Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

Tugas Akhir - ME141501

Perencanaan Sistem Pengkondisian Udara (hvac) pada Ruang Akomodasi Kapal Tanker Mengguakan Refrigeran R 407 c

Ahmad Darori Hasan
NRP 0421 13 40000 062

Dosen Pembimbing
Ir. Tony Bambang Musriyadi, PGD, MMT
Ir. Alam Baheramsyah, M. Sc.

Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018

Tugas Akhir – ME141501

Perencanaan Sistem Pengkondisian Udara (hvac) pada Ruang Akomodasi Kapal Tanker Mengguakan Refrigeran R 407 c

Ahmad Darori Hasan
NRP 0421 13 40000 062

Dosen Pembimbing
Ir. Tony Bambang Musriyadi, PGD, MMT
Ir. Alam Baheramsyah, M. Sc.

Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2018

Halaman ini sengaja dikosongkan

Final Project – ME141501

Design of Air Conditioning System (hvac) on Tanker's Accommodation Space Using Refrigerant R 407 c

Ahmad Darori Hasan
NRP 0421 13 40000 062

Advisor
Ir. Tony Bambang Musriyadi, PGD, MMT
Ir. Alam Baheramsyah, M. Sc.

Department of Marine Engineering
Faculty of Marine Technology
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2018

Halaman Pengesahan

Perencanaan Sistem Pengkondisian Udara (hvac) pada Ruang Akomodasi Kapal Tanker Mengguakan Refrigeran R 407 c

Tugas Akhir
Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi *Marine Machinery and System* (MMS)
Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:
Ahmad Darori Hasan
NRP. 042113 40000 062

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir:

1. Ir. Tony Bambang Musriyadi, PGD, MMT (.....)
   NIP 1959 0410 1987 01 1001
2. Ir. Alam Baheramsyah, M. Sc. (.....)
   NIP 1968 0129 1992 03 1001

Surabaya
Juli 2018

Halaman ini sengaja dikosongkan

Halaman Pengesahan

Perencanaan Sistem Pengkondisian Udara (hvac) pada Ruang Akomodasi Kapal Tanker Mengguakan Refrigeran R 407 c

Tugas Akhir
Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi *Marine Machinery and System* (MMS)
Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:
Ahmad Darori Hasan
NRP. 042113 40000 062

Disetujui oleh :
Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan

Dr. Eng. M. Badrus Zaman, ST, MT
NIP. 19770802 2008 01 1007

Surabaya
Juli 2018

Halaman ini sengaja dikosongkan

Planning of Air Conditioning System (hvac) on Tanker's Accommodation Space Using Refrigerant R 407 c

Student Name : Ahmad Darori Hasan
NRP : 0421 13 40000 062
Supervisor 1 : Ir. Tony Bambang Musriyadi, PGD, MMT
Supervisor 2 : Ir. Alam Baheramsyah, M. Sc.

Abstract

Ship's accommodation space is designed to provide comfort for the problem. Therefore, the ISO issued reference conditions at room temperature 27ºC and humidity 50% .. Cooling system used also in accordance with Marpol regulations related to the prohibition of refrigerant CFCs belonging to ozone depleting substances.

This study aims to study the comfort given to the personal or crew in the form of aerial system facilities using Refrigration system according to ISO 7547.Perhitungan heat load heat load transmission. personal calorific load. load heat equipment. the infiltration heat load and the heat-load of the heat are used to obtain the Cooling load. This study assumes the system is in stedy state. Then performed the change analysis of R22 with R407C.

Cooling load for accommodation space is 56.79 kW. Cooling system designed on Tevap 2ºC with superheat 10ºK and Tkond 50ºC with Subcooling 5ºK obtained mass flow rate, heat released by condenser, Compressor Work, and COP respectively R2269.08 kW, 0.361 kg/s, 12.41 kW and 4.57;; for R407C obtained, 69.73 kW, 0.357 kg/s, 12.81 kW and 4.39.. R407C has a performance similar to R22. Components of compressor and evaporator used R22 can also be used on R407C. Condenser and expansion valve need to be adjusted.

Keywords: ISO 7547, R22, R407C, Refrigerant replacement

Halaman ini sengaja dikosongkan

Perencanaan Sistem Pengkondisian Udara (hvac) pada Ruang Akomodasi Kapal Tanker Mengguakan Refrigeran R 407 c

Nama Mahasiswa : Ahmad Darori Hasan
NRP : 0421 13 40000 062
Dosen Pembimbing 1 : Ir. Tony Bambang Musriyadi, PGD, MMT
Dosen Pembimbing 2 : Ir. Alam Baheramsyah, M. Sc.

Abstrak

Ruang akomodasi kapal dirancang untuk memberikan kenyamanan bagi persoal. Oleh karena itu, ISO mengeluarkan kondisi referensi pada suhu ruangan 27ºC dan kelembapan 50%.. Sistem Pendingin yang digunakan juga sesuai dengan peraturan Marpol terkait pelarangan refrigeran CFC yang tergolong zat perusak ozon.

Penelitian ini bertujuan untuk mempelajari kenyamanan yang diberikan kepada personal atau kru kapal berupa fasilitas sistem tata udara dengan menggunakan sistem Refrigrasi sesuai ISO 7547.Perhitungan beban beban kalor panas transmisi. beban kalor personal. beban kalor equipment. beban kalor infiltrasi dan beban kalor pencahayaan digunakan untuk mendapatkan beban Pendinginan. Penelitian ini dengan mengasumsikan sistem dalam kondisi stedy state. Kemudian dilakukan analisa pergantian R22 dengan R407C.

Beban pendinginan untuk ruang akomodasi sebesar 56.79 kW. Sistem pendingin yang dirancang pada Tevap 2ºC dengan keluaran uap superheat 10ºK dan Tkond 50ºC dengan keluaran cair subcooling 5ºK didapatkan laju aliran massa, kalor yang dikeluarkan kondensor,Kerja Kompressor, dan COP masing-masing R22 69.08 kW, 0.361 kg/s, 12.41 kW dan 4.57; untuk R407C didapatkan 69.73 kW, 0.357 kg/s, 12.81 kW dan 4.39. R407C memilik perfoma yang hampir sama dengan R22. Komponen kompressor dan evaporator yang digunakan R22 dapat pula digunakan pada R407C. Kondensor dan katup expansi perlu dilakukan penyesuaian.

Kata Kunci: ISO 7547, R22, R407C, Penggantian refrigeran

Halaman ini sengaja dikosongkan

Kata Pengantar

Puji Syukur penulis ucapkan kepada Allah SWT yang telah memberikan nikmat yang tak terhingga, yang tak mungkin diri ini menuliskannya walau hingga akhir hayat, sehingga penulis dapat menyelesaikan penelitian ini tepat waktu.

Penulis juga mengucapkan terima kasih kepada semua pihak yang telah membantu penulis dalam menyelesaikan penelitian ini mulai dari mencetuskan ide hingga mengumpulkan laporan penelitian ini. Penulis terutama berterima kasih kepada:

1. Kedua orang tua dan saudara-saudara penulis yang senantiasa memberikan pelajaran hidup dan segala macam dukungan untuk dapat terus melanjutkan kuliah;
2. Bapak Ir. Tony Bambang Musriyadi, PGD, MMT, sebagai dosen pembimbing satu yang terus membimbing penulis mulai dari setelah P1 hingga tahap akhir penulisan laporan penelitian ini, yang juga selalu menekankan mahasiswa agar benar-benar paham bahkan hal terkecil yang mungkin terlihat sepele di dalam penelitian ini;
3. Bapak Alam Baheramsyah, sebagai dosen pembimbing dua yang terus membimbing penulis dari awal pencetusan ide hingga tahap akhir penulisan laporan penelitian ini, yang juga membimbing seluruh mahasiswa bimbingannya untuk dapat selalu berada di jalan yang benar;
4. Bapak Dr. Eng. M. Badrus Zaman, ST, MT sebagai dosen wali saya selama lima tahun terakhir memberi motivasi serta dorongan untuk senantiasa belajar lebih giat demi mengangngkat deraja orang tua, sera membuat kedua orang tua bangga,
5. Ilham ja'far, Ihya Alyyudin, Irfan Purwito, Reza Habibi , yang selalu luar biasa sabar menghadapi kehidupan penulis yang sering kehilangan motivasi dalam mengerjakan tugas akhir, mengingatkan selalu mengingatkan untuk ibadah dan menyemangati diri dalam menyelesaikan tugas akhir, dan saling nasihat-menasihati dalam kebenaran dan kesabaran;
6. National Institute of Standards and Technology, yang merupakan pemilik Refprop Software yang berisi berbagai data properti udara, air, serta zat lainnya. Dalam hal ini telah banyak membantu penulis dalam mencari properti udara dan air baik itu cair maupun uap;
7. Ivan Nabil dan Riko Fauzirahman, yang selalu mendampingi penulis dalam proses pengerjaan dan juga rekan belajar selama proses pengerjaan penelitian ini.;
8. Faisal Rahman, Misbachul munir mahasiswa teknik mesin yang senantiasa menjelaskan thermodinamika, heat exchanger, LMTD dan tentang kalor lainnya sehingga sangat membantu sebagai teman diskusi.
9. Dhesa hidayat, Majid adi, Luqman Raharjo yang selalu memberi selingan penghibur dikala penulis sudah mengalami kejenuhan atau jalan buntu dalam pengerjaan penelitian ini.
10. Pengurus Harian Jamaah Masjid Manarul Ilmi kabinet Integrasi, yang selalu memeberi semangat dan kepercayaan diri bahwa semua pasti lulus pada waktunya;
11. Teman-teman di Laboratorium Mesin Fluida dan Sistem dan Laboratorium lainnya (MEAS dan MPP), yang selalu senantiasa memberikan ketenangan jiwa melalui nonton bareng piala dunia dan lainnya, serta semangat yang membara;
12. "kamu" dimasa depan yang membuat penulis untuk lagi dan lagi untuk segera menyelesaikan urusan satu dan segera menuju urusan selanjutnya.

13. Serta seluruh teman atau keluarga yang tak dapat saya tuliskan di atas kertas ini, baik yang membantu secara langsung maupun tidak langsung dalam hidup ini karena sesungguhnya semua sangat berkontribusi dengan kadar dan pos masing-masing.

Penulis juga memahami bahwa penelitian ini masih belum sempurna. Oleh karena itu, masukan yang sifatnya membangun sangat penulis harapkan untuk dapat menyempurnakan penelitian ini.

Surabaya, Juli 2017

Penulis

Daftar Isi

Halaman Judul i
Title Page iii
Halaman Pengesahan ..... **Kesalahan! Bookmark tidak ditentukan.**
Halaman Pengesahan vi
Abstract viii
Abstrak x
Kata Pengantar xii
Daftar Isi xiv
Daftar Gambar xviii
Daftar Grafik xx
Daftar Tabel xxii
Daftar Simbol xxiv
Bab I Pendahuluan 1
1.1 Latar Belakang 1
1.2 Perumusan Masalah 2
1.3 Batasan Masalah 2
1.4 Tujuan 2
1.5 Manfaat 3
Bab II Dasar Teori 5
2.1 HVAC (Heating ventilation and Air Conditioning) 5
2.2 Klassifikasi HVAC pada Kapal 7
2.3 Perancangan Kondisi udara berdasar ISO 7547 11
2.4 Perhitungan Beban Berdasarkan ISO 7547 11
2.4.1 Beban Panas Transmisi (Φ) 11
2.4.2 Beban Panas Akibat Panas Penghuni Ruangan **(Φp)** 13
2.4.3 Beban Panas Akibat Panas Radiasi Sinar Matahari **(Φs)** 13
2.4.4 Beban Panas dari Penggunaan Lampu Penerangan 14
2.4.5 Beban Panas dari Peralatan **(Φm)** 14
2.5 Perhitungan Kapasitas Udara 14
2.6 Perhitungan Udara Sirkulasi 15

2.7 Beban Panas Tambahan akibat Pernafasan Manusia 16
2.8 Perhitungan Kapasitas Beban Pendingin dari Mesin Pendingin 17
2.9 Perhitungan Massa Aliran Refrigeran pada Sistem Refrigerasi 17
2.10 Perhitungan Daya Evaporator 17
2.11 Perhitungan Daya Kompressor 18
2.12 Perhitungan Daya Kondensor 18
2.13 Refrigeran 18
2.14 Penelitian Yang Telah Dilakukan Sebelumnya 19
2.14.1 Perencanaan Sistem Ventilasi dan Pengkondisian Udara (HVAC) pada Ruangan Akomodasi Kapal Perang Jenis Convertte Ukuran 90 Meter (2010) 19
2.14.2 Perancangan Sistem Pengkondisian Udara Hemat Energi Dengan Menggunakan Desiccant Untuk Ruang Muat Kapal Pengangkut Hewan Ternak (LivestockVessel) (2013) 19
2.14.3 Performance of R407C as an Alternate to R22: A Revie (2016) 20
Bab III Metodologi 21
3.1 Identifikasi Masalah 22
3.2 Studi Literator 23
3.3 Pengumpulan Data 23
3.4 Studi Empiris 23
3.5 Perancangan Sistem 23
3.6 Hasil dan Pembahasan 23
3.7 Kesimpulan dan Saran 23
Bab IV Analisis dan Pembahasan 25
4.1 Data Utama Kapal 25
4.2 Perhirtungan Beban Pendinginan 26
4.2.1 Beban Panas Transmisi 26
4.2.2 Beban Panas Akibat Panas Penghuni Ruangan 27
4.2.3 Beban Panas Akibat Panas Radiasi Sinar Matahari 28
4.2.4 Beban Panas dari Penggunaan Lampu Penerangan 29
4.2.5 Beban Panas dari Peralatan 30
4.2.6 Beban Total Pendinginan Total 30
4.3 Kapasitas Udara 30

4.4 Perhitungan Kapasitas Beban Pendinginan 31
4.5 Sekema Water Chilled System 32
4.6 Perencanan pada Sisi AHU 33
4.7 Pemilihan Spesifikasi Air Handling Unit 34
4.8 Pemilihan Spesifikasi Pompa Sirkulasi 35
4.9 Perencanaan pada Chiller 35
4.10 Analisa Rancangan dengan Termodinamika 39
4.11 Validasi Perhitungan Menggunakan Softwere 42
4.11.1 Ringkasan Hasil Perhitungan Manual dan Softwere 42
4.11.2 Error Perhitungan 43
4.12 Pemilihan Evaporator 44
4.13 Pemilihan Kondensor 45
4.14 Pemilihan Kompressor. 46
4.15 Perbandingan Penggunaan R22 dan R407C 46
4.15.1 Pengaruh Variasi Beban Pendinginan Evaporator terhadap Laju Aliran Massa R22 dan R407C 46
4.15.2 Pengaruh Laju Aliran Massa terhadap Kalor buang Kondensor 47
4.15.3 Pengaruh Kalor Buang Kondensor terhadap Panjang Pipa Kondensor 49
Bab V Penutup 51
5.1 Kesimpulan 51
5.2 Saran 51

Halaman ini sengaja dikosongkan

Daftar Gambar

Gambar 2.1. Prinsip Kerja Refrigerasi 5
Gambar 2.2. Skema Perpindahan Panas 6
Gambar 2.3. Skema Proses Perpindahan Energi 6
Gambar 2.4. Skema Sistem Pendingin Class A 7
Gambar 2.5. Skema Sistem Pendingin Class D 8
Gambar 2.6. Skema Sistem Pendingin Class E 9
Gambar 2.7. Skema Sistem Pendingin Class G 10
Gambar 2.8. Udara Sirkulasi 15
Gambar 4.1. Standart Posisi Luasan Kapal Dalam Perhitungan 26
Gambar 4.2. Plotting Perencanaan pada Diagram P-h 36
Gambar 4.3. Plotting Titik 1 pada Diagram P-h 37
Gambar 4.4. Diagram P-h (a) R22 dan (b) R407c 39
Gambar 4.5. Shell and Tube vaporator 44

Halaman ini sengaja dikosongkan

Daftar Grafik

Grafik 4.1. Q evaporator vs laju aliran massa 48
Grafik 4.2. Pengaruh laju Aliran Massa terhadap Kalor buang Kondensor 49
Grafik 4.3. Pengaruh kalor Buang Kondensor terhadap Panjang Pipa Kondensor **50**

Halaman ini sengaja dikosongkan

Daftar Tabel

Tabel 2.1. Perbedaan temperatur antara ruangan yang berdampingan 12
Tabel 2.2. Total heat transfer koefisien 12
Tabel 2.3. Aktivitas dan emisi panas 13
Tabel 2.4. Panas dari penerangan(Φl) 14
Tabel 2.5. Jumlah udara segar tiap standart 15
Tabel 4.1. Data utama kapal 25
Tabel 4.2. Salah satu luas dinding ruangan 27
Tabel 4.3. Asumsi jumlah orang dan aktifitas 28
Tabel 4.4. Luas bagian terpampang sinar matahari 29
Tabel 4.5. Kapasitas pendinginan 33
Tabel 4.6. Pemilihan AHU 34
Tabel 4.7. Parameter Perencanaan 35
Tabel 4.8. Saturation Properties pada Titik 3 36
Tabel 4.9. Saturation properties pada titik 4 37
Tabel 4.10. Saturation Properties pada titik 1 38
Tabel 4.11. Saturation Properties pada titik 2 38
Tabel 4.12. Hasil perhitungan manual 42
Tabel 4.13. Hasil dari softwere 43
Tabel 4.14. Error Perhitungan 43
Tabel 4.15. Perencanaan evaporator 44
Tabel 4.16. Spesifikasi evaporator 44
Tabel 4.17. Perencanaan Kondensor 45
Tabel 4.18. Spesifikasi Kondensor 45
Tabel 4.19. Spesifikasi Kompressor 46
Tabel 4.20. beban pendinginan terhadap flow rate 46
Tabel 4.21. Pengaruh Laju Aliran Massa terhadap Kalor buang Kondensori 48
Tabel 4.22. Pengaruh Kalor Buang Kondensor terhadap Panjang Pipa Kondensor 49

Halaman ini sengaja dikosongkan

Daftar Simbol

Simbol Besaran

A : luas permukaan (m^2)
COP : koefisien performa (tanpa satuan)
h : entalpi (kJ/kg)
$\dot{m}$: laju aliran massa (kg/s atau kg/h)
η : efisiensi (tanpa satuan)
P : tekanan (kg/cm^2 atau kPa atau mmH_2O atau atm)
ρ : massa jenis (kg/m^3)
$\dot{Q}$: laju perpindahan panas atau laju aliran energi (kW)
RH : kelembapan relatif (%)
T : suhu (^oC atau K)
$\dot{W}$: daya dalam bentuk kerja mekanik (kW)
v : volume spesifik (m^3/kg_{da})
$\dot{V}$: debit (m^3/s)
kv : Koefisien perpindahan panas menyeluruh dari luas Av (W/m2 ˚K)
Av : Luasan yang dirambati panas (m2)
kg : Koefisien perpindahan panas menyeluruh dari Ag (W/m2 ˚K)
Ag : Luasan dari Scuttles dan jendela persegi panjang.
ΔT : Perbedaan temperatur antara udara dalam ruang yang dikondisikan terhadap temperatur luar (˚C)
Gs : Panas per meter persegi dari permukaan kaca (W/m2)
Vs : Kapasitas udara yang disupplai (m3/h)
QT : Total panas yang diderita ruang (watt)
Cp ; Panas spesifik udara (1.025 kJ/Kg ˚C)
Np ; jumlah orang dalam ruang

Simbol *Subscript*

abs : *absorber* pada sistem pendingin absorpsi
amb : *ambient* (lingkungan sekitar)
c : kompresor
con : kondensor pada sistem pendingin absorpsi
da : *dry air* (udara kering)
e : evaporator di luar sistem pendingin absorpsi
$evap$: evaporator pada sistem pendingin absorpsi
gas : gas
in : menerangkan besaran yang masuk
LP : sisi dengan tekanan rendah

Halaman ini sengaja dikosongkan

Bab I
Pendahuluan

1.1 Latar Belakang

Kenyamanan yang diberikan kepada awak kapal sangat diperhatikan mulai dari kebisingan. vibrasi dan kenyamanan berupa pengaturan udara. Kenyamanan termal adalah kenyamanan fisik berupa perasaan dalam pikiran manusia yang mengekspresikan kepuasan terhadap lingkungan termalnya.

Indonesia merupakan negara yang mempunyai musim tropis sehingga diperlukan perancangan heating ventilation & air conditioning (HVAC) sentral beserta ducting network yang mampu menahan beban pendinginan pada musim panas agar kondisi ruang akomodasi nyaman bagi awak kapal.

Dengan adanya sistem pengaturan udara merupakan salah satu sistem yang bekerja di kapal. Sistem ini dirancang untuk kenyamanan dan kesehatan operator kapal dan suplai kebutuhan udara di kamar mesin. Sistem ini dibuat dengan berbagai pertimbangan antara lain : jumlah manusia yang ada di kapal. panas yang dikeluarkan oleh berbagai equipment kapal lainnya. asesibilitas untuk keperluan maintenance & repairment. Pada perencanaan sistem pendingin di kapal harus mengikuti aturan-aturan yang berlaku misalnya ISO 7547 mengenai " *Ships And Marine Technology–Air Conditioning And Ventilation Of Accomodation Spacedesaign Conditioning And Basis Of Calculation*". Perancangan heating ventilation & air conditining sentral yang digunakan harus mampu memenuhi kebutuhan dalam kondisi apapun karena kerusakan suatu sistem di kapal akan mempengaruhi kerja sistem yang lainnya. Selain itu ducting network sebagai saluran yang menghubungkan antara AC sentral dengan berbagai ruangan yang ada dikapal juga harus diperhatikan assesibilitas dan juga rancangan harus menjamin bahwa aliran udara sampai pada ruangan-ruangan.

Kemudian berdasarkan Marpol Annex VI- regulation for the Prevention of Air Pollution from Ships, Chapter 3-Requirements for controlof emissions from ships, regulation 12- Ozone-depleting substances mengatakan termasuk dalam definisi ODS adalah chlorofluorocarbons (CFC) dan halons digunakan masing-masing dalam sistem pendingin. ODS juga digunakan sebagai zat peniup dalam beberapa busa isolasi.. Sebagai bagian dari gerakan di seluruh dunia, produksi dan penggunaan semua materi ODS sedang dihapus berdasarkan ketentuan Protokol Montreal.

Kontrol dalam peraturan ini tidak berlaku untuk peralatan yang komponen yang dapat dilepas atau portable; ini biasanya mencakup barang-barang seperti lemari es, AC dan pendingin air.

Tidak diperbolehlkan sistem pendingin mengandung CFC atau halon atau peralatan yang dipasang pada kapal yang dibangun pada atau setelah 19 Mei 2005 dan tidak ada instalasi baru yang diizinkan pada atau setelah tanggal tersebut.

Tujuan penelitian ini adalah untuk merancang sistem pengaturan udara berdasarkan general arrangement kapal tanker dengan ukuran 76 meter guna untuk kenyamanan penumpang serta membandingkan penggunaan R22 dan R407C

1.2 Perumusan Masalah

Adapun masalah yang muncul diangkat dalam tugas akhir ini adalah :

1.2.1. Bagaimana perencanaan dari sistem HVAC yang baik di dalam menjaga kenyaman kru kapal dan peralatan elektronis di dalam kapal?

1.2.2. Mencari spesifikasi dari peralatan sistem HVAC yang akan diterapkan

1.2.3. Membandingkan Refrigeran R 407 c dengan Refrigeran R 22

1.3 Batasan Masalah

Untuk dapat melaksanakan penelitian ini diperlukan batasan masalah sebagai berikut :

1.3.1. Perancangan sistem ventilasi dan pengkondisian Udara hanya pada ruang akomodasi kapal dengan data kapal berikut :

Tipe Kapal	**Tanker Product oil**
Lpp	76.5
Lwl	78.795
Lebar (B)	16.4
Tinggi geladak (H)	8.6
Sarat air (T)	6.6
Kecepatan dinas (Vs)	12.15
Main Engine	MAK Caterpillar M 25C (2000 kW/ 750 rpm

1.3.2. Sistem pendukung dan sistem control tidak diperhitungkan

1.3.3. Sistem diasumsikan dalam keadaan aliran tunak (*steady state*)

1.3.4. Keluaran kondensor diasumsikan cair jenuh

1.3.5. Analisa biaya dan segi konstruksi desain diabaikan

1.4 Tujuan

Adapun tujuan penulisan tugas akhir ini adalah :

1.4.1. Merancang desain sistem HVAC yang baik yang ada di dalam raung akomodasi kapal tanker. baik melalui perhitungan maupun dengan gambar perencanaan..

1.4.2. Mendapatkan spesifikasi komponen sistem HVAC

1.4.3. Mendapatkan perbandingan Refrigeran R407c dan R22

1.5 Manfaat

Manfaat yang dapat diperoleh dari penulisan tugas akhir ini adalah

1.5.1. Memberikan gambaran sistem HVAC yang akan digunakan

1.5.2. Memberikan besar beban pendinginan sekaligus spesifikasi komponen sistem HVAC.

1.5.3. Dapat menjadi pertimbangan bagi kapal yang telah terinstalasi sistem HVAC menggunakan R22 mengubah dengan menggunakan R407C

Halaman ini sengaja dikosongkan

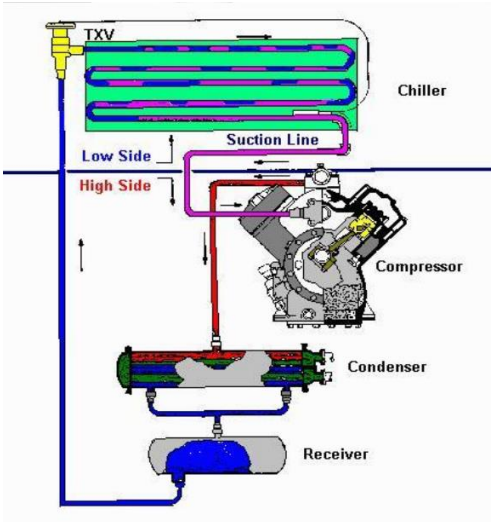
Bab II
Dasar Teori

2.1 HVAC (Heating ventilation and Air Conditioning)

Beberapa instrument-instrument dari HVAC diantaranya:

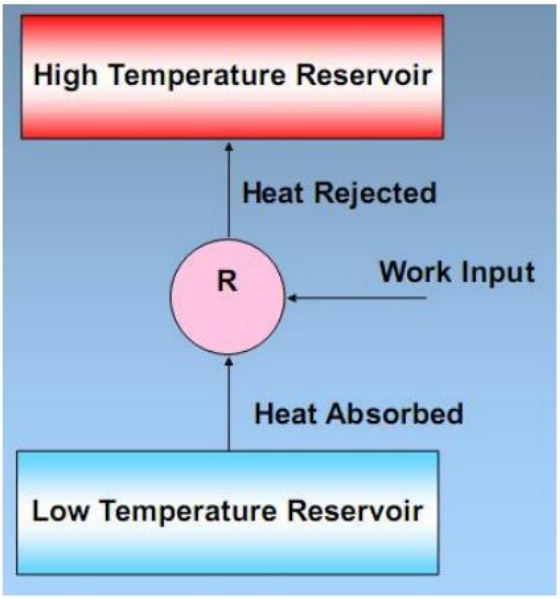
a. Chiller merupakan mesin refrigerasi yang berfungsi untuk menghilangkan panas cairan pada sisi evaporator-nya yang selanjutnya akan didistribusikan pada mesin penukar kalor FCU (Fan Control Unit) /AHU (Air Handling Unit)
b. FCU merupakan perangkat sederhana yang terdiri dari kumparan (coil) dan kipas. FCU digunakan untuk mengontrol suhu dalam ruangan yang dikendalikan oleh on/off switch atau thermostat. Karena kesederhanaannya itulah. FCU lebih ekonomis bila dibandingkan dengan AHU.
c. AHU merupakan alat yang digunakan untuk pengkondisian udara dan sirkulasi udara sebagai bagian dari sistem HVAC. AHU biasanya berupa unit berisi blower. elemen pemanas atau pendingin. filter. peredam suara.
d. Cooling Tower. merupakan suatu peralatan yanag digunakan untuk menurunkan suhu air dengan cara mengekstrasi panas dari air dan mengemisikannya ke atmosfir. Cooling Tower menggunakan proses penguapan. dimana sebagaian air diuapkan ke aliran udara yang bergerak dan kemudian dibuang ke atmosfir.

Prinsip kerja refrigerasi.



Gambar 2.1. Prinsip kerja refrigerasi

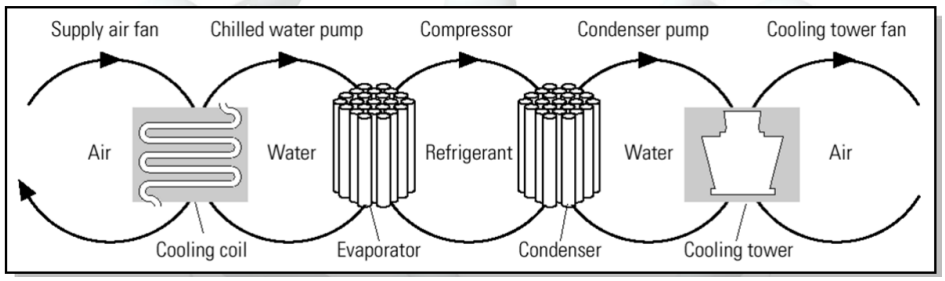
Prinsif dasar dari mesin ini adalah proses pemindahan panas dari reservoir yang bertemperatur tinggi ke reservoir rendah namun membutuhkan kerja yang harus dimasukan dalam sistem.



Gambar 2.2. Sekema perpindahan panas

(Sumber: _____.. Sistem Refrigrasi dan Saluran Udara –Diktat Program Studi D4 Teknik Permesinan Kapal.)

Proses perpindahan energi panas yang terkandung dalam panas udara dalam ruangan dan juga panas dari udara dari *fresh air* pada awalnya terjadi pada unit *Air Handling Unit* (AHU). Pada unit AHU panas berpindah menuju fluida air melalui koil AHU. Kemudian air dibawa menuju evaporator untuk proses perpindahan panas dari air menuju fluida kerja berupa refrigeran. Pada proses kompresi uap fluida membawa panas untuk dileskan ke lingkungan melalui kondensor yang dibawa melalui air.



Gambar 2.3. Sekema proses perpindahan energi

2.2 Klassifikasi HVAC pada Kapal

Sistem pengkondisian udara pada kapal akan dibagi berdasarkan fungsi kapal tersebut yaitu : (Sistem Refrigrasi dan Saluran Udara –Diktat Program Studi D4 Teknik Permesinan Kapal.)

a) Naval (kapal angkatan laut)
b) Merchant (kapal dagang)

Secara umum HVAC pada 2 jenis kapal tsb digunakan untuk :

1. Menjaga crew/penghuni kapal tetap sehat secara fisik maupun mental
2. Menyediakan temperatur lingkungan yang sesuai dengan kriteria kerja peralatan (equipment)
3. Menyediakan temperatur lingkungan yg sesuai untuk menjaga barang berbahaya seperti amunisi pada kapal Naval
4. Menjaga (mengawetkan) produk-produk yang mudah busuk untuk kebutuhan Store.supplies dan cargo.
5. Mencegah kontaminasi dari bahan beracun (noxious) dan mudah meledak Berdasarkan Marine Engineering Handbook kapasitas pengkondisian udara yang umum digunakan untuk kapal yaitu antara 5000 cfm sampai 8000 cfm. Dimana kapal Naval ship menggunakan sistem HVAC terpusat (central station) yg disebut sebagai sistem resirkulasi (recirculation system)

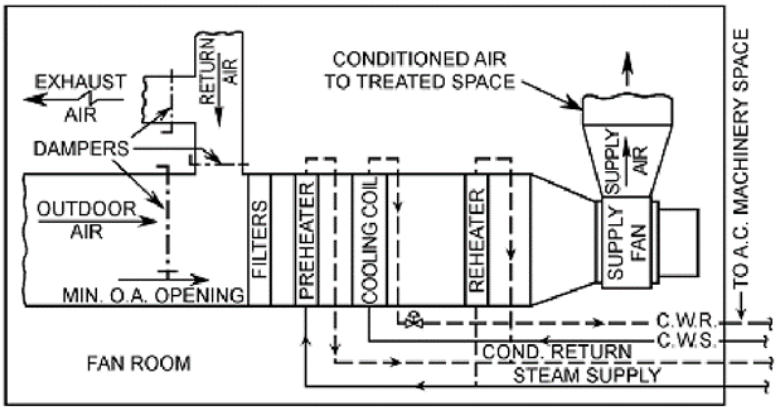
Sistem HVAC pada Merchant Ship (kapal dagang) diklasifikasikan menjadi :

1. Sistem HVAC yg melayani ruangan yang berdimensi volume kecil antara lain passenger staterooms. crew'quarter. office. shops dll
2. Sistem HVAC yang melayani ruangan yang berdimensi volume besar seperti ruang makan. lounges. messroom dll

.

Terdapat 4 macam peng-class-an mengenai sistem HVAC :

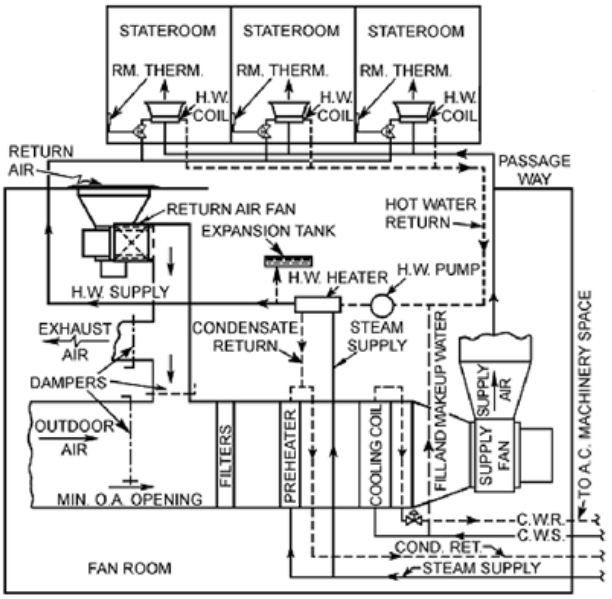
1. Sistem Pendingin HVAC Class A



Gambar 2.4 Skema Sistem Pendingin class A dengan pengatur Kelembaban

Pada gambar 2.4 merupakan gambaran ilustrasi dari sistem Class A yang dikhususkan untuk pendinginan yang memerlukan udara sirkulasi dalam jumlah besar. Dimana udara sirkulasi didapat dari udara segar (fresh air) dan udara resirkulasi dari ruangan yang keduanya dikondisikan terlebih dahulu meliputi filterisasi dan pengkondisian (antara lain preheating.cooling. dehumidifying etc) oleh sistem terpusat HVAC

2. Sistem pendingin Class D

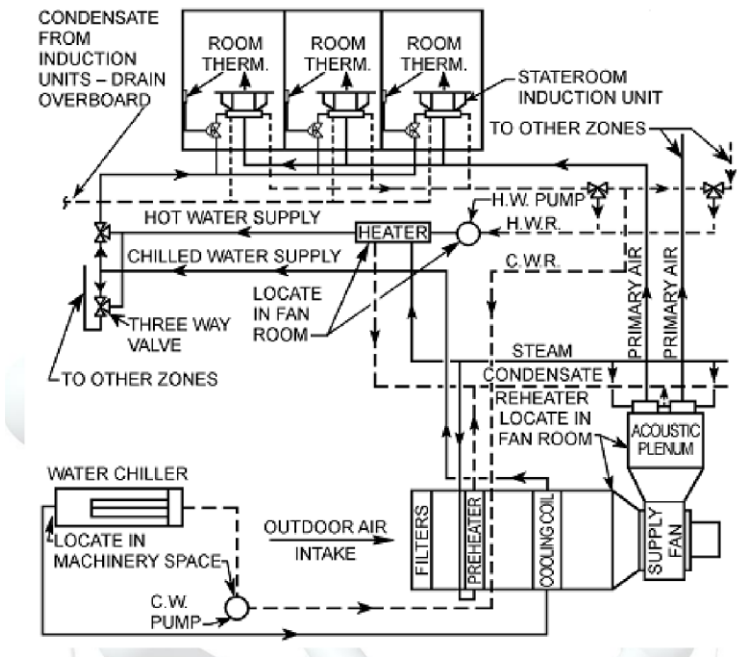


Gambar.2.5 Skema Sistem Pendingin Class D

(Sumber: _____.. *Sistem Refrigrasi dan Saluran Udara –Diktat Program Studi D4 Teknik Permesinan Kapal*.)

Pada gambar 2.5 Class D (terminal pemanas ulang) AC ruang yang disediakan untuk mengakomodasi kebutuhan pendinginan dengan beban maksimum. Campuran udara luar dan udara sirkulasi yang telah difilter dipanaskan. didinginkan dan diatur kelembabannya sesuai dengan kebutuhan beban. Sistem ini digunakan untuk pelayanan penumpang kapal serta untuk para crews kapal. Dalam Class D terdapat dua komponen yang berfungsi sebagai pengatur keluaran dari udara panas maupun udara dingin yang diatur berdasarkan sensor dimana sensor tersebut bekerja saat siklus pemanas maupun siklus pendingin.

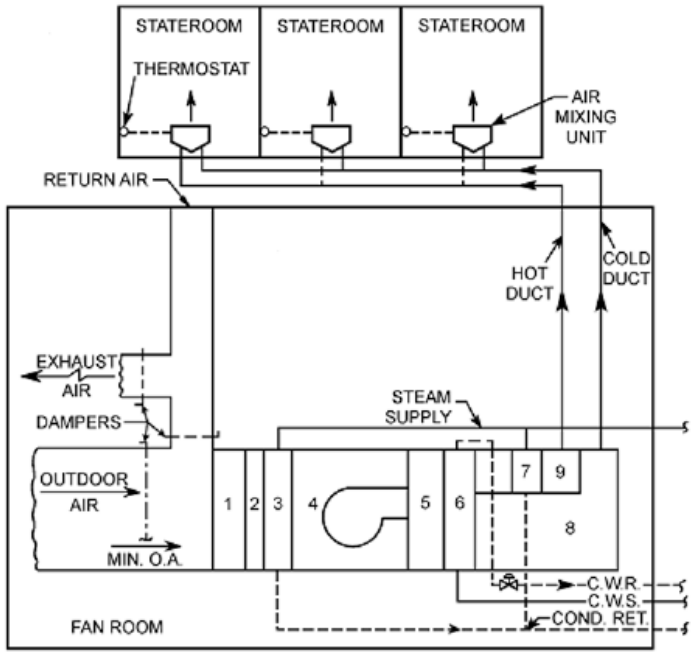
3. Sistem pendingin Class E



Gambar.2.6 Skema Sistem Pendingin Class E
(Sumber: _____.. Sistem Refrigrasi dan Saluran Udara –Diktat Program Studi D4 Teknik Permesinan Kapal.)

Untuk gambar diatas merupakan rangkaian sistem yang digunakan untuk ruangan kecil yang memerlukan pengkondisian udara berkualitas tinggi. Sistem pendinginan udara merupakan sistem utama pada klas ini. sedangkan sistem pemanas ruangan adalah sistem sekundernya. Baik udara panas maupun udara dingin. disuplai bedasarkan kebutuhan untuk mendapatkan rasa nyaman terhadap penghuni yang berada dalam ruangan tersebut.

4. Sistem pendingin Class G



Gambar2.7. Skema Sistem Pendingin Class G

(Sumber: _____.. Sistem Refrigrasi dan Saluran Udara –Diktat Program Studi D4 Teknik Permesinan Kapal.)

Sedangkan pada gambar 2.7 merupakan sistem HVAC yang menggunakan sistem saluran ganda (dual duct). Dimana distribusi udara disupplai oleh Fan pada sistem terpusat yang memiliki tekanan kerja tinggi sehingga bisa mendistrbusikan udara pada dua saluran udara pada kecepatan yang tinggi yaitu 5000 fpm. Pada sistem ini akan ada 2 saluran yaitu :

1. Saluran udara panas
2. Saluran udara dingin

Sehingga proses pencampuran yang tepat antara keduanya macam udara tersebut dilakukan untuk mendapatkan nilai yg sesuai dengan beban ruangan

2.3 Perancangan Kondisi udara berdasar ISO 7547

Sistem pendinginan dirancang berdssarkan aturan ISO 7547 secara umum sistem harus dirancang untuk kondisi udara dengan spesifikasi pada musim panas dengan temperatur dan kelembaban udara dari lingkungan +35ºC dan 70% . Kemudian dengan kondisi udara dalam ruangan +27ºC dan 50%. Udara segar dari luar sudah ditentukan bahwa jumlah minimum harus tidak kurang dari 40% dari total suplai udara yang dibutuhkan.

2.4 Perhitungan Beban Berdasarkan ISO 7547

2.4.1 Beban Panas Transmisi ($\boldsymbol{\Phi}$)

Beban panas akibat Transmisi (rambatan) melewati dinding. plafon dan juga lantai ruangan (Qtransmission =QTr). Beban ini dipengaruhi dari koefisian perpindahan panas, dan luasan dari dinding. Dengan formula yang digunakan adalah

$$\boldsymbol{\Phi} = \Delta T(k_v A_v) + (k_g A_g)\ (watt) \qquad \textbf{Persamaan 2.1}$$

(Sumber: _____.2002. Air Conditioning And Ventilation Of Accommodation Spaces On Board Ships – Desaign Conditions And Basic Of Calculations. ISO. Swittzerland)

k_v = Koefisien perpindahan panas menyeluruh dari luas A_v (dalam satuan W/m2 ˚K)

A_v = Luasan yang dirambati panas (m2)

k_g = Koefisien perpindahan panas menyeluruh dari A_g (dalam satuan W/m2 ˚K)

A_g = Luasan dari Scuttles dan jendela persegi panjang.

ΔT = Perbedaan temperatur antara udara dalam ruang yang dikondisikan terhadap temperatur luar (˚C)

Tabel 2.1 Perbedaan temperatur antara ruangan yang berdampingan

Deck or Bulkhead	$\Delta T.K$	
	Summer	Winter
Deck against tank provided with heating	43	17
Deck with bulkhead against boiler-room	28	
Deck and bulkhead against engine-room and against non-airiconditioned gallery	18	
Deck and bulkhead against non-heated tanks. cargo spaces and equivalent	13	42
Deck and bulkhead against laundry	11	17
Deck and bulkhead against public sanitary space	6	0
Deck and bulkhead against private sanitary space		
a). with any part against exposed external surface	2	0
b). No. exposed	1	0
c). with any part against engine/boiler-room	6	0
Bulkhead against alleyway	2	5

Tabel 2.2 Total heat transfer koefisien

Surfaces	Totak heat transfer coefficient. $kW/(m^2K)$
Weather deck not exposed to sun's radiation and ship side and external bulkheads	0.9
Deck and bulkhead against engine-room. cargo space or other non-air-conditioned spaces	0.8
Deck and bulkhead against boiler-room or boiler in engine-room	0.7
Deck against open air or weather deck exposed to sun's radiation and deck against hot tanks	0.6
Side scuttles and rectangular windows. single glazing	6.5
Side scuttles and rectangular windows. double glazing	3.5
Bulkhead against alleyway. non-sound reducing	2.5
Bulkhead against alleyway. sound reducing	0.9

(Sumber: _____.2002. Air Conditioning And Ventilation Of Accommodation Spaces On Board Ships – Desaign Conditions And Basic Of Calculations. ISO. Switzerland)

2.4.2 Beban Panas Akibat Panas Penghuni Ruangan **(Φp)**

Nilai panas sensibel dan laten yang dipancarkan oleh seseorang pada suhu dalam ruangan 27 ° C diberikan pada Tabel 4.:

Tabel 2.3 Aktivitas dan emisi panas

Activity	Type of heat	Emission (w)	
Seat at rest	Sensible heat	70	120
	Latent heat	50	
Medium/ heavy work	Sensible heat	85	235
	Latent heat	150	

(Sumber: _____.2002. Air Conditioning And Ventilation Of Accommodation Spaces On Board Ships – Desaign Conditions And Basic
Of Calculations. ISO. Swittzerland)

2.4.3 Beban Panas Akibat Panas Radiasi Sinar Matahari **(Φs)**

Jumlah panas akibat panas radiasi sinar matahari dihitung berdasarkan formula sebagai berikut :

$$\Phi s = \Sigma A_v K \Delta T_r + \Sigma A_g G_s$$ **Persamaan 2.2**

(Sumber: _____.2002. Air Conditioning And Ventilation Of Accommodation Spaces On Board Ships – Desaign Conditions And Basic Of Calculations. ISO. Swittzerland)

A_v = Jumlah luasan yang terkena radiasi matahari (tanpa scuttle and jendela persegi)

K = Koefisien perpindahan panas berdasar tabel 2.2

ΔT_r = Perbedaan temperatur permukaan yang diakibatkan panas matahari berdasarkan kondisi berikut;

ΔT_r = 12 K untuk permukaan terang vertikal

ΔT_r = 29 K untuk permukaan gelap vertikal

ΔT_r = 16 K untuk permukaan terang horizontal

ΔT_r = 32 K untuk permukaan gelap horizontal

A_g = Permukaan kaca yang terkena langsung oleh sinar matahari.

G_s = Panas per meter persegi dari permukaan kaca (350 W/m^2 untuk kaca bening. 240 W/m^2 untuk kaca dengan inetrior shading.

2.4.4 Beban Panas dari Penggunaan Lampu Penerangan

Panas dari lampu dalam satu ruangan. beban panas dari lampu penerangan dapat diperhitungankan dengan menggunakan table dibawah ini :

Tabel 2.4 Panas dari penerangan(Φl)

No.	Space	Heat gain from general lighting (W/m^2)	
		Incandescent	Fluorecent
1	Cabin. etc	15	8
2	Mess or Dining Room	20	10
3	Gymnasium. etc.	40	20

(Sumber: _____.2002. Air Conditioning And Ventilation Of Accommodation Spaces On Board Ships – Desaign Conditions And Basic Of Calculations. ISO. Swittzerland)

2.4.5 Beban Panas dari Peralatan **(Φm)**

Jumlah panas yang disebabkan oleh peralatan dalam suatu ruang tergantung dari jenis dan kapasitas peralatan yang terpasang akan mengikuti data dari manufaktur dimana peralatan itu diproduksi. Peralatan listrik sementara. seperti perangkat radio dan televisi. pemanas air. dll..diabaikan. Panas yang diperoleh dari peralatan. dll. Di kabin radio harus diambil sebagai 2.5 kW. kecuali ditentukan lain oleh pemilik.

(Sumber: _____.2002. Air Conditioning And Ventilation Of Accommodation Spaces On Board Ships – Desaign Conditions And Basic
Of Calculations. ISO. Swittzerland)

2.5 Perhitungan Kapasitas Udara

Kapasitas udara yang disuplai adalah total udara dari jumlah udara *re-circulation* dan udara *fresh air* yang harus disuplai kedalam ruangan untuk mendinginkan mencapai kondisi yang diinginkan sesuai dengan kalor ruangan tersebut. Dapat dilihat persamaan berikut:

$$Vs = \frac{QT}{\rho . Cp . \Delta T} \left(\frac{m3}{h}\right) \qquad \textbf{Persamaan 2.3}$$

(Sumber: _____.. *Sistem Refrigrasi dan Saluran Udara –Diktat Program Studi D4 Teknik Permesinan Kapal*.)

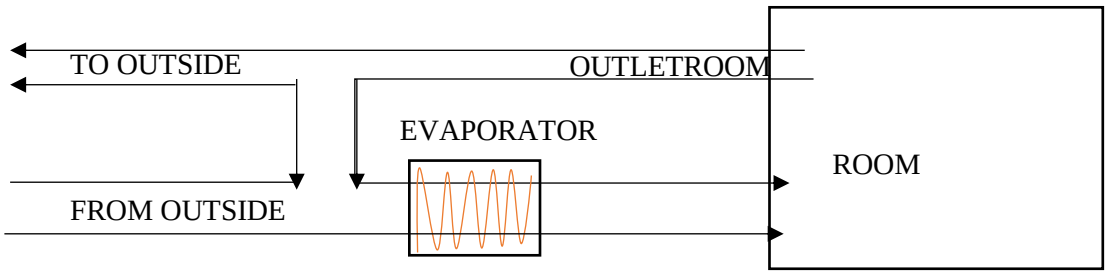
Vs = Kapasitas udara yang disupplai (m3/h)
QT = Total panas yang diderita ruang (watt)
ρ = Density udara (dengan asumsi rata-rata pada tekana atmosfer 1.2 kg/m3)
Cp = Panas spesifik udara (1.025 kJ/Kg ˚C)
Δt =Perbedaan temperatur udara dingin yang masuk ruangan dengan temperatur kriteria nyaman dan sehat bagi manusia. dimana dengan memperhatikan kesehatan maka didesain tidak lebih dari 10˚C.

Tabel 2.5 Jumlah udara segar tiap standart

Assosiasi	Kebutuhan Udara Segar	Ket
DT 1 (British)	1. Public Room : 17 m^3/h/p	**h : hour**
	2. Private Room : 25.5 m^3/h/p	**p : person**
NSC (DNS) (Norway)	25 m^3/h/p	
USA	17 m^3/h/p	
DSS (Denmark)	20 m^3/h/p	
GL (Germany)	30 m^3/h/p	
MESS (Japan)	1. Public Room : 17 m^3/h/p	
	2. Private Room : 25.5 m^3/h/p	
	3. Total : 30 %	
PT. PAL Indonesia	1. Commercial ships	
	Public Room : 17 m^3/h/p	
	Private Room : 20-30 m^3/h/p	
	2. Navy Ship : 20 m^3/h/p	
	3. Total : 20-30 %	
ISO 7547	28.8 m^3/h/p total 40%	

2.6 Perhitungan Udara Sirkulasi

Perhitungan massa udara resirkulasi akan tergantung Volume udara sirkulasi dikurangi volume udara segar (fresh air) yang dibutuhkan untuk pengkondisian udara :



Gambar 2.8 udara sirkulasi

(Sumber: _____.. Sistem Refrigrasi dan Saluran Udara –Diktat Program Studi D4 Teknik Permesinan Kapal.)

$\dot{V}_{fresh\ air}$ = ($\dot{V}_{fa}$) = Volume rate udara segar dari luar (outside) (m^3/s)
$\dot{V}_{recirculation}$ = $\dot{V}_r$ = Volume rate udara ruangan (outlet room) yang digunakan kembali (m^3/s)
V_{supply} =V_s =Volume rate udara yg sudah dikondisikan untuk disupplai di ruangan (m^3/s)

$$Vs = Vfa + Vr \qquad \textbf{Persamaan 2.4}$$

(Sumber: _____.. *Sistem Refrigrasi dan Saluran Udara –Diktat Program Studi D4 Teknik Permesinan Kapal*.)

Nilai enthalpy udara campuran masuk Evaporator :

$$hmix = \frac{\left(\frac{V_{fa}}{v_{fa}}\right) h_{fa} + \left(\frac{V_r}{v_r}\right) h_r}{\left(\frac{V_{fa}}{v_{fa}}\right) + \left(\frac{V_r}{v_r}\right)} \quad \left(\frac{kj}{kg}\right)$$

Dimana:

h_{mix} = enthalpy udara campuran (mixture) antara fresh air dan recirculation air (kj/kg)
v_{fa} = volume spesifik udara fresh air (m^3/kg)
v_r = volume spesifik udara recirculation air (m^3/kg)

2.7 Beban Panas Tambahan akibat Pernafasan Manusia

Akibat dari uap air yang dikeluarkan manusia pada saat bernafas dalam ruangan yaitu adanya penambahan nilai RH. sehingga untuk mencapai RH yang direncanakan maka RH udara yang masuk diperkecil sebesar RH yang diakibatkan oleh pernafasan manusia. Dengan cara menurunkan nilai enthalphy udara yang masuk sehingga enthalpnya (Δhe) menjadi kecil:

$$\Delta he = \frac{N_p . Q_p}{v\rho} \qquad \textbf{Persamaan 2.5}$$

(Sumber: _____.. *Sistem Refrigrasi dan Saluran Udara –Diktat Program Studi D4 Teknik Permesinan Kapal*.)

Δhe = enthalphy yang harus diturunkan untuk mengimbangi penambahan RH dalam ruangan yg disebabkan adanya uap air dari nafas penghuni
Np = jumlah orang dalam ruang
Qp = panas latent yang dikeluarkan orang sebesar 80 watt/person
$\dot{v}$ = kapasitas udara yang disupply ke dalam ruangan (m^3/hour)
ρ = density udara rata-rata pada tekanan atmosfer (1.2 kg/m3)

2.8 Perhitungan Kapasitas Beban Pendingin dari Mesin Pendingin

Kapasitas beban mesin pendingin dapat dihitung dengan formula sbb :

$$QLoad = \dot{V}s\rho\Delta h\ (kJ/h) \qquad \textbf{Persamaan 2.6}$$

(Sumber: _____.. *Sistem Refrigrasi dan Saluran Udara –Diktat Program Studi D4 Teknik Permesinan Kapal*.)

$\dot{v}_s$ = Kapasitas udara dingin yg disupplai kedalam ruangan (m^3/h)
ρ = density udara rata-rata pada tekanan atmosfer (kg/m^3)
Δh = perbedaan enthalpy antara udara yang masuk evaporator ($hmix$) dan sesudah evaporator (kJ/kg).

2.9 Perhitungan Massa Aliran Refrigeran pada Sistem Refrigerasi

Perhitungan kebutuhan refrigerant yang mengalir pada sistem refrigerasi membutuhkan informasi beban total pendinginan dan dampak refrigerasi dari jenis refrigerant yang digunakan:

$$\dot{m}_{ref} = \frac{Q_{Load}}{\Delta h_{refrigerasi}} \qquad \textbf{Persamaan 2.7}$$

(Sumber: _____.. *Sistem Refrigrasi dan Saluran Udara –Diktat Program Studi D4 Teknik Permesinan Kapal*.)

Q_{Load} = Beban evaporator (kJ/h)
$\Delta h_{refrigerasi}$ = dampak refrigerasi (refrigeration effect) (kJ/kg)
$\dot{m}_{ref}$ = Massa alir refrigerant yang dibutuhkan (kg/h)

2.10 Perhitungan Daya Evaporator

Perhitungan daya evaporator mengacu pada masss flow rate refrigerant dan juga entalphy refrigerant yang masuk dan keluar evaporator

$$P_{Evaporator} = \dot{m}_{ref}.\Delta h_{Refrigerationeffect} = \dot{m}_{ref}(h_{out} - h_{in}) \qquad \textbf{Persamaan 2.8}$$

(Sumber: _____.. *Sistem Refrigrasi dan Saluran Udara –Diktat Program Studi D4 Teknik Permesinan Kapal*.)

hin =Enthalpy refrigerant masuk evaporator (kj/kg)

hout =Enthalpy refrigerant keluar evaporator (kj/kg)

2.11 Perhitungan Daya Kompressor

$$P_{comp}=\dot{m}_{ref}(h_{out}-h_{in}) \quad \textbf{Persamaan 2.9}$$

(Sumber: _____.. *Sistem Refrigrasi dan Saluran Udara –Diktat Program Studi D4 Teknik Permesinan Kapal*.)

h_{in} =Enthalpy refrigerant masuk kompresor (kj/kg)
h_{out} =Enthalpy refrigerant keluar kompresor (kj/kg)

2.12 Perhitungan Daya Kondensor

Perhitungan daya condenser akan membutuhkan informasi mass flow rate dari refrigerant dan juga enthalpy refrigerant yang masuk condenser dan keluar condenser mengacu pada temperatur media pendingin yang digunakan oleh condenser tsb

$$\boldsymbol{Pcond=\dot{m}ref(hout-hin)} \quad \textbf{Persamaan 2.10}$$

(Sumber: _____.. *Sistem Refrigrasi dan Saluran Udara –Diktat Program Studi D4 Teknik Permesinan Kapal*.)

h_{in} =Enthalpy refrigerant masuk condensor (kj/kg)
h_{out} =Enthalpy refrigerant keluar condensor (kj/kg)

2.13 Refrigeran

Pada sistem refigerasi yang berperan sebagai sitem pendinginannya adalah refrigeran. Refrigerant adalah fluida kerja sistem refrigerasi yang berfungsi menyerap. memindahkan. melepaskan kalor dari satu media ke media yang lainnya. Dalam penelitian ini akan membandingkan dengan menggunakan refrigeran jenis R 407 C di bandingkan dengan refrigeran R 22.

a. Refrigeran R22
   R22 yang telah digunakan terutama dalam pengkondisian udara dan dalam aplikasi suhu menengah dan rendah mengandung atom klorin yang menipiskan ozon dan karenanya akan dihapus pada akhirnya. CFC telah dilarang di negara-negara maju sejak tahun 1996. dan sejak 1 Januari 2010. produksi dan penggunaan CFC dilarang sepenuhnya di seluruh dunia. Refrigeran HCFC juga akan dihapus pada tahun 2020 dan 2030 di negara maju dan berkembang. Berikut properti refrigeran

b. Refrigeran R 407 c

Alternatif yang disarankan untuk R22 salah satunya R407 c. R407 c adalah campuran zeotropik dari R32 / R125 / R134a (23/25/52 oleh% wt). sifat kimia dan fisik R-407C sangat mirip dengan R-22. dalam penggunaannya dapat menggunakan peralatan yang sudah ada. Tipe pelumas yang harus digunakan untuk penggunaan R407C sebagai refrigeran kerja adalah *polyol ester* dengan kualitas tinggi. Untuk sistem yang sebelumnya menggunakan R22 tidak perlu peralatan khusus yang berbeda, karena secara kimia dan fisik properti R407C sangat mirip dengan R22. Namaun bagaimanapun juga perlu diperhatikan untuk menghindari terjadinya kontaminasi antara perbedaan type pelumas. (The Chemours Company FC,2016)

2.14 Penelitian Yang Telah Dilakukan Sebelumnya

2.14.1 Perencanaan Sistem Ventilasi dan Pengkondisian Udara (HVAC) pada Ruangan Akomodasi Kapal Perang Jenis Convertte Ukuran 90 Meter (2010)

Penelitian ini dilakukan oleh mahasiswa program sarjana Jurusan Teknik Sistem Perkapalan ITS.Adityaksa Prasadhana . Pada penelitian ini. penulis merencanakan sistem pengkondisian udara untuk kapal perang dengan tujuan penyediaan kenyamanan thermal pada personal serta peralatan elektronis di dalam kapal. dengan teknologi HVAC yang diterapkan di dalam kapal perang. Hasil perancangan didapat. Chilled Water Unit kapasitas 188 kW dengan refrigeran R404A. Chiller pump 54 m3/h. AHU 8 unit kapasitas 3888 m3/h dan 2412 m3/h.

2.14.2 Perancangan Sistem Pengkondisian Udara Hemat Energi Dengan Menggunakan Desiccant Untuk Ruang Muat Kapal Pengangkut Hewan Ternak (LivestockVessel) (2013)

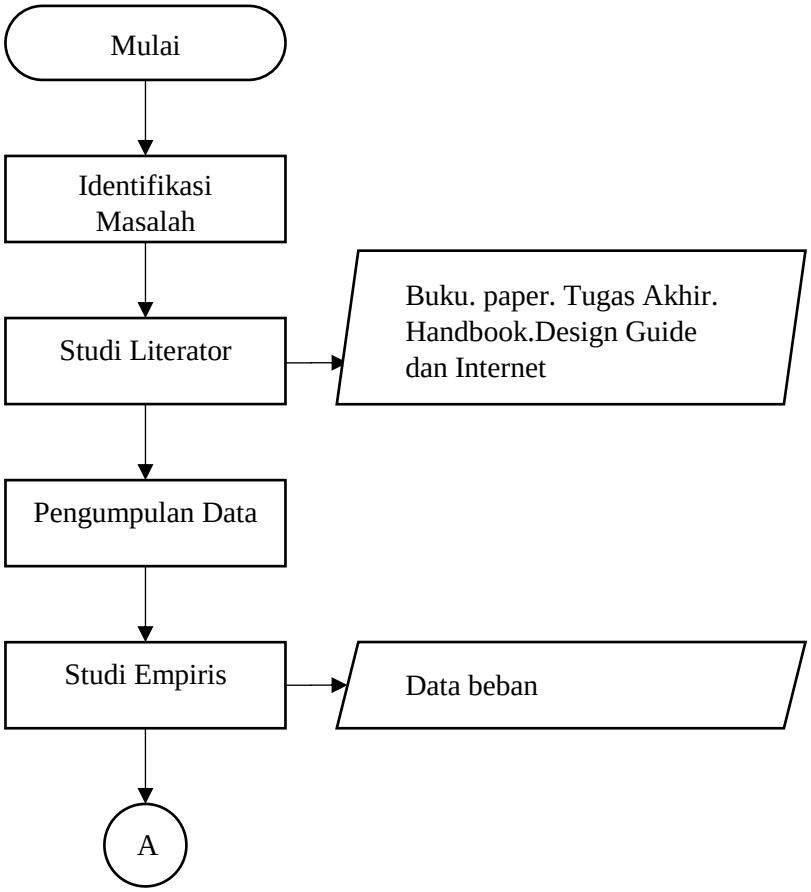
Penelitian ini dilakukan oleh mahasiswa program sarjana Jurusan Teknik Sistem Perkapalan ITS.Yusuf Yulizar . Pada penelitian ini. penulis membahas tentang kebutuhan udara untuk ruang muat dengan merancang sebuah sistem pengkondisian udara yang hemat energi dengan menggunakan desiccant. Untuk dapat melakukan perancangan diperlukan beberapa tahapan yaitu beban-beban yang terjadi diruang muat sebesar 1.796kW dan kapasitas udara sebesar 11.45m3/s pada 20 air changes/hour. Sehingga dapat diketahui untuk sistem pengkondisian udara tanpa menggunakan desiccant membutuhkan beban pendingin sebesar 527kW. sedangkan pada sistem pengkondisian udara dengan mennggunakan desiccant sebesar 1.199kW yang terdiri dari beban pendingin 587kW. heater sebesar 612kW. dan motor penggerak rotor desiccant sebesar 1kW`

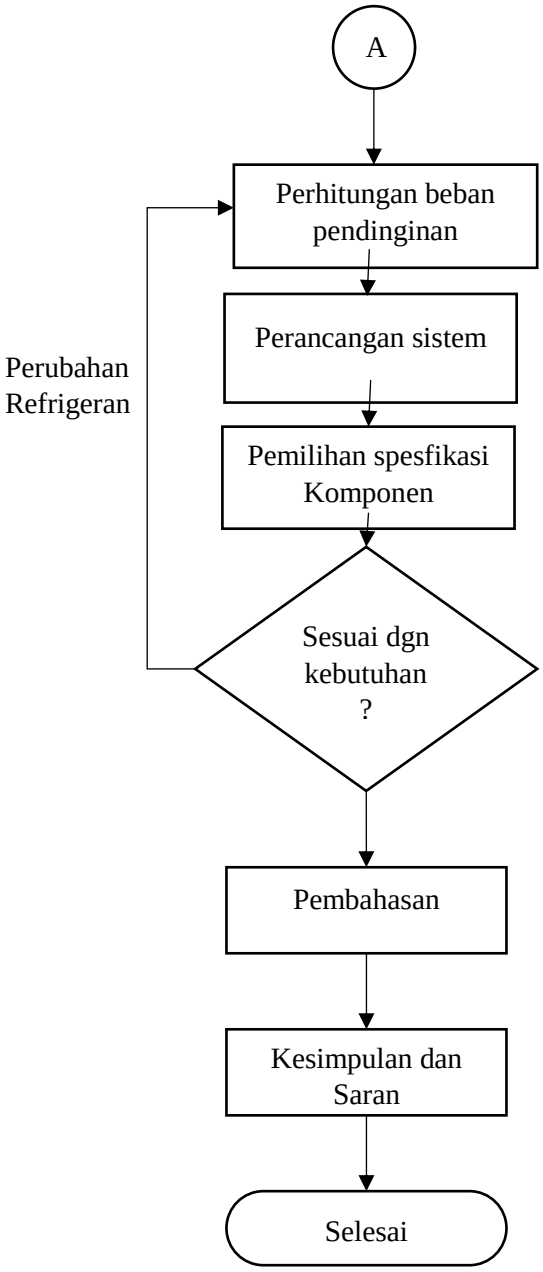
2.14.3 Performance of R407C as an Alternate to R22: A Revie (2016)

Penelitian ini dilakukan oleh Shailendra Kaseraa Department of Mechanical Engineering. Poornima College of Engineering. Jaipur. India. Makalah ini membahas R407C sebagai penurunan pengganti R22. Sesuai Protokol Montreal. pelarangan penggunaan R22 kedepan akan berlaku karena dampaknya yang tidak menguntungkan terkait dengan lingkungan. misalnya ozone depletion potential (ODP) dan potensi pemanasan global (GWP). R407C memiliki nol ODP dan GWP dibandingkan dengan R22. Pelepasan refrigeran di sekitarnya menjadi penyebab masalah yang berkaitan dengan lingkungan. Tinjauan rinci tentang studi eksperimental yang terkait dengan kinerja R407C disediakan. Tujuannya adalah untuk mengumpulkan semua informasi yang terdiversifikasi tentang R407C dalam satu kertas. Hal ini ditemukan setelah pengamatan yang seksama bahwa R22 memiliki kinerja yang lebih baik daripada R407C dalam banyak aspek yaitu COP. Kapasitas Pendinginan. Konsumsi Energi. dan Analisis Eksergetik tetapi retrofitting point of view. refrigeran terbaik yang sesuai dan R410A cocok untuk desain baru.

Bab III
Metodologi

Dalam pembuatan tugas akhir ini. tentu saja memerlukan proses yang harus terstruktur. Hal tersebut haruslah ada. agar kedepannya dalam pengerjaan akan terasa lebih terarah dan lebih mudah. Secara umum metodologi pada tugas akhir ini terdiri dari mencari data beban pendinginan . Adapun tahapan-tahapannya adalah sebagai berikut :.





3.1 Identifikasi Masalah

Tahap pertama dalam penelitian adalah mengidentifikasi masalah. Masalah atau topik yang akan dibahas diformulasikan atau dirumuskan pada tahap ini. Pada penelitian ini. masalah yang akan dibahas adalah perancangan sistem pengaturan udara pada ruang akomodasi kapal tanker dengan menggunakan refrigeran R407C sebagai refrigeran alternatif R22 . Variabel bebas pada penelitian ini adalah beban beban meliputi ; beban

kalor panas transmisi. beban kalor personal. beban kalor equipment. beban kalor infiltrasi dan beban kalor pencahayaan. Variabel terikat pada penelitian ini adalah efek refrigerasi yang dihasilkan. Variabel kontrol adalah penggunaan dua refrigerant R22 dan R407C.

3.2 Studi Literator

Studi literator dilakukan setelah masalah telah ditentukan. Studi literator dilakukan dengan cara mengumpulkan dan mempelajari materi yang berhubungan dengan penelitian ini. Materi yang dimaksud dapat berupa buku. paper atau jurnal. tugas akhir. dan informasi dari berbagai artikel termasuk yang bersumber dari internet. Lebih spesifik. materi yang perlu diperdalam adalah sistem pengaturan udara. comfort zone untuk standard ISO 7457.

3.3 Pengumpulan Data

Penelitian ini dilakukan berdasarkan design general arrangement Kapal Tanker dengan ukuran 76 meter . Dengan demikian diperlukan data-data terkait pembebanan kalor pada kapal tersebut. Data yang diperlukan adalah beban kalor panas transmisi. beban kalor personal. beban kalor equipment. beban kalor infiltrasi dan beban kalor pencahayaan dan debit udara yang melalui sistem untuk dapat mengetahui kebutuhan pendinginan. Dan juga data properties dari refrigeran R22 dan R407C.

3.4 Studi Empiris

Tahap ini merupakan analisis dan perencanaan awal berdasarkan penelitian yang telah dilakukan. Pada tahap ini dilakukan perkiraan beban pendinginan.

3.5 Perancangan Sistem

Sistem dirancang sesuai dengan kebutuhan. Sistem pengaturan udara mengatur sampai pada kondisi referensi berdasarkan ISO 7547 dengan variasi penggunaan refrigeran R22 dengan R 407 c. Perancangan dilakukan melalui

1. Perhitungan kebutuhan beban pendinginan
2. Perancangan sistem dan ducting
3. Pemilihan spesifikasi.

3.6 Hasil dan Pembahasan

Hasil dari seluruh pekerjaan sebelumnya akan dibahas. Pembahasan—berdasarkan perhitungan yang telah dilakukan—mencakup beban pendinginan dan effect dari refrigerasi. kerja heat exchanger antara aliran ke dan dari ruangan. jumlah panas yang perlu dibuang pada kondensor. dan terutama efek refrigerasi yang dapat dihasilkan oleh evaporator untuk mengontrol suhu.

3.7 Kesimpulan dan Saran

Tahap terakhir adalah menyimpulkan semua proses yang telah dilaksanakan sebagai jawaban atas masalah yang telah ditentukan. Pada tahap ini juga diberikan saran-saran yang sebaiknya dilakukan pada sistem yang ada maupun untuk penelitian berikutnya

Halaman ini sengaja dikosongkan

Bab IV
Analisis dan Pembahasan

4.1 Data Utama Kapal

Tahapan awal dalam menentukan system Ait Conditioning yang akan digunakan untuk mengkondisikan udara di dalam ruang akomodasi kapal niaga jenis tanker produk oil. maka berdasarkan data yang didapat. ditentukan temperatur yang diinginkan pada ruangan pengkondisian udara. Berdasarkan ISO 7457 2002 desin kondisi yang ditentukan temperatur dan kelembapan pada iklim tropis masing-masing +27 ºC dan 50 %. Selain data tersebut. dibutuhkan juga General Arrangement dari kapal tanker tersebut.

Pada perencanaan system HVAC ini. menggunakan sistem pendinginan jenis Central Air Conditioning system yang mana ruangan-ruangan akan didinginkan oleh satu mesin pendingin. disebut chiller. Chiller akan mendinginkan air yang dialirkan melalui system pemopaan. Air yang mengalami pendinginan pada evaporator dialirkan menuju system penanganan udara (AHU) menuju koil pendingin. Barulah AHU mendinginkan udara yang didistribusikan ke setiap ruangan. Terdeapat beberapa pertimbangan yaitu;

- Kebisingan dan getaran mesin pendingin hampir tidak mempengaruhi ruangan
- Perbaikan dan pemeliharaan lebih mudah
- Seluruh beban pendingin semua ruangan dalam bangunan dapat dilayani oleh satu system (unit) saja.
- Kelembapan udara dapat diatur

Terdapat sub pengerjaan yang akan dikerjakan pada bab pembahasan ini. diantaranya adalah :

- Perencanaan system Air Conditioning
- Perencanaan sistem suplai udara

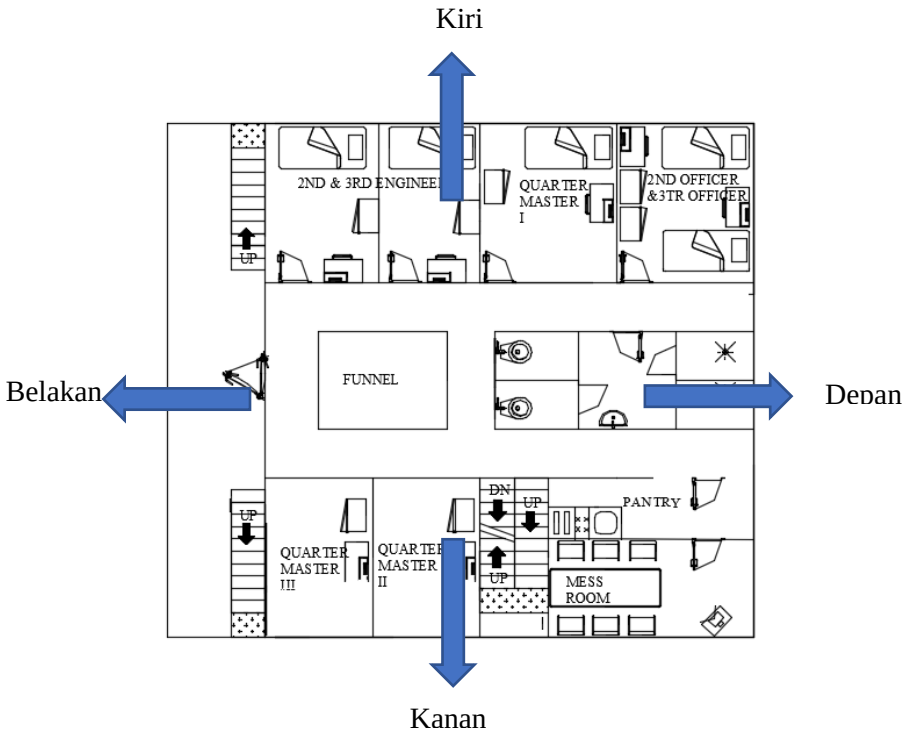
Tabel 4.1 Data utama kapal

Tipe Kapal	**Tanker Product oil**
Lpp	76.5
Lwl	78.795
Lebar (B)	16.4
Tinggi geladak (H)	8.6
Sarat air (T)	6.6
Kecepatan dinas (Vs)	12.15
Main Engine	MAK Caterpillar M 25C (2000 kW/ 750 rpm

4.2 Perhirtungan Beban Pendinginan

4.2.1 Beban Panas Transmisi

Sebagaimana dijelaskan. beban panas transmisi dihitung dengan menentukan terlebih dahulu besaran tiap luasan bidang sisi ruangan. Berikut keterangan dari posisi luasasn sisi pada tiap sekat kapal.



Gambar 4.1 Stadart Posisi luasan Ruangan Kapal
Dalam perhitungan beban transmisi

Karena komponen dari panan tranmisi salah satu faktornya yaitu luasan daerah yang ditransmisikan panas. Kemudian menghitung perbedaan temperatur pada tiap ruangan. Dimana perbedaan temperatur didapat dari **Tabel 2.1** berdasar ISO 7457.

Faktor selanjutnya yaitu menentuka koefisien heat transfer yang dialami oleh tiap tiap sisi yang mentransmisikan panas. Nilai dari koefisien heat transfer dipengaruhi dari ruangan yang saling berdampingan (Gambar Terlampir). dimana nilai tersebut dapat didapat dari Tabel 2.2.

Setelah didapatkan perhitungan dari Luasan (A). perbedaan Temperatur (ΔT) dan besaran koefisien heat tranfer. dengan menggunakan **persamaan 2.1** didapat contoh perhitungan pada wheel house sebagai berikut

Tabel 4.2 salah satu luas dinding ruangan

Deck	Luasan	
	Av	Ag
Wheel house		
- Atas	64.5	
- Kanan	27.5	0.22
- Kiri	27.5	0.22
- Depan	22.5	14
- Belakang	21.1	
- Funnel	15.6	

Salah satu perhitungan pada wheel house

Dinding kanan

$\boldsymbol{\Phi} = \Delta T(k_v A_v)+(k_g A_g)\ (watt)$

k_v = karena dinding ini berdampingan langsung dengan sinar matahari maka nilai = 0.6

A_v = dilihat dari tabel diatas= 27.5 m^2

k_g = jenis jendela single glassing = 6.5

A_g = dilihat dari tabel diatas = 0.22 m^2

ΔT = berdasarkan tabel 2.1 merujuk ISO 7457 = 8

$\boldsymbol{\Phi} = \Delta T(k_v A_v)+(k_g A_g)$

$\boldsymbol{\Phi}$ = 8 (0.6*27.5) + (6.5*0.22)

$\boldsymbol{\Phi}$ = 199.2 watt

Perhitungan diatas dilakukan pada semua sisi dinding disetiap ruangan. maka didapatkan besar beban panas transmisi total seluruh ruangan sebesar $\boldsymbol{\Phi} t = 10.3495\ kW$

4.2.2 Beban Panas Akibat Panas Penghuni Ruangan

Dalam menentukan beban panas akibat panas penghuni ruangan yang sudah dikondisikan pada suhu 27º C. maka harus ditentukan dulu besarnya kalor sensibel dan kalor latent. Nilai besaran kalor tersebut dipengaruhi dari jumlah penghuni dan jenis aktifitas yang dilakukan oleh penghuni ruangan. Penentuan besar nilai kalor didasarkan asumsi aktifitas ditiap tiap ruang kapal. dapat dilihat pada **Tabel 2.3**. didapat contoh perhitungan pada ruang wheel house dan brige deck sebegai berikut;

Tabel 4.3 Asumsi jumlah orang dan aktifitas

Room	Person	Jenis Panas		Φp	
		Sensibel	Latent	Sensibel	Latent
Wheel House	5	85	150	425	750
Brige Deck					
- Captain	1	70	50	70	50
- Chief Officer	1	70	50	70	50
- Chief Enginner	1	70	50	70	50
- Mess Room	3	70	50	210	150
- Captain Office room	1	85	150	85	150
- Chief Office Room	1	85	150	85	150
- Meeting Room	3	70	50	210	150
- Pantry	1	85	150	85	150

Besaran nilai pada tabel dikalikan jumlah personel dengan mengansumsikan aktifitas. Perhitungan diatas dilakukan juga pada ruang yang lain. maka didapatkan besar total panas akibat penghuni ruangan didapat Φp = 11.215 kW

4.2.3 Beban Panas Akibat Panas Radiasi Sinar Matahari

Beban panas ini diakibatkan radiasi sinar matahari yang diterima oleh permukaan kapal secara langsung. Besar nilai panas sangat dipengaruhi luas permukaan yang terkena sinar secara langsung. Maka tahap pertama adalah menghitung luas permukaan pada sisi kapal yang terkena sinar matahari.

Kemudian menentukan nilai perbedaan temperatur. Berdasar ISO 7457 2002. besar perbedaan temperatur yang dimaksud adalah kelebihan suhu (di atas suhu luar + 35 ° C) yang disebabkan oleh radiasi matahari.

Faktor selanjutnya yaitu menentuka koefisien heat transfer yang dialami oleh tiap tiap sisi yang mentransmisikan panas radiasi. Nilai dari koefisien heat transfer dipengaruhi dari ruangan yang terkena langsung sinar matahari. dimana nilai tersebut dapat didapat dari **Tabel 2.2**. Kemudian ditambah dari nilai panas yang diradiasikan melalui jendela. Nilai panas ditentukan luas kaca jendela dan panas permeter persegi pada kaca.

Setelah didapatkan perhitungan dari Luasan (A). perbedaan Temperatur (ΔT) dan besaran koefisien heat tranfer. dan ditambah dari nilai panas radiasi melalui jendela. Berikut contoh perhitungan pada ruangan wheel house dengan menggunakan **persamaan 2.2 ;**

Tabel 4.4 Luas bagian terpampang sinar matahari

Deck	A_v	A_g
Wheel House		
- Atas	64.5	
- Kanan	27.5	0.22
- Kiri	27.5	0.22
- Depan	22.5	14
- Belakang	21.1	

Dinding kanan

Φs=ΣAv K ΔTr + ΣAg G

A_v = Jumlah luasan yang terkena radiasi matahari = 27.5 m^2
K = Koefisien perpindahan panas berdasar tabel 2.2 = 0.6
ΔT_r =16 K untuk permukaan terang horizontal
A_g = Permukaan kaca yang terkena oleh sinar matahari= 0.22 m^2
G_s = Panas per meter persegi dari permukaan kaca 350 W/m^2 untuk kaca bening

***Φs*=**ΣAv K ΔTr + ΣAg G
***Φs*=** 27.5*0.6*16 + 0.22*350
***Φs*=** 340.6 watt

Perhitungan diatas dilakukan pada semua sisi dinding disetiap ruangan yang terpapar sinar matahari secara langsung. maka didapatkan besar total dari ***Φs*** = 15.704 kW.

4.2.4 Beban Panas dari Penggunaan Lampu Penerangan

Lampu penerangan pada tiap-tiap ruangan juga menghasilkan panas yang perlu diperhitungkan dalam menentukan beban pendinginan. Besar nilai panas yang dihasilkan bergantung dari jumlah dan besar daya lampu. Namun pada ISO 7457. besar panas ditentukan melalui pendekatan besar luas lantai pada tiap-tiap ruangan di kapal. Besar luas lantai pada tiap-tiap ruangan dikalikan dengan faktor beban konstan pada setiap ruang berdasar jenis ruang dan jenis lampu yang digunakan. Nilai faktor konstan dapat dilihat pada Tabel 2.4. maka akan didapatkan besar beban panas dari penggunaan lampu penerangan ***Φ***l= 3.3483 kw

4.2.5 Beban Panas dari Peralatan

Jumlah panas yang disebabkan oleh peralatan dalam suatu ruang tergantung dari jenis dan kapasitas peralatan yang terpasang akan mengikuti data dari manufaktur dimana peralatan itu diproduksi. Peralatan listrik sementara. seperti perangkat radio dan televisi. pemanas air. dll..diabaikan. Panas yang diperoleh dari peralatan. dll di kabin radio berdasar ISO 7457 diambil besar panas yang dihasilkan = 2.5 kW

4.2.6 Beban Total Pendinginan Total

Didapatkan besar masing-masing tiap beban kalor. kemudian dengan menjumlahkan semua beban kalor. maka diketahui besarnya pendinginan yang dibutuhkan untuk mengkondisikan udara di ruang akomodasi kapal tanker yaitu sebesar.

$\Phi_total=\Phi_t+\Phi_p+\Phi_s+\Phi_l+\Phi_m$
$\Phi_total=10.3495+11.2150+15.7040+3.3483+2.5000$
$\Phi_total= 43.1168$ kW

4.3 Kapasitas Udara

Pada sistem HVAC ini dirancang untuk menggunakan Chilled Water Air Conditioning. dimana selain selain membutuhkan komponen Chilled water system. komponen Air Handling Unit diperlukan guna mengatur suplai udara dingin ke tiap-tiap ruangan. Selain itu. dengan mengunakan AHU temperatur ruangan dapat diatur sesuai dengan kebutuhan.

Besarnya jumlah aliran yang perlu dialirkan oleh AHU kedalam ruangan dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 2.3.

Wheel house

$\dot{V}s=QT/(\rho.Cp.\Delta T)$

QT = Total panas yang diderita ruang Wheel house = 11.9935 kW
ρ = Density udara dengan asumsi rata-rata pada tekana atmosfer 1.2 kg/m3
Cp = Panas spesifik udara =1.025 kJ/Kg ˚C
Δt = Perbedaan temperatur udara dingin yang masuk ruangan sekitar 35ºC dengan temperatur kriteria 27ºC = 8ºC

$\dot{V}s=QT/(\rho.Cp.\Delta T)$
$\dot{V}s= 11.9935/ (1.2*1.025*8)$
$\dot{V}s= 975.08$ m3/h

Perhiungan diatas dilakukan pada semua deck kapal guna untuk menentukan AHU berdasarkan laju aliran udara dengan ketentuan dari ISO 7457 udara segar tidak boleh kurang dari 0.008 m3/s per orang.

4.4 Perhitungan Kapasitas Beban Pendinginan

Tahap selanjutnya. setelah didapatkan kapasitas udara yang harus disuplai AHU kedalam ruangan. yaitu menghitung kapasitas beban pendinginan yang harus dikeluarkan oleh chilled untuk mengubah temperatur dan entalpi udara dari luar menjadi temperatur yang sesuai kenyamanan dan nilai entalpi yang sesuai dengan kelembaban yang ditentukan yaitu 50 %.

Besar kapasitas beban pendinginan dipengaruhi dari kapasitas udara dan besar perbedaan entalpi dari udara luar dan udara ruangan yang sesuai kenyamanan dan ditambah dengan nilai entalpi yang diperlukan untuk mengatasi kelembaban akibat uap pernafasan personal pada ruangan. Nilai entalpi dapat ditentukan dari grafik psikometri. Sehingga ketika semua nilai sudah didapatkan. besar kapasitas beban pendinginan dapat dicari mengunakan persamaan 2.6. berikut perhitungan dari deck wheel house;

Wheel House

$QLoad = \dot{V}s\rho\Delta h\ (kJ/h)$

$\dot{v}s$ = didapatkan dari perhitungan sebelumnya = 975.08 m3/h
ρ = 1.2 (kg/m3)
Δh = perbedaan $h1$= udara diluar ruangan dengan $h2$ yang diinginkan ditambah Δhe dengan menggunakan persamaan 2.5 (kJ/kg).

$\Delta he = (Np \ .Qp)/v\rho$

Δhe =enthalphy yang harus diturunkan untuk mengimbangi penambahan RH dalam ruangan yg disebabkan adanya uap air dari nafas penghuni
Np = jumlah orang dalam ruang = 5
Qp = panas latent yang dikeluarkan orang sebesar 80 watt/person
$\dot{v}$ = kapasitas udara yang disupply ke dalam ruangan = 975.08 m3/h
ρ = density udara rata-rata pada tekanan atmosfer = 1.2 kg/m3

$\Delta he = (5*80)/(975.08*1.2)$
$\Delta he = 0.3419$ kj/kg

Jika berdasar iso 7547.
Asumsi kondisi udara luar T1= 35ºC dengan RH=70%.maka h1= 105 kj/kg
Udara yang diinginkan dengan T2 = 27ºC dengan RH= 50%. maka h2= 57 kj/kg

$\Delta h = (h1-h2) + \Delta he$
$\Delta h = 48.3419$ kj/kg

$QLoad = \dot{V}s\rho\Delta h$
$QLoad = 975.08*1.2*48.3419$
$QLoad = 56565$ kj/h

Perhitungan diatas dilakukan pada setiap deck berdasarkan besar nilai laju aliran udara oleh AHU dan jumlah penghuni pada setiap deck. Maka didapat besar nilai total adalah Qload= 197051.4492 kj/h = 56.79 kW

4.5 Sekema Water Chilled System

Sebuah diagram skematik dari sistem pendinginan dengan kompresi uap diilustrasikan pada Gambar.4.2. P-h diagram (Gambar. 4.3) menggambarkan semua titik-titik state yang sesuai dengan Gambar.4.2 termasuk garis jenuh. Analisis termodinamika dari sistem pendinginan kompresi uap dilakukan berdasarkan asumsi hasil dari menggunakan softwere Coolpack dengan menginput data teknis kompresor. Berikut sekema water chilled system :

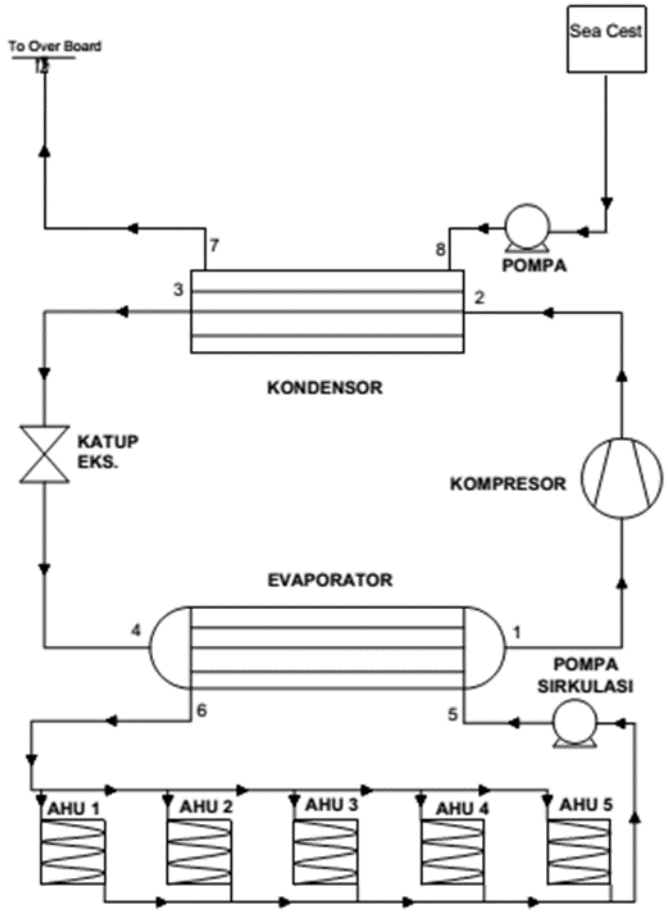


Diagram 4.1 Sekema Water Chilled System

Proses pengkondisian udara oleh sistem water chilled diawali dari kalor dari udara dalam ruangan diambil melalui proses perpindahan kalor oleh coil AHU-AHU setiap deck. Kalor tersebut diserap oleh air yang mengalir dalam coil. Air yang membawa kalor kemudian memasuki proses perpindahan panas pada unit evaporator dalam sistem refrigrasi. kalor pada air berpindah ke fluida refrigeran yang mengalami evaporasi. Refrigeran yang mengalami evaporasi tersebut akan dikondensasi pada unit kondensor dengan bantuan cooling tower. Berikut penjelasannya :

4.6 Perencanan pada Sisi AHU

Sistem HVAC yang dirancang yaitu dengan menggunakan Chilled Water Air Conditioning Palnt, dimana selain menggunakan komponen Chilled Water System, juga diperlukan Komponen Air Handling Unit. Dimana untuk mengatur besarnya suplai udara ke ruangan dan mengatur besarnya temperatur pengkondisian udaranya.

Besarnya jumlah aliran udara penyegaran pada ruangan, telah diatur oleh ISO 7547 bahwa tidak boleh kurang dari 0.008 m3/s per orang atau sama dengan 28.8 m3/h. Setelah diketahui besar jumlah aliran udara penyegaran, maka akan didapat besar kapasitas aliran udara yang dire-sirkulasikan kedalam ruangan kembali.

Sehingga akan didapat hasil tabel sebagai berikut

Tabel 4.5 Kapasitas pendinginan

Deck	Jumlah Kebutuhan Udara (m3/h)	Kapasitas Pendinginan kW
Wheel House	975.08	15.71
Brige Deck	528.12	8.51
Boat Deck	558.17	9.08
Poop Deck	806.98	13.02
Main Deck	648.12	10.45

4.7 Pemilihan Spesifikasi Air Handling Unit

Setelah didapatkan besarnya udara pendinginan yang dibutuhkan pada setiap deck, maka dapat dilakukan pemilihan sepesifikasi komponen air Handling Unit yang sesuai dengan kebutuhan dan dengan keluaran temperatur adalah 27ºC ,antara lain sebagai berikut:

Tabel 4.6 Pemilihan AHU

AHU	Deck	Perhitungan	Q AHU (m^3/h)	Spek tipe AHU
1	Wheel House	Q = 975.08 m^3/h	3000 m^3/h	Gree G-3WD/B
		15.71 kW	17.11 kW	
2	Brige Deck	Q = 528.12 m^3/h	2000 m^3/h	Gree G-2WD/B
		8.51 kW	11.03 kW	
3	Boat Deck	Q = 558.17 m^3/h	2000 m^3/h	Gree G-2WD/B
		9.08 kW	11.03 kW	
4	Poop Deck	Q = 806.98 m^3/h	2500 m^3/h	Gree G-2.5WD/B
		13.02 kW	14.1 kW	
5	Main Deck	Q = 648.12 m^3/h	2000 m^3/h	Gree G-2WD/B
		10.45 kW	11.03 kW	

Maka dipilih dengan spesifikasi Air Handling Unit sebagai berikut :

Merek	Gree		
Tipe	Gree G-2WD/B	Gree G-2.5WD/B	Gree G-3WD/B
Aliran Udara	2000 m^3/h	2500 m^3/h	3000 m^3/h
Aliran Air	0.53 l/s	0.67 l/s	0.86 l/s
Kaps. Pendinginan	11.03 kW	14.1 kW	17.11 kW
Panjang	1230 mm	1230 mm	1230 mm
Tinggi	615 mm	615 mm	615 mm
Lebar	1580 mm	1580 mm	1780 mm
t kondisi nominal ruangan = DB: 27ºC ; WB : 19.5ºC			
t air masuk : 7ºC		t air keluar : 12 ºC	

Didapatkan AHU dengan temperatur udara keluaran 27ºC diperlukan temperatur air masuk 7ºC dan temperatur air keluar 12ºC. Sehingga kemudian dapat ditentukan *flow rate* air sesuai kapasitas pendinginan.

4.8 Pemilihan Spesifikasi Pompa Sirkulasi

Udara pada ruangn dihisap dan disirkulasikan melewati coil pada AHU sehingga terjadi perpindahan kalor. Kalor yang diserap oleh fluida air. akan mengakibatkan air mengalami perubahan temperatur. Kemudian akan didinginkan kembali oleh unit evaporator. Air yang sudah didinginkan oleh evaporator akan dialirkan kembali ke koil pada AHU untuk menyerap kalor kembali dan begitu seterusnya. Air tersebut disirkulasikan oleh pompa sirkulasi. Dengan melakukan persamaan ;.

$Q_{load} = \dot{m}.c.(Ti-To)$

dari data kondisi nominal evaporator Ti dan To, Ti = 12ºC dan To= 7 ºC maka didapatkan;

$\dot{m} = Q_{load} / (c.(T5-T6))$
$\dot{m} = 56.77 / (4.19(12-7)$
$\dot{m} = 2.709$ kg/s
$\dot{m} = 0.002709$ m3/s
$\dot{m} = 9.75$ m3/h

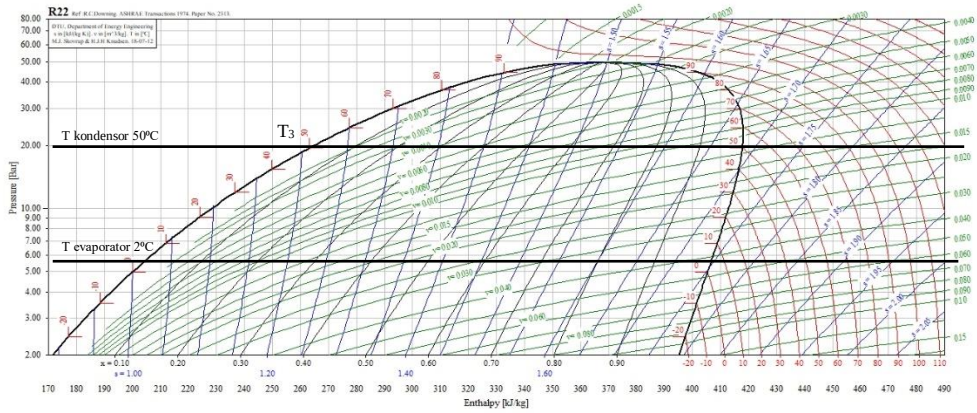
maka didapatkan nilai kapasitas pompa yang diperlukan adalah Q pompa = 9.75 m3/h.

4.9 Perencanaan pada Chiller

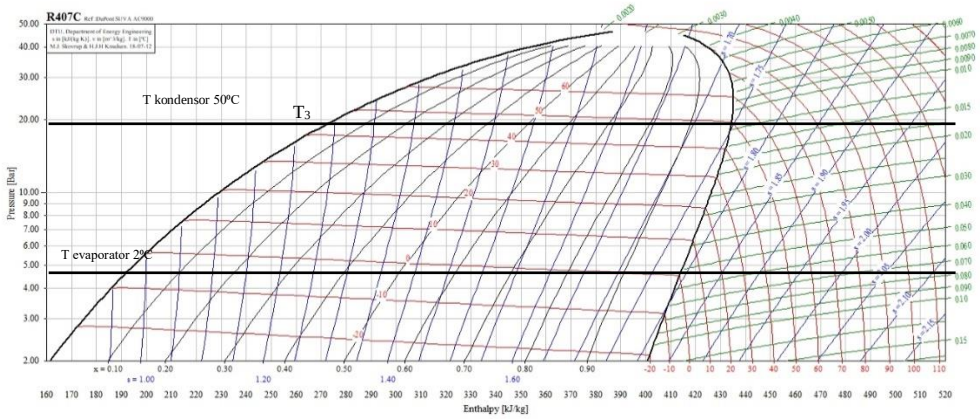
Pada bagian chiller merupakan bagian utama pada sistem water chiller. Dengan memanfaatkan proses kompresi uap dengan menggunakan fluida refrigeran. Kalor yang dibawa oleh air akan mengevaporasi refrigeran pada unit evaaporator dengan cara perpindahan panas. Pada bagian ini akan dilakukan perhitungan untuk menentukan parameter-parameter perancangan dan mengetahui nilai performa secara pendekatan menggunakan formula. Parameter perancangan perancangan dalam perhitungan sistem refrigerasi berupa tekanan dan temperatur pada kondensor dan evaporator. Kondisi refrigeran yang keluar dari kondensor berupa cair dan saat memasuki kompresor refrigeran berupa uap superheat.

Tabel 4.7 Parameter Perencanaan

Refrigeran	Komponen	T (ºC)	Kondisi
R-22	Evaporator	2	Uap Superheat 10ºK
	Kondensor	50	Cair Subcooling 5ºK
R-407c	Evaporator	2	Uap Superheat 10ºK
	Kondensor	50	Cair Subcooling 5ºK



(a)



(b)

Gambar 4.2. Ploting perencanaan pada diagram P-h

- Penentuan Titik 3

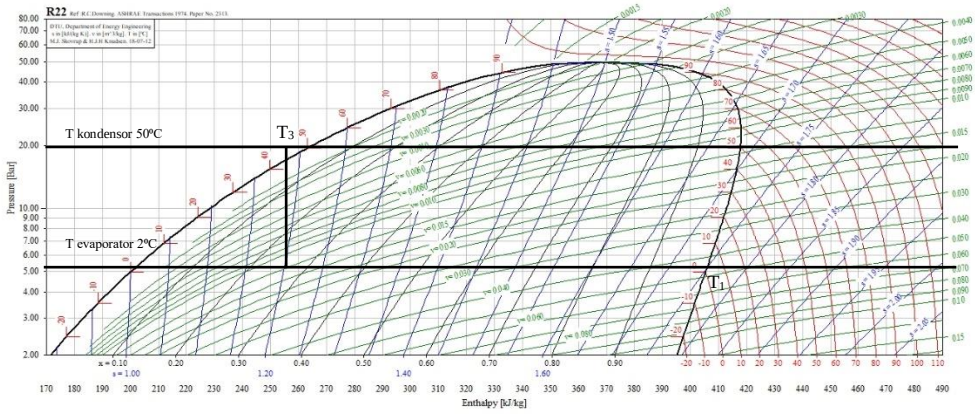
Pada titik 3 adalah dimana refrigeran keluar dari kondensor pada kondisi cair dengan subcooling 5ºK pada temperatur kondensasi 50ºC berikut masing-masing data properti:

Tabel 4.8 Saturation Properties pada Titik 3

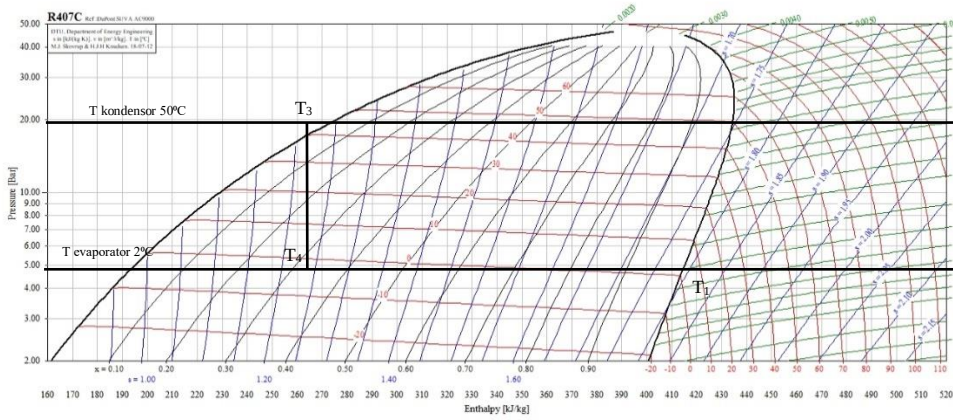
Refrigeran	P_3 (MPa)	T_3(ºC)	h_3(kJ/kg)	s_3 (kJ/K-kg)
R-22	1.942	45	256.3	1.188
R-407c	1.959	40	263.9	1.215

- Proses titik 3-4

Proses ini tekanan cairan refrigeran diturunkan dengan menggunakan expansion valve. Saat terjadi penurunan tekanan juga terjadi penurunan suhu dan peningkatan mutu refrigeran. sebab dengan penurunan tekanan dan suhu sebagian refrigeran cair berubah menjadi gas. Pada proses ini tidak terjadi perubahan entalpi sehinga $h_3 = h_4$,



(a)



(b)

Gambar 4.3 Ploting titik 1 pada P-h diagram

Kemudian didapat titik 4 dari perpotongan garis penurunan temperatur dan tekanan pada entalpi yang sama dengan garis T evaporator 2ºC. didapatkan properties dari ploting diagram moiler sebagai berikut:

Tabel 4.9 Saturation properties pada titik 4

Refrigeran	h_4(kJ/kg)	P_4 (MPa)	T_4(ºC)
R-22	256.3	0.530	2.00
R-407c	263.9	0.484	-2.60

- Proses titik 4-1 Evaporasi

Proses penguapan diasumsikan isotherm atau terjadi pada suhu sama. dimana hanya terjadi perubahan fase refrigeran cair menjadi gas. Panas laten penguapan diambil dari air sehingga terjadi pendinginan pada air. Refrigeran keluar evaporator pada fase uap superheat 10ºK , sehingga titik 1 didapatkan dari perpotongan garis T evaporator 2ºC dengan penguapan superheater 10ºK. Maka didapatkan properties pada titik 1 sebagai beerikut:

Tabel 4.10 Saturation Properties pada titik 1

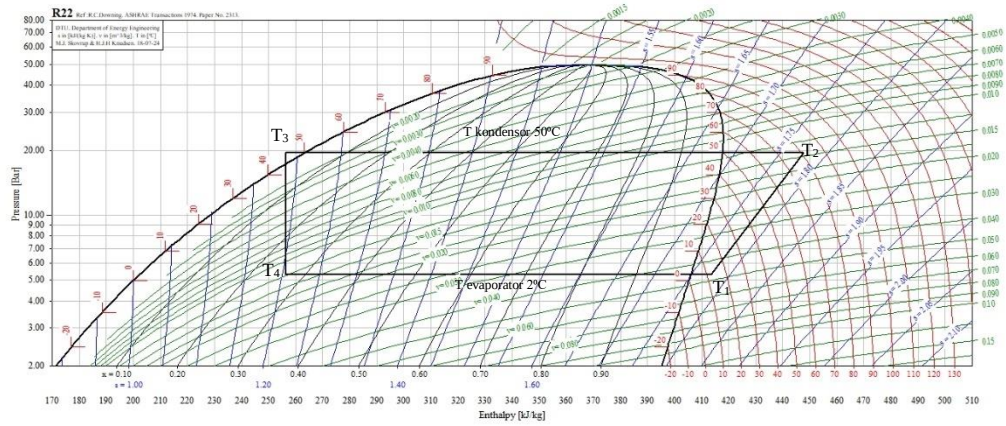
Refrigeran	T_1 (ºC)	P_1 (MPa)	h_1 (kJ/kg)	s_1 (kJ/K-kg)
R-22	12	0.530	413.37	1.775
R-407c	11.8	0.484	423.04	1.820

- Proses titik 1-2 Kerja Kompresi

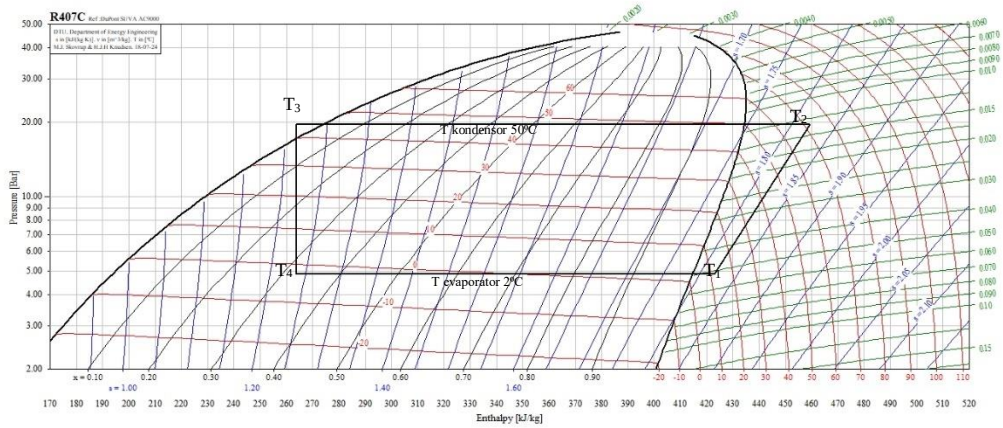
Pada titik 1 menujukkan refrigeran keluar pada evaporator, kemudian dikompresi oleh kompresor temperatur dan entalpi meningkat. Pada proses ini diasumsikan pada kondisi isentropik, titik 2 merupakan perpotongan garis entorpi dan garis tekanan yang sama pada titik 3, maka didapatkan kondisi pada titik 2 sebagai berikut;

Tabel 4.11 Saturation Properties pada titik 2

Refrigeran	s_2 (kJ/K-kg)	P_2 (MPa)	T_2(ºC)	h_2(kJ/kg)
R-22	1.775	1.942	81	447.75
R-407c	1.820	1.959	72	459.23



(a)



(b)

Gambar 4.3 Diagram P-h (a) R22 dan (b) R407c

- Proses titik 2-3 Kondensasi

Pada proses ini. refrigeran yang telah dikompresi mengalami peningkatan tekanan dan temperatur. Peningkatan temperatur yang melebihi dari temperatur kondensasi 50 ºC Mengakibatkan refrigeran dapat melakukan kondensasi pada unit kondensor. Pada proses kondensasi Gas refrigeran bertekanan dan bersuhu tinggi dikondensasi dan menghasilkan refrigeran cair jenuh. Proses yang terjadi adalah pelepasan panas melalui koil kondensor kemudian diserap oleh air pendingin. Proses kondensasi bekerja pada tekanan tetap. Pada awal proses suhu gas refrigeran sedikit mengalami penurunan. selanjutnya terjadi perubahan fase gas menjadi cair pada suhu tetap. Sehingga P2= P3

4.10 Analisa Rancangan dengan Termodinamika

Dari data yang diperoleh, didapatkan nilai beban pendinginan total adalah sebesar 56.79 kW. Beban pendinginan ini merupakan kalor yang harus diserap oleh sistem dari lingkungan atau ruangan didalam ruang, dengan mengasumsikan tidak ada heat loss yang terjadi maka Qevap dianggap sama dengan nilai beban pendinginan. Refrigeran yang keluar dari kondensor diasumsikan dalam keadaan cair jenuh, sedangkan refrigeran yang keluar dari evaporator dalam keadaan uap jenuh setelah menyerap kalor dari lingkungan. Dengan menggunakan asumsi ini, maka nilai enthalpy pada h1 dan h4 dapat ditentukan dengan melihat tabel properti atau p-h diagram dari refrigeran yang telah di analisa pada subbab sebelumnya.

a. Laju aliran massa refrigeran ($\dot{m}_{reff}$)
Besar Flow rate refrigeran dapat diketahui dengan menggunakan formula :

$$\dot{m}_{ref} = \frac{Q_{Load}}{\Delta h_{refrigerasi}}$$

$\dot{m}_{ref}$ = 56.79/(413.37-256.38)
$\dot{m}_{ref}$ = 0.361 kg/s **(R-22)**

$\dot{m}_{ref}$ = 56.79/(423.04-263.89)
$\dot{m}_{ref}$ = 0.357 kg/s **(R-407 c)**

b. Q Evaporator
Besarnya panas yang diserap refrigeran pada evaporator dapat diketahui dengan **persamaan 2.8,** bahwa dengan mengalikan laju aliran massa refrigeran dengan selisih entalpi pada evaporator. Besarnya panas yang diserap oleh evaporator ini disebut juga sebaai kapaistas pendinginan

Qload = 56.79 kW

c. Q Kondensor
Besarnya laju perpindahan kalor dari refrigeran kemudian diserap oleh air pada kondensor. Dengan menggunakan **persamaan 2.9,** maka didapatkan nilai sebagai berikut :

Qout = ṁ ref(h_2-h_3)
Qout = 0. 361 (447.75-256.38)
Qout = 69.08 Kw **(R-22)**

Qout = 0. 357 (459.23-263.89)
Qout = 69.73 kW **(R-407 c)**

d. Q Kerja Kompressor

Kerja kompressor merupakan besar usaha yang dilakukan kompressor untuk mengkrompresi uap super panas refrigeran. Besar nilai dihitung berdasarkan perkalian antara flow rate refrigeran dengan beda entalpi antara discharge dan suction.

$W_{Kompressor} = \dot{m}\ ref(h_2-h_1)$
$W_{Kompressor} = 0.361\ (447.75 – 413.37)$
$W_{Kompressor} = 12.41$ kW **(R-22)**

$W_{Kompressor} = 0.357\ (459.23-423.04)$
$W_{Kompressor} = 12.92$ kW **(R-407 c)**

e. *Heat rejection ratio* (HRR)

Heat rejection rasio merupakan perbandingan antara panas yang dibuang oleh sistem dengan panas yang diserap oleh sistem. Dalam hal ini, panas dibuang melalui kondensor dan diserap melalui evaporator. Nilai dari *Heat rejection rasio* diperoleh dengan membandingkan niilai Q kondensor dengan nilai Q evaporator .

$HRR = Q_{kon}/Q_{evap}$
$HRR = 69.08/56.79$
$HRR = 1.21$ (R-22)

$HRR = 69.73/56.79$
$HRR = 1.23$ (R-407 c)

f. Coeffecient of Performance

Nilai COP yang dihitung pada penelitian ini adalah nilai COP ideal yang diperoleh dengan mambagi anatara panas yang diserap oleh refrigeran pada evaporator dengan hasil kerja nyata kompressor pada sistem refrigerasi.

$COP = Q_{evap}/W$
$COP = 4.57$ (R22)

$COP = 4.39$ (R407c)

4.11 Validasi Perhitungan Menggunakan Softwere

Pada bagian ini akan dilakukan validasi terhadap perhitungan sistem yang selanjutnya akan dilakukan dengan bantuan software Engineering Equation Solver (EES) yang terdapat pada softwere *coolpack*. Penggunaan software ini ditujukan untuk mempermudah perhitungan sistem dan mempercepat waktu pengerjaan. Jika dibandingkan dengan pengerjaan secara manual dalam arti melihat properti refrigeran dengan membaca nilai-nilai pada tabel properti, penggunaan software EES dapat melakukannya secara otomatis, pengguna hanya perlu menuliskan persamaan pada jendela yang telah disediakan dan menentukan parameterparameter yang diinginkan agar software dapat melakukan perhitungan sistem.

Sebelum perhitungan sistem dilanjutkan dengan menggunakan software perlu dilakukan validasi dengan membandingkan antara hasil dari perhitungan dengan melihat tabel properti refrigeran secara manual dengan perhitungan menggunakan software. Kemudian diamati nilai error yang terdapat dari kedua hasil perhitungan tersebut.

4.11.1 Ringkasan Hasil Perhitungan Manual dan Softwere

Berikut hasil perhitungan yang telah dilakukan dengan software. Parameter dan persamaan yang digunakan dalam perhitungan sistem pada bab ini dapat dilihat pada lampiran.

Tabel 4.12 Hasil perhitungan manual

Lokasi		Temp. (ºC)	Tekanan (MPa)	Entalpi (kJ/kg)	Win (kW)	COP
R22	Titik 1	12	0.530	413.37	12.41	4.57
	Titik 2	81.12	1.942	447.75		
	Titik 3	45	1.942	256.38		
	Titik 4	2	0.530	256.38		
R407C	Titik 1	12	0.484	423.04	12.81	4.39
	Titik 2	72.72	1.959	459.23		
	Titik 3	39	1.959	263.89		
	Titik 4	-2.6	0.484	263.89		

Tabel 4.13 Hasil dari softwere

Lokasi		Temp. (ºC)	Tekanan (MPa)	Entalpi (kJ/kg)	Win (kW)	COP
R22	Titik 1	12	0.530	258	12.45	4.561
	Titik 2	81	1.941	292.3		
	Titik 3	45	1.941	101.2		
	Titik 4	2	0.530	101.2		
R407C	Titik 1	12	0.487	276	13.07	4.346
	Titik 2	72.7	1.968	311.9		
	Titik 3	40.2	1.968	116.9		
	Titik 4	-2.6	0.487	116.9		

4.11.2 Error Perhitungan

Tabel 4.14 error dari hasil perhitungan

Lokasi		Temp. (ºC)	Tekanan (MPa)	Entalpi (kJ/kg)	Win (kW)	COP
R22	Titik 1	0%	0%	38%	0%	0%
	Titik 2	0%	0%	35%		
	Titik 3	0%	0%	61%		
	Titik 4	0%	0%	61%		
R407C	Titik 1	0%	1%	35%	2%	1%
	Titik 2	0%	0%	32%		
	Titik 3	3%	0%	56%		
	Titik 4	0%	1%	56%		

Dari perbandingan kedua perhitungan yang telah dilakukan dapat dilihat bahwa entalpy dari pembacaan grafik dan aplikasi memiliki error yang bernilai diatas 30 persen. Namun pada nilai properties temperatur, dan tekanan, sangat kecil error dari perhitungan dan sofwere dibawah 5% . Dan perhitungan daya dan COP juga mengalami error yang kecil hanya 1 persen. Hal ini mungkin terjadi karena ada perbadaan properti dari yang terdapat pada tabel properti produk dan nilai properti refrigeran pada software.

4.12 Pemilihan Evaporator

Evaporator merupakan salah satu unit Heat Exchanger atau alat penukar panas dimana menggunakan refrigeran sebagai fluida kerja yang mendinginkan air yang membawa kalor dari ruangan-ruangan yang didinginkan sebesar 56.79 kW. Pada evaporator terjadi perpindahan panas dari air sebagai fluida yang didinginkan menuju refrigeran. Pada analisa sebelumnya telah didapatkan kondisi pada sisi refrigeran sebagai berikut :

Tabel 4.15 Perencanaan evaporator

Refrigeran	R 22	R407C
Tci [ºC]	2	-2.30
Tco[ºC]	2	2
Tevp [ºC]	2	2
ṁ ref [kg/s]	0.397	0.402

Maka didapatkan evaporator dengan spesifikasi dan kondisi nominal sebagai berikut:

Tabel 4.16 Spesifikasi evaporator

Evaporator	R22	R407C
Merek	i-cold	Alfa-laval
Tipe	ICASTE1-070	DXS65
Cooling capt.	67 kW	65 kW
T evp	2 ºC	2 ºC
Thi	12 ºC	12 ºC
Tho	7 ºC	7 ºC
Dimensi (PxLxT)	1425x168x168 mm	1431x168x168

Dengan menggunakan konidisi nominal evaporator,temperatur air masuk dan temperatur keluar, kemudian dilakukan analisa heat balance digunakan untuk menentukan flow rate air

Gambar 4.4 Shell and Tube Evaporator

4.13 Pemilihan Kondensor

Kondensor merupakan salah satu unit *Heat Exchanger* atau alat penukar panas dimana menggunakan Refrigeran yang dikompressi oleh kompressor hingga mencapai super heat di kondensasi oleh kondensor. Pada unit kondensor terjadi perpindahan panas dari refrigeran sebagai fluida panas menuju air sebagai fluida dingin Pada analisa sebelumnya telah didapatkan kondisi pada sisi refrigeran sebagai berikut :

Tabel 4.17 Perencanaan Kondensor

Refrigeran	R 22	R407C
Thi [ºC]	71.12	62.72
Tho[ºC]	50	45
Tkonds [ºC]	50	50
ṁ ref [kg/s]	0.397	0.402
*Q out [*kW]	69.59	70.64

Maka didapatkan kondensor dengan spesifikasi dan kondisi nominal sebagai berikut:

Tabel 4.18 Spesifikasi Kondensor

Kondensor	R22
Merek	i-cold
Tipe	ICASTS-075S
Cooling capt.	75 kW
T kons	41 ºC
Tci	29 ºC
Flow rate	11 m^3/h (3.05 kg/s)
Dimensi (PxLxT)	810x168x168 mm

Dengan menggunakan konidisi nominal unit Kondensor, temperatur air masuk dan flow rate, kemudian dilakukan analisa heat balance digunakan untuk menentukan temperatur air keluar.

$(T_{ho}-T_{hi}) = Qload/ (c\ \dot{m})$
$(T_{ho}-29) = 69.59 / (4.19\ 3.05)$
$T_{ho} = 29 + 5.44$
$T_{ho} = 34.44$ºC **R22**
$(T_{ho}-29) = 70.64 / (4.19\ 3.66)$
$T_{ho} = 29 + 4.60$
$T_{ho} = 33.60$ºC **R407C**

4.14 Pemilihan Kompressor.

Pada penelitian ini digunakan kompressor sama untuk beban pendinginan yang sama yaitu 56.79 kW. Maka dipilih kompressor dengan spesifikasi sebagai berikut:

Tabel 4.19 Spesifikasi Kompressor

Kompressor	Refcomp SP4H3000	Refcomp SP4H300E
Refrigeran	R-22	R 407 c
Kaps. pendinginan.kW	66,3	61.4
Evaporasi. ºC	2	2
Konensaasi . ºC	50	50
Motor input. kW	21.7	20.8

4.15 Perbandingan Penggunaan R22 dan R407C

Pada sub-bab ini parameter pada beberapa komponen akan divariasikan untuk mengetahui dampak yang ditimbukan terhadap parameter lain. Variasi dilakukan pada temperatur beban pendinginan pada evaporator. Dari variasi parameter komponen tersebut akan dilihat pengaruhnya terhadap laju aliran massa fluida, Q kondensor, luas perpindahan panas kondensro dan panjang pipa kondensor.

4.15.1 Pengaruh Variasi Beban Pendinginan Evaporator terhadap Laju Aliran Massa R22 dan R407C

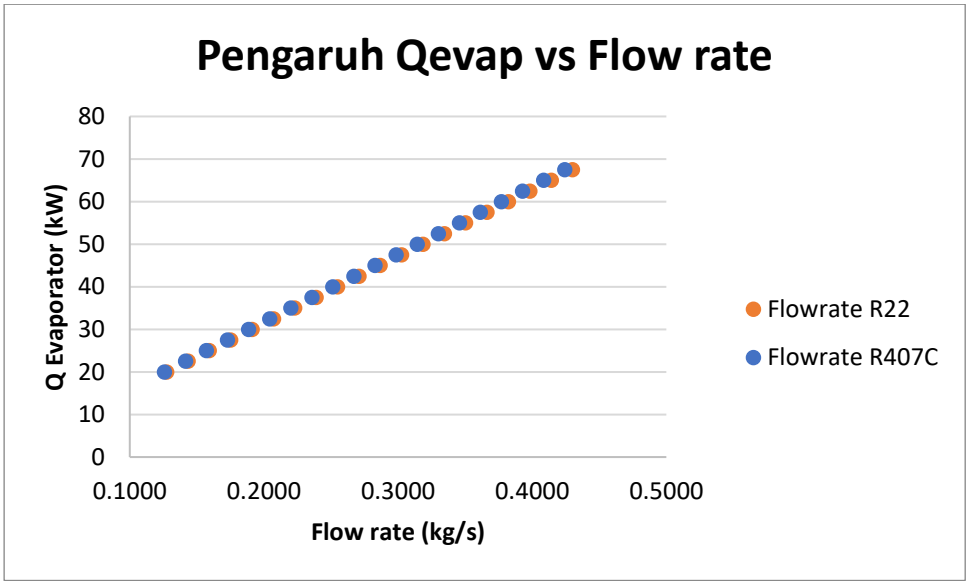
Beban Pendinginan pada evaporator divariasikan dalam beberapa variasi kW untuk melihat hubungannya terhadap laju aliran massa refrigeran. Dari perhitungan awal yang telah dilakukan dapat diketahui bahwa nilai laju aliran massa dapat berpengaruh terhadap kalor panas yang harus dikeluarkan Kondensor.

.

Tabel 4.20 beban pendinginan terhadap flow rate

Qevap (kW)	Flowrate R22 (kg/s)	Flowrate R407C (kg/s)
20	0.1274	0.1257
25	0.1592	0.1571
30	0.1911	0.1885
35	0.2229	0.2199
40	0.2548	0.2513
45	0.2866	0.2828
50	0.3185	0.3142
55	0.3503	0.3456
60	0.3822	0.3770
65	0.4140	0.4084
67.5	0.4300	0.4241

Dari hasil perhitungan untuk beberapa variasi beban pendinginan evaporator dapat diketahui bahwa nilai dari laju aliran massa akan semakin tinggi atau laju aliran massa semakin cepat untuk nilai beban pendinginan yang semakin tingggi pula. Hal ini dikarenakan pada beda entalpi yang sama dievaporator , nilai beban pendinginan evaporator berbanding lurus dengan laju aliran massa. Untuk selanjutnya beban pendinginan evaporator yang digunakan adalah 56,79 kW. Hubungan antara variasi beban pendinginan evaporator terhadap laju aliran massa refrigeran dapat diamati pada Grafik 4.1.



Grafik 4.1 Q evaporator vs Laju aliran massa

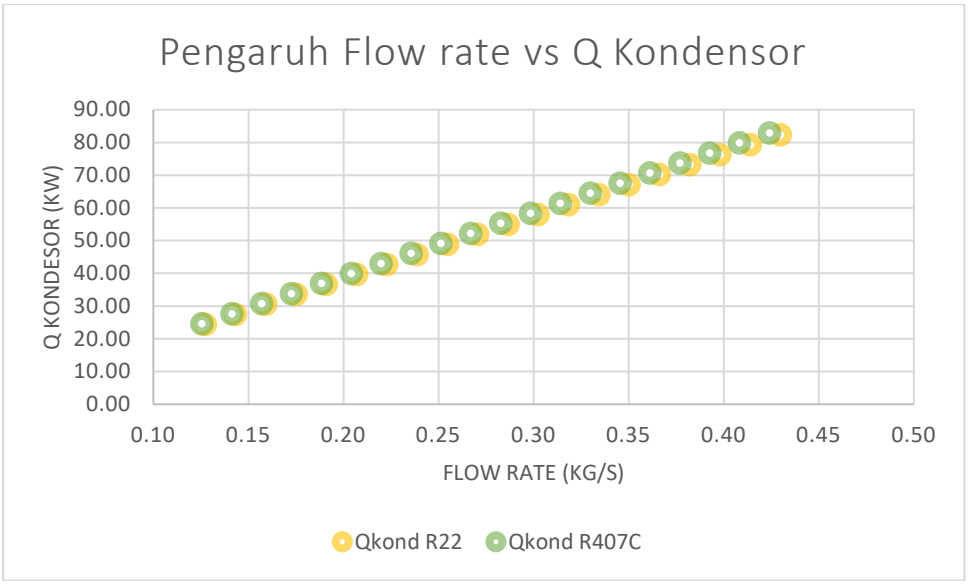
4.15.2 Pengaruh Laju Aliran Massa terhadap Kalor buang Kondensor

Laju aliran massa mempanguri kalor buang yang perlu dipindahkan oleh kondensor. Perbedaan entalpi pada evaporator antara R22 dan R407C mempengaruhi masing-masing lajualiran massa. sehingga tiap peningkatan laju aliran massa perlu dihitung kalor buang kondensor.

Tabel 4.21 Pengaruh Laju Aliran Massa terhadap Kalor buang Kondensor

Q Evap (kW)	Qkond R22 (kW)	Qkond R407C (kW)	Flowrate R22 (kg/s)	Flowrate R407C (kg/s)
20	24.38	24.55	0.13	0.13
22.5	27.43	27.62	0.14	0.14
25	30.47	30.68	0.16	0.16
27.5	33.52	33.75	0.18	0.17
30	36.57	36.82	0.19	0.19
32.5	39.62	39.89	0.21	0.20
35	42.66	42.96	0.22	0.22
37.5	45.71	46.03	0.24	0.24
40	48.76	49.10	0.25	0.25
42.5	51.81	52.16	0.27	0.27
45	54.85	55.23	0.29	0.28
47.5	57.90	58.30	0.30	0.30
50	60.95	61.37	0.32	0.31
52.5	64.00	64.44	0.33	0.33
55	67.04	67.51	0.35	0.35
57.5	70.09	70.58	0.37	0.36
60	73.14	73.64	0.38	0.38
62.5	76.19	76.71	0.40	0.39

Dari hasil perhitungan untuk beberapa variasi beban pendinginan evaporator dapat diketahui bahwa nilai dari laju aliran massa juga terpengaruh. sehingga semakin tinggi atau laju aliran massa semakin cepat untuk nilai beban pendinginan yang semakin tingggi juga mempengaruhi kalor buang kondensor. Pada masing-masing refrigeran R407C terlihat lebih besar peningkatannya dibanding R22 . Hal ini dikarenakan pada beda entalpi yang sama dievaporator , nilai beban pendinginan evaporator berbanding lurus dengan kalor buang kondensor. Untuk selanjutnya beban pendinginan evaporator yang digunakan adalah 56,79 kW. Hubungan antara variasi beban pendinginan evaporator terhadap laju aliran massa refrigeran dapat diamati pada Grafik 4.2



Grafik 4,2. Pengaruh Laju Aliran Massa terhadap Kalor buang Kondensor

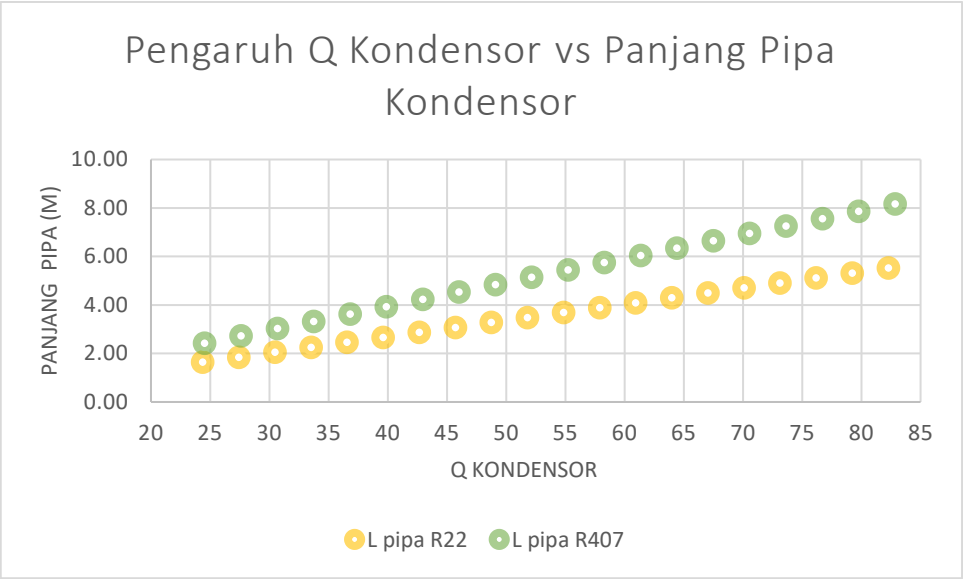
4.15.3 Pengaruh Kalor Buang Kondensor terhadap Panjang Pipa Kondensor

Laju aliran massa mempengaruhi kalor buang pada kondensor. Pada analisa ini dirancancang kondensor memiliki diameter dalam 0.0254 m ketebalan pipa 0.001651 m, diameter luar pipa 0.028702 m dan kecepatan fluida air sebagai pendingin 6.03 m/s. Kemudian suhu air untuk mendinginkan 29 °C. Kemdudian dihitung untuk dicari panjang pipa kondensor pada masing-masing refrigeran.

Tabel 4.22 Pengaruh Kalor Buang Kondensor terhadap Panjang Pipa Kondensor

Q Evap (kW)	Qkond R22 (kW)	Qkond R407C (kW)	L pipa R22 (m)	L pipa R407 (m)
20	24.38	24.55	1.64	2.42
25	30.47	30.68	2.04	3.02
30	36.57	36.82	2.45	3.63
35	42.66	42.96	2.86	4.23
40	48.76	49.10	3.27	4.83
45	54.85	55.23	3.68	5.44
50	60.95	61.37	4.09	6.04
55	67.04	67.51	4.50	6.65
57.5	70.09	70.58	4.70	6.95
60	73.14	73.64	4.91	7.25
65	79.23	79.78	5.32	7.86

Dari hasil perhitungan untuk beberapa variasi beban pendinginan evaporator dapat diketahui bahwa nilai dari laju aliran massa juga terpengaruh. sehingga semakin tinggi atau laju aliran massa semakin cepat untuk nilai beban pendinginan yang semakin tingggi juga mempengaruhi kalor buang kondensor. Pada masing-masing refrigeran R407C terlihat lebih besar peningkatannya dibanding R22 dalam peningkatan panjang pipa kondensor. Beda panjang pipa antara R22 dengan R407C semakin besar setiap peningkatan laju aliran massa . Hal ini dikarenakan pada beda properties antara R22 dengan R407 C. Untuk pada bahasan ini beban pendinginan evaporator yang digunakan adalah 56,79 kW dan panjang pipa kondesor cukup besar yaitu R22 4.63 m dan R407C . Hubungan antara variasi beban pendinginan evaporator terhadap laju aliran massa refrigeran dapat diamati pada Grafik 4.3



Grafik. 4.3 Pengaruh Kalor Buang Kondensor terhadap Panjang Pipa Kondensor

Bab V
Penutup

5.1 Kesimpulan

1. Dengan menggunakan ISO 7547 sebagai standart untuk pengkondiasian udara 27ºC dengan RH 50 % maka didapatkan hasil perhitungan beban setiap deck sebagai berikut :

Deck	Jumlah Kebutuhan Udara (m3/h)	Kapasitas Pendinginan kW
Wheel House	975.08	15.71
Brige Deck	528.12	8.51
Boat Deck	558.17	9.08
Poop Deck	806.98	13.02
Main Deck	648.12	10.45

2. Untuk perancangan sistem pendinginan dengan Tevap 2ºC dengan keluaran uap superheat 10 ºK dan Tkond 50 ºC dengan keluaran cair subcooling 5 ºK dan menggunakan 2 refrigeran yang berbeda R22 dan R407C dengan beban pendinginan total sebesar 56.79 kW, maka di dapatkan Qkondensor, laju aliran massa, Qkompressor dan COP secara berurutan didapatkan R22 69.08 kW, 0.361 kg/s, 12.41 kW dan 4.57; untuk R407C didapatkan 69.73 kW, 0.357 kg/s, 12.81 kW dan 4.39
3. Secara perhitungan refrigeran R22 dan R407C memliki pengaruh terhadap luas perpindahan panas pada kondensor. Namun pada Q evap 56.79 perbedaan antara luas permukaan perpindahan panas R22 dan R407C tidak jauh berbeda sehingga tidak perlu melakukan pergantian komponen kondensor.

5.2 Saran

1. Meskipun karakteristik operasi R-407C sangat mirip dengan R-22, komponen dalam sistem yang akan baru dibuat mungkin sedikit dimodifikasi untuk mendapatkan kinerja optimal. Komponen dalam sistem R-22 yang ada kemungkinan besar kompatibel dengan R-407C. Perlu berkonsultasi dengan enginner peralatan sebelum retrofit refrigern.

2. Perlu diperhatikan bahwa pada penggunaan R407C memerlukan Poly ester POE sebagai pelumas. Sehingga perlu menghindari kontaminasi kedaua refrigerean.

Daftar Pustaka

Adityaksa P, 2010. Perencanaan Sistem Pengaturan Udara pada ruang Akomodasi Kapal Jenis Corvette Ukuran 90 Meter. Departemen Teknik Sistem Perkapalan, FTK ITS

George E. K dkk , Sistem Refrigrasi dan Saluran Udara. Program Studi D4 Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negri Surabaya

ISO 7547 2002. Air Conditioning And Ventilation Of Accommodation Spaces On Board Ships – Desaign Conditions And Basic Of Calculations. ISO, Swittzerland

Harrington RL.1992, 'Marine Engineering Hand Book', The Society of Naval Architect and Marine Engineers, New York,

Yusuf Yulizar , 2013 Perancangan Sistem Pengkondisian Udara Hemat Energi Dengan Menggunakan Desiccant Untuk Ruang Muat Kapal Pengangkut Hewan Ternak . Departemen Teknik Sistem Perkapalan, FTK ITS

Khalkhal Branch , 2011. Performance Comparison of R407c and R22 in Off-Design Point Using Wilson-Plot Method. Jurnal of Scientific reseacrch. Islamic Azad University

Marpol Annex VI 2005 Regulation for the Prevention of Air Pollution from Ships, Chapter 3-Requirements for controlof emissions from ships, regulation 12- Ozone-depleting substances. Marpol IMO

Shailendra Kaseraa 2016, Performance of R407C as an Alternate to R22: A Revie Department of Mechanical Engineering. Poornima College of Engineering. Jaipur. India

Lampiran A
Perhitugan Beban Transmisi

Halaman ini sengaja dikosongkan

Perhitungan Panas Transmisi

$\boldsymbol{\Phi}$ =ΔT(kvAv)+(kgAg) ($watt$)

Deck	Luasan		Koefisien		ΔT	$\boldsymbol{\Phi}$t
	Av (m)	Ag	kv	kv		
Wheel house						
- Atas	64.5		0.6		8	309.6
- Kanan	27.5	0.22	0.9	6.5	8	199.2
- Kiri	27.5	0.22	0.9	6.5	8	199.2
- Depan	22.5	14	0.9	6.5	8	253.0
- Belakang	21.1		0.9		8	152.3
- Funnel	15.6		0.8		18	224.6
Total						1337.8

Brige deck						
- Kanan	25.2	0.66	0.9	6.5	8	185.7
- Kiri	25.2	0.88	0.9	6.5	8	187.2
- Depan	31.5	1.76	0.9	6.5	8	238.2
- Belakang	31.5		0.9		8	226.8
- Gangway	94.8		2.5		2	474.0
- Funnel	19.2		0.8		18	276.5
Total	1588.4					

Deck	Luasan		Koefisien		ΔT (ºC)	Φt (w)
	Av (m^2)	Ag (m^2)	kv	kv		
Boat Deck						
- Kanan	30	0.88	0.9	6.5	8	221.7
- Kiri	30	1.1	0.9	6.5	8	223.2
- Depan	31.5	1.76	0.9	6.5	8	238.2
- Belakang	31.5		0.9		8	226.8
- Gangway	97.8		2.5		2	489.0
- Funnel	21.6		0.8		18	311.0
Total						1710.0

Deck	Luasan		Koefisien		ΔT (ºC)	Φt (w)
	Av (m^2)	Ag (m^2)	kv	kv		
Poop deck						
- Kanan	36	1.1	0.9	6.5	8	266.4
- Kiri	36	1.32	0.9	6.5	8	267.8
- Depan	31.5	0.88	0.9	6.5	8	232.5
- Belakang	31.5		0.9		8	226.8
- Gangway	72		2.5		2	360.0
- Funnel	30		0.8		18	432.0
Total						1785.5

Deck	Luasan		Koefisien		ΔT (ºC)	Φt (w)
	Av (m^2)	Ag (m^2)	kv	kv		
Main deck						
- Bawah	156		0.8		18	2246.4
- Kanan	36		0.9		8	259.2
- Kiri	36		0.9		8	259.2
- Depan	41.4	0.88	0.9	6.5	8	303.8
- Belakang	31.5		0.9		8	226.8
- Gangway	52.2		2.5		2	261.0
- Funnel	25.8		0.8		18	371.5
Total						3927.9

Lampiran B
Perhitungan Beban Panas Penghuni Ruangan

Halaman ini sengaja dikosongkan

Beban Panas Akibat Panas Penghuni Ruangan (Φp)

Deck	Person	Jenis Panas		Φp	
		Sensibel (w)	Latent (w)	Sensibel (w)	Latent (w)
Wheel House	5	85	150	425	750
Brige Deck					
- Captain	1	70	50	70	50
- Chief Officer	1	70	50	70	50
- Chief Enginner	1	70	50	70	50
- Mess Room	3	70	50	210	150
- Captain Office room	1	85	150	85	150
- Chief Office Room	1	85	150	85	150
- Meeting Room	3	70	50	210	150
- Pantry	1	85	150	85	150

Deck	Person	Jenis Panas		Φp	
		Sensibel (w)	Latent (w)	Sensibel (w)	Latent (w)
Boat Deck					
- Quater Master I	1	70	50	70	50
- Quater Master II	1	70	50	70	50
- Quater Master III	1	70	50	70	50
- 2 nd Enginner	1	70	50	70	50
- 3 tr Enginner	1	70	50	70	50
- 2 nd & 3 tr Officer	2	70	50	140	100
- Pantry	1	85	150	85	150
- Mess Room	6	70	50	420	300

Deck	Person	Jenis Panas		Φp	
		Sensibel (w)	Latent (w)	Sensibel (w)	Latent (w)
Poop Deck					
- Foreman	1	70	50	70	50
- Oiler	1	70	50	70	50
- Serang	1	70	50	70	50
- Sea Man	1	70	50	70	50
- Radio OP	1	70	50	70	50
- Laundry	2	85	150	170	300
- Masjid	21	70	50	1470	1050
- Meeting Room	10	70	50	700	500

Deck	Person	Jenis Panas		Φp	
		Sensibel (w)	Latent (w)	Sensibel (w)	Latent (w)
Main Deck					
- Chef cook & asst	2	70	50	140	100
- I & II Oiler	2	70	50	140	100
- Mess Room	6	70	50	420	300
- Galley	2	85	150	170	300
Total masing-masing jenis panas				5865	5350
Total beban				11215	

Lampiran C
Perhitungan Beban Panas akibat Panas radiasi sinar matahari (Φs)

Halaman ini sengaja dikosongkan

Beban Panas akibat Panas radiasi sinar matahari (Φs)

$\Phi s = \Sigma A_v K \Delta T_r + \Sigma A_g G_s$

Deck	Av (m^2)	Ag (m^2)	Gs	ΔTr (^{0}C)	K	Φs (w)
Wheel House						
- Atas	64.5			12	0.6	464.4
- Kanan	27.5	0.22	350	16	0.6	340.6
- Kiri	27.5	0.22	350	16	0.6	340.6
- Depan	22.5	14	350	16	0.6	5116.0
- Belakang	21.1			16	0.6	203.0
Brige Deck						
- Atas	23.7			12	0.6	170.7
- Kanan	25.2	0.66	350	16	0.6	472.9
- Kiri	25.2	0.88	350	16	0.6	549.9
- Depan	31.5	1.76	350	16	0.6	918.4
- Belakang	31.5			16	0.6	302.4
Boat Deck						
- Atas	16.8			12	0.6	121.0
- Kanan	30	0.88	350	16	0.6	596.0
- Kiri	30	1.1	350	16	0.6	673.0
- Depan	31.5	1.76	350	16	0.6	918.4
- Belakang	31.5			16	0.6	302.4
Poop Deck						
- Atas	21			12	0.6	151.2
- Kanan	36	1.1	350	16	0.6	730.6
- Kiri	36	1.32	350	16	0.6	807.6
- Depan	31.5	0.88	350	16	0.6	610.4
- Belakang	31.5			16	0.6	302.4
Main Deck						
- Atas	30			12	0.6	216.0
- Kanan	36			16	0.6	345.6
- Kiri	36			16	0.6	345.6
- Depan	41.4	0.88	350	16	0.6	705.4
- Belakang	-					
Total						15704.6

Lampiran D
Perhitungan Beban panas dari penggunaan lampu penerangan (Φl)

Halaman ini sengaja dikosongkan

Beban panas dari penggunaan lampu penerangan (Φl)

Deck	Luas (m^2)	lc	Φl (w)
Wheel House	64.5	8	516
Brige Deck			0
- Captain	9.1	8	72.8
- Chief Officer	5.3	8	42.4
- Chief Enginner	9	8	72
- Mess Room	9.1	10	91
- Captain Office room	5.3	10	53
- Chief Office Room	5.3	10	53
- Meeting Room	6.8	10	68
- Gangway	18.8	10	188
- Pantry	6.8	10	68
Boat Deck			0
- Quater Master I	9	8	72
- Quater Master II	7.2	8	57.6
- Quater Master III	7.2	8	57.6
- 2 nd Enginner	7.1	8	56.8
- 3 tr Enginner	7.1	8	56.8
- 2 nd & 3 tr Officer	9	8	72
- Pantry	5.3	10	53
- Gangway	24	10	240
- Mess Room	8.4	10	84
Poop Deck			0
- Foreman	7.3	8	58.4
- Oiler	6.4	8	51.2
- Serang	7.3	8	58.4
- Sea Man	6.9	8	55.2
- Radio OP	6.9	8	55.2
- Laundry	6.2	8	49.6
- Masjid	8.9	8	71.2
- Gangway	26	10	260
- Meeting Room	8.9	10	89

Deck	Luas (m2)	lc	Φl (w)
Main Deck			0
- Chef cook & asst	12.6	8	100.8
- I & II Oiler	13.2	8	105.6
- Mess Room	11.4	10	114
- Galley	7.6	10	76
- Electrical Store	8	10	80
- Machinery strore	6.5	10	65
- Gangway	22	10	220
Total			3483.6

Lampiran E
Properties R22 dan R407C

Halaman ini sengaja dikosongkan

R-22

R-22

Composition: 100% chlorodifluoromethane ($CHClF_2$)

Applications:
Medium and low temperature commercial and industrial refrigeration; residential and commercial air conditioning

Performance: Industry standard choice for AC until 2010

Lubricant:
Compatible with mineral oil, alkylbenzene and polyolester

Retrofitting:
- Consult the comments on Pages 9 and 10
  See Section II, pages 92-98 for detailed discussion

[PRESSURE-TEMP CHART]

TEMP. (°F)	R-22 psig
-40	0.5
-35	2.6
-30	4.9
-25	7.4
-20	10.1
-15	13.2
-10	16.5
-5	20.1
0	24.0
5	28.2
10	32.8
15	37.7
20	43.0
25	48.8
30	54.9
35	61.5
40	68.5
45	76.0
50	84.0
55	92.6
60	102
65	111
70	121
75	132
80	144
85	156
90	168
95	182
100	196
105	211
110	226
115	243
120	260
125	278
130	297
135	317
140	337
145	359
150	382

[PHYSICAL PROPERTIES OF REFRIGERANTS]	National R-22
Environmental Classification	HCFC
Molecular Weight	86.5
Boiling Point (1atm, °F)	-41.5
Critical Pressure (psia)	723.7
Critical Temperature (°F)	205.1
Critical Density (lb./ft^3)	32.7
Liquid Density (70°F, lb./ft^3)	75.3
Vapor Density (bp,lb./ft^3)	0.294
Heat of Vaporization (bp, BTU/lb.)	100.5
Specific Heat Liquid (70 °F, BTU/lb. °F)	0.2967
Specific Heat Vapor (1atm, 70 °F, BTU/lb. °F)	0.1573
Ozone Depletion Potential (CFC 11 = 1.0)	0.05
Global Warming Potential (CO2 = 1.0)	1810
ASHRAE Standard 34 Safety Rating	A1

[AVAILABLE IN SIZES]

REFRIGERANT	Type	Size
R-22	Cylinder	30 lb.
		50 lb.
		125 lb.
		1000 lb.
		1750 lb.

R-407C

R-407C

Composition: (R-32 / 125 / 134a) - (23 / 25 / 52 wt%)

Replaces: R-22

Application:
Medium temperature commercial and industrial refrigeration and residential and commercial air conditioning

Performance:
- Lower discharge temperature
- Closest capacity match to R-22
- Similar P/T and flow properties = no component changes

Lubricant:
Polyolester lubricant

Retrofitting:
- Consult the comments on Pages 9 and 10
- See Section II, pages 92-98 for detailed discussion

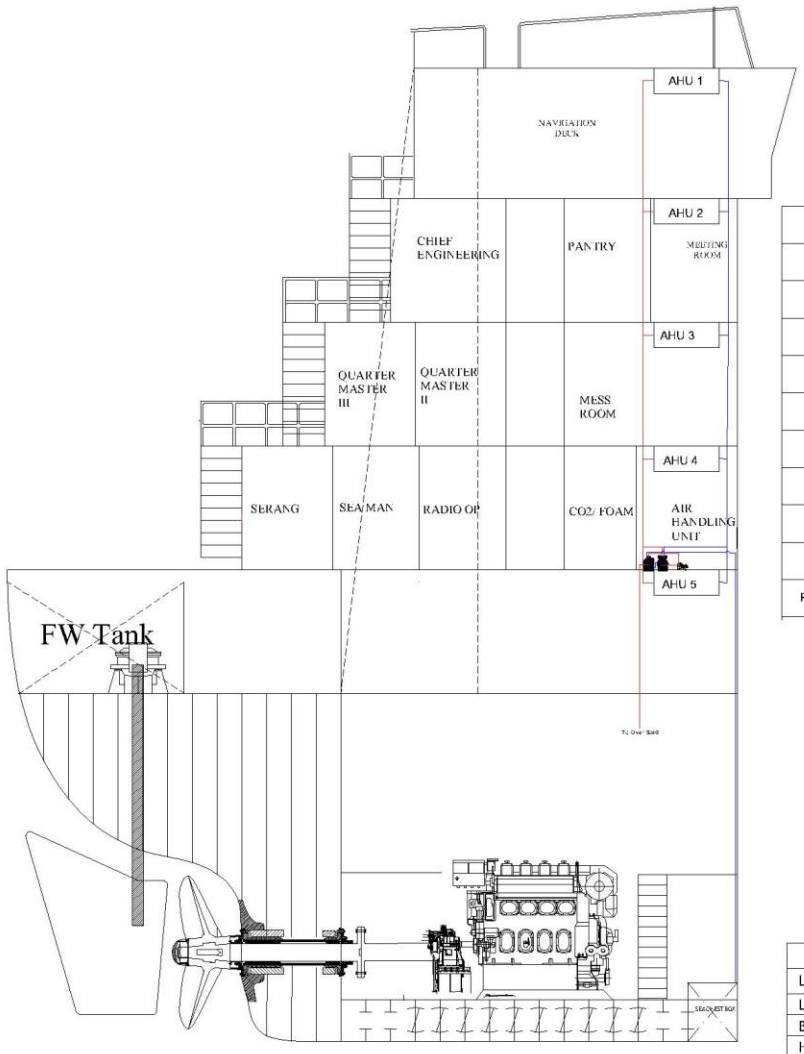
[PRESSURE-TEMP CHART]

	R407C	
TEMP. (° F)	Liquid (psig)	Vapor (psig)
-40	3.0	4.4*
-35	5.4	0.6*
-30	8.0	1.8
-25	10.9	4.1
-20	14.1	6.6
-15	17.6	9.4
-10	21.3	12.5
-5	25.4	15.9
0	29.9	19.6
5	34.7	23.6
10	39.9	28.0
15	45.6	32.8
20	51.6	38.0
25	58.2	43.6
30	65.2	49.6
35	72.6	56.1
40	80.7	63.1
45	89.2	70.6
50	98.3	78.7
55	108	87.3
60	118	96.8
65	129	106
70	141	117
75	153	128
80	166	140
85	180	153
90	195	166
95	210	181
100	226	196
105	243	211
110	261	229
115	280	247
120	300	266
125	321	286
130	342	307
135	365	329
140	389	353

[PHYSICAL PROPERTIES OF REFRIGERANTS]	National R-407C
Environmental Classification	HFC
Molecular Weight	86.2
Boiling Point (1atm, °F)	-43.6
Critical Pressure (psia)	672.1
Critical Temperature (°F)	187
Critical Density (lb./ft^3)	32
Liquid Density (70°F, lb./ft^3)	72.4
Vapor Density (bp,lb./ft^3)	0.289
Heat of Vaporization (bp, BTU/lb.)	106.7
Specific Heat Liquid (70°F, BTU/lb. °F)	0.3597
Specific Heat Vapor (1atm, 70 °F, BTU/lb. °F)	0.1987
Ozone Depletion Potential (CFC 11 = 1.0)	0
Global Warming Potential (CO_2 = 1.0)	1770
ASHRAE Standard 34 Safety Rating	A1
Temperature Glide (°F) (see section 2)	10

[AVAILABLE IN SIZES]

REFRIGERANT	Type	Size
R-407C	Cylinder	25 lb.
		115 lb.
		925 lb.
		1,550 lb.



EQUIPMENT	SPECIFICATION
AHU 1	Flow rate 3000 m3/h Capacity 17.11 kW
AHU 2	Flow rate 2000 m3/h Capacity 11.03 kW
AHU 3	Flow rate 2000 m3/h Capacity 11.03 kW
AHU 4	Flow rate 2500 m3/h Capacity 14.1 kW
AHU 5	Flow rate 2000 m3/h Capacity 11.03 kW
Kompressor	Capacity 66.03 kW R22 - 61.4 kW R407C Motor Input 21.7 kW R22 - 20.6 kW R407C
Evaporator	Capacity 67 kW R22 - 65 kW R407C
Kondensor	Capacity 71.12 kW R22 - 62.72 kW R407C
Pompa air AHU	Capacity 9.75 m3/h
Pompa Air Kondensor	Capacity 11 m3/h R22 - 13.2 m3/h R407C

Principal Dimension	
Lpp	76.5 m
Lwl	78.795 m
B	16.4 m
H	8.6 m
T	6.6 m
Cb	0.675
Vs	12 knot
Type	Pruduct Oil Carrier

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

DEPT. OF MARINE ENGINEERING - FTK - ITS
DESIGN IV : MACHINERY AND ELECTRICAL SYSTEM
ODD SEMESTER 2017-2018

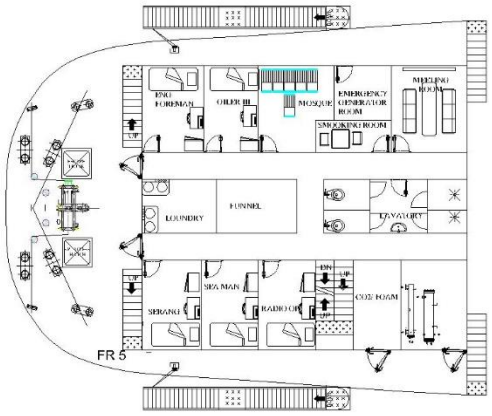
MT.SIDO JAYA

4406 DWT - Tanker

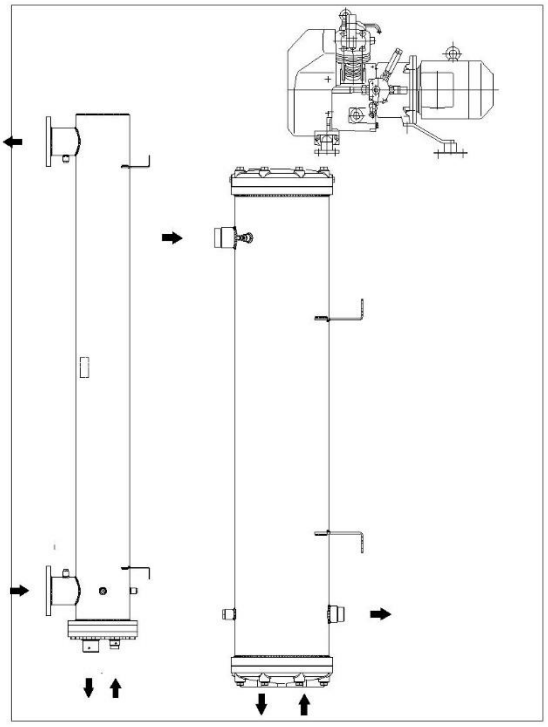
CLASS : LR ● A100 ⊕P ●SM

		Drawn by : **Ahmad Darori Hasan** 4213 100 062	Signed :
		Approved by : Ir. Tony Bambang Musriyadi, PGD, MMT	Signed :
Date	Scaling:	Drawing no :	REV :

Water Chilled System



Top View



Principal Dimension	
Lpp	76.5 m
Lwl	78.795 m
B	16.4 m
H	8.6 m
T	6.6 m
Cb	0.675
Vs	12 knot
Type	Pruduct Oil Carrier

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

DEPT. OF MARINE ENGINEERING - FTK - ITS
DESIGN IV : MACHINERY AND ELECTRICAL SYSTEM
ODD SEMESTER 2017-2018

MT.SIDO JAYA

4406 DWT - Tanker

CLASS : LR ■ A100 ◻P ■SM

Chiller Room		Drawn by : Ahmad Darori Hasan 4213 100 062	Signed :
		Approved by : Ir. Tony Bambang Musriyadi, PGD, MMT	Signed :
Date	Scaling:	Drawing no :	REV :

4. Technical Data

4.1 Ultra-Slim, Hortzontal, Fresh Air Type Package AHU

Item \ Model				G-1.5WD/B	G-2WD/B	G-2.5WD/B	G-3WD/B
Code				EM50900110	EM50900070 EM50900071 EM50900072	EM50900100	EM50900090 EM50900091 EM50900092
Nominal Air Flow Rate			m^3/h	1500	2000	2500	3000
4 Rows	Cooling Capacity		kW	8.4	11.03	14.1	17.11
	Heating Capacity		kW	13.7	17.98	22.27	27.8
	Water Flow Rate		L/s	0.41	0.53	0.67	0.86
	Resistance to Water Flow		kPa	5	7	8	11
	ESP Range (Ref.)		Pa	40-300	40-300	50-350	50-350
	ESP Range 1 and Motor Power	ESP Range 1	Pa	40-300	40-300	50-210	50-140
		Motor Power	kW	0.55	0.55	0.55	0.55
	ESP Range 2 and Motor Power	ESP Range 2	Pa	-	-	210-350	140-230
		Motor Power	kW	-	-	0.75	0.75
	ESP Range 3 and Motor Power	ESP Range 3	Pa	-	-	-	230-350
		Motor Power	kW	-	-	-	1.1
	Net Weight		kg	105	125	125	160
	Gross Weight		kg	130	160	160	195
	Unit Dimensions (WXDXH)		cm	110X102X44	140X112X46	140X112X46	168X112X46
	Package Dimensions(WXDXH)		cm	128X11X59.5	158X123X61.5	158X123X61.5	178X123X61.5
	Stacks			2	2	2	2
6 Rows	Cooling Capacity		kW	12.03	13.50	18.42	21.53
	Heating Capacity		kW	17.28	19.58	27.2	30.13
	Water Flow Rate		L/s	0.57	0.65	0.88	1.03
	Resistance to Water Flow		kPa	7	9	11	13
	ESP Range (Ref.)		Pa	40-300	40-300	50-350	50-350
	ESP Range 1 and Motor Power	ESP Range 1	Pa	40-300	40-300	50-210	50-140
		Motor Power	kW	0.55	0.55	0.55	0.55
	ESP Range 2 and Motor Power	ESP Range 2	Pa	-	-	210-350	140-230
		Motor Power	kW	-	-	0.75	0.75
	ESP Range 3 and Motor Power	ESP Range 3	Pa	-	-	-	230-350
		Motor Power	kW	-	-	-	1.1
	Net Weight		kg	140	160	160	180
	Gross Weight		kg	165	200	200	210
	Unit Dimensions (WXDXH)		cm	110X102X44	140X112X46	140X112X46	168X112X46
	Package Dimensions(WXDXH)		cm	128X113X59.5	158X123X61.5	158X123X61.5	178X123X61.5
	Stacks			2	2	2	2
Power Cord (Ref.)			mm^2×Qty	1.0×3			
Power Supply				380V, 3-Phase, 50Hz			
Electric Insulation Level				I			
Noise at Min ESP			dB(A)	≤53	≤55	≤56	≤58
Coil	Structure			Copper Tube-Fin			
	Operating Pressure			≤1.6Mpa			
Fan	Type			Forward-Curved, Low Noise, Centrifugal			
	Drive			Belt Drive			
	Qty			1			
Motor	Type			Insulation Class F, 3-phae Asynchronous			
Pipeline	Water Inlet Pipe			DN40			
	Water Outlet Pipe			DN40			
	Drain Pipe			DN 25			

1) The design of this product complies with JB/T9066-1999.
2) Parameters listed above are measured under the conditions as stated below:
3) Nominal Cooling Condition: DB/WB: 27/19.5℃ , Entering/Leaving Water Temperature: 7/12℃
4) Nominal Heating Condition: DB: 21℃ , Entering Water Temperature: 60℃
5) The operating weight of this product is 1.2 times of that listed in the table above (not incl. the weight of the circulating water).
6) Parameters and appearance of this product is subject to change without notice owing to design improvement. Please always see the nameplate for the exact parameters.

5. Product Performance Correction

5.1 Return Air Type

Cooling Capacity Correction

Inlet Water Temp℃ / Return Air ℃	5 ℃	6 ℃	7 ℃	8 ℃	9 ℃	10 ℃
DB 24℃，WB17℃	0.88	0.78	0.74	0.71	0.615	0.44
DB 25℃，WB18℃	1.01	0.905	0.835	0.784	0.738	0.512
DB 27℃，WB19.5℃	1.214	1.112	1.00	0.804	0.788	0.685
DB 28℃，WB21℃	1.425	1.323	1.214	1.102	0.982	0.876
DB 29℃，WB22℃	1.582	1.476	1.36	1.243	1.135	1.012
DB 30℃，WB23℃	1.742	1.633	1.514	1.40	1.284	1.165

Heating Capacity Correction

Inlet Water Temp℃ / Return Air ℃	65 ℃	60 ℃	55 ℃	50 ℃	45 ℃	40 ℃
13℃	1.507	1.34	1.208	1.04	0.885	0.73
15℃	1.376	1.20	1.089	0.91	0.75	0.61
17℃	1.364	1.19	1.06	0.89	0.73	0.60
19℃	1.25	1.08	0.96	0.825	0.682	0.50
21℃	1.16	1.00	0.873	0.75	0.61	0.43
23℃	1.09	0.97	0.80	0.68	0.54	0.37

5.2 Fresh Air Type

Cooling Capacity Correction

Inlet Water Temp℃ / Fresh Air ℃	5 ℃	6 ℃	7 ℃	8 ℃	9 ℃	10 ℃
DB 31℃，WB 25℃	0.862	0.811	0.763	0.712	0.664	0.611
DB 32℃，WB 26℃	0.942	0.891	0.842	0.793	0.744	0.692
DB 33℃，WB 27℃	1.022	0.971	0.922	0.871	0.813	0.764
DB 35℃，WB 28℃	1.101	1.052	1.00	0.952	0.903	0.842
DB 36℃，WB 29℃	1.193	1.141	1.091	1.039	0.982	0.934
DB 37℃，WB 30℃	1.282	1.234	1.182	1.123	1.071	1.012

Heating Capacity Correction

Inlet Water Temp℃ / Fresh Air ℃	65 ℃	60 ℃	55 ℃	50 ℃	45 ℃	40 ℃
10℃	1.081	0.972	0.883	0.771	0.672	0.571
7℃	1.102	1.00	0.912	0.813	0.712	0.611
4℃	1.143	1.041	0.952	0.851	0.753	0.652
1℃	1.212	1.111	1.022	0.921	0.823	0.724
-2℃	1.292	1.183	1.091	0.994	0.892	0.791
-5℃	1.364	1.256	1.164	1.063	0.961	0.863

TECHNICAL DATA
DATI TECNICI

MODEL SP		H (FULL SIZE MOTOR)					
		SP2H +				SP4HF / SP4HN	
		0500	0600	0800	0900	1000	1200
		050E	060E	080E	090E	100E	120E
Nominal motor power *Potenza nominale motore*	Hp/kW	5 / 3,7	6 / 4,4	8 / 5,9	9 / 6,6	10 / 7,5	12 / 8,9
Displacement at 50/60 Hz *Volume Spostato a 50/60 Hz*	m³/hr	17,5 / 21	21 / 25,7	24,5 / 29,4	28 / 33,6	35 /42	42 / 50,4
N° of cylinders / *N° di cilindri*		2	2	2	2	4	4
Weight / *Peso*	Kg	86	87	87	91	143	146
Oil charge / *Carica olio*	dm³	1,8	1,8	1,8	1,8	2,6	2,6
Crankcase heater *Resistenza carter*		230 V -120 W - PTC 50/60 Hz				230 V-220 W 50/60 Hz	
Discharge line, Internal Ø *Raccordo mandata, Ø interno*	mm/ Inches	16 / 5/8"	16 / 5/8"	22 / 7/8"	22 / 7/8"	22 / 7/8"	28 / 1"1/8
Suction line, Internal Ø *Raccordo aspirazione, Ø interno*	mm/ Inches	28 / 1"1/8	28 / 1"1/8	28 / 1"1/8	28 / 1"1/8	28 / 1"1/8	35 / 1"3/8
Capacity control steps *Modulazione capacità*		-	-	-	-	100, 50%	100, 50%
Standard motor (part winding) *Motore standard (part winding)*		230 V △- 400 Y				400 V /3/50 Hz 460 V /3/60 Hz (1) PW	
Starting current PW/DOL LRA *Corrente di spunto PW/DOL LRA*	A	– / 54	– / 60	– / 85	– – / 97	71 / 110	75 / 125
Starting current Y/ D LRA *Corrente di spunto Y/D LRA*	A	54 / – –	60 / –	85 / – –	97 / –	–	– –
Max running current FLA *Massima corrente di funzionamento FLA*	A	12	14	18	20	24	27

MODEL SP		L (SMALL SIZE MOTOR)					
		SP2L +				SP4LF /SP4LN	
		0300	0400	0500	0600	0800	0900
		030E	040E	050E	060E	080E	090E
Nominal motor power *Potenza nominale motore*	Hp/kW	3 / 2	4 / 3	5 / 3,7	6 / 4,4	8 / 4,5	8 / 5,9
Displacement at 50/60 Hz *Volume Spostato a 50/60 Hz*	m³/hr	17,5 / 21	21 / 25,7	24,5 / 29,4	28 / 33,6	35 / 42	42 / 50,4
N° of cylinders / *N° di cilindri*		2	2	2	2	4	4
Weight / *Peso*	Kg	84	85	85	86	134	139
Oil charge / *Carica olio*	dm³	1,8	1,8	1,8	1,8	2,6	2,6
Crankcase heater *Resistenza carter*		230 V -120 W - PTC 50/60 Hz				230 V -220 W 50/60 Hz	
Discharge line, Internal Ø *Raccordo mandata, Ø interno*	mm/ Inches	16 / 5/8"	16 / 5/8"	22 / 7/8"	22 / 7/8"	22 / 7/8"	28 1"1/8
Suction line, Internal Ø *Raccordo aspirazione, Ø interno*	mm/ Inches	28 / 1"1/8	28 / 1"1/8	28 / 1"1/8	28 / 1"1/8	28 / 1"1/8	35 1"3/8
Capacity control steps *Modulazione capacità*		-	-	-	-	100, 50%	100, 50%
Standard motor (part winding) *Motore standard (part winding)*		230 V △- 400 Y				400 V /3/50 Hz 460 V /3/60 Hz (1) PW	
Starting current PW/DOL LRA *Corrente di spunto PW/DOL LRA*	A	– / 35	– / 49	– / 54	– – / 60	43 / 70	54 / 88
Starting current Y/ D LRA *Corrente di spunto Y/D LRA*	A	35 / – –	49 / –	54 / – –	60 / –	–	– –
Max running current FLA *Massima corrente di funzionamento FLA*	A	9	10	12	14	16	19

(1) Voltage tolerance / *Tolleranza sul voltaggio* ± 10%

TECHNICAL DATA
DATI TECNICI

H (FULL SIZE MOTOR)										
SP4HF / SP4HN		SP4H				SP6H			SP8H	
1500	2000	2200	2500	3000	3500	3700	4000	5000	6000	7000
15OE	20OE	22OE	25OE	30OE	35OE	37OE	40OE	50OE	60OE	70OE
15 / 11,2	20 / 14,9	22 / 16,4	25 / 18,7	30 / 22,4	35 / 26,1	37 / 27,6	40 / 29,9	50 / 37,3	60 / 45	70 / 52
49 / 58,8	56 / 67,2	64,7 / 77,6	75 / 90	86,1 / 103,3	102,9 / 123,5	112,5 / 135	129,1 / 154,9	154,4 / 185,3	186 / 224	222 / 268
4	4	4	4	4	4	6	6	6	8	8
152	155	193	206	209	238	241	246	250	345	350
2,6	2,6	3,7	3,7	3,7	3,7	4,2	4,2	4,2	5	5
230 V -220 W 50/60 Hz		230 V -150 W -50/60 Hz							230 V -200 W -50/60 Hz	
28 / 1"1/8	28 / 1"1/8	28 - 1 1/8"	28 - 1 1/8"	28 - 1 1/8"	35 - 1 3/8"	35 - 1 3/8"	35 - 1 3/8"	42 - 1 5/8"	54 / 2" 1/8	54 / 2"1/8
42 / 1"5/8	42 / 1"5/8	42 - 1 5/8"	54 - 2 1/8"	54 - 2 1/8"	54 - 2 1/8"	54 - 2 1/8"	54 - 2 1/8"	54 - 2 1/8"	67 / 2" 5/8	67 / 2" 5/8
100, 50%	100, 50%	100,50 %	100,50%	100,50 %	100,50%	100,66,33 %	100,66,33%	100,66,33%	100,75,50%	100,75,50%
400 V /3/50 Hz 460 V /3/60 Hz (1) PW		400 V /3/50 Hz - 460 V /3/60 Hz (1) Part Winding							400 V /3/50 Hz 460 V /3/60 Hz (1) P W	
86 / 144	106 / 168	102 / 170	123 / 201	150 / 243	178 / 290	178 / 290	201 / 330	233 / 384	271 / 361	329 / 439
--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
33	40	37	43	52	58	60	75	93	115	140

L (SMALL SIZE MOTOR)										
SP4LF /SP4LN		SP4L				SP6L			SP8L	
1000	1200	1500	1800	2200	2500	2700	3000	4000	5000	6000
10OE	12OE	15OE	18OE	22OE	25OE	27OE	30OE	40OE	50OE	60OE
10 / 7,5	12 / 8,9	15 / 11,2	18 / 13,3	22 / 16,4	25 / 18,7	27 / 20,2	30 / 22,4	40 / 29,9	50 / 37	60 / 45
49 / 58,8	56 / 67,2	64,7 / 77,6	75 / 90	86,1 / 103,3	102,9 / 123,5	112,5 / 135	129,1 / 154,9	154,4 / 185,3	186 / 224	222 / 268
4	4	4	4	4	4	6	6	6	8	8
144	146	182	186	195	220	230	236	247	340	345
2,6	2,6	3,7	3,7	3,7	3,7	4,2	4,2	4,2	5	5
230 V -220 W 50/60 Hz		230 V -150 W -50/60 Hz							230 V -200 W -50/60 Hz	
28 1"1/8	28 1"1/8	28 - 1 1/8"	28 - 1 1/8"	28 - 1 1/8"	35 - 1 3/8"	35 - 1 3/8"	35 - 1 3/8"	42 - 1 5/8"	54 / 2" 1/8	54 / 2"1/8
35 1"3/8	35 1"3/8	42 - 1 5/8"	42 - 1 5/8"	54 - 2 1/8"	54 - 2 1/8"	54 - 2 1/8"	54 - 2 1/8"	54 - 2 1/8"	67 / 2" 5/8	67 / 2" 5/8
100, 50 %	100, 50 %	100,50 %	100,50%	100,50 %	100,50%	100,66,33%	100,66,33%	100,66,33%	100,75,50 %	100,75,50%
400 V /3/50 Hz 460 V /3/60 Hz (1) P W		400 V /3/50 Hz - 460 V /3/60 Hz (1) Part Winding							400 V /3/50 Hz 460 V /3/60 Hz (1) P W	
71 / 110	75 / 125	88 / 146	102 / 170	102 / 170	123 / 201	123 / 201	150 / 243	201 / 330	237 / 316	271 / 361
--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--
24	27	29	33	39	43	48	54	75	97	115

(1) Voltage tolerance / Tolleranza su voltaggio ± 10%

PERFORMANCES
PRESTAZIONI

Refrigerant R404A

	Tev = -35 °C Tcond = 40 °C				Tev = 0 °C Tcond = 40 °C			
MODEL	Qc kW	Pa kW	COP	MODEL	Qc kW	Pa kW	COP
SPSL 030E	2,7	2	1,35	SP2H050 E	16,5	4,8	3,44
SPSL 040E	3,2	2,3	1,39	SP2H060 E	19,8	5,8	3,41
SPSL 050E	3,8	2,7	1,41	SP2H080 E	23,1	6,7	3,45
SPSL 060E	4,3	3,1	1,39	SP2H090 E	26,4	7,7	3,43
SP4LN/T060E	5,4	4,1	1,32	SP4HN/T 100E	29,8	8,6	3,47
SP4LN/T080E	6,5	4,9	1,33	SP4HN/T 120E	35,7	10,3	3,47
SP4LN/T100E	7,5	5,8	1,29	SP4HN/T 150E	41,7	12	3,48
SP4LN/T120E	8,6	6,6	1,3	SP4HN/T 200E	47,7	13,7	3,48
SPSL 150E	10	7,6	1,32	SP4H022E	54,8	15,6	3,51
SPSL 180E	11,6	8,8	1,32	SP4H025E	63,5	18,1	3,51
SPSL 220E	13,3	10,1	1,32	SP4H030E	72,9	20,8	3,5
SPSL 250E	15,9	12,2	1,3	SP4H035E	87,1	24,8	3,51
SPSL 270E	17,3	13,3	1,3	SP6H070E	95,3	27,2	3,5
SPSL 300E	19,9	15,2	1,31	SP6H080E	109,6	31,2	3,51
SPSL 400E	23,9	18,3	1,31	SP6H500E	130,9	37,3	3,51
SPSL 500E	26,6	21,6	1,23	SP6H600E	152,3	46,9	3,25
SPSL 600E	31,8	25,8	1,23	SP6H700E	181,8	56	3,25

Refrigerant R134a

	Tev = 2 °C Tcond = 40 °C			Tev = 2 °C Tcond = 50 °C				Tev = -5 °C Tcond = 75 °C		
MODEL	Qc kW	Pa kW	COP	Qc kW	Pa kW	COP	MODEL	Qc W	Pa kW	COP
SPSL 030E	9,9	2,6	3,81	8,7	2,9	3	SP2H050 E	3,8	2,9	1,31
SPSL 040E	11,9	3,1	3,84	10,4	3,4	3,06	SP2H060 E	4,5	3,4	1,32
SPSL 050E	13,9	3,6	3,86	12,2	4	3,05	SP2H080 E	5,3	4	1,33
SPSL 060E	15,9	4,1	3,88	13,9	4,5	3,09	SP2H090 E	6	4,6	1,3
SP4LN/T060E	19,9	4,9	4,06	17,4	5,4	3,22	SP4HN/T100E	7,5	5	1,5
SP4LN/T080E	23,9	5,8	4,12	20,9	6,4	3,27	SP4HN/T120E	9,1	6	1,52
SP4LN/T100E	27,8	6,8	4,09	24,4	7,5	3,25	SP4HN/T 150E	10,6	7	1,51
SP4LN/T120E	31,8	7,8	4,08	27,8	8,6	3,23	SP4HN/T 200E	12,1	8	1,51
SPSL 150E	36,8	9	4,09	32,2	9,9	3,25	SP4H022E	15	9,4	1,6
SPSL 180E	42,6	10,4	4,1	37,3	11,5	3,24	SP4H025E	17,4	10,9	1,6
SPSL 220E	48,9	12	4,08	42,8	13,2	3,24	SP4H030E	19,9	12,5	1,59
SPSL 250E	58,8	14,4	4,08	51,5	15,8	3,26	SP4H035E	23,8	14,9	1,6
SPSL 270E	64	15,7	4,08	56	17,2	3,26	SP6H070E	26,1	16,4	1,59
SPSL 300E	73,5	18	4,08	64,3	19,8	3,25	SP6H080E	30	18,8	1,6
SPSL 400E	88,2	21,6	4,08	77,2	23,7	3,26	SP6H500E	35,8	22,5	1,59
SPSL 500E	100,4	26	3,86	88,1	28,8	3,06	SP6H600E	37,8	30,3	1,25
SPSL 600E	119,9	31	3,87	105,1	34,3	3,06	SP6H700E	45,1	36,2	1,25

Refrigerant R407C

	Tev = -7 °C Tcond = 42 °C				Tev = 2 °C Tcond = 40 °C			Tev = 2 °C Tcond = 50 °C)		
MODEL	Qc kW	Pa kW	COP	MODEL	Qc kW	Pa kW	COP	Qc kW	Pa kW	COP
SPSL 030E	9,2	3,1	2,97	SP2H050 E	14,6	3,7	3,95	12,5	4,2	2,98
SPSL 040E	11,1	3,7	3	SP2H060 E	17,3	4,4	3,93	15	5	3
SPSL 050E	12,9	4,3	3	SP2H080 E	20,4	5,1	4	17,5	5,8	3,02
SPSL 060E	14,8	4,9	3,02	SP2H090E	23,3	5,8	4,02	20	6,6	3,03
SP4LN/T060E	18,5	6,6	2,8	SP4HN/T 100E	29,1	7,3	3,99	25	8,2	3,05
SP4LN/T080 E	22,2	8	2,78	SP4HN/T 120E	35	8,7	4,02	29,9	9,8	3,05
SP4LN/T100 E	25,9	9,3	2,78	SP4HN/T 150E	40,8	10,2	4	34,9	11,5	3,03
SP4LN/T120 E	29,6	10,6	2,79	SP4HN/T 200E	46,6	11,7	3,98	39,9	13,1	3,05
SPSL 150E	34,2	12,3	2,78	SP4H022E	53,9	13,2	4,08	46,1	15,6	2,96
SPSL 180E	39,6	14,2	2,79	SP4H025E	62,5	15,3	4,08	53,5	18,1	2,96
SPSL 220E	45,4	16,3	2,79	SP4H030E	71,7	17,6	4,07	61,4	20,8	2,95
SPSL 250E	54,7	19,6	2,79	SP4H035E	85,7	21	4,08	73,4	24,9	2,95
SPSL 270E	59,5	21,3	2,79	SP6H070E	93,7	23	4,07	80,3	27,2	2,95
SP6L 300E	68,3	24,5	2,79	SP6H080E	107,7	26,4	4,08	92,3	31,3	2,95
SP6L 400E	82	29,4	2,79	SP6H500E	128,8	31,6	4,08	110,3	37,4	2,95
SP6L 500E	101,6	34,2	2,98	SP6H600E	152,2	38,3	3,97	132,5	43,3	3,06
SP6L 600E	121,5	40,9	2,97	SP6H700E	181,7	45,8	3,97	158,1	51,7	3,06

PERFORMANCES
PRESTAZIONI

Refrigerant R22

MODEL	Tev = -35 °C Tcond = 40 °C			MODEL	Tev = 2 °C Tcond = 40 °C			Tev = 2 °C Tcond = 50 °C		
	Qo kW	Pa kW	COP		Qo kW	Pa kW	COP	Qo kW	Pa kW	COP
SP2L0300	5,9	2,9	2,03	SP2H0500	15,6	4,3	3,63	13,7	4,8	2,85
SP2L0400	7,1	3,4	2,09	SP2H0600	18,7	5,1	3,67	16,4	5,8	2,83
SP2L0500	8,3	4	2,08	SP2H0800	21,8	5,9	3,69	19,1	6,7	2,85
SP2L0600	9,5	4,5	2,11	SP2H0900	24,9	6,7	3,72	21,9	7,6	2,88
SP4LN/F0600	11,9	5,3	2,25	SP4HN/F1000	31,1	7,4	4,2	27,3	8,3	3,29
SP4LN/F0800	14,3	6,4	2,23	SP4HN/F1200	37,3	8,8	4,24	32,8	10	3,28
SP4LN/F1000	16,6	7,4	2,24	SP4HN/F1500	43,6	10,3	4,23	38,3	11,7	3,27
SP4LN/F1200	19	8,5	2,24	SP4HN/F2000	49,8	11,8	4,22	43,7	13,3	3,29
SP4L1500	19,8	9,8	2,02	SP4H2200	55,8	14,1	3,96	48,9	16,3	3,06
SP4L1800	23	11,3	2,04	SP4H2500	64,7	16,3	3,97	57,8	19	3,04
SP4L2200	26,3	13	2,02	SP4H3000	74,2	18,7	3,97	66,3	21,7	3,06
SP4L2500	31,5	15,5	2,03	SP4H3500	88,7	22,4	3,96	79,3	26	3,05
SP6L2700	34,5	17	2,03	SP6H3700	97,1	24,5	3,96	86,8	28,4	3,06
SP6L3000	39,6	19,6	2,02	SP6H4000	111,6	28,2	3,96	99,8	32,7	3,05
SP6L4000	47,3	23,4	2,02	SP6H5000	133,4	33,7	3,96	119,2	39,1	3,05
SP6L5000	61,4	29,4	2,16	SP6H6000	156,1	40,1	3,89	139,9	46,5	3,07
SP6L6000	73,3	33,9	2,16	SP6H7000	186,3	47,8	3,9	167	54,4	3,07

Refrigerant R404A / R507

MODEL	Tev = -35 °C Tcond = 40 °C		Tev = -40 °C Tcond = 40 °C	
	Qo kW	Pa kW	Qo kW	Pa kW
SB4-1200	12,8	9,1	4,1	5
SB4-1400	15,1	10,9	4,8	5,9
SB6-1600	18,7	13,4	5,9	7,3
SB6-2000	21,6	15,5	6,9	8,4
SB6-2500	24,8	17,8	7,9	9,7
SB6-3000	29,7	21,3	9,5	11,6

Refrigerant R22

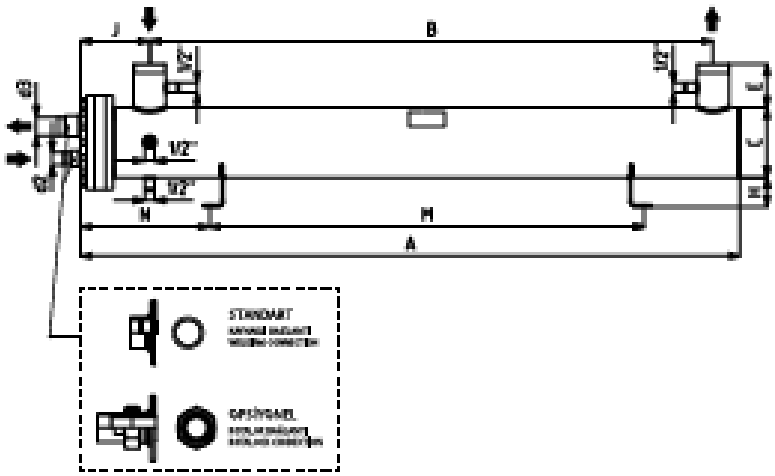
MODEL	Tev = -35 °C Tcond = 40 °C	
	Qo kW	Pa kW
SB4-1200	11,8	7,8
SB4-1400	14	9,3
SB6-1600	17,3	11,4
SB6-2000	20,1	13,3
SB6-2500	23	15,2
SB6-3000	27,5	18,2

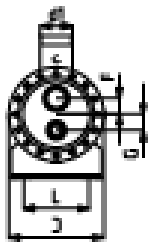
KEY / LEGENDA
Qo = cooling capacity / *Potenza frigorifera resa* [kW]
Pa = input power / *Potenza elettrica assorbita* [kW]
COP = Coefficient of performance
Tev = evaporating temperature / *Temperatura di evaporazione* [°C]
T cond = condensing temperature / *Temperatura di condensazione* [°C]
Liquid subcooling / *Sottoraffreddamento liquido* = 5 [K]
Suction gas superheat / *Surriscaldamento gas aspirato* = 10 [K]

For data at different working conditions please refer to RefComp LEONARDO selection program
Per i corrispondenti valori in condizioni di lavoro differenti si consulti il software di selezione RefComp LEONARDO

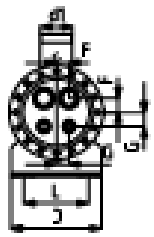
SB SERIES
Subcooling by means of subcooler only / *Sottoraffreddamento solo mediante scambiatore di sottoraffreddamento*
Suction gas superheat / *Surriscaldamento gas aspirato* 20 [°C]

MODEL			ICASTE1-070	ICASTE2-070	ICASTE1-090	ICASTE2-090	ICASTE1-100	ICASTE2-100	ICASTE1-125	ICASTE2-125	ICASTE1-140	ICASTE2-140
KAPASİTE-CAPACITY	Qn	kW	67	67	80	80	96	96	125	125	138	138
te=2 °C	Wn	m³/h	11,5	11,5	14	14	16,5	16,5	21	21	23,5	23,5
tin/tout=12 °C / 7 °C	Δp	bar	0,44	0,44	0,50	0,50	0,80	0,80	0,60	0,60	0,50	0,50
Δt suph. = 4 °C	Wmax	m³/h	14	14	16,5	16,5	18	18	25	25	28	28
R-22	Δp	bar	0,60	0,60	0,70	0,70	1,00	1,00	0,85	0,85	0,60	0,60





ICASTE 1

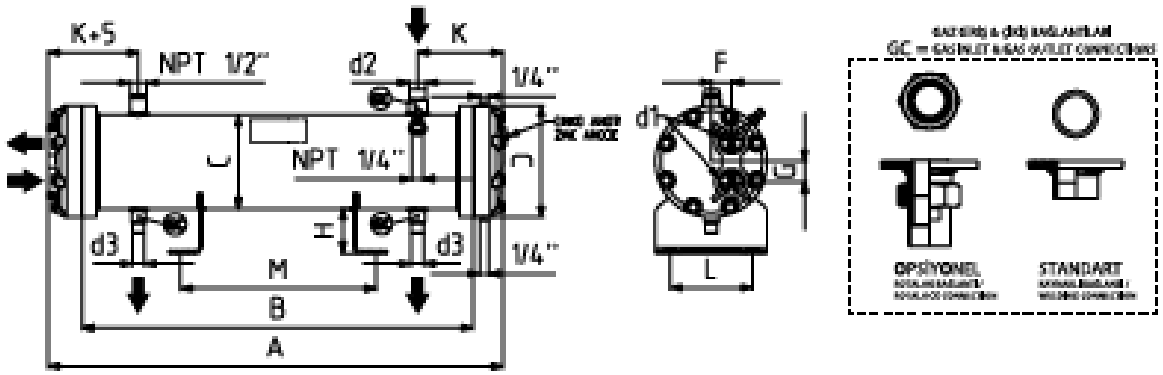


ICASTE 2

ÖLÇÜLER / DIMENSIONS		ICASTE1-070	ICASTE2-070	ICASTE1-090	ICASTE2-090	ICASTE1-100	ICASTE2-100	ICASTE1-125	ICASTE2-125	ICASTE1-140	ICASTE2-140
A	mm	1425	1425	1625	1625	1775	1775	1820	1820	2100	2100
B	mm	1200	1200	1385	1385	1535	1535	1555	1555	1835	1835
C	mm	168	168	168	168	168	168	194	194	194	194
D	mm	245	245	245	245	245	245	260	260	260	260
E	mm	120	120	120	120	120	120	120	120	120	120
F	mm	35	40	35	40	35	40	45	40	45	40
G	mm	35	40	35	40	35	40	45	40	45	40
H	mm	80	80	80	80	80	80	80	80	80	80
J	mm	165	165	165	165	165	165	190	190	190	190
L	mm	147	147	147	147	147	147	180	180	180	180
M	mm	1060	1060	1260	1260	1410	1410	1200	1200	1500	1500
N	mm	230	230	230	230	230	230	355	355	345	345
d1	mm	2 1/2"	2 1/2"	2 1/2"	2 1/2"	2 1/2"	2 1/2"	3"	3"	3"	3"
d2	mm	22	22	22	22	22	22	35	22	35	22
d3	mm	42	35	42	35	35	35	54	42	54	42
Vr	Litre	9,3	9,3	10,6	10,6	11,58	11,58	15	15	17,4	17,4
Vw	Litre	16,15	16,15	18,4	18,4	20,1	20,1	29,27	29,27	33,6	33,6
P	Kg	77	77	84	84	90	90	120	120	135	135

d1	Su girişi/Su çıkışı-Water inlet/Water outlet
d2	Soğutucu akışkan girişi-Refrigerant inlet
d3	Soğutucu akışkan çıkışı-Refrigerant outlet
te	Evaporasyon sıcaklığı-Evaporation temperature
Δp	Su basınç kaybı-Water pressure drop
tin	Su giriş Sıcaklığı-Water inlet temperature
tout	Su çıkış sıcaklığı-Water outlet temperature

MODEL	R-22									
KAPASİTE-CAPACITY	Qn	kW	7	10	14	22	33	46	59	75
tc=41 °C	Wn	m³/h	1,2	2	2,5	3,5	5,3	7	8,5	11
ti= 29 °C	Δp	bar	0,40	0,40	0,40	0,40	0,45	0,45	0,45	0,45
Δ t subc.=3 °C	pass	nr	4	4	4	4	4	4	4	4



ÖLÇÜLER / DIMENSIONS									
A	mm	575	575	575	810	810	810	810	810
B	mm	500	500	500	700	700	700	700	700
C	mm	140	140	140	140	168	168	168	168
D	mm	170	170	170	170	200	200	200	200
F	mm	27	27	27	27	36	36	36	36
G	mm	27	27	27	27	36	36	36	36
H	mm	80	80	80	80	80	80	80	80
K	mm	110	110	110	135	150	150	150	150
L	mm	120	120	120	120	150	150	150	150
M	mm	250	250	250	350	350	350	350	350
d1	inch	1"	1"	1"	1"	1 1/2"	1 1/2"	1 1/2"	1 1/2"
d2	mm	W 22	W 22	W 22	W 22	W 28	W 28	W 28	W 28
d3	mm	W 16	W 16	W 16	W 16	W 22	W 22	W 22	W 22
Vr	Litre	4,82	4,31	3,78	6,34	9,75	9,01	8,29	7,56
Vw	Litre	1,59	2,02	2,45	2,53	4,09	4,69	5,29	5,9
P	Kg	27	28	29	32	46	48	49	50

tc	Kondenzasyon sıcaklığı - Condensing temperature
ti	Su giriş sıcaklığı-Water inlet temperature
d1	Soğutucu akışkan girişi-Refrigerant inlet
d2	Soğutucu akışkan çıkışı-Refrigerant outlet
d3	Su girişi/Su çıkışı-Water inlet/Water outlet

Model CXP/M		111-XP-20*	112-XP-20*	113-XP-20*	147-XP-20*	143-XP-20*	146-XP-20*	147-S-20*	143-S-20*	144-S-20*	161-S-20*	162-S-20*	163-S-20*	161-M-10*	162-M-10*	163-M-10*
R404A refrigerant	Qn (kW)*	14	24	34	40	45	55	50	62	75	90	100	110	135	150	175
Tc, min = -45°C	Wn(m³/h)	2,5	4,0	7	7,5	8,7	10,5	9,0	10	11,5	14	15,4	16,5	20,4	25	30,3
TI=30°C ΔT=5K*	Wn(m³/h)	3,5	5,4	7,2	9	10,8	12,5	9	10,8	12,4	14,2	16	17,8	20,5	27	36
FF=0.00004m²K/W	Dpn(bar)	0,11	0,19	0,2%	0,16	0,14	0,17	0,28	0,2%	0,2%	0,27	0,27	0,2%	0,14	0,15	0,18

Model	CXP/M	111-XP-40*	112-XP-40*	113-XP-40*	147-XP-40*	143-XP-40*	146-XP-40*	147-S-20*	143-S-20*	144-S-20*	161-S-40*	162-S-40*	163-S-40*
R404A refrigerant	Qn (kW)*	18	28	37	49	60	72	65	80	110	122	135	150
Tc, min = -32°C	Wn(m³/h)	1,1	1,7	2,2	3	3,7	4,4	4,5	6	7	6,9	7,7	8,6
TI=10°C ΔT=15K*	Wn(m³/h)	1,0	2,7	3,6	4,4	5,4	6,3	9	10,7	12,4	7,2	8	9
FF=0.00004m²K/W	Dpn(bar)	0,2	0,21	0,22	0,22	0,29	0,24	0,17	0,1	0,1	0,55	0,55	0,55

Model MCD/W		15	25	35	45	60	67	90	105	120
Sweetzer	Pxxxxx	4	4	4	4	2	2	2	2	2
R407C refrigerant	Qn (kW)	15	25.5	34	45	51	67	90	105	120
Tc, min = -40°C	Wn (m³/h)	2.4	3.6	4.8	6	7.2	9.58	13.19	15.38	16.19
TI = 25.6°C	Wn (m³/h)	2.65	4	5.3	7.3	8	10.6	14.6	17.3	18
FF = 0.0004m² K/W	Dpn (bar)	0.21	0.21	0.21	0.21	0.19	0.19	0.19	0.19	0.21
Sweetzer	Pxxxxx	8	8	8	8	4	4	4	4	4
R407C refrigerant	Qn (kW)	22.2	33.2	45.1	57.5	60	81	109	130	145
Tc, min = -28°C	Wn (m³/h)	1.2	1.8	2.4	3	3.4	4.5	6.1	7.2	7.5
TI = 10°C	Wn (m³/h)	1.33	2.2	2.66	3.62	4	5.4	7.32	8.64	9
FF = 0.0004m² K/W	Dpn (bar)	0.4	0.4	0.41	0.4	0.34	0.34	0.34	0.34	0.34

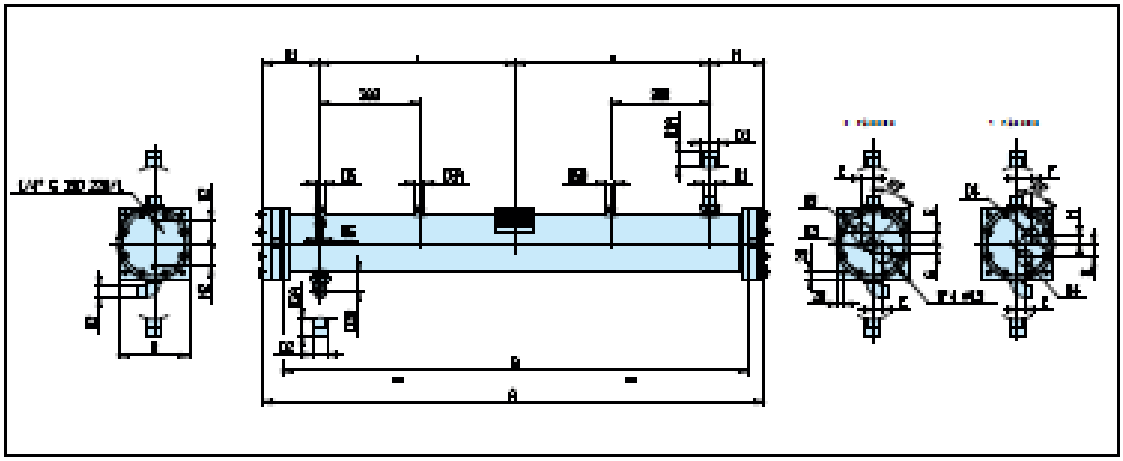
Model MCD/W		153	175	200	255	258	275	330	370	410
Sweetzer	Pxxxxx	2	2	2	2	2	2	2	2	2
R407C refrigerant	Qn (kW)	153	175	198	256	258	275	331	367	410
Tc, min = -40°C	Wn (m³/h)	20.99	22.78	25.18	25.18	29.68	35.98	43.17	47.97	53.96
TI = 25.6°C	Wn (m³/h)	25.3	25.3	28	28	33.3	40	48	53.6	56.7
FF = 0.0004m² K/W	Dpn (bar)	0.22	0.22	0.22	0.22	0.24	0.25	0.24	0.24	0.24
Sweetzer	Pxxxxx	4	4	4	4	4	4	4	4	4
R407C refrigerant	Qn (kW)	162	203	225	293	288	330	396	452	487
Tc, min = -28°C	Wn (m³/h)	9.3	10.2	11.3	12.6	14	16.8	20	22.1	23.8
TI = 10°C	Wn (m³/h)	11.6	12.6	14	14	16.7	20	24	26.5	28.5
FF = 0.0004m² K/W	Dpn (bar)	0.34	0.36	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4

Model MCD/W		430	480	505	555	620	700	770
Sweetzer	Pxxxxx	2	2	2	2	2	2	2
R407C refrigerant	Qn (kW)	431	477	505	555	619	696	772
Tc, min = -40°C	Wn (m³/h)	55.16	61.16	67.15	71.95	79.15	89.74	98.33
TI = 25.6°C	Wn (m³/h)	61.3	68	74.5	80	88	99.5	109
FF = 0.0004m² K/W	Dpn (bar)	0.24	0.24	0.24	0.24	0.24	0.24	0.24
Sweetzer	Pxxxxx	4	4	4	4	4	4	4
R407C refrigerant	Qn (kW)	410	466	503	570	740	838	924
Tc, min = -28°C	Wn (m³/h)	25.6	28	31.5	33.8	37.1	41.6	45.7
TI = 10°C	Wn (m³/h)	30.7	33.9	37.6	40	44	49.8	54.7
FF = 0.0004m² K/W	Dpn (bar)	0.6	0.6	0.61	0.61	0.61	0.61	0.61

Qn Nominal condensation capacity
Wn Nominal water flow rate
Wm Maximum water flow rate
Tc Condensing temperature
TI Water inlet temperature
FF Fouling factor

* the datas are indicative. To select precise datas, please use our dedicated softwares.

CDEW

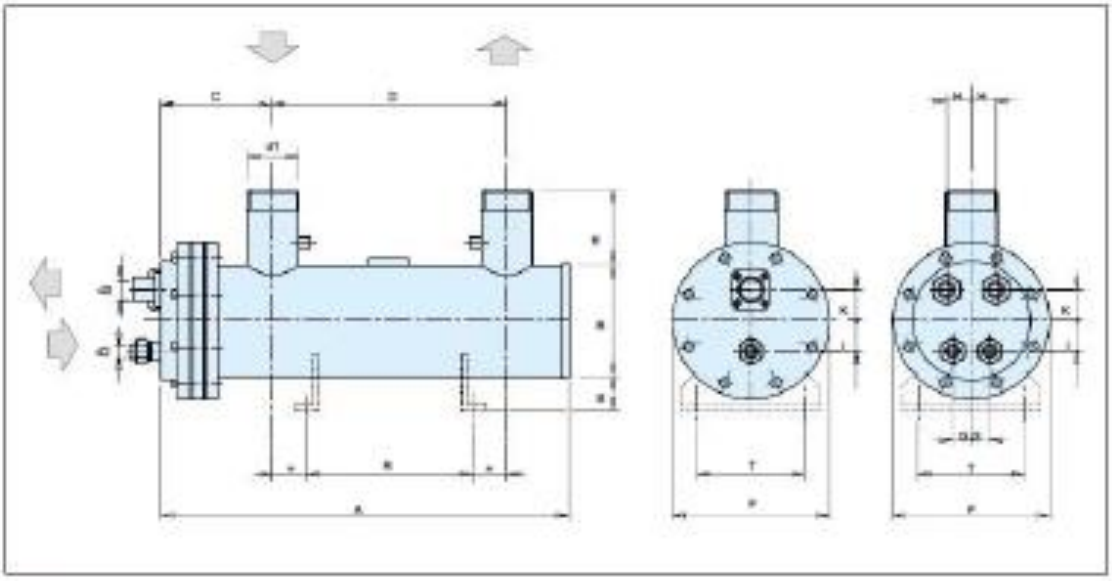


Model CDEW		60	80	100	120	135	165	190	215	240	260	300	360	400	460	470	520	550	610	690	760	840
A	mm	1300				1500	1740			1940	1970					1900			1900			
B	mm	1400				1700	1600			1800	1800					1800			1800			
C	mm	168					194				273					324			406			
D	mm	215					245				325					380			460			
E 2 passes	mm	30					35				52					65			0			
E 4 passes	mm	22					25				45					55			70			
F	mm	43					55				75					90			70			
G 2 passes	mm	30					35				52					65			105			
G 4 passes	mm	43					55				75					90			90			
H	mm	22					25				45					55			80			
M	mm	170					200				225					250			250			
M1	mm	180					210				235					260			270			
D1	mm	RCI35					WA42				WA54					WA67			WA89			
D1A	mm	60					50				50					50			50			
D2	mm	RCL28					RCL35				WA42					WA54			WA54			
D2A	mm	65					65				50					50			50			
D3	in-G	T2					T21				T3					T4			T5			
D4	in-G	T11					T11				T2					T3			T4			
D5	in-NPT	1/2					3/4				1					1			1			
D5A	in-NPT	no					no				no					1			1			
D5B	in-NPT	no					no				no					no			1			
D6	in-NPT	1/4					1/4				1/4					1/4			1/4			
N2	mm	70					82				120					140			195			
Vr	dm3	22,3	20,8	19,4	18,1	20,1	24,9	23,7	21,9	24,9	70,6	66,1	57,0	53,1	50,6	90,5	86,1	81,7	152,1	146,0	137,9	129,6
Lwa	dm4	3,8	3,8	3,4	3,1	0,9	7,1	6,7	2,8	3,1	10,0	10,0	8,4	8,4	3,4	5,2	5,2	4,7	14,8	14,8	14,8	14,8
W-H2O	dm3	4,8	5,9	7,3	8,2	10,1	12,3	14,2	15,4	17,1	24,7	27,7	31,2	33,9	35,7	41,0	44,1	47,5	52,4	57,7	64,7	71,7
P	Kg	58	61	65	68	85	105	108	111	121	195	203	215	222	227	293	304	313	441	452	467	482

D1	Refrigerant inlet	D3-D4	Water connections	D5-D5A-D5B	Safety valve connection	W-H2O	Water volume
D2	Refrigerant outlet	N1-N2	For air vent/for drain of water	Vr	Refrigerant volume	P net	Weight

Attention: tolerance has to be considered on the dimensional data.

Nominal Conditions	Model	DXS56 DXD56	DXS65 DXD65	DXS80 DXD80	DXS95 DXD95
Rating : R407C T_{w1}(chiller) = 12°C T_{w2}(chiller) = 7°C T_c(dew) = 45,28°C T_{sup}(dew) = 2,75°C ΔT_{sc} = 5K; ΔT_{sh} = 5K Lubricant oil 68CC68	Q_{nom} [kW]	56	65	80	95
	W_{nom} [m³/h]	9,6	11,4	13,8	16,4
	W_{max} [m³/h]	12	14,5	18	21
	Δp_{nom} [bar]	0,35	0,39	0,43	0,48



MODEL			DXS 56	DXD 56	DXS 65	DXD 65	DXS 80	DXD 80	DXS 95	DXD 95
Dimensions	A	mm	1281	1281	1431	1431	1631	1631	1781	1781
	B	mm	168	168	168	168	168	168	168	168
	C	mm	161	161	161	161	161	161	161	161
	D	mm	1030	1030	1180	1180	1380	1380	1530	1530
	E	mm	130	130	130	130	130	130	130	130
	F	mm	245	245	245	245	245	245	245	245
	G	mm	–	35	–	35	–	35	–	35
	H	mm	–	40	–	40	–	40	–	40
	K	mm	37	30	37	30	37	30	37	30
	I	mm	45	35	45	35	45	35	45	35
	L	mm	–	–	–	–	–	–	–	–
	M	mm	–	–	–	–	–	–	–	–
	O	mm	–	–	–	–	–	–	–	–
Support	R	mm	800	800	950	950	1100	1100	1200	1200
	S	mm	60	60	60	60	60	60	60	60
	T	mm	160	160	160	160	160	160	160	160
Connections	ch	—	7/8	7/8	7/8	7/8	7/8	7/8	7/8	7/8
	co	—	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2
	cs	—	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2
Volumes - Weight	vR	dm³	7,3	7,3	8,2	8,2	9,3	9,3	10,2	10,2
	Vhex	dm³	15,3	15,3	17,2	17,2	19,8	19,8	21,7	21,7
	P	kg	67	67	72	72	77	77	81	81
PED category*			II	I	II	I	II	I	II	I

*PED category according to 97/23/EC.
The category refers to the use of Group 2 fluids at the PS value of the standard temperature version.

Q_{nom} Nominal cooling capacity
W_{nom} Nominal water flow
W_{max} Maximum water flow

Δp_{nom} Nominal pressure drop (water side)
ΔT_{sc} Subcooling
ΔT_{sh} Superheating

CoolPack

Calculate
Save inputs
Load inputs
Help
Print

SUB-DIAGRAM WINDOWS

Cycle Spec.
State Points
Auxiliary

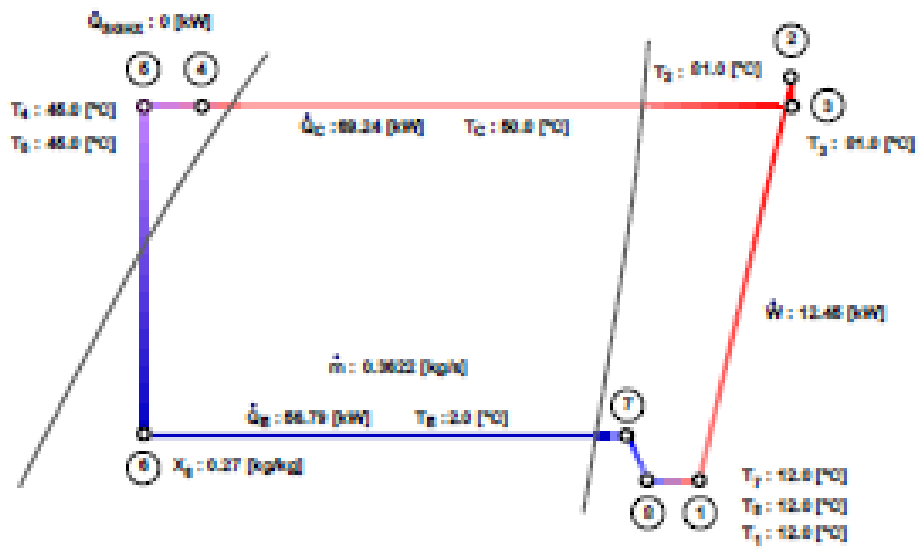
© 1998 - 2001
Department of Mechanical Engineering
Technical University of Denmark

Version 1.49
TOOL C-1

CYCLE ANALYSIS : ONE-STAGE CYCLE

» DX EVAPORATOR

LOG(p,h)-DIAGRAM



REFRIGERANT R22	COP : 4.561	COP* : 4.561	η_{CARNOT} : 0.796

CYCLE SPECIFICATION

TEMPERATURE LEVELS	PRESSURE LOSSES	SUCTION GAS HEAT EXCHANGER	REFRIGERANT
T_E [°C] : 2.0 ΔT_{SH} [K] : 10	ΔP_{SL} [K] : 0	No SGHX 0.00	R22
T_C [°C] : 50.0 ΔT_{SC} [K] : 5	ΔP_{DL} [K] : 0		

CYCLE CAPACITY

Cooling capacity $\dot{Q}_E$ [kW] 68.79 $\dot{Q}_E$: 68.79 [kW] $\dot{Q}_C$: 69.24 [kW] $\dot{m}$: 0.3822 [kg/s] $\dot{V}_E$: 60.82 [m^3/h]

COMPRESSOR PERFORMANCE

Isentropic efficiency η_{IS} [-] 1 η_{EM} : 1.000 [-] $\dot{W}$: 12.45 [kW]

COMPRESSOR HEAT LOSS

Heat loss factor f_Q [%] 0 f_Q : 0.0 [%] T_D : 81.0 [°C] $\dot{Q}_{LOSS}$: 0 [kW]

SUCTION LINE

Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K] 0.0 $\dot{Q}_{SL}$: -0 [W] T_E : 12.0 [°C] $\Delta T_{SH,SL}$: 0.0 [K]

Calculate | Print | Help | Auxiliary | State Points | COP : 4.561 | COP' : 4.561

STATE POINTS

STATE POINT	TEMPERATURE [°C]	PRESSURE [kPa]	ENTHALPY [kJ/kg]	DENSITY [kg/m^3]
1	12.0	530.5	258.0	21.4
2	81.0	1941.2	292.3	69.4
3	81.0	1941.2	292.3	69.4
4	45.0	1941.2	101.2	1106.7
5	45.0	1941.2	101.2	1106.7
6	2.0	530.5	101.2	-----
7	12.0	530.5	258.0	21.4
8	12.0	530.5	258.0	21.4

Additional Information
Pressure ratio (p_2 / p_1) : 3.659
$T_{2,IS}$: 81.0 [°C]
$T_{2,IS}$ is the temperature of the discharge gas assuming reversible and adiabatic compression
$T_{2,W}$: 81.0 [°C]
$T_{2,W}$ is the temperature of the discharge gas assuming real and adiabatic compression

Calculate | Print | Help | Cycle Spec. | Auxiliary | COP :4.561 | COP* :4.561

CoolPack

Calculate
Save inputs
Load inputs
Help
Print

SUB-DIAGRAM WINDOWS

Cycle Spec.
State Points
Auxiliary

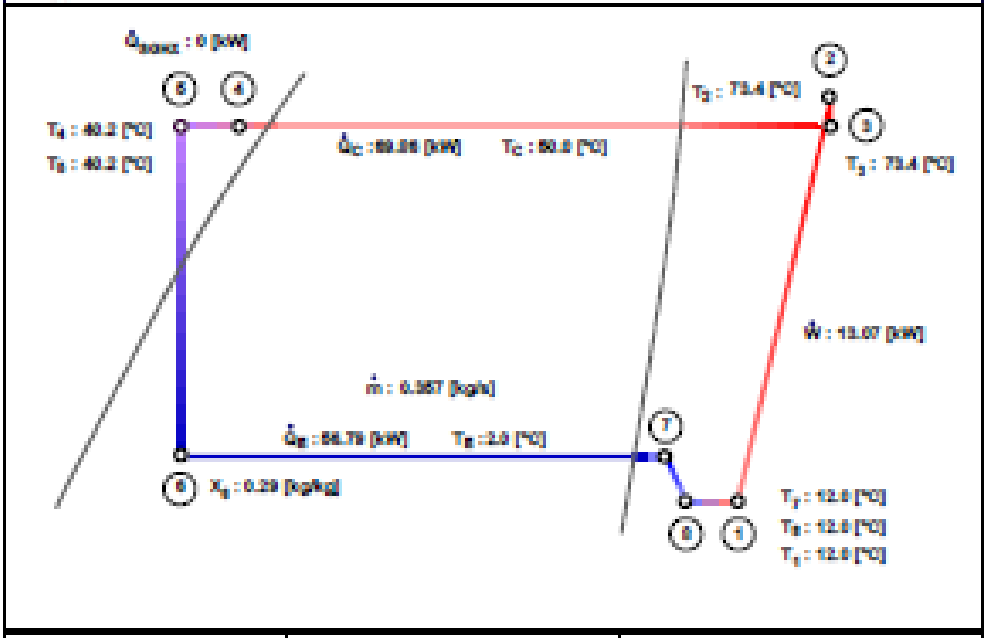
© 1998 - 2001
Department of Mechanical Engineering
Technical University of Denmark

Version 1.48
TCOOL C:1

CYCLE ANALYSIS : ONE-STAGE CYCLE

» DX EVAPORATOR

LOG(p,h)-DIAGRAM



REFRIGERANT R407C	COP : 4.346	COP* : 4.346	η_{CARNOT} : 0.756

CYCLE SPECIFICATION

TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES	SUCTION GAS HEAT EXCHANGE	REFRIGERANT
T_E [°C] : 2.0	ΔT_{SH} [K] : 10	ΔP_{SL} [K] : 0	No SGHX : 0.00	R407C
T_C [°C] : 50.0	ΔT_{SC} [K] : 5	ΔP_{DL} [K] : 0		

CYCLE CAPACITY

Cooling capacity $\dot{Q}_E$ [kW] : 55.79 | $\dot{Q}_E$: 55.79 [kW] | $\dot{Q}_C$: 69.06 [kW] | $\dot{m}$: 0.387 [kg/s] | $\dot{V}_S$: 66.37 [m³/h]

COMPRESSOR PERFORMANCE

Isentropic efficiency η_{IS} [-] : 1 | η_{IS} : 1.000 [-] | $\dot{W}$: 13.07 [kW]

COMPRESSOR HEAT LOSS

Heat loss factor f_Q [%] : 0 | f_Q : 0.0 [%] | T_D : 73.4 [°C] | $\dot{Q}_{Loss}$: 0 [kW]

SUCTION LINE

Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K] : 0.0 | $\dot{Q}_{SL}$: 0 [W] | T_S : 12.0 [°C] | $\Delta T_{SH,SL}$: 0.0 [K]

Calculate | Print | Help | Auxiliary | State Points | COP : 4.348 | COP* : 4.348

STATE POINTS

STATE POINT	TEMPERATURE [°C]	PRESSURE [kPa]	ENTHALPY [kJ/kg]	DENSITY [kg/m³]
1	12.0	497.3	276.0	19.4
2	73.4	1960.0	312.6	73.2
3	73.4	1960.0	312.6	73.2
4	40.2	1960.0	116.9	1068.7
5	40.2	1960.0	116.9	1068.7
6	-2.6	497.3	116.9	—
7	12.0	497.3	276.0	19.4
8	12.0	497.3	276.0	19.4

Additional Information
Pressure ratio (p_2 / p_1) : 4.035
$T_{2,is}$: 47.0 [°C] $T_{2,is}$ is the temperature of the discharge gas assuming reversible and adiabatic compression
$T_{2,W}$: 47.0 [°C] $T_{2,W}$ is the temperature of the discharge gas assuming real and adiabatic compression

Calculate | Print | Help | Cycle Spec | Auxiliary | COP : 4.346 | COP* : 4.346

Ahmad Darori Hasan lahir di Ngawi, Jawa Timur pada tanggal 21 Februari 1995. Penulis menempuh pendidikan formal dari tingkat dasar hingga menengah atas di Ngawi yang diawali pada TK Dharma Wanita , MI Al-Falah , SMPN 2 Ngawi hingga menyelesaikan pendidikan terakhir di SMAN 2 Ngawi. Pada jenjang perguruan tinggi penulis melanjutkan pendidikan dengan mendaftar di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya dan mengambil Jurusan Teknik Sistem Perkapalan melalui jalus SBMPTN atas dasar ketertarikan terhadap bidang permesinan Kapal. Penulis terdaftar sebagagai mahasiswa ITS dengan NRP 04211340000062

Dimulai dari semester pertama, penulis aktif diorganisasi tingkat kampus, Tim Pembina Kerohanian Islam hingga semeter 8. Pada tahun terakhir penulis bergabung menjadi anggota Laboratorium Marine Machinery Engineering Jurusan Teknik Sistem Perkapalan untuk mengerjakan tugas akhir dengan tema sistem refrigerasi.