang digunakan untuk penangkapan ikan yaitu purse seine. Dengan ikan hasil tangkapan adalah ikan pelagis seperti tongkol, cakalang, dan ikan layang. Daerah operasi penangkapan dari KM. Inka Mina 210 berada pada daerah WPP – 716 meliputi laut Sulawesi dan pulau Halmahera bagian utara. Adapun data gambar rencana umum kapal ditunjukkan pada gambar 4.15 sebagai berikut :



Gambar 4.15. Rencana umum (*General Arrangement*) KM. Inka Mina 210

1. Nama kapal : KM. Inka Mina 210
2. Bendera : Indonesia
3. Pemilik : Kelompok Usaha Bersama (KUB)
4. Pelabuhan pendaftaran : PPN Kwandang, Propinsi Gorontalo
5. Galangan pembangunan : Makasar, Siagan Boats
6. Tahun pembuatan : 2011
7. Tonase : GT. 32
8. Jenis motor penggerak : Motor Diesel
9. Mesin Induk : Yuchai, 170 PK
10. Bahan bakar : Solar
11. Kapasitas Tangki : 3120 liter
12. Dimensi Kapal :
 - Panjang : 20 m
 - Lebar : 4,5 m
 - Dalam : 1,5 m

- 13. Kecepatan : 7 knot
- 14. Material kapal : Fiber
- 15. Awak kapal : 20 Orang
- 16. Palka : 39 ton
- 17. Peralatan navigasi :
 - Radio telekomunikasi : 1 unit
 - Radar Transponder 9 Ghz: 1 unit
- 18. Peralatan keselamatan
 - Baju penolong : 20 buah
 - Baju cebur : 2 buah
 - Alat pemadam : 2 buah

4.3.2 Harga dan Hasil Tangkapan Ikan

Berdasarkan dari hasil pencatatan mengenai hasil tangkapan ikan dari KM. Inka Mina 210 di PPN Kwandang dari tahun 2014 dan 2015, dapat diketahui bahwa operasi penangkapan ikan yang dilakukan oleh KM. Inka Mina 210 tidak dilaksanakan rutin setiap bulan tetapi disesuaikan dengan musim penangkapan ikan. Hasil tangkapan ikan yang umum diperoleh adalah ikan pelagis yaitu ikan tongkol, cakalang dan layang. Operasi penangkapan ikan biasanya dilakukan pada siang hari dengan alat tangkap purse seine. Lokasi daerah penangkapan ikan atau fishing ground di daerah laut Sulawesi dengan terlebih dahulu membuat rumpon.

Adapun hasil tangkapan ikan yang telah dikompilasi tiap bulannya disajikan pada tabel 4.15. sebagai berikut :

Tabel 4.15. Pendapatan hasil tangkapan ikan KM. Inka Mina 210 tahun 2014 dan 2015

No	Bulan di Tahun 2014	Harga penjualan tangkapan Ikan 2014	Bulan di Tahun 2015	Harga penjualan tangkapan Ikan 2015
1	Januari	45.825.000	Januari	144.050.000
2	Februari	23.500.000	Februari	42.000.000
3	Maret	58.200.000	Maret	30.000.000

No	Bulan di Tahun 2014	Harga penjualan tangkapan Ikan 2014	Bulan di Tahun 2015	Harga penjualan tangkapan Ikan 2015
4	Agustus	134.850.000	April	131.500.000
5	September	108.000.000	November	145.200.000
6	Oktober	59.000.000	Desember	7.700.000
7	November	57.500.000		
8	Desember	25.000.000		
	Total	511.875.000	Total	500.450.000

Sumber : PPN Kwandang

Dari tabel 4.15. diatas, diketahui bahwa pendapatan terendah dari hasil penangkapan ikan yaitu pada bulan Desember 2015 sebesar Rp. 7.700.000 dan pendapatan terbesar pada bulan November 2015 sebesar Rp. 145.200.000,-. Lama operasi penangkapan KM. Inka Mina 210 dari catatan buku sijil kapal di pelabuhan Kwandang, Propinsi Gorontalo diketahui sekitar 4 – 6 hari layar.

4.3.3 Perhitungan Ekonomi KM. Inka Mina 210 Sebelum Menggunakan Sistem Pendinginan

4.3.3.1 Investasi

Investasi untuk produksi KM. Inka Mina 210 dengan menggunakan alat tangkap purse seine ditunjukkan tabel 4.16. sebagai berikut :

Tabel 4.16. Biaya Investasi awal sebelum menggunakan refrigerasi kompak

No	Uraian	Volume	Harga Satuan (Rp)	Jumlah Harga (Rp)
1	Kapal motor > 30 GT dan kelengkapan kapal	1	Rp 351.250.000	Rp 351.250.000
2	Mesin kapal 170 PK (Engine Marine) dan mesin bantu kapal	1	Rp 386.375.000	Rp 386.375.000
3	Jaring purse seine panjang 7 Piece @ 100 yard	1	Rp 275.000.000	Rp 275.000.000
4	Alat - alat perikanan	1	Rp 488.620.000	Rp 488.620.000
5	Perijinan operasional kapal	1	Rp 15.000.000	Rp 15.000.000
	Jumlah			Rp 1.516.245.000

4.3.3.2 Biaya tetap (*fixed cost*)

Biaya tetap merupakan biaya yang nilainya tidak dipengaruhi oleh besar kecilnya volume produksi. Biaya tetap memenuhi hal – hal berikut :

a. Penyusutan

Biaya penyusutan ini dihitung menurut nilai ekonomis kapal, alat tangkap dan pesawat bantu di kapal dalam menunjang operasional kapal. Penyusutan per tahun adalah 5 % dari investasi, penyusutan yang dipakai adalah penyusutan garis lurus yang nilainya tetap selama umur ekonomis dari aktiva tetap dari kapal yang digunakan.

Total biaya penyusutan selama satu tahun adalah Rp. 75.812.000, maka biaya penyusutan untuk 21 trip/ tahun adalah Rp. 3.610.000,-.

b. Perbaikan dan Perawatan (*maintenance*)

Perawatan (*maintenance*) operasional dikapal berupa perawatan bagian deck dan bagian mesin serta pengadaan bahan – bahan untuk alat tangkap. Biaya untuk perawatan diperkirakan sekitar 4 % dari biaya investasi per tahun. Maka besarnya biaya perawatan selama 1 tahun adalah Rp. 60.650.000,-. Sehingga untuk setiap bulan adalah Rp. 2.888.000,-

c. Biaya tambat labuh

Biaya administrasi yang dipungut dari nelayan terutama untuk kapal dengan besar kapal > 30 GT adalah biaya tambat labuh. Untuk biaya administrasi meliputi ijin berlayar bulanan, SIUP. Surat Penangkapan Ikan, Pas kecil dan lainnya tidak dibebankan kepada pengelola kapal. Biaya tambah labuh selama 1 hari sebesar Rp. 27.600. Utk biaya labuh kapal KM. Inka Mina 210 selama 6 hari adalah Rp. 165.600,-.

d. Upah Karyawan (Gaji ABK)

Total gaji awak kapal di KM Mina 210 sebesar 20 % dari keuntungan hasil tangkapan tiap bulan. Untuk upah karyawan untuk 1 trip pelayaran adalah sebesar Rp. 6.756.250,-.

4.3.3.3 Biaya Tidak tetap (*variabel cost*)

Biaya tidak tetap adalah biaya yang dikeluarkan untuk kegiatan operasional penangkapan ikan dilaut. Biaya tidak tetap terdiri dari pembelian solar (BBM), oli, bahan makanan, air tawar dan perlengkapan lainnya. Biaya tidak tetap untuk tiap trip pelayaran adalah sebesar 4.218.750,-. Dengan rincian sebagai berikut pada tabel 4.17, yaitu :

Tabel 4.17. Biaya operasional KM. Inka Mina 210 tiap trip penangkapan ikan

No	Uraian	Volume	Satuan	Harga	Jumlah
1	Solar	400	Liter	Rp 5.150	Rp 2.060.000
2	Oli	10	liter	Rp 28.000	Rp 1.568.000
3	Bensin	25	Liter	Rp 6.550	Rp 163.750
4	Es Balok berat 50 Kg	60	Buah	Rp 6.000	Rp 960.000
5	Air	1,1	Ton	Rp 50.000	Rp 55.000
7	Logistik	1	Trip	Rp 700.000	Rp 700.000
	TOTAL				Rp 4.218.750

4.3.3.4 Perhitungan Laba – Rugi

Perhitungan laba rugi dimaksudkan untuk mengetahui usaha penangkapan ikan yang layak atau tidak layak. Hal ini dapat diketahui dari hasil keuntungan yang diperoleh dalam kegiatan operasi penangkapan ikan dengan alat tangkap purse seine. Suatu kegiatan dikatakan layak apabila telah memberikan keuntungan yang mampu menutupi biaya operasional kegiatan penangkapan ikan.

Dibawah ini merupakan analisa laba dan rugi usaha penangkapan ikan dengan alat tangkap purse seine di KM. Inka Mina 210, sebagai berikut :

Tabel 4.18 Analisa Laba dan Rugi dari usaha penangkapan KM. Inka Mina 210.

No	Uraian	Nilai
1	PENJUALAN Jumlah biaya hasil tangkapan ikan 4000 kg	Rp. 38.000.000
2	BIAYA EKSPLOITASI 2.1. Biaya tidak tetap A. Biaya operasional 1. Solar 2. Oli SAE 40 3. bensin 3. Air tawar 4. Bahan makanan/ Logistik 5. Es Balok Jumlah (A) 2.1. Biaya tetap 1. Total penyusutan/ trip 2. Perawatan dan perbaikan/ bulan 3. Biaya administrasi 4. Total gaji ABK Total Biaya operasi (Jumlah 2.1 + 2.2)	Rp. 2.060.000 Rp. 280.000 Rp. 163.750 Rp. 55.000 Rp. 700.000 Rp. 960.000 Rp. 4.218.750 Rp. 3.610.000 Rp. 2.888.000 Rp. 165.600 Rp. 6.756.250 Rp. 17.638.600
3	Laba operasional (Jumlah 1 – 2)	Rp. 20.361.400
4	Laba netto operasional	Rp. 20.361.400

4.3.3.5 Kriteria Investasi

Melihat kriteria investasi menggunakan metode *net present value* (NPV), *Payback period* (PP), analisa titik impas (BEP), maka suatu usaha dapat diketahui kelayakan secara finansial. Jika usaha tersebut layak maka baik untuk dijalankan, tetapi jika tidak layak maka segera dilakukan perbaikan terhadap usaha tersebut. Dalam menentukan nilai NPV ini, lamanya proyek (usaha) yang diambil adalah selama 10 tahun dengan discount faktor 18 %.

a. Net Present Value

NPV merupakan selisih antara pengeluaran dan pemasukan yang telah didiskon dengan menggunakan social opportunity cost of capital sebagai diskon faktor. Untuk menghitung NPV diperlukan data tentang perkiraan biaya investasi, biaya operasi dan pemeliharaan permesinan yang ada dikapal KM. Inka Mina 210.

Tabel 4.19. Perhitungan NPV sebelum menggunakan sistem pendingin

Tahun	Cash Flow Per Tahun	Diskon Faktor 18 %	Present Value
1	427.589.400	0,848	362.595.811
2	427.589.400	0,718	307.009.189
3	427.589.400	0,609	260.401.945
4	427.589.400	0,516	220.636.130
5	427.589.400	0,437	186.856.568
6	427.589.400	0,371	158.635.667
7	427.589.400	0,314	134.263.072
8	427.589.400	0,266	113.738.780
9	427.589.400	0,225	96.207.615
10	427.589.400	0,191	81.669.575
TOTAL PRESENT VALUE			1.922.014.353
ORIGINAL INVESTMENT			1.516.245.000
NET PRESENT VALUE			405.769.353

Pada *discount rate* 18% nilai NPV yang diperoleh adalah :

$$\begin{aligned}
 \text{NPV} &= \text{PV} - \text{Investasi} \\
 &= \text{Rp. } 1.922.014.353 - \text{Rp. } 1.516.245.000 \\
 &= \text{Rp. } 405.769.353
 \end{aligned}$$

Jadi usaha penangkapan purse seine layak diusahakan secara finansial dengan nilai *Present Value* Rp. 405.769.353,-.

b. *Payback Period* (PP)

Payback period (PP) dapat diartikan suatu periode yang menunjukkan dimana waktu investasi akan kembali. Analisis ini diperlukan untuk mengetahui waktu usaha yang dilakukan dapat mengembalikan biaya investasi usaha penangkapan ikan. Semakin cepat dalam pengembalian suatu usaha tersebut semakin baik usaha tersebut untuk dilakukan dalam melakukan suatu usaha.

Apabila kas bersih dianggap sama setiap tahun maka nilai *payback period* adalah

$$\text{Payback period (PP)} = \frac{\text{Original Investment}}{\text{Cash Flow}} \times 1\text{tahun}$$

$$\text{Payback period (PP)} = \frac{\text{Rp. 1.516.245.000}}{\text{Rp. 405.769.353}} \times 1\text{tahun}$$

$$\text{Payback period (PP)} = 3,74 \text{ tahun}$$

Dari nilai *payback period* diatas nilainya lebih kecil dari umur investasi artinya waktu pengembalian modal dan investasi sebesar Rp. 1.516.245.000,- setelah selang waktu 3,74 tahun, maka usaha dikatakan layak diterima.

c. Analisa Titik Impas (BEP)

Perhitungan *Break Event Point* dimaksudkan untuk mengetahui nilai standar. Hasil tangkapan ikan adalah jumlah kuantitas produk yang harus dihasilkan oleh KM. Inka Mina 210 untuk menutupi biaya – biaya yang digunakan dalam operasi penangkapan tiap trip, sehingga mendapatkan laba.

Perhitungan atas dasar nilai harga penjualan sebagai berikut :

$$BEP_{(Rp)} = \frac{\text{Biaya Tetap}}{1 - \frac{\text{Biaya Tidak Tetap}}{\text{Penjualan}}}$$

$$BEP_{(Rp)} = \frac{13.419.850}{1 - \frac{4.218.750}{38.000.000}}$$

$$BEP_{(Rp)} = \frac{13.419.850}{0,889}$$

$$BEP_{(Rp)} = \text{Rp. 15.095.780, -}$$

Perhitungan atas dasar nilai sebagai berikut :

$$BEP_{(kg)} = \frac{Biaya\ Tetap}{\frac{Penjualan}{Produksi\ (kg)} - \frac{Biaya\ Tidak\ Tetap}{Produksi\ (kg)}}$$

$$BEP_{(kg)} = \frac{13.419.850}{\frac{38.000.000}{4000} - \frac{4.218.750}{4000}}$$

$$BEP_{(kg)} = \frac{13.419.850}{9521,3 - 1798,43}$$

$$BEP_{(kg)} = \frac{35.316.000}{8445,31}$$

$$BEP_{(kg)} = 1589,03\ kg$$

4.3.4 Perhitungan Ekonomi KM. Inka Mina 210 dengan menggunakan mesin pendingin.

4.3.4.1 Investasi

Investasi untuk produksi KM. Inka Mina 210 dengan menggunakan mesin refrigerasi kompak disajikan pada tabel 4.20, sebagai berikut :

Tabel 4.20. Biaya investasi awal dengan menggunakan refrigerasi kompak

No	Uraian	Volume	Harga Satuan (Rp)	Jumlah Harga (Rp)
1	Kapal motor > 30 GT dan kelengkapan kapal	1	Rp 351.250.000	Rp 351.250.000
2	Mesin kapal 170 PK (Engine Marine) dan mesin bantu kapal	1	Rp 386.375.000	Rp 386.375.000
3	Jaring purse seine panjang 7 Piece @ 100 yard	1	Rp 275.000.000	Rp 275.000.000
4	Refrigerasi Kompak	144	Rp 6.788.000	Rp 977.472.000
5	Inverter	1	Rp 33.000.000	Rp 33.000.000
6	Alat - alat perikanan	1	Rp 488.620.000	Rp 488.620.000
7	Perijinan operasional kapal	1	Rp 15.000.000	Rp 15.000.000
	Jumlah			Rp 2.526.717.000

Biaya investasi awal dengan menggunakan refrigerasi kompak memerlukan biaya tambahan yang dibutuhkan untuk menambahkan komponen pendukung dengan menjalankan sistem pendinginan diatas kapal seperti coolbox refrigerasi kompak sejumlah 144 unit dan inverter sejumlah 1 unit. Adapun rincian biaya dari refrigerasi kompak dijelaskan pada tabel 4.21 dibawah ini :

Tabel 4.21. Biaya investasi refrigerasi kompak

No	Jenis Komponen	Jumlah barang		Harga satuan	Jumlah
1	Coolbox Kapasitas 90 Liter	1	Unit	1.500.000	1.500.000
2	Motor DC Kompresor	1	Unit	3.000.000	3.000.000
3	Narrowgap evaporator	2	Unit	900.000	1.800.000
4	Kondensor	1	Unit	98.000	98.000
5	Filter drier	1	Unit	135.000	135.000
6	Pipa kapiler 0,031 Inchi	1.5	m	8.000	12.000
7	Sistem perpipaan	1	unit	200.000	200.000
8	Refrigran genetron R-134a	0,5	kg	86.000	43.000
	Total Biaya Investasi Peralatan				6.788.000

4.3.4.2 Biaya Tetap

Biaya tetap merupakan biaya yang nilainya tidak dipengaruhi oleh besar kecilnya volume produksi. Biaya tetap memenuhi hal – hal berikut :

a. Penyusutan

Biaya penyusutan ini dihitung menurut nilai ekonomis kapal, alat tangkap dan pesawat bantu di kapal dalam menunjang operasional kapal. Penyusutan per tahun adalah 5 % dari investasi, penyusutan yang dipakai

adalah penyusutan garis lurus yang nilainya tetap selama umur ekonomis dari aktiva tetap dari kapal yang digunakan.

Total biaya penyusutan selama satu tahun adalah Rp. 126.335.850, maka biaya penyusutan untuk tiap trip adalah Rp. 18.048.000,-.

b. Perbaikan dan Perawatan (*maintenance*)

Perawatan (*maintenance*) operasional dikawal berupa perawatan bagian deck dan bagian mesin serta pengadaan bahan – bahan untuk alat tangkap. Biaya untuk perawatan diperkirakan sekitar 4 % dari biaya investasi per tahun. Maka besarnya biaya perawatan selama 1 tahun adalah Rp. 101.068.680,-. Sehingga untuk setiap bulan adalah Rp. 14.438.000,-

c. Biaya tambat labuh

Biaya administrasi yang dipungut dari nelayan terutama untuk kapal dengan besar kapal > 30 GT adalah biaya tambat labuh. Untuk biaya administrasi meliputi ijin berlayar bulanan, SIUP. Surat Penangkapan Ikan, Pas kecil dan lainnya tidak dibebankan kepada pengelola kapal. Biaya tambah labuh per hari sebesar Rp. 27.600. Utk biaya labuh kapal KM. Inka Mina 210 selama 1 bulan adalah Rp. 828.000,-

d. Upah Karyawan (Gaji ABK)

Total gaji awak kapal di KM Mina 210 yang diberikan tiap trip sesuai dengan pembagian hasil. Untuk upah ABK kapal adalah sebesar Rp. 23.578.000,-

4.3.4.3 Biaya Tidak Tetap

Biaya tidak tetap adalah biaya yang dikeluarkan untuk kegiatan operasional penangkapan ikan dilaut. Biaya tidak tetap terdiri dari pembelian solar (BBM), oli, bahan makanan, air tawar dan perlengkapan lainnya. Biaya tidak tetap untuk satu trip operasi penangkapan ikan adalah sebesar 25.437.500,-. Dengan rincian sebagai berikut :

Tabel 4.22. Biaya operasional KM. Inka Mina 210 dengan penambahan refrigerasi kompak untuk 1 trip

No	Uraian	Volume	Satuan	Harga	Jumlah
1	Solar	3000	Liter	Rp 5.150	Rp 15.450.000
2	Oli	165	liter	Rp 28.000	Rp 4.620.000
3	Bensin	250	Liter	Rp 6.550	Rp 1.637.500
4	Air	2	Ton	Rp 50.000	Rp 100.000
5	Logistik	1	Bulan	Rp 3.630.000	Rp 3.630.000
TOTAL					Rp 25.437.500

4.3.4.4 Perhitungan Laba dan Rugi

Perhitungan laba rugi dimaksudkan untuk mengetahui usaha penangkapan ikan yang layak atau tidak layak. Hal ini dapat diketahui dari hasil keuntungan yang diperoleh dalam kegiatan operasi penangkapan ikan dengan alat tangkap purse seine. Suatu kegiatan dikatakan layak apabila telah memberikan keuntungan yang mampu menutupi biaya operasional kegiatan penangkapan ikan

Dibawah ini merupakan analisa laba dan rugi usaha penangkapan ikan dengan alat tangkap purse seine di KM. Inka Mina 210 dengan menggunakan sistem pendingin, sebagai berikut :

Tabel 4.23. Analisa Laba dan Rugi KM. Inka Mina 210 dengan menggunakan sistem pendingin

No	Uraian	Nilai
1	PENJUALAN Jumlah biaya hasil tangkapan ikan 14.400 kg x Rp 12.000/ kg ikan.	Rp. 172.800.000
2	BIAYA EKSPLOITASI 2.1. Biaya tidak tetap	

No	Uraian	Nilai
	A. Biaya operasional	
	1. Solar	Rp. 15.450.000
	2. Oli SAE 40	Rp. 4.620.000
	3. bensin	Rp. 1.637.500
	3. Air tawar	Rp. 100.000
	4. Bahan makanan/ Logistik	Rp. 3.630.000
	Jumlah (A)	Rp. 25.437.500
	2.1. Biaya tetap	Rp.
	1. Total penyusutan/ trip sebesar 5 %	Rp. 18.048.000
	2. Perawatan dan perbaikan/ trip sebesar 4%	Rp. 14.438.000
	3. Biaya tambat labuh kapal	Rp. 828.000
	4. Total gaji ABK	Rp. 23.578.000
	Total Biaya operasi (Jumlah 2.1 + 2.2)	Rp. 82.329.500
3	Laba operasional (Jumlah 1 – 2)	Rp. 90.470.500
4	Laba netto operasional	Rp. 90.470.500

4.3.4.5 Kriteria Investasi

Melihat kriteria investasi menggunakan metode *net present value* (NPV), *Payback period* (PP), analisa titik impas (BEP), maka suatu usaha dapat diketahui kelayakan secara finansial. Jika usaha tersebut layak maka baik untuk dijalankan, tetapi jika tidak layak maka segera dilakukan perbaikan terhadap usaha tersebut. Dalam menentukan nilai NPV ini, lamanya proyek (usaha) yang diambil adalah selama 10 tahun dengan discount faktor 18 %.

a. Net Present Value

NPV merupakan selisih antara pengeluaran dan pemasukan yang telah didiskon dengan menggunakan social opportunity cost of capital sebagai diskon faktor. Untuk menghitung NPV diperlukan data tentang perkiraan biaya investasi, biaya operasi dan pemeliharaan permesinan yang ada dikapal KM. Inka Mina 210.

Nilai *cashflow* per tahun diperoleh dengan mengalikan hasil laba netto operasional dengan jumlah usaha penangkapan ikan selama 1 tahun yaitu sejumlah 8 trip dalam satu tahun.

Tabel 4.24. Perhitungan NPV dengan menggunakan sistem pendingin

Tahun	Cash Flow Per Tahun	Diskon Faktor 18 %	Present Value
1	723.764.000	0,848	613.751.872
2	723.764.000	0,718	519.662.552
3	723.764.000	0,609	440.772.276
4	723.764.000	0,516	373.462.224
5	723.764.000	0,437	316.284.868
6	723.764.000	0,371	268.516.444
7	723.764.000	0,314	227.261.896
8	723.764.000	0,266	192.521.224
9	723.764.000	0,225	162.846.900
10	723.764.000	0,191	138.238.924
TOTAL PRESENT VALUE			3.253.319.180
ORIGINAL INVESTMENT			2.526.717.000
NET PRESENT VALUE			726.602.180

Pada *discount rate* 18% nilai NPV yang diperoleh adalah :

$$\begin{aligned}
 \text{NPV} &= \text{PV} - \text{Investasi} \\
 &= \text{Rp. } 3.253.319.180 - \text{Rp. } 2.526.717.000 \\
 &= \text{Rp. } 726.602.180
 \end{aligned}$$

Jadi usaha penangkapan purse seine layak diusahakan secara finansial dengan nilai *Present Value* Rp. 726.602.180,-.

b. *Payback Period* (PP)

Payback period (PP) dapat diartikan suatu periode yang menunjukkan dimana waktu investasi akan kembali. Analisis ini diperlukan untuk mengetahui waktu usaha yang dilakukan dapat mengembalikan biaya investasi usaha penangkapan ikan. Semakin cepat dalam pengembalian suatu usaha tersebut semakin baik usaha tersebut untuk dilakukan dalam melakukan suatu usaha.

Apabila kas bersih dianggap sama setiap tahun maka nilai *payback period* adalah

$$\text{Payback period (PP)} = \frac{\text{Original Investment}}{\text{Cash Flow}} \times 1\text{tahun}$$

$$\text{Payback period (PP)} = \frac{\text{Rp. 2.526.717.000}}{\text{Rp. 726.602.180}} \times 1\text{tahun}$$

$$\text{Payback period (PP)} = 3,48 \text{ tahun}$$

Dari nilai *payback period* diatas nilainya lebih kecil dari umur investasi artinya waktu pengembalian modal dan investasi sebesar Rp. 2.526.717.000,- setelah selang waktu 3,48 tahun, maka usaha dikatakan layak diterima.

c. Analisa Titik Impas (BEP)

Perhitungan *Break Event Point* dimaksudkan untuk mengetahui nilai standar. Hasil tangkapan ikan adalah jumlah kuantitas produk yang harus dihasilkan oleh KM. Inka Mina 210 untuk menutupi biaya – biaya yang digunakan dalam operasi penangkapan tiap trip, sehingga mendapatkan laba.

Perhitungan atas dasar nilai harga penjualan sebagai berikut :

$$BEP_{(Rp)} = \frac{\text{Biaya Tetap}}{1 - \frac{\text{Biaya Tidak Tetap}}{\text{Penjualan}}}$$

$$BEP_{(Rp)} = \frac{56.892.000}{1 - \frac{56.892.000}{172.800.000}}$$

$$BEP_{(Rp)} = \frac{54.769.566}{0,671}$$

$$BEP_{(Rp)} = \text{Rp. 84.816.730, -}$$

Perhitungan atas dasar nilai sebagai berikut :

$$BEP_{(kg)} = \frac{Biaya\ Tetap}{\frac{Penjualan}{Produksi\ (kg)} - \frac{Biaya\ Tidak\ Tetap}{Produksi\ (kg)}}$$

$$BEP_{(kg)} = \frac{56.892.000}{\frac{172.800.000}{14.400} - \frac{25.437.500}{14.400}}$$

$$BEP_{(kg)} = \frac{56.892.000}{12.000 - 1766,49}$$

$$BEP_{(kg)} = \frac{56.892.000}{10.233,5}$$

$$BEP_{(kg)} = 5559,38\ kg$$

MICRO DC COMPRESSOR

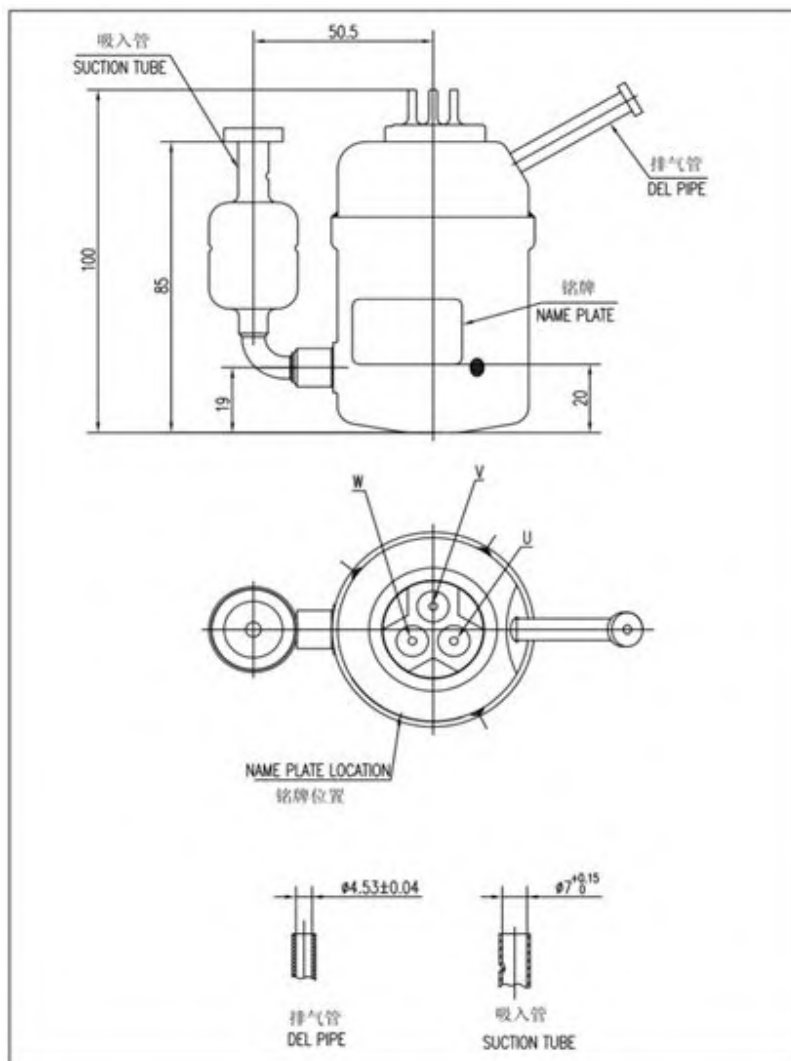
EXTREMELY SMALL, LIGHT WEIGHT, HIGH EFFICIENCY



The micro DC frequency conversion compressor that we research and develop, which is the smallest, lightest, and energy efficiency is the highest in China domestic market. Ideal for a variety of demands and application fields of narrow space, high temperature conditions, portable mobile.



Comparison Chart of Our Micro DC Compressor & Ordinary Refrigerator Compressor



Dimension Figure of Compressor

Main Features:

- 1.Subminiature volume: 54.7 mm diameters, 101 mm height, less than cans.
- 2.Ultra-light weight: total weight is only 700 grams.
- 3.Adjustable speed of direct current: DC 12V, DC 24V, Greatcool company exclusively uses 180-degree sine wave controller, which with adjustable speed from 1800RPM to 6500RPM. High efficiency, low noise.
- 4.Low vibration: special designed device for vibration reduction.
- 5.Power supply: batteries, vehicular power, solar, etc.
- 6.Application: apply to evaporating temperature from LBP to HBP.
- 7.High temperature working condition: can work in 55 degrees.

Application:

1. Telecom base station room, mobile base station;
2. Medical laser cosmetic, medical radio frequency machine with cold water machine, etc;
3. Industrial dehumidifier, domestic dehumidifier;
4. Military, fire protection, etc;
5. Other applications, car refrigerator, the cooling of electronic equipment in harsh environment, instead of the semiconductor cooling, as well as other miniature refrigeration systems, etc.



Basic Parameters:

Item	ASHRAE A/C Test Codition			ASHRAE Refrigerator Test Codition		
	4500rpm	6000rpm		4500rpm	6000rpm	
Cooling Capacity (W)	220	220		80	110	
Input Power (W)	110	150		67	92	
COP (W/W)	2	2		1.2	1.2	
Displacement	1.5cm ³ /rev			1.9cm ³ /rev		
The power supply	DC 12V	DC 24V	DC 48V	DC 12V	DC 24V	DC 48V
Model	ZH1512A	ZH1524A1	ZH1548A	ZH2012A	ZH2024A	ZH2048A
Refrigerant	R134a					
Lubricating oil amount (ml)	POE 68 · 30ml					
Total mass(including oil)	700g					
Motor type	Brushless DC Motor					
Current range	Max 9.5A					
Speed range	1800-6000rpm					
Speed control	Greatcool compressor dedicated controller					

ZH1524A1 The Whole Performance Table

1、ZH1524A1 Cooling Capacity

Cooling Capacity (W)	Speed	Condensing Temperature (°C)	Evaporation temperature (°C)				
			5	7.2	10	15	20
	Cooling Capacity (W)	3000rpm	35	188	203	225	268
40			180	194	215	256	305
46			170	184	203	242	288
50			164	177	196	233	277
54.4			156	169	187	222	265
60			147	158	175	208	249
65			138	149	165	196	235
3600rpm		35	225	243	269	321	381
		40	216	233	258	307	366
		46	204	220	244	291	346
		50	196	212	235	279	333
		54.4	188	203	224	266	318
		60	176	190	210	250	299
		65	166	179	198	235	282
4500rpm		35	281	304	337	401	477
		40	270	291	323	384	457
		46	255	276	305	363	433
		50	245	265	293	349	416
		54.4	234	254	280	333	398
		60	220	238	263	312	374
		65	207	223	247	294	352
5400rpm	35	338	365	404	482	572	
	40	323	349	387	461	548	
	46	306	331	366	436	519	
	50	294	318	352	419	499	
	54.4	281	304	336	400	477	
	60	264	285	316	375	449	
	65	249	268	297	352	423	
6000rpm	35	375	405	449	535	636	
	40	359	388	430	512	609	
	46	340	367	407	484	577	
	50	327	353	391	465	555	
	54.4	313	338	373	444	530	
	60	294	317	351	417	499	
	65	276	298	330	391	469	

2、ZH1524A1 Input power							
Input Power (W)	Speed	Condensing Temperature (°C)	Evaporation temperature (°C)				
			5	7.2	10	15	20
	3000rpm	35	50	50	48	44	40
		40	57	58	57	54	50
		46	66	67	67	66	65
		50	71	73	73	73	72
		54.4	77	78	80	81	81
		60	84	86	88	91	92
		65	91	94	95	99	102
	3600rpm	35	60	60	57	53	48
		40	69	70	68	65	60
		46	79	80	80	79	76
		50	86	88	88	88	86
		54.4	93	94	96	97	97
		60	101	103	106	109	111
		65	109	112	115	119	123
	4500rpm	35	68	68	65	60	55
		40	78	79	77	74	70
		46	90	91	91	90	86
		50	97	100	100	100	98
		54.4	105	107	109	111	111
		60	115	117	120	124	126
		65	124	128	130	135	139
	5400rpm	35	82	82	78	72	65
		40	94	95	93	89	85
		46	108	110	109	108	105
		50	117	120	119	120	117
		54.4	126	128	131	133	133
		60	138	141	144	149	151
		65	148	153	156	162	167
6000rpm	35	91	91	87	80	70	
	40	104	105	103	98	90	
	46	120	122	121	120	115	
	50	130	133	133	133	131	
	54.4	140	143	145	148	147	
	60	153	156	160	165	168	
	65	165	170	174	180	186	

ZH2024A The Whole Performance Table

1、ZH2024A Cooling Capacity

Cooling Capacity (W)	Speed	Condensing Temperature (°C)	Evaporation temperature (°C)				
			5	7.2	10	15	20
	3000rpm	35	238	257	284	339	403
		40	228	246	272	324	386
		46	215	233	258	307	365
		50	207	224	248	295	351
		54.4	198	214	237	281	336
		60	186	200	222	264	315
	3600rpm	65	175	189	209	248	298
		35	285	308	341	407	483
		40	274	295	327	389	464
		46	259	279	309	369	438
		50	248	269	297	353	422
		54.4	238	257	284	337	403
	4500rpm	60	223	241	266	317	379
		65	210	227	251	298	357
		35	356	385	427	508	604
		40	342	369	409	486	579
		46	323	350	386	460	548
		50	310	336	372	442	527
	5400rpm	54.4	296	321	355	422	504
		60	279	301	333	396	474
		65	262	282	313	372	446
		35	428	462	512	611	725
		40	409	442	490	584	694
		46	388	419	464	552	657
	6000rpm	50	372	403	446	531	632
		54.4	356	385	426	507	604
		60	334	361	400	475	569
		65	315	339	376	446	536
		35	475	513	569	678	806
		40	455	491	545	649	771
	6000rpm	46	431	465	516	613	731
		50	414	447	495	589	703
		54.4	396	428	472	562	671
		60	372	402	445	528	632
		65	350	377	418	495	594

2、ZH2024A Input power							
Input Power (W)	Speed	Condensing Temperature (°C)	Evaporation temperature (°C)				
			5	7.2	10	15	20
	3000rpm	35	63	63	61	56	51
		40	72	73	72	68	63
		46	83	85	84	84	82
		50	90	92	92	92	91
		54.4	98	99	101	103	103
		60	106	109	111	115	117
		65	115	119	120	125	129
	3600rpm	35	76	76	72	67	61
		40	87	89	86	82	76
		46	100	101	101	100	96
		50	109	111	111	111	109
		54.4	118	119	122	123	123
		60	128	130	134	138	141
		65	138	142	146	151	156
	4500rpm	35	86	86	82	76	70
		40	99	100	98	94	89
		46	114	115	115	114	109
		50	123	127	126	127	124
		54.4	133	135	138	140	141
		60	146	148	152	157	160
		65	157	162	165	171	176
	5400rpm	35	104	104	99	91	82
		40	119	120	118	113	108
		46	137	139	138	137	133
		50	148	152	151	152	148
		54.4	160	162	166	168	168
		60	175	179	182	189	191
		65	187	194	198	205	212
	6000rpm	35	115	115	110	101	89
		40	132	133	130	124	114
		46	152	155	153	152	146
		50	165	168	168	168	166
		54.4	177	181	184	187	186
		60	194	198	203	209	213
		65	209	215	220	228	236

ZH2048A The Whole Performance Table

1、ZH2048A Cooling Capacity

Cooling Capacity (W)	Speed	Condensing Temperature (°C)	Evaporation temperature (°C)				
			5	7.2	10	15	20
			3000rpm	35	238	257	284
	40	228	246	272	324	386	
	46	215	233	258	307	365	
	50	207	224	248	295	351	
	54.4	198	214	237	281	336	
	60	186	200	222	264	315	
	65	175	189	209	248	298	
	35	285	308	341	407	483	
	40	274	295	327	389	464	
	46	259	279	309	369	438	
	50	248	269	297	353	422	
	54.4	238	257	284	337	403	
	60	223	241	266	317	379	
	65	210	227	251	298	357	
	35	356	385	427	508	604	
	40	342	369	409	486	579	
	46	323	350	386	460	548	
	50	310	336	372	442	527	
	54.4	296	321	355	422	504	
	60	279	301	333	396	474	
	65	262	282	313	372	446	
	35	428	462	512	611	725	
	40	409	442	490	584	694	
	46	388	419	464	552	657	
	50	372	403	446	531	632	
	54.4	356	385	426	507	604	
	60	334	361	400	475	569	
	65	315	339	376	446	536	
	35	475	513	569	678	806	
	40	455	491	545	649	771	
	46	431	465	516	613	731	
	50	414	447	495	589	703	
	54.4	396	428	472	562	671	
	60	372	402	445	528	632	
	65	350	377	418	495	594	

2、ZH2048A Input power							
Input Power (W)	Speed	Condensing Temperature (°C)	Evaporation temperature (°C)				
			5	7.2	10	15	20
	3000rpm	35	63	63	61	56	51
		40	72	73	72	68	63
		46	83	85	84	84	82
		50	90	92	92	92	91
		54.4	98	99	101	103	103
		60	106	109	111	115	117
	3600rpm	35	76	76	72	67	61
		40	87	89	86	82	76
		46	100	101	101	100	96
		50	109	111	111	111	109
		54.4	118	119	122	123	123
		60	128	130	134	138	141
	4500rpm	35	86	86	82	76	70
		40	99	100	98	94	89
		46	114	115	115	114	109
		50	123	127	126	127	124
		54.4	133	135	138	140	141
		60	146	148	152	157	160
	5400rpm	35	104	104	99	91	82
		40	119	120	118	113	108
		46	137	139	138	137	133
		50	148	152	151	152	148
		54.4	160	162	166	168	168
		60	175	179	182	189	191
6000rpm	35	115	115	110	101	89	
	40	132	133	130	124	114	
	46	152	155	153	152	146	
	50	165	168	168	168	166	
	54.4	177	181	184	187	186	
	60	194	198	203	209	213	
		65	209	215	220	228	236

Remarks:

- 1) Basic test conditions: Inhale/superheat temperature----- 18 °C (evaporation temperature 20 °C, the degree of superheat 5 k)
Too cold temperature-----6K
The environment temperature ----- 35°C
- 2) This whole performance values are our company's performance test rig, which uses our dedicated controller for test;;
- 3) This all performance values are for reference only, actual product performance, please will be subject to relevant specifications of the products;

Miniature compressor conditions of use and the matters needing attention

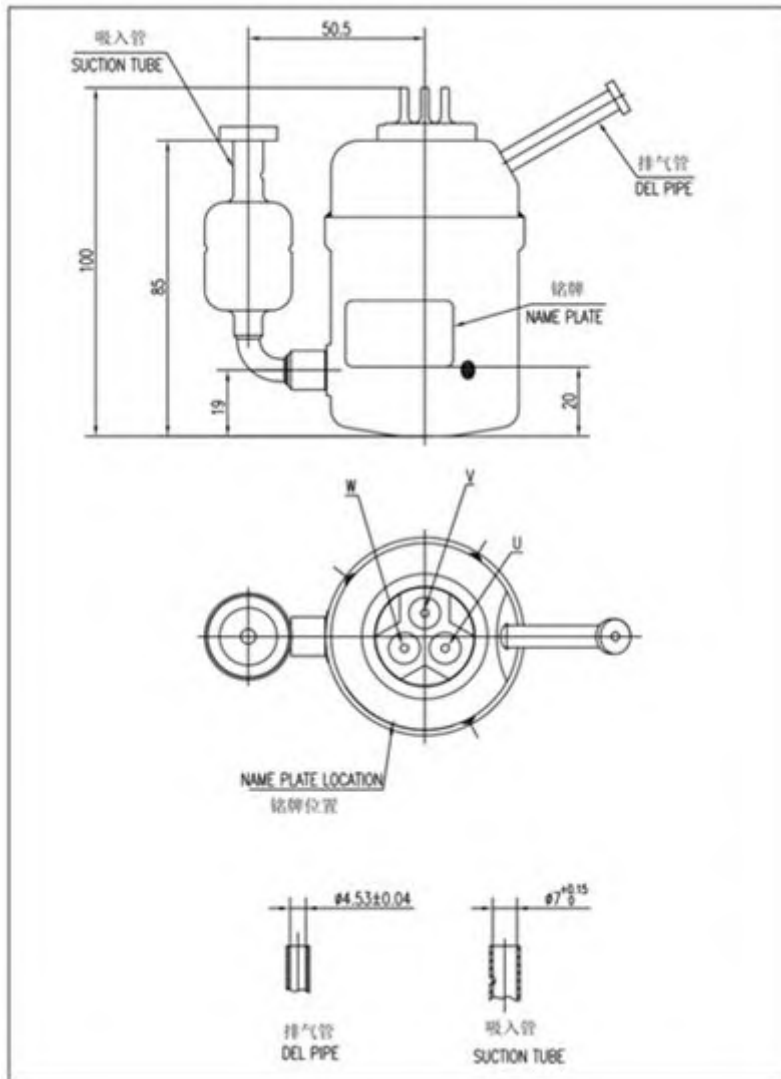
1. The compressor using conditions

project	Standard conditions	Overload condition
Exhaust pressure (MPa)	below 1.8	above 2.2
Compression ratio	below 8	
Motor Volume line temperature (°C)	below 100	below 125
The exhaust temperature (°C)	below 100	below 115
ΔT =(Temperature at the bottom of the compressor-The condenser temperature in the	During continuous operation:More than 5 K, Starting and control the runtime: 0 K above	
Running interval	More than 5 min 1 cycle(ON more than 2 min, OFF more than 2 min)	
Angle of tilt allows	The system is installed within 5 °	
Refrigerant•Seal in quantity	R134a Max 120g	
Speed adjustment	The speed rate of change: within 60 r/s Control the runtime: within 10 r/s Starting: when near 60 r/s keep running more than 1 min	
Pressure when starting	High side and low side pressure balance	
Turning direction	Beware of the reverse connection failure	
Interphase voltage balance	Less than 2%	

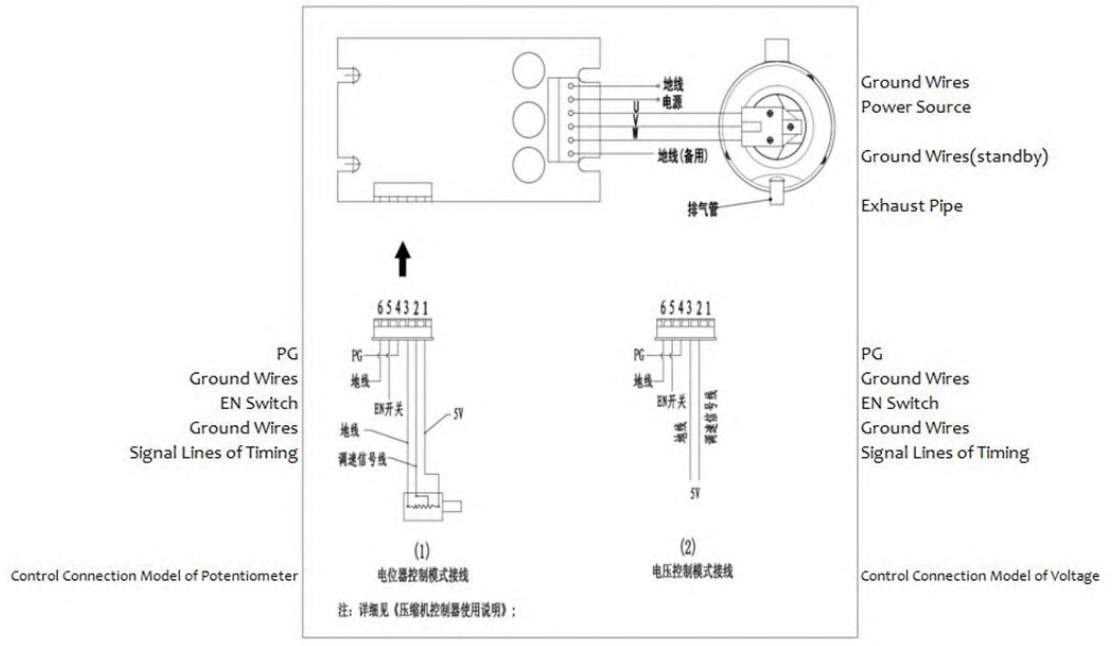
2.Other considerations

- Prevent the compressor from falling and being impacted during handling and operation.
- Ban exerting local pressure on exhaust pipe and seal terminals.
- Compressor shall be stored in the little dust and low humidity environment.
- Do not be placed for long period but install and use as soon as possible, after pulling out the suction and exhaust pipes of the compressor.
- Prohibit running the compressor in the air.
- It can not directly inject the refrigerate into the compressor, it'd better inject from the end of the condenser before the refrigerant to be sealed.
- It is recommended to use the special compressor driven controller and other accessories of our company.

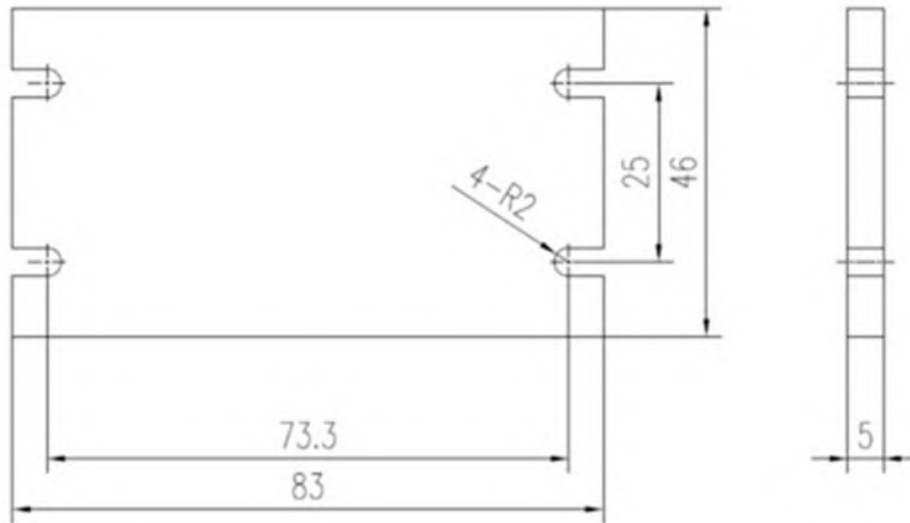
Dimension Figure of Compressor



Wiring Diagram of Drive Control Pad



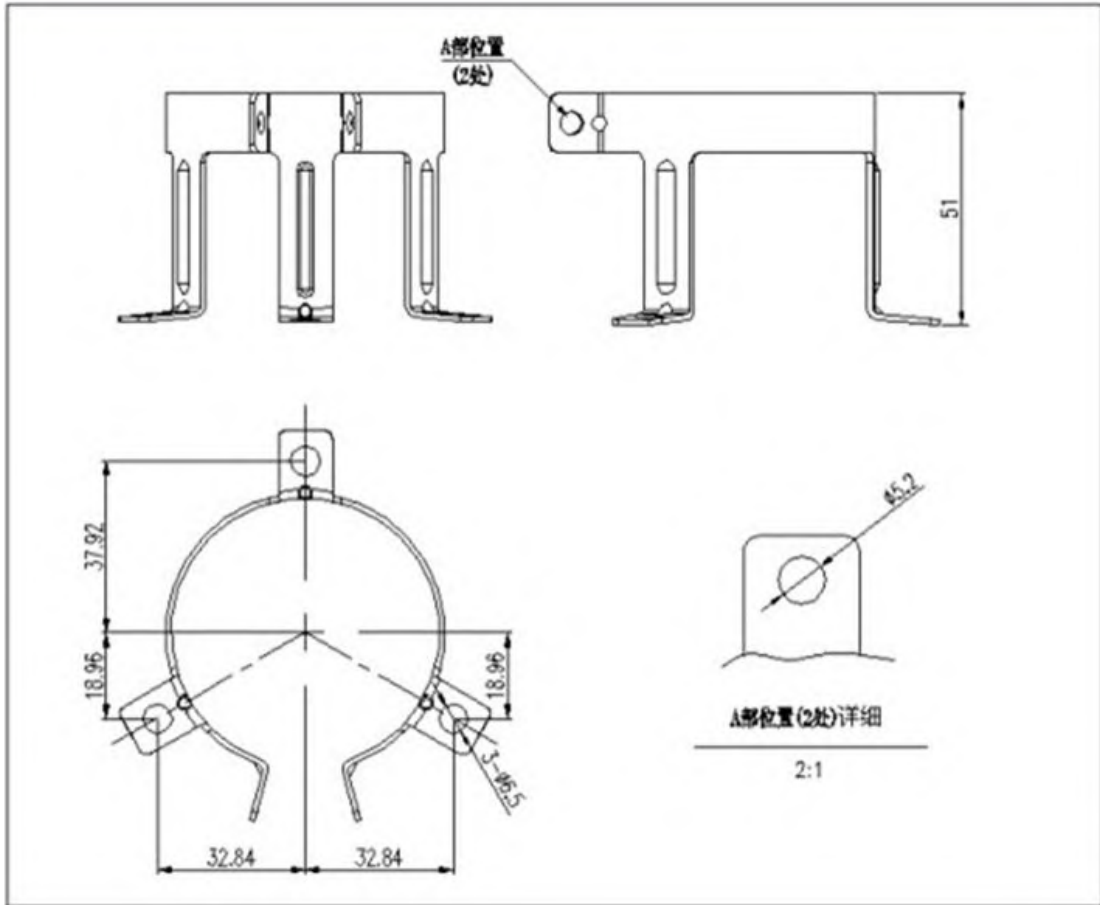
Dimension Figure of Drive Control Pad



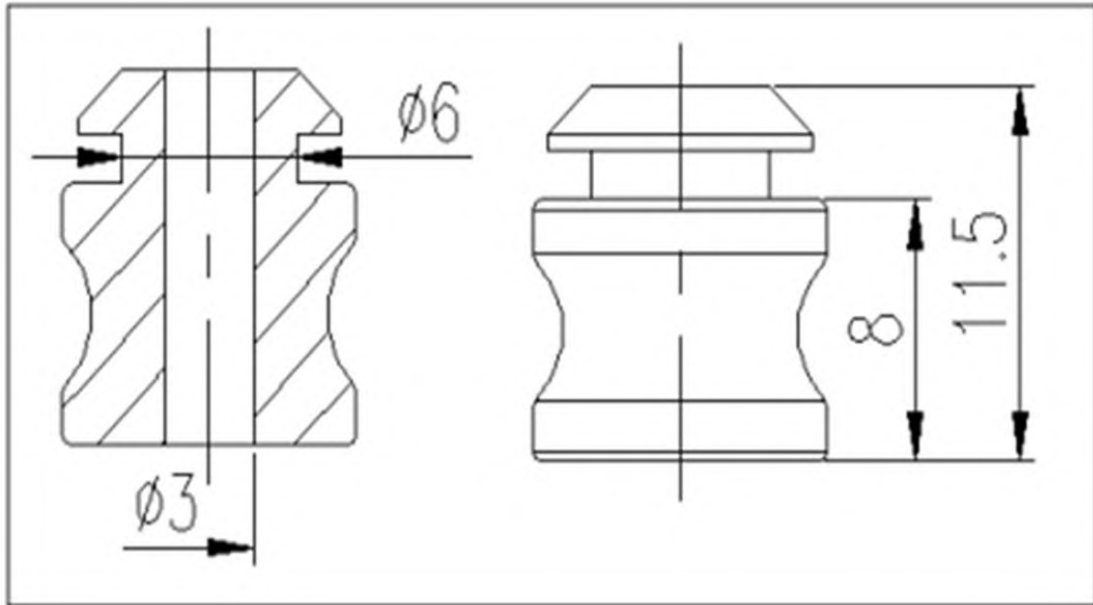
Considerations of Installation:

1. Cooling fin can not close to the wall, keeps the distance at least 5mm, which prevents from Heat Summation;
2. It is recommended that the controller should be installed in vertical direction, which is convenient for cooling fin;
3. Detailed view on « Instructions of Compressor Controller » .

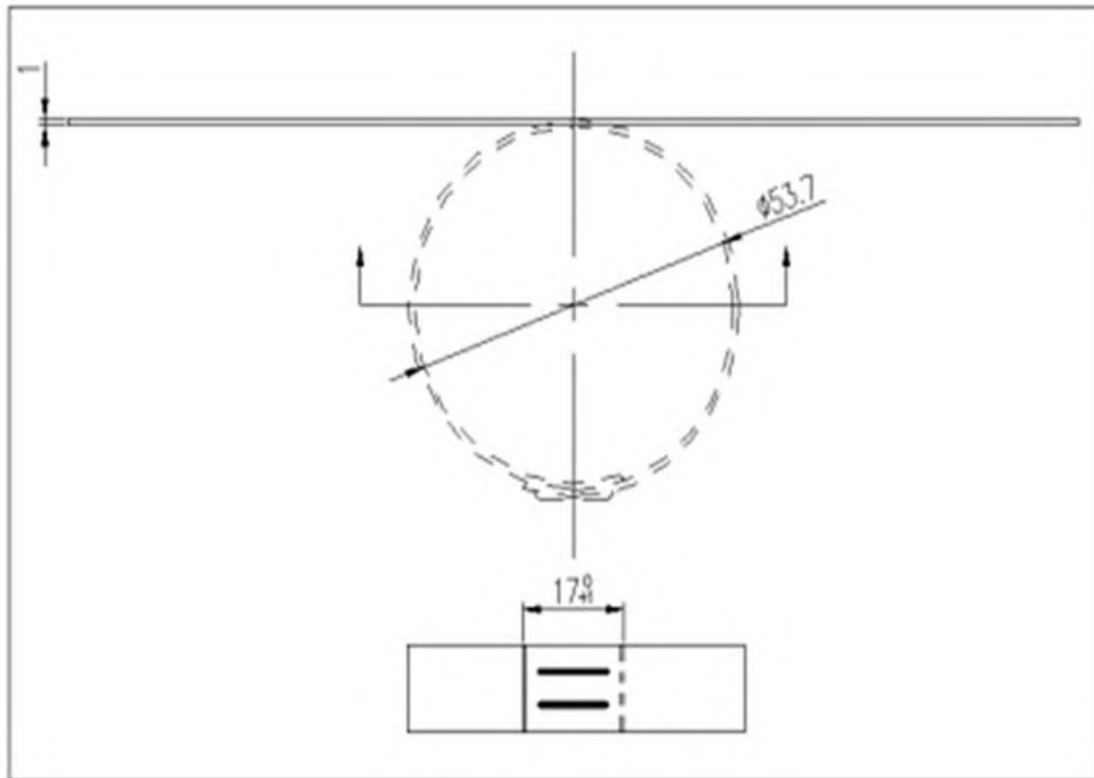
Mounting Bracket



Damping Rubber Mat



Mounting Bracket Rubber Gasket



Foshan Blueway Electric Appliances Co., Ltd.



Add: No.6 Zhanye Rd, Honggang Industry,Daliang, Shunde District,
Foshan City, Guangdong, China.

Tel: +86-757-22629089/22629286

Fax: +86-757-26154598

Mobile: +86 18934310313

Skype: cindy_blueway

Email: sales08@bluewayhp.com

Website: bluewayhp.en.alibaba.com

全封闭微型压缩机(参考)规格书

Enclosed miniature compressor specification (reference)

机种型名 Model type name : ZH2024A



1. 规格 Specification

1.1 基本参数 Basic parameters

压缩机型式 Compressor Type	全封闭电动旋转式压缩机 Closed rotary compressor motor
使用冷媒 Use refrigerant	R134a
润滑油·油量 (ml) Lubricating oil·Oil amount (ml)	P0E 68 · 40ml
总质量 (含润滑油) The total mass (including oil)	700g
排除容积 Excluded volume	1.9cm ³ /rev
电机型式 Motor Type	直流无刷电机 Brushless DC Motor
转速范围 Speed range	1800-6000rpm
使用电压 Voltage	DC 24V
电流范围 Current Range	Max 8A

1.2 性能 Performance

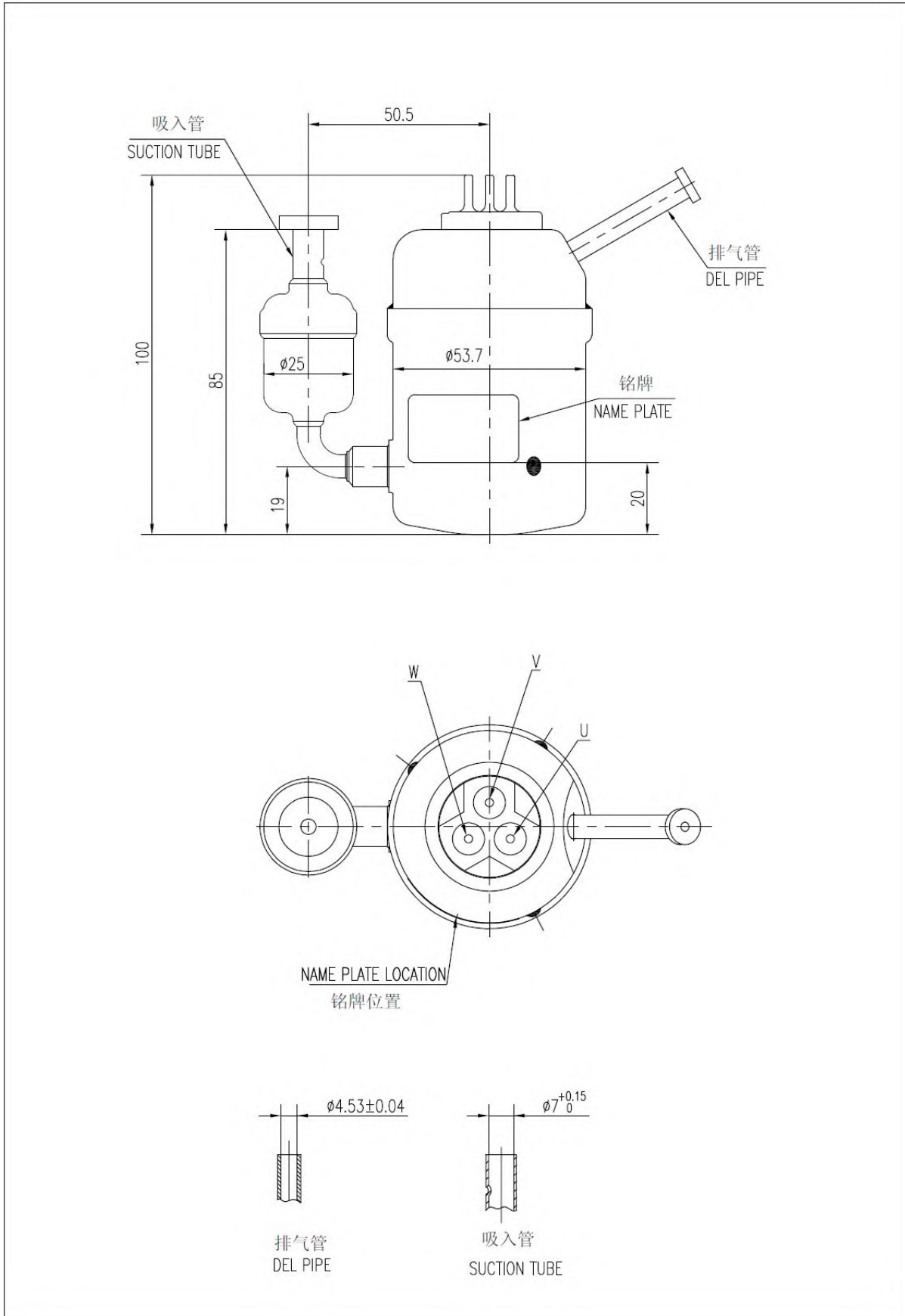
项目 Category	空调用测试工况 Test conditions for air conditioning			
	3000rpm	3600rpm	4500rpm	5100rpm
冷冻能力 (W) Refrigerating capacity (W)	245	305	375	425
输入功率 (W) The input power (W)	85	100	120	135
COP (W/W)	2.90	3.05	3.10	3.15

附：空调用压缩机性能测试条件

Attachment: Air conditioning compressor performance test conditions

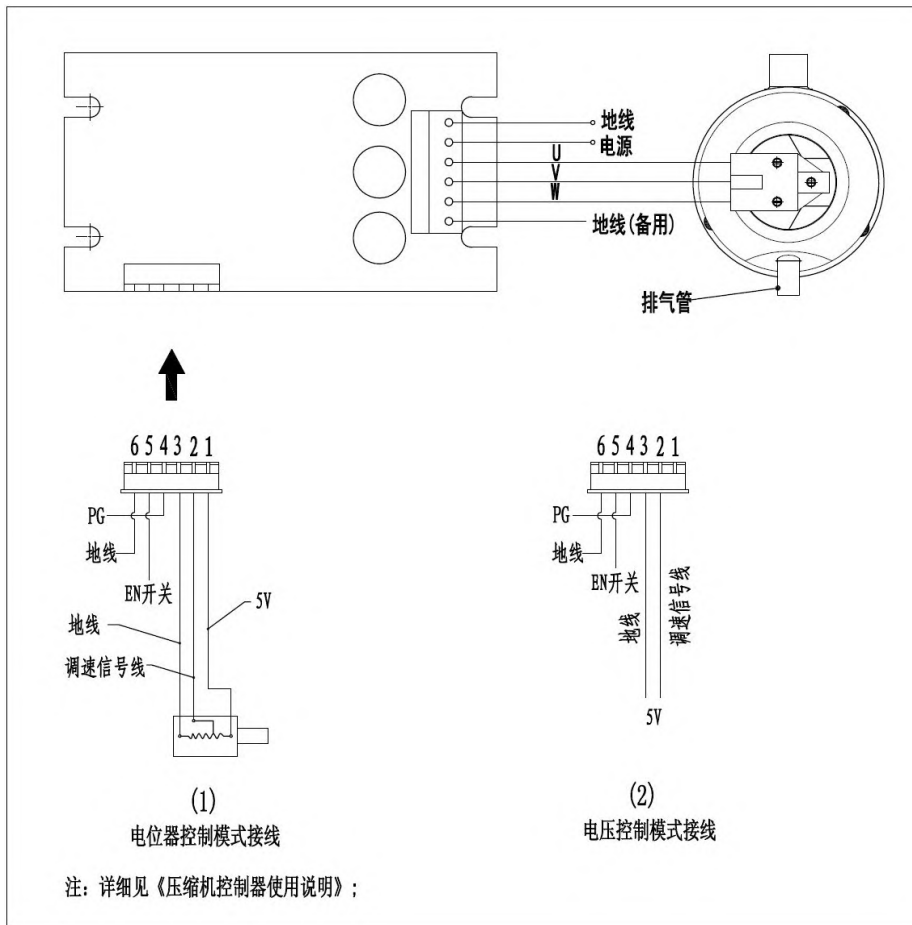
- 额定电压 The rated voltage DC 24V
- 转速控制 Speed control 高品压缩机专用控制器
The Greatcool compressor dedicated controller
- 冷凝温度 Condensation temperature 46.0℃
- 蒸发温度 Evaporation temperature 10.0℃
- 吸气温度 Breathe in temperature 18.0℃
- 过冷温度 Too cold temperature 41.0℃
- 环境温度 The environment temperature 35.0℃

1.3. 压缩机外观 Compressor appearance



2. 驱动控制板 · 接线图 Drive control board · Wiring diagram

2.1 驱动控制板接线示意图 Drive control board wiring diagram



备注: Remark:

地线-----Ground wire

EN 开关-----EN switch

调速信号线-----Speed control signal lines

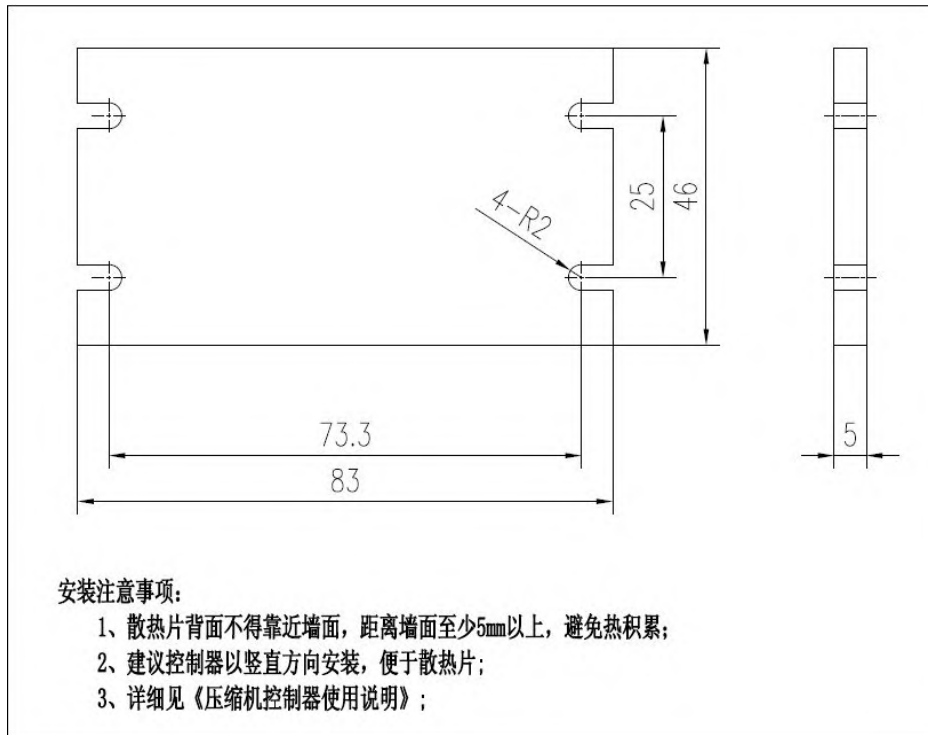
电位器控制模式接线-----Wiring potentiometer control mode

注: 详见《压缩机控制器使用说明》-----

Note: see the compressor controller instructions

电压控制模式接线-----Terminal voltage control mode

2.2 驱动控制板安装尺寸图 Drive control pad size figure



备注 Remark:

安装注意事项-----Install the matters needing attention

1、散热片背面不得靠近墙面，距离墙面至少 5mm 以上，避免热积累-----

Fin on the back may not be close to the wall, at least more than 5 mm, away from the wall to avoid heat accumulation

2、建议控制器以竖直方向安装，便于散热-----

Suggest controller installed in the vertical direction, facilitate heat dissipation

3、详细见《压缩机控制器使用说明》-----

See the compressor controller instructions

3. 压缩机标准附件一览 Compressor in standard accessories

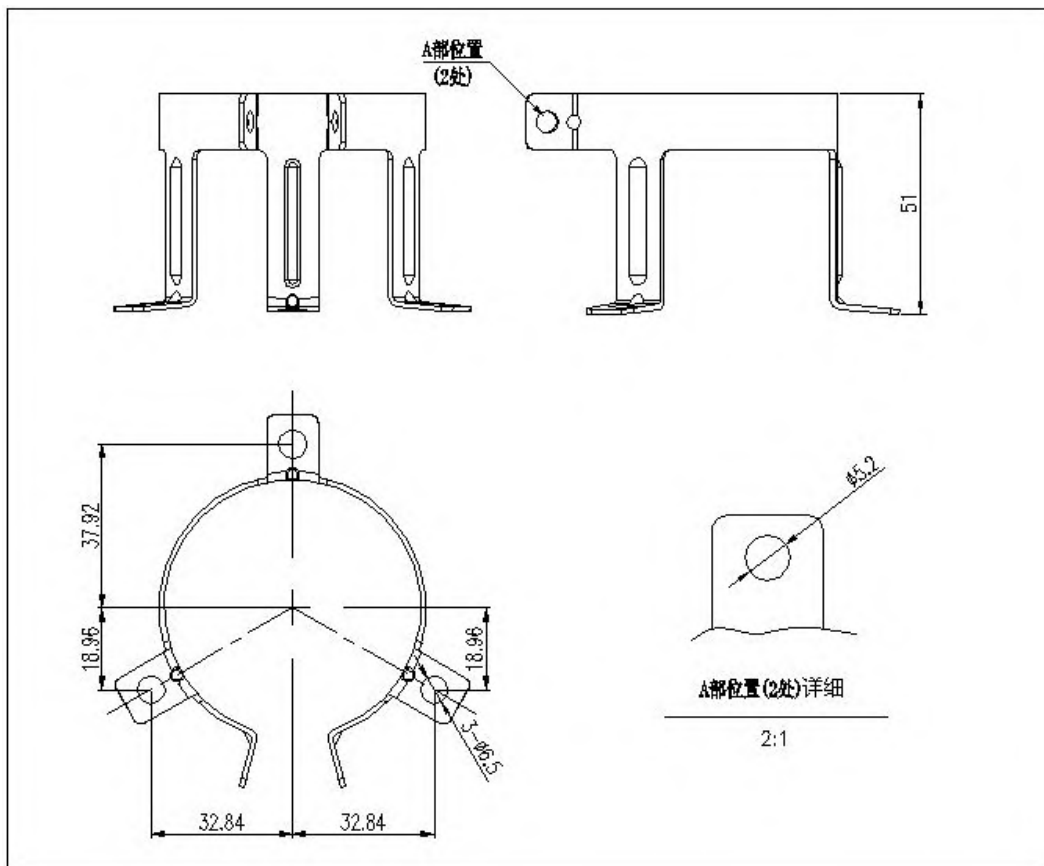
3.1 标准附件一览表 List of standard accessories

序号 The serial number	品名 Part name	型号 Model	数量 Amount	备注 Remark
3.2	安装支架 Mounting bracket		1	
3.3	减振橡胶垫 Damping rubber mat		3	
3.4	安装支架橡胶垫圈 Mounting bracket rubber gasket		1	
3.5	压缩机控制板 The compressor control panel		1	

※请用广东高品公司之指定压缩机零部件和附件。

Please use the Guangdong Greatcool company specified compressor parts and accessories.

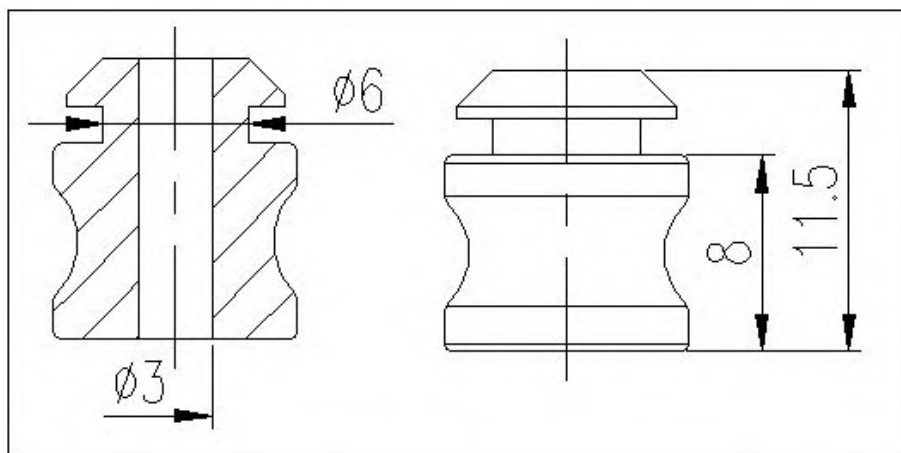
3.2 安装支架 Mounting bracket



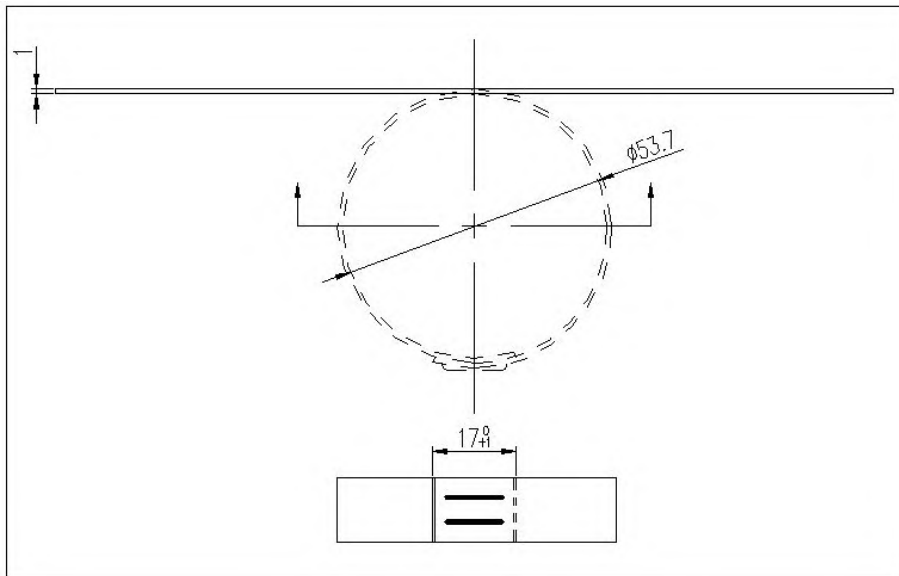
备注 Remark:

A 部位置 (2 处) -----Part A position (2)

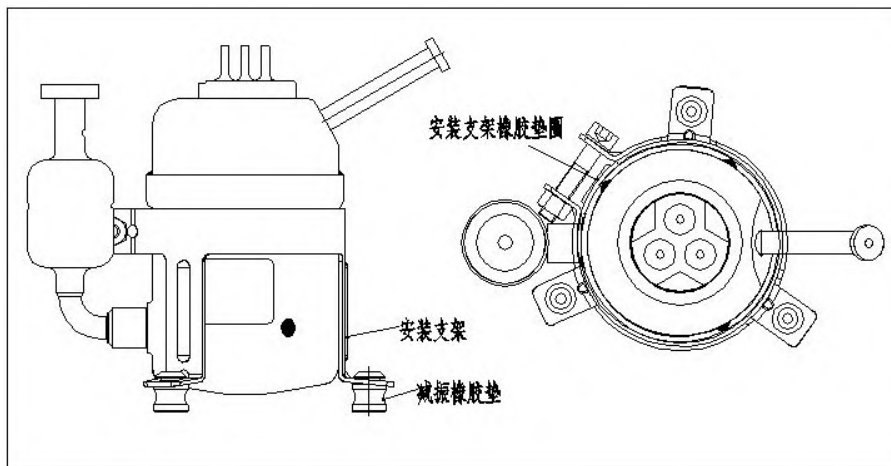
3.3 减振橡胶垫 Damping rubber mat



3.4 安装支架橡胶垫圈 Mounting bracket rubber gasket



3.5 压缩机安装示意图 The compressor installation schematic diagram



备注 Remark:

安装支架-----Mounting bracket

减震橡胶垫-----The damping rubber mat

安装支架橡胶圈-----Mounting bracket rubber ring



APPLICATION AND ENGINEERING DATA

Copper Capillary Tubing

For Refrigeration and Air-Conditioning

DIAMETER AND LENGTH

FACTORS AFFECTING REFRIGERANT FLOW

The size of the cap tube is fairly critical. Unlike orifices, such as expansion valve seats, capillary tubes depend on their length as well as their diameter to determine their total restriction. The relationship between these two factors are shown in the following charts. A change in diameter on a percentage basis can change the flow more than an equal change in length. To illustrate, changing the diameter by .005" as between .026" I.D. and .031" I.D. can double the flow.

Restriction can also be changed by lengthening or shortening the cap tube. The longer the tube, the slower the flow; the shorter the tube, the faster the flow. The general flow curve graph (right) shows what happens to the flow of refrigerant through a cap tube as the length is changed. This curve is not meant to give specific flows but to simply illustrate what happens with all cap tubes so that the general flow pattern can be understood.

By following the flow curve from left to right it can be seen that for the very longest length the flow is the smallest. Then as the cap tube length is decreased, the flow increases slowly until critical point "L" is reached.

At this point the flow increases more rapidly with each reduction in length until critical point "S" is reached. From this point on, further decrease in

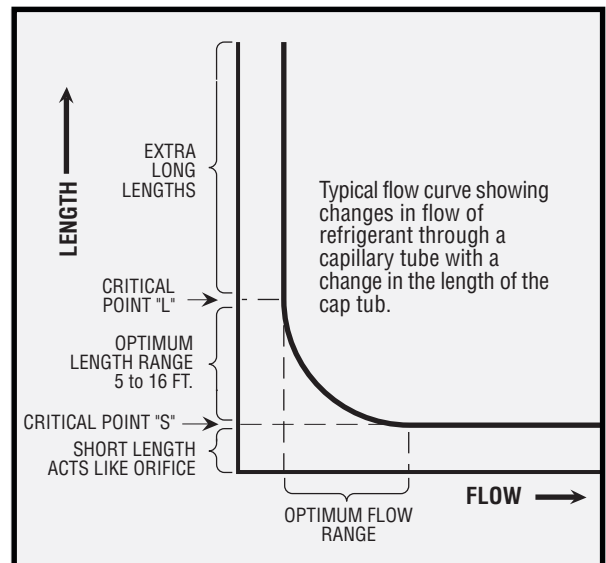
length causes ever increasing flow. From the study of this typical curve, certain pertinent conclusions can be reached that directly affect the field application of capillary tubes.

On the graph, the section above the critical point "L" is marked as extra long lengths. Attempting to increase restriction (i.e. reduce flow) by increasing length into this region is not only uneconomical but frequently hopeless. In addition, tubes in this range may not be responsive enough to changes in head pressures during operation. All in all, tube lengths in this range should be avoided where possible.

Continuing down the graph, the section below critical point "S" should be avoided like the plague. In this range, the tube is so short that even small changes in length will cause very large increases in flow. This is caused by the fact that the length no longer affects the flow and the tube now beings to act more like an orifice than a capillary tube. But, without the other components necessary to control an orifice, such as are present in an expansion valve or high side float, a very short cap tube will give wildly erratic operation under varying ambients and loads.

All of this would be meaningless without some definite way to use this information. Although the critical points will vary depending on the I.D. of the cap tubing being used, a very safe operating rule-of-thumb can be offered. Keep the cap tube no shorter than 5 ft. and no longer than 16 ft.

SHORT COIL	100 FT. COILS	10 COILS	DESCRIPTION
TC-26-16	TC-26-100	TC-26-100-101	.026 ID x .072 OD x 16'
TC-31-12	TC-31-100	TC-31-100-101	.031 ID x .083 OD x 12'
TC-36-12	TC-36-100	TC-36-100-101	.036 ID x .087 OD x 12'
TC-42-12	TC-42-100	TC-42-100-101	.042 ID x .093 OD x 12'
TC-44-12	TC-44-100	TC-44-100-101	.044 ID x .109 OD x 12'
TC-49-11	TC-49-100	TC-49-100-101	.049 ID x .099 OD x 11'
TC-50-11	TC-50-100	TC-50-100-101	.050 ID x .114 OD x 11'
TC-54-11	TC-54-100	TC-54-100-101	.054 ID x .106 OD x 11'
TC-55-11	TC-55-100	TC-55-100-101	.055 ID x .125 OD x 11'
TC-59-10	TC-59-100	TC-59-100-101	.059 ID x .112 OD x 10'
TC-64-10	TC-64-100	TC-64-100-101	.064 ID x .125 OD x 10'
TC-70-12	TC-70-100	TC-70-100-101	.070 ID x .125 OD x 12'
TC-75-9	TC-75-100	TC-75-100-101	.075 ID x .125 OD x 9'
TC-80-10	TC-80-100	TC-80-100-101	.080 ID x .145 OD x 10'
TC-85-9	TC-85-100	TC-85-100-101	.085 ID x .145 OD x 9'
TC-90-7	TC-90-100	TC-90-100-101	.090 ID x .145 OD x 7'
TC-100-10	TC-100-100	TC-100-100-101	.100 ID x .156 OD x 10'



AIR-CONDITIONING APPLICATION CHART (R-22)

B.T.U./ CIRCUIT	CAP TUBE		B.T.U./ CIRCUIT	CAP TUBE	
	Length	Size		Length	Size
4000	69 in	TC-49	8750	78 in	TC-75
4250	63 in	TC-49	9000	72 in	TC-75
4500	90 in	TC-54	9250	67 in	TC-75
4750	81 in	TC-54	9500	84 in	TC-80
5000	72 in	TC-54	9750	84 in	TC-80
5250	63 in	TC-54	10,000	76 in	TC-80
5500	101 in	TC-64	10,250	72 in	TC-80
5750	94 in	TC-64	10,500	68 in	TC-80
6000	87 in	TC-64	10,750	64 in	TC-80
6250	79 in	TC-64	11,000	60 in	TC-80
6500	72 in	TC-64	11,250	87 in	TC-85
6750	64 in	TC-64	11,500	84 in	TC-85
7000	90 in	TC-70	11,750	78 in	TC-85
7250	84 in	TC-70	12,000	72 in	TC-85
7500	78 in	TC-70	12,500	82 in	TC-90
7750	73 in	TC-70	13,000	72 in	TC-90
8000	69 in	TC-70	13,500	66 in	TC-90
8250	64 in	TC-70	14,000	60 in	TC-90
8500	84 in	TC-75			

R-134a – It is suggested to add 10% to length.

Recommended capillary tube lengths for each circuit in an air conditioner evaporator where R-22 is the refrigerant. All recommendations must be considered approximate and variations may arise in actual field applications.

Window air conditioners normally have 1 circuit and the recommended cap tube can be read directly from the chart. Larger units have 2 or more circuits in the evaporator. Where this is the case, simply divide the total BTU rating of the unit by the number of cap tube circuits to obtain the BTU/CIRCUIT rating of each individual cap tube.

Example:

Air conditioner is rated at 27,000 BTU and has 3 cap tubes connected to the evaporator. Divide 27,000 by 3 = 9,000 BTU/Circuit. From the chart, this would call for .075 I.D. (TC-75) 72 inch long. The length and I.D. of any cap tube may be adjusted to a more readily available size by using the conversion chart.

REFRIGERATION APPLICATION CHART (R-12 AND R-22)*

H.P.	REF.	NOTE	NORMAL EVAPORATING TEMPERATURE DEGREES F							
			-10 to +5		+5 to +20		+20 to +35		+35 to +50	
1/20	R12	S-F	16 Ft.	TC-26	10 Ft.	TC-26				
1/12	R12	S-F	12 Ft.	TC-26	12 Ft.	TC-31				
1/9	R12	S	12 Ft.	TC-26	12 Ft.	TC-31				
1/9	R12	S	10 Ft.	TC-26	10 Ft.	TC-31				
1/8	R12	S-F	10 Ft.	TC-26	10 Ft.	TC-31				
1/6	R12	S	12 Ft.	TC-31	12 Ft.	TC-36	8 Ft.	TC-36	10 Ft.	TC-42
1/6	R12	F	10 Ft.	TC-31	10 Ft.	TC-36				
1/5	R12	S	10 Ft.	TC-31	10 Ft.	TC-36	7-1/2 Ft.	TC-42	7-1/2 Ft.	TC-49
1/5	R12	F	8 Ft.	TC-31	8 Ft.	TC-36	10 Ft.	TC-42	6 Ft.	TC-42
1/4	R22	S-F	12 Ft.	TC-36	6 Ft.	TC-36	8-1/2 Ft.	TC-42	6 Ft.	TC-49
1/4	R12	F	10 Ft.	TC-36	6 Ft.	TC-36	8 Ft.	TC-42	6 Ft.	TC-49
1/3	R22	F	10 Ft.	TC-36	6 Ft.	TC-36	11 Ft.	TC-49		
1/3	R12	F	12 Ft.	TC-42	6 Ft.	TC-42	9 Ft.	TC-49	6 Ft.	TC-54
1/2	R22	F	6 Ft.	TC-36	9 Ft.	TC-42	7-1/2 Ft.	TC-54	10 Ft.	TC-64
1/2	R12	F	11 Ft.	TC-54	9 Ft.	TC-49				
3/4	R22	F	11 Ft.	TC-54	9 Ft.	TC-54				
3/4	R12	F	7-1/2 Ft.	TC-54	12 Ft.	TC-70	1 Ft.	TC-80		
1	R22	F	10 Ft.	TC-64	12 Ft.	TC-70				
1	R12	F	10 Ft.	TC-70	11 Ft.	TC-54	7-1/2 Ft.	TC-54 (2 pcs)		
1-1/2	R22	F	7-1/2 Ft.	TC-54 (2 pcs)	7-1/2 Ft.	TC-54 (2 pcs)	8 Ft.	TC-64 (2 pcs)		
1-1/2	R12	F			9 Ft.	TC-64 (2 pcs)	10 Ft.	TC-80 (2 pcs)		
2	R22	F			10 Ft.	TC-70 (2 pcs)	9 Ft.	TC-75 (2 pcs)		
2	R12	F	10 Ft.	TC-70 (2 pcs)	9 Ft.	TC-75 (2 pcs)	10 Ft.	TC-85 (2 pcs)		
3	R22	F			10 Ft.	TC-70 (3 pcs)	9 Ft.	TC-75 (3 pcs)		
3	R12	F	10 Ft.	TC-70 (2 pcs)	8 Ft.	TC-64 (4 pcs)	10 Ft.	TC-80 (4 pcs)		
4	R22	F			10 Ft.	TC-70 (4 pcs)	9 Ft.	TC-75 (4 pcs)		
4	R12	F			10 Ft.	TC-70 (5 pcs)	9 Ft.	TC-75 (5 pcs)		
5	R12	F			10 Ft.	TC-80 (5 pcs)	9 Ft.	TC-85 (5 pcs)		

NOTE: Condenser Type: S = Static, F = FAN

*R-134a – It is suggested to add 10% to length.

REFRIGERATION REFERENCE CHART FOR CAPILLARY TUBING

Fan Cooled Units Only. Add 10% to length for Static Cooled

SINGLE FEED

H.P.	LOW	MED	HIGH
R12 / R416A			
1/8	TC-26 110"	TC-26 84"	TC-26 48"
1/6	TC-26 71"	TC-31 96"	TC-31 72"
1/5	TC-31 54"	TC-31 36"	TC-31 24"
1/4	TC-31 43"	TC-42 90"	TC-42 60"
1/3	TC-42 93"	TC-42 72"	TC-42 36"
1/2	TC-49 96"	TC-49 48"	TC-64 90"
3/4	TC-49 60"	TC-64 92"	TC-64 72"
1	TC-49 36"	TC-64 84"	TC-64 54"
1-1/2	TC-64 84"	TC-64 60"	TC-64 43"
2	TC-64 55"	TC-64 40"	TC-64 26"

H.P.	LOW	MED	HIGH
R134A / R401A / R401B / R406A, R409A / R500			
1/8	TC-26 121"	TC-26 92"	TC-26 53"
1/6	TC-26 78"	TC-31 106"	TC-31 79"
1/5	TC-31 59"	TC-31 39"	TC-31 26"
1/4	TC-31 47"	TC-42 99"	TC-42 66"
1/3	TC-42 102"	TC-42 79"	TC-42 39"
1/2	TC-49 105"	TC-49 52"	TC-64 99"
3/4	TC-49 66"	TC-64 101"	TC-64 79"
1	TC-49 39"	TC-64 92"	TC-64 59"
1-1/2	TC-64 92"	TC-64 66"	TC-64 47"
2	TC-64 61"	TC-64 44"	TC-64 29"

H.P.	LOW	MED	HIGH
R22			
1/8	TC-26 132"	TC-26 101"	TC-26 58"
1/6	TC-26 86"	TC-31 116"	TC-31 86"
1/5	TC-31 64"	TC-31 42"	TC-31 28"
1/4	TC-31 51"	TC-42 109"	TC-42 72"
1/3	TC-42 112"	TC-42 87"	TC-42 43"
1/2	TC-49 115"	TC-49 57"	TC-64 109"
3/4	TC-49 72"	TC-64 111"	TC-64 87"
1	TC-49 42"	TC-64 101"	TC-64 65"
1-1/2	TC-64 101"	TC-64 72"	TC-64 51"
2	TC-64 67"	TC-64 48"	TC-64 32"

H.P.	LOW	MED	HIGH
R402B / R403B, R404A / R407C / R408A / R502			
1/8	TC-26 144"	TC-26 111"	TC-26 63"
1/6	TC-26 95"	TC-26 78"	TC-31 95"
1/5	TC-31 70"	TC-31 46"	TC-31 31"
1/4	TC-31 56"	TC-31 31"	TC-42 79"
1/3	TC-31 30"	TC-42 96"	TC-42 47"
1/2	TC-42 29"	TC-49 63"	TC-49 32"
3/4	TC-49 79"	TC-49 32"	TC-64 96"
1	TC-49 46"	TC-64 111"	TC-64 72"
1-1/2	TC-64 111"	TC-64 79"	TC-64 56"
2	TC-64 74"	TC-64 52"	TC-64 34"

H.P.	LOW	MED	HIGH
R402A / R407A / R407B / R507			
1/8	N/A	TC-26 122"	TC-26 69"
1/6	TC-26 104"	TC-31 138"	TC-31 105"
1/5	TC-31 77"	TC-31 50"	TC-31 34"
1/4	TC-31 62"	TC-31 34"	TC-42 86"
1/3	TC-31 33"	TC-42 105"	TC-42 52"
1/2	TC-42 31"	TC-49 69"	TC-49 35"
3/4	TC-49 87"	TC-49 37"	TC-64 106"
1	TC-49 52"	TC-49 30"	TC-64 79"
1-1/2	TC-49 32"	TC-64 86"	TC-64 62"
2	TC-64 82"	TC-64 58"	TC-64 37"

H.P.	LOW	MED	HIGH
R410A			
1/8	N/A	TC-26 144"	TC-26 81"
1/6	TC-26 123"	TC-26 100"	TC-26 78"
1/5	TC-31 90"	TC-31 60"	TC-31 41"
1/4	TC-31 73"	TC-31 40"	TC-42 101"
1/3	TC-31 38"	TC-31 30"	TC-42 62"
1/2	TC-42 37"	TC-49 84"	TC-49 42"
3/4	TC-49 104"	TC-49 44"	TC-49 34"
1	TC-49 62"	TC-49 36"	TC-64 94"
1-1/2	TC-49 38"	TC-64 103"	TC-64 74"
2	TC-64 96"	TC-64 69"	TC-64 45"

2 FEED TUBES (Requires 2 lengths of each size listed)

H.P.	LOW	MED	HIGH
R12 / R416A			
1/2	TC-31 43"	TC-42 90"	TC-42 60"
3/4	TC-31 30"	TC-42 63"	TC-42 42"
1	TC-49 96"	TC-49 48"	TC-64 90"
1-1/2	TC-49 60"	TC-64 92"	TC-64 72"
2	TC-49 36"	TC-64 84"	TC-64 54"
2-1/2	TC-64 108"	TC-64 72"	TC-64 49"
3	TC-64 84"	TC-64 60"	TC-64 43"
3-1/2	TC-64 70"	TC-64 54"	TC-64 35"
4	TC-64 55"	TC-64 40"	TC-64 26"

H.P.	LOW	MED	HIGH
R134A / R401A / R401B / R406A / R409A / R500			
1/2	TC-31 47"	TC-42 99"	TC-42 66"
3/4	TC-31 33"	TC-42 69"	TC-42 46"
1	TC-49 105"	TC-49 52"	TC-64 99"
1-1/2	TC-49 66"	TC-64 101"	TC-64 79"
2	TC-49 40"	TC-64 92"	TC-64 59"
2-1/2	TC-64 119"	TC-64 79"	TC-64 53"
3	TC-64 92"	TC-64 66"	TC-64 47"
3-1/2	TC-64 77"	TC-64 59"	TC-64 38"
4	TC-64 60"	TC-64 44"	TC-64 29"

H.P.	LOW	MED	HIGH
R22			
1/2	TC-31 52"	TC-42 108"	TC-42 72"
3/4	TC-31 36"	TC-42 77"	TC-42 50"
1	TC-49 115"	TC-49 58"	TC-64 108"
1-1/2	TC-49 72"	TC-64 110"	TC-64 86"
2	TC-49 43"	TC-64 101"	TC-64 65"
2-1/2	TC-49 39"	TC-64 87"	TC-64 58"
3	TC-64 101"	TC-64 72"	TC-64 52"
3-1/2	TC-64 84"	TC-64 64"	TC-64 41"
4	TC-64 66"	TC-64 48"	TC-64 31"

H.P.	LOW	MED	HIGH
R402B / R403B / R404A / R407C / 408A / R502			
1/2	TC-31 56"	TC-42 119"	TC-42 78"
3/4	TC-31 39"	TC-42 85"	TC-42 55"
1	TC-42 28"	TC-49 63"	TC-64 119"
1-1/2	TC-49 79"	TC-49 32"	TC-64 94"
2	TC-49 47"	TC-64 110"	TC-64 71"
2-1/2	TC-49 43"	TC-64 96"	TC-64 64"
3	TC-64 111"	TC-64 79"	TC-64 57"
3-1/2	TC-64 92"	TC-64 70"	TC-64 46"
4	TC-64 73"	TC-64 53"	TC-64 34"

H.P.	LOW	MED	HIGH
R402A / R407A, R407B / R507			
1/2	TC-31 52"	TC-31 32"	TC-42 85"
3/4	TC-31 43"	TC-42 92"	TC-42 60"
1	TC-42 31"	TC-49 70"	TC-49 36"
1-1/2	TC-49 87"	TC-49 35"	TC-64 103"
2	TC-49 52"	TC-49 28"	TC-64 78"
2-1/2	TC-49 47"	TC-64 106"	TC-64 70"
3	TC-49 32"	TC-64 86"	TC-64 62"
3-1/2	TC-64 101"	TC-64 77"	TC-64 50"
4	TC-64 80"	TC-64 58"	TC-64 37"

H.P.	LOW	MED	HIGH
R410A			
1/2	TC-31 72"	TC-31 37"	TC-42 102"
3/4	TC-31 50"	TC-42 116"	TC-42 70"
1	TC-42 37"	TC-49 83"	TC-49 42"
1-1/2	TC-49 102"	TC-49 44"	TC-49 34"
2	TC-49 62"	TC-49 37"	TC-64 93"
2-1/2	TC-49 55"	TC-49 32"	TC-64 81"
3	TC-49 38"	TC-64 101"	TC-64 74"
3-1/2	TC-64 118"	TC-64 90"	TC-64 55"
4	TC-64 92"	TC-64 70"	TC-64 41"

All recommendations must be considered approximate and variations may arise in actual field applications.



TABLE A-11

Saturated refrigerant-134a—Temperature table

Temp., T °C	Sat. press., P_{sat} kPa	Specific volume, m^3/kg		Internal energy, kJ/kg			Enthalpy, kJ/kg			Entropy, kJ/kg·K		
		Sat. liquid, v_f	Sat. vapor, v_g	Sat. liquid, u_f	Evap., u_{fg}	Sat. vapor, u_g	Sat. liquid, h_f	Evap., h_{fg}	Sat. vapor, h_g	Sat. liquid, s_f	Evap., s_{fg}	Sat. vapor, s_g
-40	51.25	0.0007054	0.36081	-0.036	207.40	207.37	0.000	225.86	225.86	0.00000	0.96866	0.96866
-38	56.86	0.0007083	0.32732	2.475	206.04	208.51	2.515	224.61	227.12	0.01072	0.95511	0.96584
-36	62.95	0.0007112	0.29751	4.992	204.67	209.66	5.037	223.35	228.39	0.02138	0.94176	0.96315
-34	69.56	0.0007142	0.27090	7.517	203.29	210.81	7.566	222.09	229.65	0.03199	0.92859	0.96058
-32	76.71	0.0007172	0.24711	10.05	201.91	211.96	10.10	220.81	230.91	0.04253	0.91560	0.95813
-30	84.43	0.0007203	0.22580	12.59	200.52	213.11	12.65	219.52	232.17	0.05301	0.90278	0.95579
-28	92.76	0.0007234	0.20666	15.13	199.12	214.25	15.20	218.22	233.43	0.06344	0.89012	0.95356
-26	101.73	0.0007265	0.18946	17.69	197.72	215.40	17.76	216.92	234.68	0.07382	0.87762	0.95144
-24	111.37	0.0007297	0.17395	20.25	196.30	216.55	20.33	215.59	235.92	0.08414	0.86527	0.94941
-22	121.72	0.0007329	0.15995	22.82	194.88	217.70	22.91	214.26	237.17	0.09441	0.85307	0.94748
-20	132.82	0.0007362	0.14729	25.39	193.45	218.84	25.49	212.91	238.41	0.10463	0.84101	0.94564
-18	144.69	0.0007396	0.13583	27.98	192.01	219.98	28.09	211.55	239.64	0.11481	0.82908	0.94389
-16	157.38	0.0007430	0.12542	30.57	190.56	221.13	30.69	210.18	240.87	0.12493	0.81729	0.94222
-14	170.93	0.0007464	0.11597	33.17	189.09	222.27	33.30	208.79	242.09	0.13501	0.80561	0.94063
-12	185.37	0.0007499	0.10736	35.78	187.62	223.40	35.92	207.38	243.30	0.14504	0.79406	0.93911
-10	200.74	0.0007535	0.099516	38.40	186.14	224.54	38.55	205.96	244.51	0.15504	0.78263	0.93766
-8	217.08	0.0007571	0.092352	41.03	184.64	225.67	41.19	204.52	245.72	0.16498	0.77130	0.93629
-6	234.44	0.0007608	0.085802	43.66	183.13	226.80	43.84	203.07	246.91	0.17489	0.76008	0.93497
-4	252.85	0.0007646	0.079804	46.31	181.61	227.92	46.50	201.60	248.10	0.18476	0.74896	0.93372
-2	272.36	0.0007684	0.074304	48.96	180.08	229.04	49.17	200.11	249.28	0.19459	0.73794	0.93253
0	293.01	0.0007723	0.069255	51.63	178.53	230.16	51.86	198.60	250.45	0.20439	0.72701	0.93139
2	314.84	0.0007763	0.064612	54.30	176.97	231.27	54.55	197.07	251.61	0.21415	0.71616	0.93031
4	337.90	0.0007804	0.060338	56.99	175.39	232.38	57.25	195.51	252.77	0.22387	0.70540	0.92927
6	362.23	0.0007845	0.056398	59.68	173.80	233.48	59.97	193.94	253.91	0.23356	0.69471	0.92828
8	387.88	0.0007887	0.052762	62.39	172.19	234.58	62.69	192.35	255.04	0.24323	0.68410	0.92733
10	414.89	0.0007930	0.049403	65.10	170.56	235.67	65.43	190.73	256.16	0.25286	0.67356	0.92641
12	443.31	0.0007975	0.046295	67.83	168.92	236.75	68.18	189.09	257.27	0.26246	0.66308	0.92554
14	473.19	0.0008020	0.043417	70.57	167.26	237.83	70.95	187.42	258.37	0.27204	0.65266	0.92470
16	504.58	0.0008066	0.040748	73.32	165.58	238.90	73.73	185.73	259.46	0.28159	0.64230	0.92389
18	537.52	0.0008113	0.038271	76.08	163.88	239.96	76.52	184.01	260.53	0.29112	0.63198	0.92310

TABLE A-11

Saturated refrigerant-134a—Temperature table (*Concluded*)

Temp., T °C	Sat. press., P_{sat} kPa	Specific volume, m^3/kg		Internal energy, kJ/kg			Enthalpy, kJ/kg			Entropy, kJ/kg·K		
		Sat. liquid, v_f	Sat. vapor, v_g	Sat. liquid, u_f	Evap., u_{fg}	Sat. vapor, u_g	Sat. liquid, h_f	Evap., h_{fg}	Sat. vapor, h_g	Sat. liquid, s_f	Evap., s_{fg}	Sat. vapor, s_g
20	572.07	0.0008161	0.035969	78.86	162.16	241.02	79.32	182.27	261.59	0.30063	0.62172	0.92234
22	608.27	0.0008210	0.033828	81.64	160.42	242.06	82.14	180.49	262.64	0.31011	0.61149	0.92160
24	646.18	0.0008261	0.031834	84.44	158.65	243.10	84.98	178.69	263.67	0.31958	0.60130	0.92088
26	685.84	0.0008313	0.029976	87.26	156.87	244.12	87.83	176.85	264.68	0.32903	0.59115	0.92018
28	727.31	0.0008366	0.028242	90.09	155.05	245.14	90.69	174.99	265.68	0.33846	0.58102	0.91948
30	770.64	0.0008421	0.026622	92.93	153.22	246.14	93.58	173.08	266.66	0.34789	0.57091	0.91879
32	815.89	0.0008478	0.025108	95.79	151.35	247.14	96.48	171.14	267.62	0.35730	0.56082	0.91811
34	863.11	0.0008536	0.023691	98.66	149.46	248.12	99.40	169.17	268.57	0.36670	0.55074	0.91743
36	912.35	0.0008595	0.022364	101.55	147.54	249.08	102.33	167.16	269.49	0.37609	0.54066	0.91675
38	963.68	0.0008657	0.021119	104.45	145.58	250.04	105.29	165.10	270.39	0.38548	0.53058	0.91606
40	1017.1	0.0008720	0.019952	107.38	143.60	250.97	108.26	163.00	271.27	0.39486	0.52049	0.91536
42	1072.8	0.0008786	0.018855	110.32	141.58	251.89	111.26	160.86	272.12	0.40425	0.51039	0.91464
44	1130.7	0.0008854	0.017824	113.28	139.52	252.80	114.28	158.67	272.95	0.41363	0.50027	0.91391
46	1191.0	0.0008924	0.016853	116.26	137.42	253.68	117.32	156.43	273.75	0.42302	0.49012	0.91315
48	1253.6	0.0008996	0.015939	119.26	135.29	254.55	120.39	154.14	274.53	0.43242	0.47993	0.91236
52	1386.2	0.0009150	0.014265	125.33	130.88	256.21	126.59	149.39	275.98	0.45126	0.45941	0.91067
56	1529.1	0.0009317	0.012771	131.49	126.28	257.77	132.91	144.38	277.30	0.47018	0.43863	0.90880
60	1682.8	0.0009498	0.011434	137.76	121.46	259.22	139.36	139.10	278.46	0.48920	0.41749	0.90669
65	1891.0	0.0009750	0.009950	145.77	115.05	260.82	147.62	132.02	279.64	0.51320	0.39039	0.90359
70	2118.2	0.0010037	0.008642	154.01	108.14	262.15	156.13	124.32	280.46	0.53755	0.36227	0.89982
75	2365.8	0.0010372	0.007480	162.53	100.60	263.13	164.98	115.85	280.82	0.56241	0.33272	0.89512
80	2635.3	0.0010772	0.006436	171.40	92.23	263.63	174.24	106.35	280.59	0.58800	0.30111	0.88912
85	2928.2	0.0011270	0.005486	180.77	82.67	263.44	184.07	95.44	279.51	0.61473	0.26644	0.88117
90	3246.9	0.0011932	0.004599	190.89	71.29	262.18	194.76	82.35	277.11	0.64336	0.22674	0.87010
95	3594.1	0.0012933	0.003726	202.40	56.47	258.87	207.05	65.21	272.26	0.67578	0.17711	0.85289
100	3975.1	0.0015269	0.002630	218.72	29.19	247.91	224.79	33.58	258.37	0.72217	0.08999	0.81215

Source: Tables A-11 through A-13 are generated using the Engineering Equation Solver (EES) software developed by S. A. Klein and F. L. Alvarado. The routine used in calculations is the R134a, which is based on the fundamental equation of state developed by R. Tillner-Roth and H.D. Baehr, "An International Standard Formulation for the Thermodynamic Properties of 1,1,1,2-Tetrafluoroethane (HFC-134a) for temperatures from 170 K to 455 K and Pressures up to 70 MPa," *J. Phys. Chem. Ref. Data*, Vol. 23, No. 5, 1994. The enthalpy and entropy values of saturated liquid are set to zero at -40°C (and -40°F).

TABLE A-12

Saturated refrigerant-134a—Pressure table

Press., <i>P</i> kPa	Sat. temp., <i>T</i> _{sat} °C	Specific volume, m ³ /kg		Internal energy, kJ/kg			Enthalpy, kJ/kg			Entropy, kJ/kg·K		
		Sat. liquid, <i>v</i> _f	Sat. vapor, <i>v</i> _g	Sat. liquid, <i>u</i> _f	Evap., <i>u</i> _{fg}	Sat. vapor, <i>u</i> _g	Sat. liquid, <i>h</i> _f	Evap., <i>h</i> _{fg}	Sat. vapor, <i>h</i> _g	Sat. liquid, <i>s</i> _f	Evap., <i>s</i> _{fg}	Sat. vapor, <i>s</i> _g
60	-36.95	0.0007098	0.31121	3.798	205.32	209.12	3.841	223.95	227.79	0.01634	0.94807	0.96441
70	-33.87	0.0007144	0.26929	7.680	203.20	210.88	7.730	222.00	229.73	0.03267	0.92775	0.96042
80	-31.13	0.0007185	0.23753	11.15	201.30	212.46	11.21	220.25	231.46	0.04711	0.90999	0.95710
90	-28.65	0.0007223	0.21263	14.31	199.57	213.88	14.37	218.65	233.02	0.06008	0.89419	0.95427
100	-26.37	0.0007259	0.19254	17.21	197.98	215.19	17.28	217.16	234.44	0.07188	0.87995	0.95183
120	-22.32	0.0007324	0.16212	22.40	195.11	217.51	22.49	214.48	236.97	0.09275	0.85503	0.94779
140	-18.77	0.0007383	0.14014	26.98	192.57	219.54	27.08	212.08	239.16	0.11087	0.83368	0.94456
160	-15.60	0.0007437	0.12348	31.09	190.27	221.35	31.21	209.90	241.11	0.12693	0.81496	0.94190
180	-12.73	0.0007487	0.11041	34.83	188.16	222.99	34.97	207.90	242.86	0.14139	0.79826	0.93965
200	-10.09	0.0007533	0.099867	38.28	186.21	224.48	38.43	206.03	244.46	0.15457	0.78316	0.93773
240	-5.38	0.0007620	0.083897	44.48	182.67	227.14	44.66	202.62	247.28	0.17794	0.75664	0.93458
280	-1.25	0.0007699	0.072352	49.97	179.50	229.46	50.18	199.54	249.72	0.19829	0.73381	0.93210
320	2.46	0.0007772	0.063604	54.92	176.61	231.52	55.16	196.71	251.88	0.21637	0.71369	0.93006
360	5.82	0.0007841	0.056738	59.44	173.94	233.38	59.72	194.08	253.81	0.23270	0.69566	0.92836
400	8.91	0.0007907	0.051201	63.62	171.45	235.07	63.94	191.62	255.55	0.24761	0.67929	0.92691
450	12.46	0.0007985	0.045619	68.45	168.54	237.00	68.81	188.71	257.53	0.26465	0.66069	0.92535
500	15.71	0.0008059	0.041118	72.93	165.82	238.75	73.33	185.98	259.30	0.28023	0.64377	0.92400
550	18.73	0.0008130	0.037408	77.10	163.25	240.35	77.54	183.38	260.92	0.29461	0.62821	0.92282
600	21.55	0.0008199	0.034295	81.02	160.81	241.83	81.51	180.90	262.40	0.30799	0.61378	0.92177
650	24.20	0.0008266	0.031646	84.72	158.48	243.20	85.26	178.51	263.77	0.32051	0.60030	0.92081
700	26.69	0.0008331	0.029361	88.24	156.24	244.48	88.82	176.21	265.03	0.33230	0.58763	0.91994
750	29.06	0.0008395	0.027371	91.59	154.08	245.67	92.22	173.98	266.20	0.34345	0.57567	0.91912
800	31.31	0.0008458	0.025621	94.79	152.00	246.79	95.47	171.82	267.29	0.35404	0.56431	0.91835
850	33.45	0.0008520	0.024069	97.87	149.98	247.85	98.60	169.71	268.31	0.36413	0.55349	0.91762
900	35.51	0.0008580	0.022683	100.83	148.01	248.85	101.61	167.66	269.26	0.37377	0.54315	0.91692
950	37.48	0.0008641	0.021438	103.69	146.10	249.79	104.51	165.64	270.15	0.38301	0.53323	0.91624
1000	39.37	0.0008700	0.020313	106.45	144.23	250.68	107.32	163.67	270.99	0.39189	0.52368	0.91558
1200	46.29	0.0008934	0.016715	116.70	137.11	253.81	117.77	156.10	273.87	0.42441	0.48863	0.91303
1400	52.40	0.0009166	0.014107	125.94	130.43	256.37	127.22	148.90	276.12	0.45315	0.45734	0.91050
1600	57.88	0.0009400	0.012123	134.43	124.04	258.47	135.93	141.93	277.86	0.47911	0.42873	0.90784
1800	62.87	0.0009639	0.010559	142.33	117.83	260.17	144.07	135.11	279.17	0.50294	0.40204	0.90498
2000	67.45	0.0009886	0.009288	149.78	111.73	261.51	151.76	128.33	280.09	0.52509	0.37675	0.90184
2500	77.54	0.0010566	0.006936	166.99	96.47	263.45	169.63	111.16	280.79	0.57531	0.31695	0.89226
3000	86.16	0.0011406	0.005275	183.04	80.22	263.26	186.46	92.63	279.09	0.62118	0.25776	0.87894

TABLE A-13

Superheated refrigerant-134a

T °C	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg·K	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg·K	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg·K
$P = 0.06 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = -36.95^\circ\text{C})$				$P = 0.10 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = -26.37^\circ\text{C})$				$P = 0.14 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = -18.77^\circ\text{C})$				
Sat.	0.31121	209.12	227.79	0.9644	0.19254	215.19	234.44	0.9518	0.14014	219.54	239.16	0.9446
-20	0.33608	220.60	240.76	1.0174	0.19841	219.66	239.50	0.9721				
-10	0.35048	227.55	248.58	1.0477	0.20743	226.75	247.49	1.0030	0.14605	225.91	246.36	0.9724
0	0.36476	234.66	256.54	1.0774	0.21630	233.95	255.58	1.0332	0.15263	233.23	254.60	1.0031
10	0.37893	241.92	264.66	1.1066	0.22506	241.30	263.81	1.0628	0.15908	240.66	262.93	1.0331
20	0.39302	249.35	272.94	1.1353	0.23373	248.79	272.17	1.0918	0.16544	248.22	271.38	1.0624
30	0.40705	256.95	281.37	1.1636	0.24233	256.44	280.68	1.1203	0.17172	255.93	279.97	1.0912
40	0.42102	264.71	289.97	1.1915	0.25088	264.25	289.34	1.1484	0.17794	263.79	288.70	1.1195
50	0.43495	272.64	298.74	1.2191	0.25937	272.22	298.16	1.1762	0.18412	271.79	297.57	1.1474
60	0.44883	280.73	307.66	1.2463	0.26783	280.35	307.13	1.2035	0.19025	279.96	306.59	1.1749
70	0.46269	288.99	316.75	1.2732	0.27626	288.64	316.26	1.2305	0.19635	288.28	315.77	1.2020
80	0.47651	297.41	326.00	1.2997	0.28465	297.08	325.55	1.2572	0.20242	296.75	325.09	1.2288
90	0.49032	306.00	335.42	1.3260	0.29303	305.69	334.99	1.2836	0.20847	305.38	334.57	1.2553
100	0.50410	314.74	344.99	1.3520	0.30138	314.46	344.60	1.3096	0.21449	314.17	344.20	1.2814
$P = 0.18 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = -12.73^\circ\text{C})$				$P = 0.20 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = -10.09^\circ\text{C})$				$P = 0.24 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = -5.38^\circ\text{C})$				
Sat.	0.11041	222.99	242.86	0.9397	0.09987	224.48	244.46	0.9377	0.08390	227.14	247.28	0.9346
-10	0.11189	225.02	245.16	0.9484	0.09991	224.55	244.54	0.9380				
0	0.11722	232.48	253.58	0.9798	0.10481	232.09	253.05	0.9698	0.08617	231.29	251.97	0.9519
10	0.12240	240.00	262.04	1.0102	0.10955	239.67	261.58	1.0004	0.09026	238.98	260.65	0.9831
20	0.12748	247.64	270.59	1.0399	0.11418	247.35	270.18	1.0303	0.09423	246.74	269.36	1.0134
30	0.13248	255.41	279.25	1.0690	0.11874	255.14	278.89	1.0595	0.09812	254.61	278.16	1.0429
40	0.13741	263.31	288.05	1.0975	0.12322	263.08	287.72	1.0882	0.10193	262.59	287.06	1.0718
50	0.14230	271.36	296.98	1.1256	0.12766	271.15	296.68	1.1163	0.10570	270.71	296.08	1.1001
60	0.14715	279.56	306.05	1.1532	0.13206	279.37	305.78	1.1441	0.10942	278.97	305.23	1.1280
70	0.15196	287.91	315.27	1.1805	0.13641	287.73	315.01	1.1714	0.11310	287.36	314.51	1.1554
80	0.15673	296.42	324.63	1.2074	0.14074	296.25	324.40	1.1983	0.11675	295.91	323.93	1.1825
90	0.16149	305.07	334.14	1.2339	0.14504	304.92	333.93	1.2249	0.12038	304.60	333.49	1.2092
100	0.16622	313.88	343.80	1.2602	0.14933	313.74	343.60	1.2512	0.12398	313.44	343.20	1.2356
$P = 0.28 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = -1.25^\circ\text{C})$				$P = 0.32 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = 2.46^\circ\text{C})$				$P = 0.40 \text{ MPa } (T_{\text{sat}} = 8.91^\circ\text{C})$				
Sat.	0.07235	229.46	249.72	0.9321	0.06360	231.52	251.88	0.9301	0.051201	235.07	255.55	0.9269
0	0.07282	230.44	250.83	0.9362					0.051506	235.97	256.58	0.9305
10	0.07646	238.27	259.68	0.9680	0.06609	237.54	258.69	0.9544	0.054213	244.18	265.86	0.9628
20	0.07997	246.13	268.52	0.9987	0.06925	245.50	267.66	0.9856	0.056796	252.36	275.07	0.9937
30	0.08338	254.06	277.41	1.0285	0.07231	253.50	276.65	1.0157	0.059292	260.58	284.30	1.0236
40	0.08672	262.10	286.38	1.0576	0.07530	261.60	285.70	1.0451	0.061724	268.90	293.59	1.0528
50	0.09000	270.27	295.47	1.0862	0.07823	269.82	294.85	1.0739	0.064104	277.32	302.96	1.0814
60	0.09324	278.56	304.67	1.1142	0.08111	278.15	304.11	1.1021	0.066443	285.86	312.44	1.1094
70	0.09644	286.99	314.00	1.1418	0.08395	286.62	313.48	1.1298	0.068747	294.53	322.02	1.1369
80	0.09961	295.57	323.46	1.1690	0.08675	295.22	322.98	1.1571	0.071023	303.32	331.73	1.1640
90	0.10275	304.29	333.06	1.1958	0.08953	303.97	332.62	1.1840	0.073274	312.26	341.57	1.1907
100	0.10587	313.15	342.80	1.2222	0.09229	312.86	342.39	1.2105	0.075504	321.33	351.53	1.2171
110	0.10897	322.16	352.68	1.2483	0.09503	321.89	352.30	1.2367	0.077717	330.55	361.63	1.2431
120	0.11205	331.32	362.70	1.2742	0.09775	331.07	362.35	1.2626	0.079913	339.90	371.87	1.2688
130	0.11512	340.63	372.87	1.2997	0.10045	340.39	372.54	1.2882	0.082096	349.41	382.24	1.2942
140	0.11818	350.09	383.18	1.3250	0.10314	349.86	382.87	1.3135				

TABLE A-13

Superheated refrigerant-134a (*Continued*)

<i>T</i> °C	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg·K	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg·K	<i>v</i> m ³ /kg	<i>u</i> kJ/kg	<i>h</i> kJ/kg	<i>s</i> kJ/kg·K
<i>P</i> = 0.50 MPa (<i>T_{sat}</i> = 15.71°C)				<i>P</i> = 0.60 MPa (<i>T_{sat}</i> = 21.55°C)				<i>P</i> = 0.70 MPa (<i>T_{sat}</i> = 26.69°C)				
Sat.	0.041118	238.75	259.30	0.9240	0.034295	241.83	262.40	0.9218	0.029361	244.48	265.03	0.9199
20	0.042115	242.40	263.46	0.9383								
30	0.044338	250.84	273.01	0.9703	0.035984	249.22	270.81	0.9499	0.029966	247.48	268.45	0.9313
40	0.046456	259.26	282.48	1.0011	0.037865	257.86	280.58	0.9816	0.031696	256.39	278.57	0.9641
50	0.048499	267.72	291.96	1.0309	0.039659	266.48	290.28	1.0121	0.033322	265.20	288.53	0.9954
60	0.050485	276.25	301.50	1.0599	0.041389	275.15	299.98	1.0417	0.034875	274.01	298.42	1.0256
70	0.052427	284.89	311.10	1.0883	0.043069	283.89	309.73	1.0705	0.036373	282.87	308.33	1.0549
80	0.054331	293.64	320.80	1.1162	0.044710	292.73	319.55	1.0987	0.037829	291.80	318.28	1.0835
90	0.056205	302.51	330.61	1.1436	0.046318	301.67	329.46	1.1264	0.039250	300.82	328.29	1.1114
100	0.058053	311.50	340.53	1.1705	0.047900	310.73	339.47	1.1536	0.040642	309.95	338.40	1.1389
110	0.059880	320.63	350.57	1.1971	0.049458	319.91	349.59	1.1803	0.042010	319.19	348.60	1.1658
120	0.061687	329.89	360.73	1.2233	0.050997	329.23	359.82	1.2067	0.043358	328.55	358.90	1.1924
130	0.063479	339.29	371.03	1.2491	0.052519	338.67	370.18	1.2327	0.044688	338.04	369.32	1.2186
140	0.065256	348.83	381.46	1.2747	0.054027	348.25	380.66	1.2584	0.046004	347.66	379.86	1.2444
150	0.067021	358.51	392.02	1.2999	0.055522	357.96	391.27	1.2838	0.047306	357.41	390.52	1.2699
160	0.068775	368.33	402.72	1.3249	0.057006	367.81	402.01	1.3088	0.048597	367.29	401.31	1.2951
<i>P</i> = 0.80 MPa (<i>T_{sat}</i> = 31.31°C)				<i>P</i> = 0.90 MPa (<i>T_{sat}</i> = 35.51°C)				<i>P</i> = 1.00 MPa (<i>T_{sat}</i> = 39.37°C)				
Sat.	0.025621	246.79	267.29	0.9183	0.022683	248.85	269.26	0.9169	0.020313	250.68	270.99	0.9156
40	0.027035	254.82	276.45	0.9480	0.023375	253.13	274.17	0.9327	0.020406	251.30	271.71	0.9179
50	0.028547	263.86	286.69	0.9802	0.024809	262.44	284.77	0.9660	0.021796	260.94	282.74	0.9525
60	0.029973	272.83	296.81	1.0110	0.026146	271.60	295.13	0.9976	0.023068	270.32	293.38	0.9850
70	0.031340	281.81	306.88	1.0408	0.027413	280.72	305.39	1.0280	0.024261	279.59	303.85	1.0160
80	0.032659	290.84	316.97	1.0698	0.028630	289.86	315.63	1.0574	0.025398	288.86	314.25	1.0458
90	0.033941	299.95	327.10	1.0981	0.029806	299.06	325.89	1.0860	0.026492	298.15	324.64	1.0748
100	0.035193	309.15	337.30	1.1258	0.030951	308.34	336.19	1.1140	0.027552	307.51	335.06	1.1031
110	0.036420	318.45	347.59	1.1530	0.032068	317.70	346.56	1.1414	0.028584	316.94	345.53	1.1308
120	0.037625	327.87	357.97	1.1798	0.033164	327.18	357.02	1.1684	0.029592	326.47	356.06	1.1580
130	0.038813	337.40	368.45	1.2061	0.034241	336.76	367.58	1.1949	0.030581	336.11	366.69	1.1846
140	0.039985	347.06	379.05	1.2321	0.035302	346.46	378.23	1.2210	0.031554	345.85	377.40	1.2109
150	0.041143	356.85	389.76	1.2577	0.036349	356.28	389.00	1.2467	0.032512	355.71	388.22	1.2368
160	0.042290	366.76	400.59	1.2830	0.037384	366.23	399.88	1.2721	0.033457	365.70	399.15	1.2623
170	0.043427	376.81	411.55	1.3080	0.038408	376.31	410.88	1.2972	0.034392	375.81	410.20	1.2875
180	0.044554	386.99	422.64	1.3327	0.039423	386.52	422.00	1.3221	0.035317	386.04	421.36	1.3124
<i>P</i> = 1.20 MPa (<i>T_{sat}</i> = 46.29°C)				<i>P</i> = 1.40 MPa (<i>T_{sat}</i> = 52.40°C)				<i>P</i> = 1.60 MPa (<i>T_{sat}</i> = 57.88°C)				
Sat.	0.016715	253.81	273.87	0.9130	0.014107	256.37	276.12	0.9105	0.012123	258.47	277.86	0.9078
50	0.017201	257.63	278.27	0.9267								
60	0.018404	267.56	289.64	0.9614	0.015005	264.46	285.47	0.9389	0.012372	260.89	280.69	0.9163
70	0.019502	277.21	300.61	0.9938	0.016060	274.62	297.10	0.9733	0.013430	271.76	293.25	0.9535
80	0.020529	286.75	311.39	1.0248	0.017023	284.51	308.34	1.0056	0.014362	282.09	305.07	0.9875
90	0.021506	296.26	322.07	1.0546	0.017923	294.28	319.37	1.0364	0.015215	292.17	316.52	1.0194
100	0.022442	305.80	332.73	1.0836	0.018778	304.01	330.30	1.0661	0.016014	302.14	327.76	1.0500
110	0.023348	315.38	343.40	1.1118	0.019597	313.76	341.19	1.0949	0.016773	312.07	338.91	1.0795
120	0.024228	325.03	354.11	1.1394	0.020388	323.55	352.09	1.1230	0.017500	322.02	350.02	1.1081
130	0.025086	334.77	364.88	1.1664	0.021155	333.41	363.02	1.1504	0.018201	332.00	361.12	1.1360
140	0.025927	344.61	375.72	1.1930	0.021904	343.34	374.01	1.1773	0.018882	342.05	372.26	1.1632
150	0.026753	354.56	386.66	1.2192	0.022636	353.37	385.07	1.2038	0.019545	352.17	383.44	1.1900
160	0.027566	364.61	397.69	1.2449	0.023355	363.51	396.20	1.2298	0.020194	362.38	394.69	1.2163
170	0.028367	374.78	408.82	1.2703	0.024061	373.75	407.43	1.2554	0.020830	372.69	406.02	1.2421
180	0.029158	385.08	420.07	1.2954	0.024757	384.10	418.76	1.2807	0.021456	383.11	417.44	1.2676

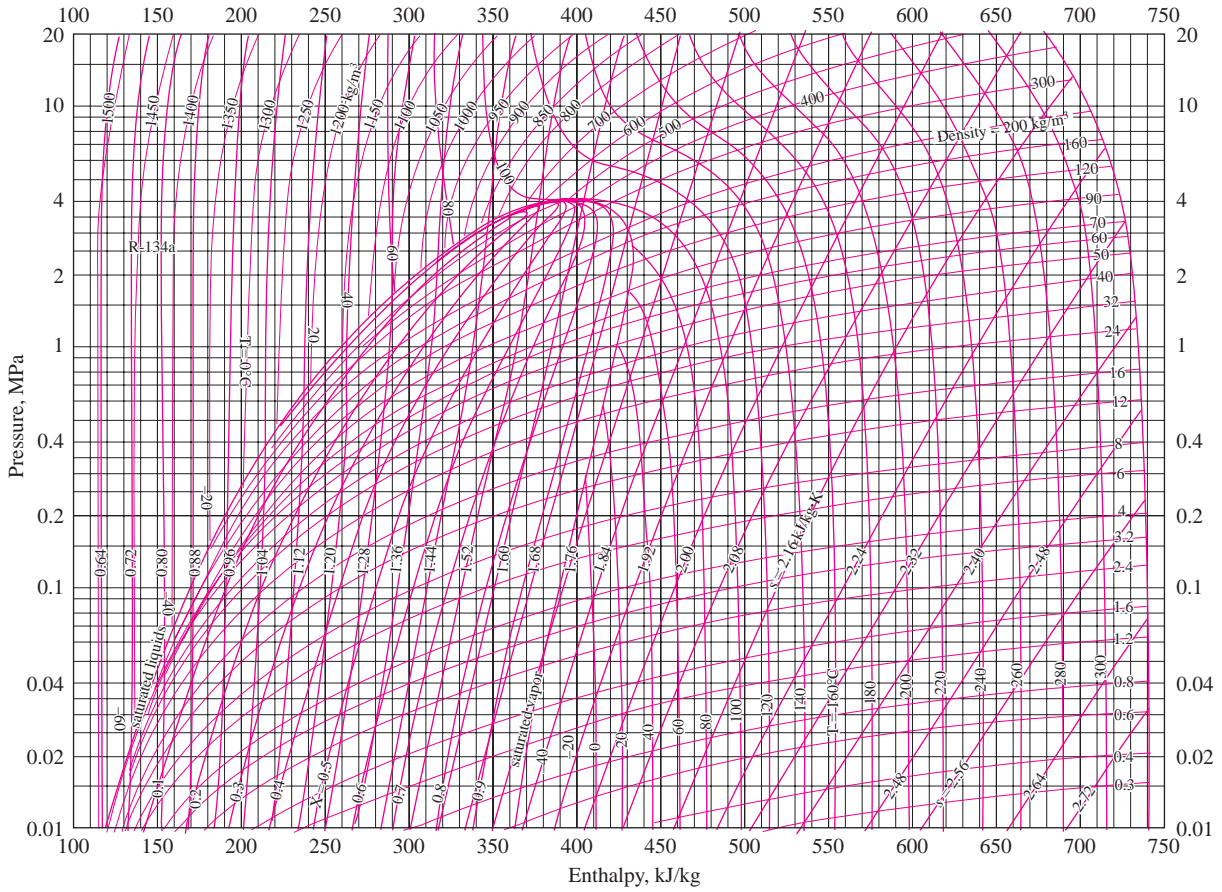


FIGURE A-14
P-h diagram for refrigerant-134a.

Note: The reference point used for the chart is different than that used in the R-134a tables. Therefore, problems should be solved using all property data either from the tables or from the chart, but not from both.

Reprinted by permission of American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA.

BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Sistem refrigerasi kompak telah dirancang dengan menggunakan komponen – komponen mesin pendingin seperti kompresor dc mikro, kondensor, pipa kapiler dan *narrowgap evaporator*, dan berdasarkan hasil penelitian yang dilakukan pada sistem pendingin tersebut dengan menggunakan fluida kerja R-134a, maka dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Percobaan variasi beban pada sistem refrigerasi kompak dapat meningkatkan nilai COP pada kerja refrigerasi dengan kenaikan sebesar 1.86 % jika dibandingkan dengan tanpa beban. Sedangkan peningkatan yang semakin besar terjadi dengan penambahan beban sebesar 20 kg yaitu dengan kenaikan COP sebesar 21,9 % dari variasi tanpa beban.
2. Nilai fluks kalor terhadap perubahan temperatur saturasi pada evaporator narrow gap pada kondisi tanpa beban yang tertinggi sebesar 3844,5 W/m². Sedangkan untuk kondisi beban 10 kg nilai fluks kalor tertinggi sebesar 5015,73 W/m² pada ΔT saturasi 40,85 °C.
3. Nilai koefisien perpindahan kalor pada saluran tunggal (*single channel*) atau narrow gap evaporator mengalami peningkatan terhadap kenaikan fluks kalor.
4. Analisa ekonomi pada KM. Inka Mina 210 dengan menggunakan kriteria investasi selama 10 tahun dengan discount rate sebesar 18 % pada usaha penangkapan ikan tanpa sistem pendinginan dengan investasi sebesar Rp 1,516,245,000 memiliki nilai *payback periode* (PP) selama 3,74 Tahun, sedangkan usaha penangkapan ikan dengan sistem pendinginan dengan investasi sebesar Rp. 2,526,717,000 memiliki *payback periode* (PP) selama 3,48 Tahun

5.2 Saran

1. Untuk lebih mengoptimalkan kinerja dari refrigerasi kompak perlu adanya penelitian lebih lanjut dalam meningkatkan kerja pendinginan pada evaporator narrow gap.
2. Untuk mempercepat proses pendinginan di dalam cool box refrigerasi kompak perlu adanya penambahan fan dalam meningkatkan perpindahan panas didalam cool box.

DAFTAR PUSTAKA

- Bao, H.N.D. (2004a). “*Effects of dry ice and superchilling on the quality and shelf life of arctic charr (Salvelinus alpinus) fillets*”. Final Project. Pp 68, UNU-Fisheries Training Programme, Reykjavik, Iceland.
- Bonjour et. al. (1998), “*Flow patterns during boiling in a narrow space between two vertical surfaces*”, Int. J. Multiphase Flow 24 Hal. 947–960.
- Carlson. C. J. (1969). “*Superchilling fish – a review*. In: *Freezing and Irradiation of Fish*” (Ed. Kreuzer, R.), pp. 101–103, Fishing News (Books) Ltd., London.
- Chawla (1966), “*Warmeubergang und Druckabfall in Waagerechten Rohren bei der Stromung von verdampfenden Kaltemitteln*,” VDI Forschungshefte No. 523.
- Cengel, Y.A. (2002a),” *Heat Transfer : A Practical Approach, Second Edition*”, McGraw-Hill, New York.
- Egolf, P.W. & Kauffeld, M. (2005). “*From physical properties of ice slurries to industrial ice slurry applications*”. *International Journal of Refrigeration*, **28**: 4–12.
- Fedorov, et. al (2000). “*Three-dimensional conjugate heat transfer in the microchannel heat sink for electronic packaging*”. Int. J. Heat Mass Transfer 43 (3), 399–415.
- Fujita (2002). “*Boiling Heat Transfer In Rectangular Channel Of Small Gaps. Memoirs of the faculty of Engineering Kyusu University, Vol. 62 No. 4*.”
- Ghazaani, M.I. & Parvin, P. (2011c). “*Characterization of a dry-ice heat exchanger*”. *International Journal of Refrigeration*, **34**: 1085–1097.
- Gokoglu et. al. (2015). “*Seafood Chilling, Refrigeration And Freezing : Science And Technology*”. John Wiley and Sons Ltd., USA.
- Graham et. al. (1992). “*Ice in Fisheries*”. FAO Fisheries Technical Paper No 331. FAO, Rome, Italy.
- Huang et. al. (2009). “*Numerical Study on effect of gap width of narrow rectangular channel on critical heat flux enhancement*”. Nuclear Engineering Design 239, pp. 320 – 326.

- Holman, J.P. (1993), “*Perpindahan Kalor, Edisi Keenam*”, Penerbit Erlangga, Jakarta.
- Huss, H.H. (1995). “*Quality and quality changes in fresh fish*”. FAO Fisheries Technical Paper No 348, FAO, Rome, Italy.
- Huidobro, et. al. (2001). “*Slaughtering of gilthead seabream (Sparus aurata) in liquid ice : influence of fish quality*”. *Zeitschrift für Lebensmittel - Untersuchung und -Forschung*, 213: 267–272.
- Ilyas, Sofyan (1993). “*Teknologi Refrigerasi Hasil Perikanan : Tehnik Pembekuan ikan*”, Badan Penelitian dan Pengembangan Pertanian & USAID. Jakarta.
- Jeyasekaran, et. al. (2004b), “*Dry-ice as a novel chilling medium along with water ice for short-term preservation of fish Emperor breams, lethrinus (Lethrinus miniatus)*”. *Innovative Food Science and Emerging Technologies*, 5: 485- 493.
- Juarsa (2003b), “*Study On Boiling Heat Transfer Under Transient Cooling In An Annulus with A narrow Gap*”. Master Degree Thesis Of Fundamental energy Science, Kyoto University.
- Kaale, et. al., (2011a). “*Superchilling of food, a review*”. *Journal of Food Engineering*, 107: 141–146.
- Kandlikar, S.G. (2002b), “*Fundamental issues related to flow boiling in minichannels and microchannels*” , *Experimental Thermal and Fluid Science* 26 hal. 389–407.
- Kandlikar et. al. (2006), “*Heat Transfer And Fluid Flow In Minichannels And Microchannels*” , Elsevier, London.
- Koestoer et. al. (1994), “*Aliran Dua Fase dan Fluks Kalor Kritis*”, PT. Pradnya Paramitha, Jakarta.
- Lazarek, G.M. dan Black, S.H. (1982), “*Evaporative heat transfer, pressure drop and critical heat flux in a small diameter vertical tube with R-113*”, *Int. J. Heat Mass Transfer* 25 (7) Hal. 945–960.
- Losada, et. al. (2004a). “*Effect of advanced chilling methods on lipid damage during sardine (Sardina pilchardus) storage*”. *European Journal of Lipid Science and Technology*, 106: 844–850.

- Merritt, J.H. (1969). “*Mechanical refrigeration with ice. In: Refrigeration of Fishing Vessels*”, pp. 57–77. Fishing News Books Ltd., London, UK.
- Mertz, (1996).” *Experimental investigation of flow boiling heat transfer in narrow channels*”, *Calore Technologia* 14 (2) : 47–54.
- Monde M. (1988), “*Characteristic Of Heat Transfer Enhancement Due To Bubbles Passing Through A Narrow Vertical Channel*”, *ASME J. Heat Transfer*, vol. 110, Hal. 1016–1019.
- Moran, (2006). “*Fundamentals Of Engineering Thermodynamics, 5th Edition*”, John Wiley & Sons. Inc., England.
- Moriyama et. al. (1992), “*The thermohydraulic characteristics of two-phase flow in extremely narrow channels (The frictional pressure drop and heat transfer of boiling two-phase flow analytical model)*”, *Heat Transfer-Japanese Res.* 21 (8) 838–856.
- Mortada, S. (2012), “*Boiling Heat Transfer And Pressure Drop of R-134a and R-1234yf In Minichannel For Low Mass Flux*”, *Int. J. Refrigeration* 35 Hal. 962 – 973.
- Mudawar et al. (2003a), “*Pumpless loop for narrow channel and Micro-Channel Boiling*” *ASME, Journal of electronic Packaging.* vol. 125, pp. 431 – 441,
- SEAFDEC (2005). “*Chilling systems by refrigerated sea water. In: Onboard Fish Handling and Preservation Technology*”, pp. 6–9, Southeast Asian Fisheries Development Center, Samut-Prakan, Thailand.
- Semin, A.R. & Ismail, R.A. (2011). “*Effect of dry ice application in fish hold of fishing boat on the fish quality and fisherman income*”. *American Journal of Applied Science*, 8 (12): 1263–1267.
- Shawyer, M. & Pizalli, A.F.M. (2003). “*The use of ice on small fishing vessels*”. *FAO Fisheries Technical Paper No 436.* FAO, Rome, Italy.
- Stevik, A.M. & Claussen, I.C. (2011b). “*Industrial superchilling, a practical approach*”. *Procedia – Food Science*, **1**: 1265–1271.
- Wheaton, F.W. & Lawson, T.B. (1985). “*Quality changes in aquatic food products*”. In: *Processing Aquatic Food Products* (Eds Wheaton, F.W. & Lawson, T.B.), pp. 239–250, John Wiley & Sons Inc., New York.

Xia (1992), "*Mechanism of boiling heat transfer in Narrow Channel*" Sandiego CA 197, pp. 111 – 119.

Zeng et. al. (2007), "*Investigation on the characteristics of the flow and heat transfer in bilaterally heated narrow annuli*". Internastional Journal Of Heat And Mass Transfer 50, pp. 492 – 501.

halaman ini sengaja dikosongkan

BIODATA PENULIS



Penulis bernama **Raedy Anwar Subiantoro**, terlahir di Malang pada tanggal 31 Agustus 1984 dari pasangan Bapak Anwar dan Ibu Subinarti. Penulis merupakan anak pertama dari dua saudara. Penulis tinggal di Komplek SUPM Negeri Pariaman Jl. Simpang Toboh V Koto Kampung Dalam Kab. Padang Pariaman – Sumatera Barat. Penulis telah menikah dengan Tiya Nurhasanah pada tahun 2010 dan dikarunia putra yang bernama Faris Dzulkhairil Hazim. Penulis telah bekerja di Kementerian Kelautan dan Perikanan pada tahun 2007 yang ditempatkan di Sekolah Usaha Perikanan Menengah Negeri Pariaman. Riwayat pendidikan formal penulis dimulai dari SD Negeri III Polehan - Malang (1990 - 1996), SMP Negeri II Malang (1996 - 1999), SMK Negeri I Singosari – Malang (1999 - 2002), D4 Permesinan Perikanan Sekolah Tinggi Perikanan Jakarta (2002 - 2006). Penulis melanjutkan magister Teknik Sistem dan Pengendalian Kelautan, Fakultas Teknologi dan Kelautan, di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya pada tahun 2014 dengan beasiswa dari Kementerian Kelautan dan Perikanan.