



TUGAS AKHIR - ME 184841

**ANALISA PERBANDINGAN DESAIN SISTEM RSW SPRAY
(REFRIGERATED SEA WATER) MENGGUNAKAN REFRIGERAN
HIDROKARBON MUSICOOL MC-22 DAN REFRIGERAN SINTETIS
R-22 UNTUK RUANG PALKA IKAN KAPAL PURSE SEINE 30 GT**

Mukhsi Yosakh Hanafi

NRP: 04211746000025

Dosen Pembimbing :

Ir. Alam Baheramsyah, M. Sc.

Taufik Fajar Nugroho, S.T., M.Sc.

**DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2020**

“Halaman ini sengaja dikosongkan”



FINAL PROJECT - ME 184841

**THE COMPARISON ANALYSIS OF RSW SPRAY DESIGN
(REFRIGERATED SEA WATER) USING HIDROCARBON
REFRIGERANT MUSICOOL MC-22 AND SYNTHETIC
REFRIGERANT R-22 FOR FISH HOLD OF PURSE SEINE 30 GT
VESSEL**

Mukhsi Yosakh Hanafi
NRP: 04211746000025

Supervisor :
Ir. Alam Baheramsyah, M. Sc.
Taufik Fajar Nugroho, S.T., M.Sc.

**MARINE ENGINEERING DEPARTMENT
FACULTY OF MARINE TECHNOLOGY
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2020**

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN

**ANALISA PERBANDINGAN DESAIN SISTEM RSW SPRAY
(REFRIGERATED SEA WATER) MENGGUNAKAN REFRIGERAN
HIDROKARBON MUSICOOL MC-22 DAN REFRIGERAN
SINTETIS R-22 UNTUK RUANG PALKA IKAN KAPAL PURSE
SEINE 30 GT**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik

Pada

Bidang Studi *Marine Fluide Machinery and System* (MMS)
Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

MUKHSI YOSAKH HANAFI
NRP 0421 17 4600 0025

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir:

1. Ir. Alam Baheramsyah, M. Sc.
NIP. 196601291992031001
2. Taufik Fajar Nugroho, S.T., M.Sc.
NIP. 197603102000031001



“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN

**ANALISA PERBANDINGAN DESAIN SISTEM RSW SPRAY
(REFRIGERATED SEA WATER) MENGGUNAKAN REFRIGERAN
HIDROKARBON MUSICOOL MC-22 DAN REFRIGERAN
SINTETIS R-22 UNTUK RUANG PALKA IKAN KAPAL PURSE
SEINE 30 GT**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik

Pada

Bidang Studi *Marine Fluide Machinery and System* (MMS)
Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

MUKHSI YOSAKH HANAFI
NRP 0421 17 4600 0025



“Halaman ini sengaja dikosongkan”

SURAT PERNYATAAN

Dengan ini saya menyatakan bahwa seluruh isi Tugas Akhir yang saya kerjakan ini, berjudul “Analisa Perbandingan Desain Sistem RSW Spray (*Refrigerated Sea Water*) Menggunakan Refrigeran Hidrokarbon Musicool MC-22 dan Refrigeran Sintetis R-22 Untuk Ruang Palka Ikan Kapal Purse Seine 30 GT” adalah benar-benar hasil karya intelektual mandiri dan bukan merupakan hasil karya pihak lain yang saya akui sebagai karya sendiri. Semua referensi yang dikutip maupun dirujuk telah ditulis secara lengkap pada daftar pustaka.

Apabila pernyataan ini tidak benar, saya bersedia menerima sanksi sesuai peraturan yang berlaku.

Surabaya, Desember 2019

Mukhsi Yosakh Hanafi
NRP. 04211746000025

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

**ANALISA PERBANDINGAN DESAIN SISTEM RSW SPRAY
(REFRIGERATED SEA WATER) MENGGUNAKAN REFRIGERAN
HIDROKARBON MUSICOOL MC-22 DAN REFRIGERAN
SINTETIS R-22 UNTUK RUANG PALKA IKAN KAPAL PURSE
SEINE 30 GT**

Nama Mahasiswa : Mukhsi Yosakh Hanafi
NRP : 0421174600025
Dosen Pembimbing :

1. Ir. Alam Baheramsyah, M. Sc
2. Taufik Fajar Nugroho, S.T., M.Sc.

ABSTRAK

Sumber daya air laut tak terbatas bisa dimanfaatkan sebagai media pendingin ikan. Dengan metode sistem pendinginan *Refrigerated Sea Water* (RSW), air laut bisa dimanfaatkan sebagai media pendingin. Namun, rasa asin air laut menjadi salah satu kelemahan metode RSW ini. Di sisi lain, metode pendinginan RSW ini membutuhkan refrigeran primer untuk sistem refrigerasinya. Pada praktiknya, refrigeran sintetis lebih banyak digunakan daripada refrigeran natural. Faktanya, refrigeran sintetis adalah zat yang sangat berbahaya bagi lingkungan.

Metode sistem pendinginan *Refrigerated Sea Water* (RSW) dengan teknik spray, dapat memanfaatkan air laut sebagai media pendingin ikan yang aman, mengurangi resiko rasa asin pada ikan. Kemudian mencoba beralih ke refrigeran yang lebih ramah lingkungan, dengan performa yang lebih baik sangat diperlukan. Refrigeran hidrokarbon yang memiliki karakter *zero* ODP dan *zero* GWP dirasa bisa menjawab permasalahan tersebut.

Dari hasil penelitian, diketahui bahwa total beban pendinginan palca ikan kapal purse seine 30 GT adalah sebesar 4318,36 Watt. Dari sudut pandang sistem pipa RSW spray yang direncanakan, sistem membutuhkan kapasitas dan head pompa untuk mensirkulasikan air laut di dalam sistem berturut-turut adalah sebesar 264 L/menit dan 14,23 meter. Dari sisi refrigeran, refrigeran hidrokarbon MC-22 ternyata lebih unggul dengan kebutuhan daya kompresor sebesar 1294,8 Watt dengan COP 3,35 dibandingkan refrigeran sintetis R-22 dengan kebutuhan daya kompresor sebesar 1431 Watt dan COP 3,04.

Kata Kunci: *RSW, Spray, Kualitas, Ikan, MC-22*

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

**THE COMPARISON ANALYSIS OF RSW SPRAY DESIGN
(REFRIGERATED SEA WATER) USING HIDROCARBON
REFRIGERANT MUSICOOL MC-22 AND SYNTHETIC
REFRIGERANT R-22 FOR FISH HOLD OF PURSE SEINE 30 GT
VESSEL**

Student Name : Mukhsi Yosakh Hanafi
NRP : 0421174600025
Supervisor :
1. Ir. Alam Baheramsyah, M. Sc
2. Taufik Fajar Nugroho, S.T., M.Sc.

ABSTRACT

The unlimited sea water resources can be exploited to be a fish cooler media. The RSW (Refrigerated Sea Water) method is an option that can be used to exploit the unlimited sea water to refrigerate fishes in the fish hold on the fishing vessel. The salty taste is one of the weakness from this method. On the other side, this method need a primary refrigerant to circulate the system. Practically, synthetic refrigerant had been to be the preferer option than natural refrigerant. The fact, synthetic refrigerant is a dangerous substance to environment

Refrigerated Sea Water (RSW) using spray technique method can be used to exploite the sea water to be a safe fish cooler, reducing the salty taste risk to the fish. Then, trying to move to another refrigerant that safer to the environement with better performance is needed. Hidrocarbon refrigerant that have characteristic zero ODP and zero GWP assumed can answer that issue.

From the research result, known that total fish hold cooling load of purse seine 30 GT vessel is 4318,36 Watt. From the RSW Spray plan perspective, the system need pump capacity 264 L/minute and head pump 14,23 meter. From the refrigerant perspective, the hidrocarbon refrigerant MC-22 is better with input power compressor 1294,8 Watt and COP 3,35 than synthetic refrigerant R-22 that have input power compressor 1431 Watt and COP 3,04.

Keyword: *Refrigreated Sea Water, RSW, Spray, Quality, Fish, MC-22*

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT, yang telah memberikan segala bentuk kenikmatan-kenikmatanNya yang agung, terutama kenikmatan iman dan Islam. Shalawat serta salam semoga tercurahkan kepada Nabi Muhammad SAW, segenap keluarganya, para sahabatnya, dan seluruh umatnya yang senantiasa mencintai, mendambakan dan mengikuti beliau.

Tugas Akhir ini disusun untuk memenuhi salah satu syarat kelulusan pendidikan Program Sarjana Lintas Jalur di Teknik Sistem Perkapalan Fakultas Teknologi Kelautan (FTK), Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS). Dengan tugas akhir yang berjudul “**ANALISA PERBANDINGAN DESAIN SISTEM RSW SPRAY (REFRIGERATED SEA WATER) MENGGUNAKAN REFRIGERAN HIDROKARBON MUSICOOL MC-22 DAN REFRIGERAN SINTETIS R-22 UNTUK RUANG PALKA IKAN KAPAL PURSE SEINE 30 GT**” ini, penulis berharap bisa bermanfaat untuk segala lapisan masyarakat pada umumnya dan kalangan akademisi pada khususnya.

Penulis menyadari sepenuhnya bahwa laporan ini masih jauh dari kesempurnaan. Untuk itu adanya kritik dan saran yang bersifat membangun sangat penulis harapkan demi kesempurnaan penulisan selanjutnya.

Surabaya, Januari 2019

Penulis

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR ISI

COVER.....	i
LEMBAR PENGESAHAN.....	v
SURAT PERNYATAAN.....	ix
ABSTRAK.....	xi
<i>ABSTRACT</i>	xiii
KATA PENGANTAR.....	xv
DAFTAR ISI.....	xvii
DAFTAR TABEL.....	xix
DAFTAR GAMBAR.....	xxi
BAB I.....	1
PENDAHULUAN.....	1
1.1. Latar Belakang.....	1
1.2. Perumusan Masalah.....	3
1.3. Tujuan Penelitian.....	3
1.4. Batasan Masalah.....	3
1.5. Manfaat.....	3
BAB II.....	5
TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI.....	5
2.1. Kualitas Ikan.....	5
2.2. Metode Pendinginan Ikan.....	6
2.3. RSW (<i>Refrigerated Sea Water</i>).....	7
2.3.1. Komponen Sistem RSW.....	7
2.3.2. Sistem Refrigerasi (Siklus Kompresi Uap).....	8
2.3.3. Perhitungan Sistem Perpipa-an RSW Spray.....	9
2.3.4. Macam Beban Pendingin Sistem RSW di Palka Kapal Ikan.....	12
2.4. Refrigeran.....	15
2.4.1. Refrigeran Hidrokarbon Muscocal MC-22.....	16
2.4.2. Refrigeran Sintetik R-22.....	17
BAB III.....	19
METODOLOGI PENELITIAN.....	19
3.1. Bagan Alur Penelitian.....	19
3.2. Bagan Alur Proses Perhitungan.....	20
3.3. Data Objek Penelitian.....	22
BAB IV.....	25
PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN.....	25
4.1. P & ID <i>Layout Drawing</i> Sistem RSW Spray.....	25
4.2. Perhitungan Sistem Perpipa-an RSW <i>Spray</i>	26
4.3. Perpindahan Panas Air Laut ke Ikan.....	30
4.3.1. Perencanaan <i>Time Cooling Rate Interval</i>	32
4.4. Perhitungan Beban Panas Total.....	33
4.4.1. Beban Panas Air Laut (<i>Sea Water Sensible Heat</i>).....	33
4.4.2. Beban Panas Produk (<i>Fish Sensible Heat</i>).....	34

4.4.3. Beban Transmisi Panas Melalui Dinding Palka (<i>Heat Transfer Through Walls</i>)	35
4.4.4. Infiltrasi Panas Melalui Tutup Palka (<i>Infiltration Heat Through Door</i>)	36
4.4.5. Beban Panas Peralatan (<i>Equipment Sensible Heat</i>)	38
4.4.6. Total Beban Pendinginan (<i>Total Cooling Load</i>)	38
4.5. Rancangan Fungsional	39
4.6. Analisa Siklus Refrigerasi	39
4.6.1. Analisa Siklus Refrigerasi Refrigeran R-22	41
4.6.2. Analisa Siklus Refrigerasi Refrigeran MC-22	43
4.7. Perbandingan Siklus Refrigerasi Refrigeran R-22 Versus MC-22	45
4.8. Pemilihan Spesifikasi Komponen Sistem Refrigerasi	46
4.9. <i>Conceptual Drawing</i>	50
BAB V	51
PENUTUP	51
5.1. Kesimpulan	51
5.2. Saran	51
DAFTAR PUSTAKA	53
LAMPIRAN	55
GAMBAR OBJEK KAPAL PURSE SEINE 30 GT	57
P&ID SISTEM RSW SPRAY	58
GAMBAR MODIFIKASI RUANG PALKA IKAN	59
GAMBAR BOX IKAN	60
GAMBAR ASSEMBLY BOX DAN PALKA IKAN	61
GAMBAR COVER PALKA	62
GAMBAR ASSEMBLY COVER DAN PALKA IKAN	63
GAMBAR <i>GUIDE BLOCK AND RAIL NOZZLE</i>	64
GAMBAR INSTALASI SISTEM REFRIGERASI	65
GAMBAR ASSEMBLY DESAIN SISTEM RSW SPRAY	66
GAMBAR 3D <i>CONCEPTUAL DRAWING</i> SISTEM PENDINGIN RSW	67
DETAIL SPESIFIKASI KOMPRESSOR	68
DETAIL SPESIFIKASI HEAT EXCHANGER (SHELL & TUBE)	70
DETAIL SPESIFIKASI KATUP EKSPANSI (TXV)	72
BIODATA PENULIS	73

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1. Kualitas Ikan	5
Tabel 2. 2. Efek Lingkungan Dari Beberapa Refrigeran.....	15
Tabel 2. 3. Keunggulan Produk Musicool	16
Tabel 4. 1. Minor Losses (Suction & Discharge)	29
Tabel 4. 2. Variasi Time Cooling Rate Interval.....	33
Tabel 4. 3. Jenis Material Penyusun Dinding Palka.....	35
Tabel 4. 4. Average Air Changes Per 24 Hour Due To Door Opening And Infiltration	37
Tabel 4. 5. BTU/ ft ³ of Air Removed in Cooling (Enthalphy)	37
Tabel 4. 6. Hasil Perhitungan Beban Pendinginan.....	39
Tabel 4. 7. Rancangan Fungsional.....	39
Tabel 4. 8. Hasil Analisa Siklus Refrigerasi Refrigeran R-22	45
Tabel 4. 9. Hasil Analisa Siklus Refrigerasi Refrigeran MC-22.....	45

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1. Workable RSW Circuit for Shrimp.....	7
Gambar 2. 2. Siklus kompresi uap.....	8
Gambar 2. 3. Penggolongan Refrigeran.....	15
Gambar 2. 4. P-H Diagram R-22.....	17
Gambar 3. 1. Bagan Alur Penelitian.....	19
Gambar 3. 2. Bagan Alur Proses Perhitungan Beban Panas Total.....	20
Gambar 3. 3. Bagan Alur Perhitungan Daya Kompresor.....	21
Gambar 3. 4. Dimensi Palka Ikan Kapal Purse Seine 30 GT.....	22
Gambar 3. 5. Gambar Penyusun Ruang Palka Ikan.....	22
Gambar 3. 6. GA Kapal Purse Seine 30 GT.....	23
Gambar 4. 1. P & ID Layout Drawing.....	25
Gambar 4. 2. Desain Palka Konvensional.....	30
Gambar 4. 3. Desain Palka Modifikasi RSW Spray.....	31
Gambar 4. 4. Desain Box Ikan dalam Palka.....	31
Gambar 4. 5. Siklus Refrigerasi Kompresi Uap.....	40
Gambar 4. 6. P-H Diagram R-22.....	41
Gambar 4. 7. P-H Diagram MC-22.....	43
Gambar 4. 8. Instalasi Alat Refrigerasi RSW Spray.....	46
Gambar 4. 9. Assembly Antar Komponen Refrigerasi RSW Spray dan Ruang Palka	49
Gambar 4. 10. Conceptual Drawing of RSW Spray on Purse Seine 30 GT Vessel	50

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Dalam dunia nelayan, proses mendinginkan ikan menjadi hal wajib yang perlu dilakukan untuk menjaga kualitas hasil tangkapan. Berbagai upaya dilakukan para nelayan untuk mendinginkan hasil tangkapan ikan dalam sebuah palka, salah satunya dengan menggunakan media es batu.

Es batu memang salah satu media pendingin yang cukup mudah dibuat. Namun, dibalik mudahnya proses pembuatan, nyatanya es batu hanya memiliki durasi yang cukup singkat untuk bertahan dari fase solid ke liquid, sehingga menyebabkan es batu mencair dalam waktu yang relatif singkat. Hal ini sangat merugikan bagi para nelayan, dimana mereka sangat bergantung pada es batu untuk proses mendinginkan ikan.

Diketahui, seringkali hasil tangkapan ikan tak sebanding dengan biaya yang dikeluarkan. Mahalnya harga es batu menjadi salah satu penyebabnya. Dari hal tersebut, nelayan berharap dapat beralih dari es batu, namun tetap dapat menjaga kualitas ikan entah dari rasa maupun protein hewani ikan.

Secara teori terdapat delapan metode sistem pendinginan ikan yang dapat digunakan. Diantaranya yaitu; udara dingin, es batu, *Chiller Fresh Water* (CFW), *Refrigerated Fresh Water* (RFW), *Chiller Sea Water* (CSW), *Refrigerated Sea Water* (RSW), *Chiller Brine* (CB), *Refrigerated Brine* (RB). Kita pahami bersama, jika kita ingin beralih dari media es batu dan menggunakan media tak terbatas yang ada berupa air laut untuk pendinginan ikan, hal yang paling masuk akal untuk dipilih sebagai metode pendinginan adalah metode RSW.

Sistem pendinginan RSW menggunakan media air laut yang disirkulasikan. Sistem pendinginan ini cukup efektif, namun jika dilihat dari segi kemampuan menjaga mutu ikan pelagis yang notabene berada di perairan dangkal (0-200 m), metode ini cukup beresiko. Sistem RSW adalah sistem yang menggunakan air laut sebagai media pendingin ikan, hal ini akan beresiko merubah rasa ikan menjadi asin. Dengan kondisi tersebut, sistem pendinginan metode RSW tipe *spray* dirasa menjadi satu-satunya pilihan yang harus dipilih. “Mengacu pada teori reverse osmotik mengungkapkan bahwa perpindahan zat yang berkonsentrasi tinggi ke konsentrasi rendah akan terjadi jika tekanan melebihi tekanan osmotik. Karena tekanan yang didapatkan oleh ikan yang berpendingin sistem RSW *spray* lebih rendah dari sistem RSW biasa, maka rasa asin dan kadar garam yang dikandung oleh sistem RSW *spray* lebih rendah pula” (Kurniawan, Mochammad. 2014).

Sistem pendinginan ikan dengan metode RSW ini sangat berbeda dengan metode pendinginan ikan tradisional yang mana menggunakan media es batu sebagai pendinginnya. Es batu tidak memerlukan *supply* listrik, sedangkan sistem RSW membutuhkan *supply* listrik yang cukup besar untuk mensuplai kompressor dan pompa. Tidak bisa dipungkiri, dengan kondisi objek kapal adalah kapal purse seine 30 GT (*small scale fishing vessel*), desain penghematan daya listrik menjadi isu baru yang penting untuk dibahas.

Metode pendinginan RSW ini membutuhkan refrigeran primer untuk sistem refrigerasinya. Secara teori, di dunia ini terdapat dua jenis refrigeran primer, yaitu; refrigeran sintetis dan refrigeran natural (*e.g.* air, udara, gas mulia, hidrokarbon, amonia dan karbondioksida). Pada praktiknya, refrigeran sintetis ini lebih banyak digunakan daripada refrigeran natural. Salah satu alasannya adalah dikarenakan karakter refrigeran sintetis yang mudah diaplikasikan. Namun, kita harus pahami benar, bahwa refrigeran sintetis adalah zat yang sangat berbahaya. Zat ini berdampak buruk jangka panjang bagi bumi dan manusia karena efeknya yang dapat menipiskan lapisan ozon.

Protokol Montreal merupakan perjanjian internasional yang mengatur dan melarang penggunaan zat-zat yang merusak lapisan ozon. Sedangkan protokol kyoto adalah sebuah protokol yang mengatur untuk dapat mengurangi penggunaan gas-gas penyebab terjadinya efek rumah kaca yang menimbulkan pemanasan global (GWP). CFC (*Chloro Fuoro Carbon*) dan HCFC (*Hydro Chloro Fluoro Carbon*) merupakan dua refrigeran utama yang dijadwalkan dihapuskan pada tahun 1996 dan 2030 untuk negara-negara maju (*United Nation Environment Programme, 2000*). Mengacu pada dua perjanjian internasional tersebut, maka bisa dipastikan bahwa refrigeran sintetis akan punah dan beralih pada refrigeran natural.

Pemerintah Indonesia menetapkan Keputusan Presiden RI No. 23 tahun 1992 tentang Pengesahan Protokol Montreal untuk mengatur penipisan lapisan ozon. Dengan dikeluarkannya peraturan tersebut, Indonesia secara resmi berpartisipasi aktif dalam kerjasama internasional di bidang perlindungan lapisan ozon dan sepakat untuk menaati peraturan yang ditetapkan. (Cahyono, Waluyo. 2007)

Seiring berjalannya waktu, refrigeran natural terus dikembangkan. Salah satu refrigeran natural yang dapat bersanding dan menggantikan posisi refrigeran sintetis saat ini adalah refrigeran hidrokarbon. Musicool merupakan refrigeran kelompok hidrokarbon yang dikembangkan oleh Pertamina. Vice President Corporate Communication Pertamina, Adiatma Sardjito menyatakan, Musicool merupakan produk refrigeran Pertamina yang ramah lingkungan karena tidak merusak ozon maupun menyebabkan *global warming*. Musicool banyak diminati oleh pebisnis refrigeran dunia, karena memiliki keunggulan penghematan listrik hingga 20%, kinerja AC dan mesin pendingin lebih baik, kerja kompressor lebih ringan, serta biaya perawatan yang lebih murah. Musicool memiliki beberapa tipe, diantaranya; MC-12, MC-22, MC-134 dan MC-600. Mereka memiliki komposisi zat penyusun yang berbeda dengan karakter refrigerasi yang berbeda pula.

Penelitian berjudul “Analisa Perbandingan Desain Sistem RSW Spray (*Refrigerated Sea Water*) Menggunakan Refrigeran Hidrokarbon Musicool MC-22 dan Refrigeran Sintetis R-22 Untuk Ruang Palka Ikan Kapal Purse Seine 30 GT” ini, diharapkan dapat menghasilkan sebuah informasi yang bermanfaat bagi semua pihak pada umumnya dan kalangan akademisi pada khususnya.

1.2. Perumusan Masalah

Rumusan masalah yang akan dibahas dalam penelitian, yaitu :

1. Berapakah beban pendinginan palka ikan kapal purse seine 30 GT?
2. Bagaimanakah desain sistem pendingin RSW Spray untuk memenuhi kebutuhan beban pendinginan palka ikan kapal purse seine 30 GT?
3. Bagaimanakah perbandingan kebutuhan daya listrik sistem pendingin RSW Spray dengan refrigeran hidrokarbon Musicool MC-22 dan refrigeran sintetis R-22 untuk ruang palka ikan kapal purse seine 30 GT?
4. Bagaimanakah perbandingan *Coefficient Of Performance (COP)* sistem pendingin RSW Spray dengan refrigeran hidrokarbon Musicool MC-22 dan refrigeran sintetis R-22 untuk ruang palka ikan kapal purse seine 30 GT?

1.3. Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui beban pendinginan ruang palka ikan kapal purse seine 30 GT
2. Mengetahui desain sistem pendingin RSW Spray di ruang palka ikan kapal purse seine 30 GT.
3. Mengetahui perbandingan kebutuhan daya listrik sistem RSW Spray dengan refrigeran hidrokarbon Musicool MC-22 dan refrigeran sintetis R-22 untuk ruang palka ikan kapal purse seine 30 GT.
4. Mengetahui perbandingan *Coefficient Of Performance (COP)* sistem RSW Spray dengan refrigeran hidrokarbon Musicool MC-22 dan refrigeran sintetis R-22 untuk ruang palka ikan kapal purse seine 30 GT.

1.4. Batasan Masalah

Batasan masalah dibuat agar lingkup penelitian ini lebih fokus, yaitu :

1. Objek kapal adalah kapal purse seine 30 GT (*mini scale fishing vessel*).
2. Insulasi ruang palka mengikuti desain kapal purse seine 30 GT
3. Digunakan refrigeran hidrokarbon Musicool MC-22 dan refrigeran sintetis R-22.

1.5. Manfaat

Manfaat yang diperoleh dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Beralih dari es batu sebagai media pendingin ikan.
2. Menggunakan air laut sebagai media pendingin ikan.
3. Menjaga kualitas ikan.
4. Penghematan energi listrik.
5. Menggunakan refrigeran yang ramah lingkungan (tidak merusak lapisan ozon dan tidak menyebabkan pemanasan global).

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1. Kualitas Ikan

Tingkat kesegaran ikan sangat mempengaruhi tingkat kualitas ikan. ada banyak hal yang dapat menyebabkan tingkat kesegaran ikan menurun sehingga ikan mengalami pembusukan. Satu hal yang pasti sebagai penyebab pembusukan ikan adalah tingkat aktifitas bakteri pembusuk yang tinggi. Salah satu cara yang dapat digunakan untuk menekan tingkat aktifitas bakteri pembusuk di dalam tubuh ikan adalah dengan menjaga temperatur ikan berada di temperatur yang tepat dan sesuai dengan aturan yang berlaku. Aktifitas bakteri bisa ditekan lebih lambat seiring menurunnya temperatur pendinginan. Berikut adalah tabel yang menghubungkan antara temperatur ikan dengan kegiatan bakteri dan kualitas ikan.

Tabel 2. 1. Kualitas Ikan

No.	Temperatur Ikan (°C)	Kegiatan Bakteri	Kualitas Ikan	Durasi
1	10 - 25	Luar biasa cepat	Kualitas menurun cepat, daya awet pendek.	3 - 10 jam
2	2 - 10	Pertumbuhan lebih lambat	Kualitas menurun lambat, daya awet pendek.	2 - 5 hari
3	1 - 2	Pertumbuhan bakteri jauh berkurang	Penurunan kualitas dihambat, daya awet wajar.	3 - 10 hari
4	-1	Kegiatan bakteri dapat ditekan	Sebagai ikan basah penurunan kualitas minimum, daya awet panjang.	5 - 20 hari
5	-2 - 10	Ditekan, tidak aktif	Penurunan kualitas minimum, ikan beku, daya awet panjang	7 - 30 hari
6	-18 >	Ditekan minimum, tidak aktif	Kualitas ikan beku lebih baik	1 tahun

(Riyadi & Santosa, 2016)

Tingkat aktifitas bakteri bisa ditekan di temperatur rendah. Hal ini akan menyebabkan meningkatnya daya tahan ikan. Berlaku pula sebaliknya, bakteri akan berkembang pesat di temperatur tinggi. Hal ini akan menyebabkan daya tahan ikan menurun.

Proses mendinginkan ikan memerlukan mesin refrigerasi yang sesuai. Semakin rendah temperatur pendinginan, maka semakin meningkat pula beban pendinginan mesin refrigerasi yang digunakan. Semakin meningkatnya beban pendinginan, maka akan semakin meningkat pula kebutuhan input daya listriknya.

2.2. Metode Pendinginan Ikan

Secara umum, berdasarkan media pendinginnya, metode pendinginan ikan dibagi menjadi 3 macam, yaitu; pendinginan dengan media air dingin, pendinginan dengan media es batu dan pendinginan dengan media udara dingin.

Es Batu

Penggunaan es sebagai media pendingin mampu mempertahankan mutu ikan, namun beberapa ikan yang terletak di dasar ruang palka akan mengalami kerusakan. Hal ini disebabkan oleh adanya gesekan es dengan permukaan ikan. Di sisi lain disebabkan oleh adanya gaya tekan es dengan ikan selama masa penyimpanan di ruang palka (Widianto, Fauzi & Hakim. 2016)

Air Dingin

Air dingin merupakan media pendingin yang lebih baik daripada menggunakan media pendingin berupa es batu. Hal ini disebabkan oleh kemampuan air yang dapat bersinggungan atau kontak langsung dengan seluruh permukaan ikan.

Terdapat 6 jenis pendinginan dengan metode air dingin, yaitu;

- *Chilled Fresh Water* (CFW). CFW adalah proses pendinginan menggunakan air dingin dengan cara mendinginkan air tawar menggunakan es batu.
- *Chilled Sea Water* (CSW). CSW adalah proses pendinginan menggunakan air dingin dengan cara mendinginkan air laut menggunakan es batu.
- *Refrigerated Fresh Water* (RFW). RFW adalah proses pendinginan ikan menggunakan air dingin dengan cara mendinginkan air tawar menggunakan sistem refrigerasi.
- *Refrigerated Sea Water* (RSW). RSW adalah proses pendinginan ikan dengan cara mendinginkan air laut menggunakan sistem refrigerasi.
- *Chilled Brine* (CB). CB adalah proses pendinginan ikan menggunakan air dingin dengan cara mendinginkan air garam menggunakan es batu.
- *Refrigerated Brine* (RB). RB adalah proses pendinginan ikan menggunakan air dingin dengan cara mendinginkan air garam menggunakan sistem refrigerasi.

Udara Dingin

Pendinginan menggunakan udara dingin banyak digunakan untuk pengangkutan ikan menggunakan mobil *box*, kontainer (*reeffer container*) ataupun di gerbong kereta pengangkut ikan.

Kelemahan:

1. Ikan akan mengalami dehidrasi dan penguapan. Hal ini akan menyebabkan kulit ikan menjadi kering dan akan menempel satu sama lain dengan ikan lain. Hal ini akan sangat beresiko kulit ikan terkelupas, sehingga kualitas ikan menurun.
2. Laju pendinginannya relatif lambat.
3. Daya serap panas kecil.
4. Temperatur pendinginan untuk ikan tidak merata.

2.3. RSW (*Refrigerated Sea Water*)

Refrigerated Sea Water (RSW) merupakan metode pendinginan ikan yang termasuk dalam rumpun metode sistem pendinginan menggunakan media air dingin. RSW merupakan metode yang menggunakan media air laut yang disirkulasikan. Alat mekanik yang digunakan untuk mendinginkan air laut tersebut adalah *refrigerator*.

Keuntungan :

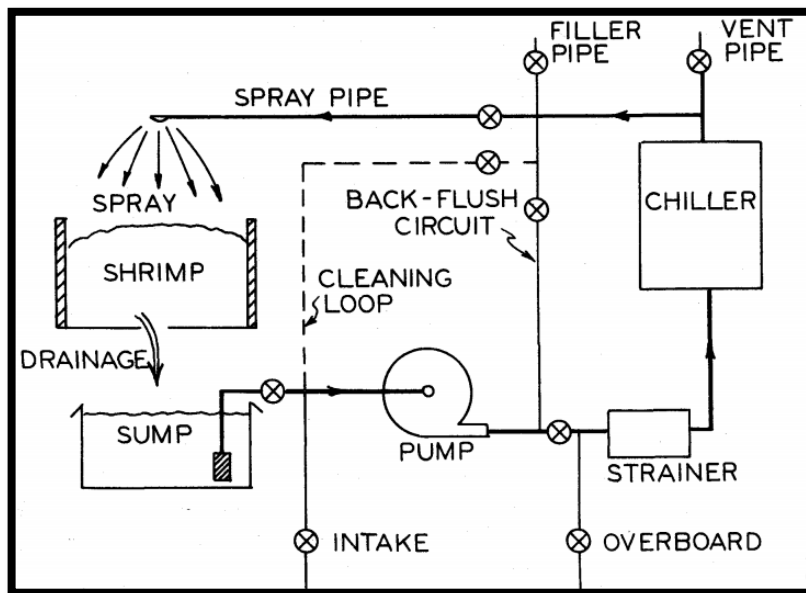
1. Memperpanjang tingkat kesegaran ikan, dimana temperatur pendinginan air laut dapat mencapai -1°C .
2. Penurunan temperatur ikan berlangsung lebih cepat dibandingkan dengan media es batu. Hal ini dikarenakan ikan mendapatkan kontak langsung dengan air dingin.
3. Proses penanganan ikan lebih mudah dan efisien.

Kerugian :

1. Media yang digunakan adalah air laut, sehingga ikan beresiko terasa asin.
2. Sebagian protein hilang karena larut dalam air dingin yang disirkulasikan..
3. Air harus selalu disirkulasikan agar tidak terjadi penumpukan bakteri pembusuk. Di sisi lain sirkulasi air juga difungsikan agar ikan mendapat pendinginan yang merata.

2.3.1. Komponen Sistem RSW

Sistem RSW memerlukan komponen – komponen untuk menjalankan kinerja dari sistem RSW. Berikut beberapa komponen-komponen pokok dalam sistem RSW;



Gambar 2. 1. *Workable RSW Circuit for Shrimp*
(Kolbe & Lee, 1980)

Sump Tank

Sump Tank merupakan salah satu komponen utama pada sistem RSW. Alat ini berfungsi untuk menampung air laut yang akan dikirimkan ke bak palka ikan.

Pompa

Pompa merupakan salah satu komponen utama pada sistem RSW. Alat ini digunakan untuk mendistribusikan air laut dari *sump tank* menuju palka.

Chiller

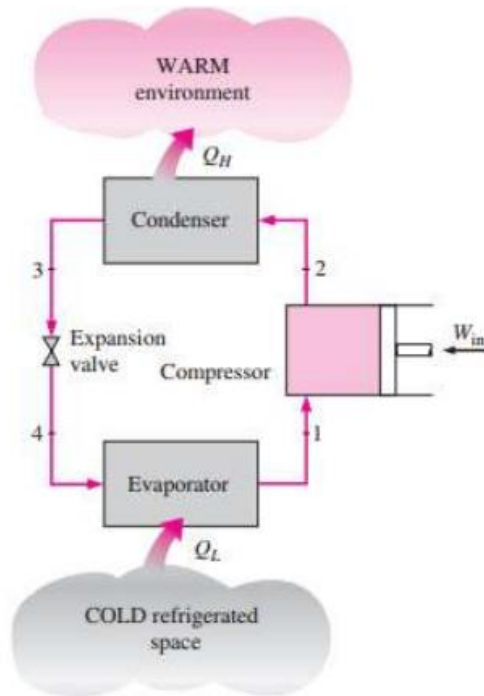
Chiller merupakan alat pendingin. Alat ini berfungsi untuk mendinginkan air laut yang mana air laut ini kemudian didistribusikan ke palka ikan.

Spray Nozzle

Spray nozzle adalah salah satu komponen utama pada sistem RSW. Alat ini digunakan untuk membentuk *water mist* pada air sebelum masuk palka.

2.3.2. Sistem Refrigerasi (Siklus Kompresi Uap)

Siklus refrigerasi kompresi uap adalah siklus yang paling banyak ditemukan pada mesin refrigerasi di lapangan (*e.g.* AC, Kulkas, *etc.*). Selain mudah pembuatannya, siklus kompresi uap cukup efisien dalam melakukan kerjanya.



Gambar 2. 2. Siklus kompresi uap
(Cengel, 2006)

Efek Refrigerasi

Efek refrigerasi menyatakan jumlah kalor yang diserap oleh refrigeran di dalam evaporator dalam setiap satu satuan massa refrigeran. Efek refrigerasi akan berpengaruh terhadap kapasitas refrigeran di dalam sistem.

$$ER = H1 - H4 \left(\frac{kJ}{kg} \right) \quad (\text{Wilbert, F., et al, 1882 : 187}) \quad (2. 1)$$

Dimana;

- h1 = entalpi uap refrigerant yang meninggalkan evaporator (kJ/kg)
- h4 = entalpi cairan + uap refrigeran yang masuk evaporator (kJ/kg)

Kerja Kompresi (Wk)

Kerja kompresi dapat didefinisikan sebagai besarnya usaha kompressor untuk menekan uap refrigeran bertekanan rendah menjadi refrigeran bertekanan tinggi.

$$Wk = H2 - H1 \left(\frac{kJ}{kg} \right) \quad (\text{Wilbert, F., et al, 1882 : 186}) \quad (2. 2)$$

Dimana;

- h1 = entalpi uap refrigerant yang masuk kompressor (kJ/kg)
- h2 = entalpi uap refrigeran yang masuk meninggalkan kompressor (kJ/kg)

Coefficient of Performance (COP)

Coefficient of Performance (COP) merupakan istilah performansi dalam sistem refrigerasi. COP merupakan koefisien hasil antara efek refrigerasi dibagi kerja kompresi. Semakin besar nilai koefisien (COP) maka makin baik sistem refrigerasi tersebut. Nilai COP ini biasanya lebih besar daripada satu. COP dapat dinyatakan dengan persamaan sebagai berikut;

$$COP = \frac{\text{Efek Refrigerasi}}{\text{Kerja Kompresi}} = \frac{ER}{Wk} = \frac{H4-H1}{H2-H1} \quad (\text{Wilbert, F., et al, 1882 : 186}) \quad (2. 3)$$

2.3.3. Perhitungan Sistem Perpipaan RSW Spray

Desain sistem perpipaan RSW Spray dihitung dengan cara terukur dan sesuai dengan aturan yang ada. Pada desain sistem perpipaan kali ini, lebih banyak menggunakan aturan dari Edward Kolbe dan Jong Lee dalam bukunya tentang RSW Spray untuk palka udang di tahun 1980.

Dalam melakukan perhitungan desain sistem perpipaan RSW Spray, perlu dilakukan serangkain perhitungan prosedural yang tepat. Berikut prosedur perhitungan sistem pipa RSW Spray;

1. *Total Spray Rate*

Langkah pertama dalam menghitung kapasitas pompa dalam desain RSW adalah menghitung *total spray rate* untuk meng-cover luas area seluruh permukaan palka di kisaran *rate* 0,5 gpm/ft² (Kolbe & Lee, 1980). Kemudian untuk mengetahui *total spray rate*, dapat digunakan Formula 2.4 berikut;

$$Q = \text{rate} \times \text{surface area} \quad (2.4)$$

2. Pump Capacity

Untuk mengetahui kapasitas pompa RSW Spray, maka bisa digunakan Formula 2.5 berikut.

$$Q_{\text{pump}} = \text{total spray rate} / \text{efficiency} \quad (2.5)$$

Sebagai catatan, efisiensi yang dimaksud disini adalah efisiensi daripada *nozzle* yang akan digunakan. Menurut Edward Kolbe dan Jong Lee, efisiensi maksimal dari *nozzle* yang memiliki sudut lubang tidak rata adalah 40%. Namun, jika *nozzle* yang digunakan memiliki sudut lubang yang baik dan rata sehingga air laut bisa terdistribusi dengan baik, maka nilai efisiensi bisa berada di atas angka 50%.

3. Penentuan Diameter Pipa

Dalam menentukan diameter pipa bisa digunakan Formula 2.6 berikut;

$$D = \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times v}} \quad (2.6)$$

Keterangan;

- D = Diameter dalam pipa (meter)
- Q = kapasitas pompa (m³/jam)
- v = kecepatan aliran air laut (2 – 4 m/s)

4. Pemilihan *Nozzle*

Langkah selanjutnya adalah memilih *spray nozzle* yang tepat. Hal yang harus dipastikan adalah, tekanan *nozzle* minimal berada di atas 1 atm, atau setara dengan 15 psi (*minimum*). Pemilihan *nozzle* harus dilakukan dengan seksama, sehingga *flowrate* air laut yang mengalir di tiap *nozzle* adalah sesuai (> 0.5 gpm/ft²). Untuk memastikannya, Formula 2.7 berikut dapat digunakan;

$$W = 18 \times d^2 \times \sqrt{P} \quad (2.7)$$

Keterangan;

- W = *flowrate* (gpm/hole)
- D = Diameter *nozzle* (inch)
- P = *nozzle pressure* (by spec in psi)

Kemudian, untuk mengetahui jumlah *nozzle* yang dibutuhkan di dalam sistem, Formula 2.8 berikut dapat digunakan untuk melakukan pendekatan matematis.

$$N = \frac{Q_{\text{pump}}}{w} \quad (2.8)$$

Keterangan;

N	= jumlah <i>nozzle</i>
Q _{ump}	= Debit pompa (gpm)
W	= <i>flowrate</i> (gpm/ hole)

5. Perhitungan Head

Head disini terdiri dari head statis, head *pressure* dan head *velocity*, yang mana dituliskan dengan satuan meter.

6. Perhitungan *Mayor Losses*

Mayor Losses yang dimaksud disini adalah kerugian – kerugian yang terjadi sepanjang pipa, yang dituliskan dengan satuan meter. Untuk dapat mengetahui angka kerugian *major losses* ini perlu dilakukan pendekatan matematis. Berikut Formula 2.9 dapat digunakan untuk melakukan perhitungan.

$$H_f = \frac{f \times L \times V^2}{D \times 2 \times g} \quad (2.9)$$

Keterangan;

H _f	= <i>Mayor Losses</i> (m)
L	= Panjang pipa (m)
D	= <i>Inside diameter</i> pipa (m)
g	= <i>gravity</i> (9,8 m/s ²)

7. Perhitungan *Minor Losses*

Minor Losses yang dimaksud disini adalah kerugian – kerugian yang terjadi akibat aksesoris (*e.g.*; *valve, nozzle, etc.*) yang terpasang di sistem, yang dituliskan dengan satuan meter. Untuk dapat mengetahui angka kerugian *minor losses* ini perlu dilakukan pendekatan matematis. Berikut Formula 2.10 dapat digunakan untuk melakukan perhitungan.

$$H_l = \frac{\Sigma K \times V^2}{2 \times g} \quad (2.10)$$

Keterangan;

H _l	= <i>Minor Losses</i> (m)
K	= Konstanta aksesoris
V	= <i>fluid velocity</i> (m/s)
g	= <i>gravity</i> (9,8 m/s ²)

8. Perhitungan Total Head

Merupakan jumlah dari head, *major dan minor losses*, dalam satuan meter.

9. Pemilihan Pompa

Pemilihan pompa berdasarkan dua parameter, yaitu debit dan *total head*.

Konsep Perpindahan Panas Air Laut ke Ikan

Perpindahan panas air laut ke ikan menggunakan prinsip konveksi, dimana perpindahan panas merambat melalui fluida. Fluida yang dimaksud disini adalah air laut itu sendiri. Dilakukan pendekatan matematis untuk mengetahui temperatur air laut yang sesuai. Pendekatan matematis dapat dilakukan menggunakan Formula 2.11.

$$Q_{ikan} = Q_{air\ laut} \quad (2.11)$$

$$W \times C \times \Delta T_{ikan} = W \times C \times \Delta T_{air\ laut}$$

Keterangan;

Q	= Jumlah panas (kJ)
W	= Berat produk (kg)
C	= Panas jenis produk di atas temperatur beku (kJ/kg/°C)
ΔT_{ikan}	= Temperatur ikan yang direncanakan(°C)
$\Delta T_{air\ laut}$	= Temperatur air laut yang sesuai (°C)

Sedangkan untuk mengetahui berat produk sendiri dapat digunakan Formula 2.12 berikut;

$$W = V \times \rho \quad (2.12)$$

Keterangan;

W	= Berat produk (kg)
V	= Volume ruang (m ³)
ρ	= Massa jenis produk (kg/m ³)

2.3.4. Macam Beban Pendingin Sistem RSW di Palka Kapal Ikan

Beban pendingin perlu dihitung dalam merencanakan sebuah sistem refrigerasi. Berikut beberapa macam beban pendingin dalam merencanakan RSW di kapal;

Beban Panas Produk (*Fish Sensible Heat*)

Parameter beban panas produk akan muncul apabila produk akan disimpan di dalam ruang bertemperatur lebih rendah dari temperatur lingkungan. Berikut persamaan hitung untuk mempermudah melakukan analisa;

$$Q = W \times C \times (T_2 - T_1) \quad (2.13)$$

Keterangan;

Q	= Jumlah panas (kJ)
W	= Berat produk (kg)
C	= Panas jenis produk di atas temperatur beku (kJ/kg/°C)
T ₂	= Temperatur ruangan pendingin (°C)
T ₁	= Temperatur produk saat masuk (°C)

Beban Transmisi Panas Melalui Dinding Palka (*Heat Transfer Through Walls*)

Dinding memiliki kemampuan untuk mendistribusikan panas dari satu tempat ke tempat lain. Tak terkecuali dinding palka ikan. Jumlah panas yang didistribusikan melalui dinding ruang palka ikan dapat disederhanakan menggunakan persamaan berikut;

$$Q_{tr} = A \times U \times (T_2 - T_1) \quad (2.14)$$

$$= \frac{1}{R_{total}} \quad (2.15)$$

$$= S \times S \quad (2.16)$$

Keterangan;

- Q_{tr} = Jumlah panas transmisi (kJ)
- A = Luas permukaan dinding bagian dalam (m²)
- U = Koefisien perpindahan panas (kJ/jam^oC/m²)
- T₂ = Temperatur dalam dinding (°C)
- T₁ = Temperatur luar dinding (°C)
- R_{total} = Hambatan Thermal (kkal/jam m²°C)
- S = Sisi (m)

Faktor U adalah ukuran jumlah panas yang mengalir melalui luas permukaan dinding tiap 1 ft² dari sisi satu ke sisi yang lain dengan perbedaan tiap 10°F. Harga faktor U (BTU/jam) tergantung dari tebalnya dinding dan material dinding yang dipakai. Semakin rendah koefisien U, maka semakin baik isolator dalam menjaga temperatur ruang pendinginan.

Sedangkan cara untuk menghitung tahanan thermal transmisi dapat menggunakan Formula 2.17 sebagai berikut;

$$R_{total} = \frac{1}{h_0} + \left\{ \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \frac{x_3}{k_3} + d_{st} \right\} + \frac{1}{h_0} \quad (2.17)$$

Keterangan;

- R_{total} = Hambatan Thermal (kkal/jam m²°C)
 - h₀ = koefisien konveksi udara (0,26 W/m² °C)
 - x₁ = tebal material 1 (*plywood*) dalam satuan meter (0.005 m)
 - x₂ = tebal material 2 (sterofom) dalam satuan meter (0.05 m)
 - x₃ = tebal material 3 (FRP) dalam satuan meter (0.003 m)
 - k₁ = konduktivitas thermal material 1 (*plywood*)
 - k₂ = konduktivitas thermal material 2 (sterofom)
 - k₃ = konduktivitas thermal material 3 (FRP)
- } See Tabel 4.3.

Infiltrasi Panas Melalui Tutup Palka (*Infiltration Heat Through Door*)

Beban panas di sini ternyata karena adanya pertukaran udara luar ke dalam ruang pendingin, baik disengaja maupun tidak. Kegiatan membuka dan menutup pintu palka menjadi salah satu faktornya. Berikut persamaan yang bisa digunakan untuk menentukan besarnya beban panas yang ditimbulkan melalui tutup palka;

$$\text{Beban panas udara (air change load)} = W \times (h_2 - h_1) \quad (2.18)$$

Keterangan;

W = berat udara yang masuk ke ruang pendingin selama 24 jam (kg/hr)

h₂ = *enthalphy* udara luar (kJ/kg)

h₁ = *enthalphy* udara dalam (kJ/kg)

Beban Panas Pertukaran Air Laut (*Sea Water Change Load*)

Beban panas di sini adalah dikarenakan adanya pertukaran panas antara cairan refrigeran dengan air laut. Berikut persamaan yang bisa digunakan untuk menentukan besarnya beban panas yang ditimbulkan;

$$\text{Beban panas air laut (water change load)} = W \times (h_2 - h_1) \quad (2.19)$$

$$W = \rho \times V \quad (2.20)$$

Keterangan;

W = berat air yang masuk ke ruang pendingin selama 24 jam (kg/jam)

h₂ = *enthalphy* udara luar (kJ/kg)

h₁ = *enthalphy* udara dalam (kJ/kg)

ρ = massa jenis air laut (1025 kg/m³)

V = volume ruang (m³)

Beban Panas Peralatan (*Equipment Sensible Heat*)

1. Beban panas pompa (*pump heating*)

Pada sistem pendingin RSW, pasti menggunakan pompa untuk melakukan proses sirkulasi air laut. Pompa disini akan melepaskan energi panas ke air laut yang notabene dijadikan sebagai media pendingin ikan. Untuk melakukan perhitungan beban panas yang ditimbulkan, persamaan berikut dapat digunakan sebagai acuan;

$$Q = (1,48) \times W \times \Delta P \quad (2.21)$$

Keterangan;

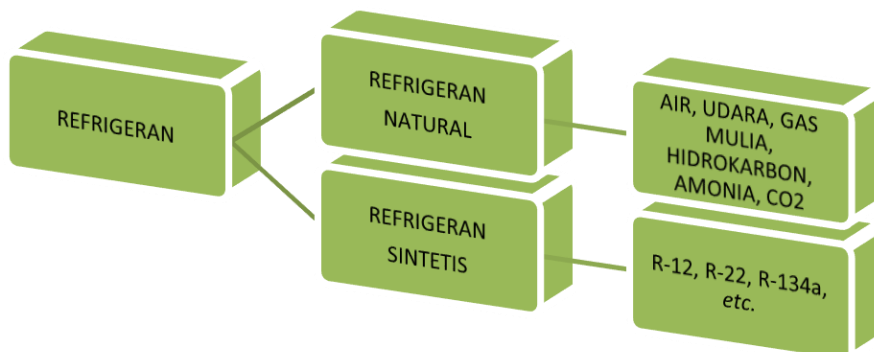
Q = Panas peralatan (BTU/hr)

W = *flow rate* (gpm)

ΔP = *total head pressure* pompa (psi)

2.4. Refrigeran

Berdasarkan pembentukannya, refrigeran dibagi menjadi dua macam, yaitu; refrigeran natural dan refrigeran sintetis. Refrigeran natural merupakan jenis refrigeran yang bahan dasarnya dapat diperoleh dari alam. Sedangkan refrigeran sintetis adalah refrigeran buatan yang mana komposisi pembentukannya adalah dari zat-zat kimia perusak ozon dan penyebab pemanasan global.



Gambar 2. 3. Penggolongan Refrigeran

Jika dilihat dari segi dampak penggunaan, refrigeran sintetis cukup berbahaya digunakan. Berikut tabel ODP dan GWP antara refrigeran natural dan refrigeran sintetis (HFS & HCFC).

Tabel 2. 2. Efek Lingkungan Dari Beberapa Refrigeran

Refrigerants		ODP	GWP (<i>Time horizons of 100 years</i>)
HCFC's	R-22	0.055	1700
HFC's	R-134a	0	1300
	R-404A (R125/143a/134a)	0	3800
	R-410A (R32/125)	0	2000
Natural Refrigerants	Carbon dioxide (R-744)	0	1
	Ammonia (R-717)	0	<1
	Propane (R-290)	0	20
	Isobutane (R-600a)	0	20
	Cyclopropane (RC-270)	0	n/a

(Hwang, Jin & Radermacher, 2004)

2.4.1. Refrigeran Hidrokarbon Musicool MC-22

Musicool adalah refrigeran hidrokarbon yang ramah lingkungan. Banyak jenis refrigeran yang merupakan bahan perusak ozon dan dapat menimbulkan efek rumah kaca. Musicool baru-baru ini di-*release* oleh Pertamina, tepatnya di tahun 2018, dengan harapan dapat memenuhi Protokol Montreal dan Protokol Kyoto, menjauh dari bahan-bahan perusak lapisan ozon dan penyebab pemanasan global.

Musicool adalah refrigeran dengan bahan dasar hidrokarbon alam sehingga termasuk dalam kelompok refrigeran ramah lingkungan, yang dirancang sebagai alternatif pengganti refrigeran sintetik kelompok Halokarbon CFC : R-12, HCFC : R-22, dan HFC : R-134a yang masih memiliki potensi merusak alam.

Pemakaian Musicool pada sistem refrigerasi yang sebelumnya menggunakan refrigeran sintetik, tidak memerlukan penggantian komponen maupun pelumas, karena Musicool tidak memiliki efek terhadap logam, desikan, pelumas, dan elastomer berbahan dasar karet alam dan karet silikon.

Musicool telah memenuhi persyaratan teknis sebagai refrigeran yaitu meliputi aspek sifat Fisika & Termodinamika, diagram tekanan versus suhu serta uji kinerja pada siklus refrigerasi. Dari hasil pengujian menunjukkan bahwa dengan beban pendinginan yang sama Musicool memiliki keunggulan - keunggulan dibanding refrigeran sintetik, diantaranya beberapa parameter memberikan indikasi data lebih kecil, seperti : kerapatan bahan (density), rasio tekanan kondensasi terhadap evaporasi, dan nilai viskositasnya, sedangkan beberapa parameter lain memberikan indikasi data lebih besar, seperti : efek refrigerasi, COP, kalor laten, dan konduktivitas bahan (*Alkylasi unit, produksi Musicool di Kilang UP-III, Plaju*).

Tabel 2. 3. Keunggulan Produk Musicool

No.	Keunggulan	Penjelasan
1.	Ramah lingkungan dan nyaman	MUSICOOOL tidak beracun, tidak membentuk gum, nyaman dan pelepasannya ke alam bebas tidak akan merusak lapisan ozon, disamping potensi efek pemanasan globalnya juga sangat rendah.
2.	Hemat Energi	MUSICOOOL mempunyai karakteristik termodinamika yang lebih baik sehingga dapat menghemat pemakaian energi hingga 20 % dibanding refrigerant fluorocarbon pada kapasitas mesin pendingin yang sama.
3.	Lebih irit	MUSICOOOL memiliki sifat kerapatan yang rendah sehingga hany memerlukan sekitar 30 % dari penggunaan refrigerant fluorocarbon pada kapasitas mesin pendingin yang sama.
4.	Pengganti untuk semua	MUSICOOOL dapat menggantikan refrigerant yang digunakan selama ini tanpa mengubah atau mengganti komponen maupun pelumas. Penggantian / pengisian dapat dilakukan dengan cara yang sederhana sebagaimana penggantian/ pengisian refrigerant fluorocarbon.
5.	Memenuhi persyaratan internasional	MUSICOOOL memenuhi baku mutu internasional dalam pemakaian maupun implikasi yang menyertainya.

(*Alkylasi unit, produksi Musicool di Kilang UP-III, Plaju*)

2.4.2. Refrigeran Sintetik R-22

Refrigeran sintetik R-22 merupakan salah satu produk buatan dari sekian banyak produk buatan yang ada. R-22 mulai diperkenalkan pada tahun 1936 dan dikembangkan untuk pemakaian pada temperatur rendah, lalu kemudian banyak dipakai pada alat *air conditioning* (AC).

Jika dibandingkan dengan refrigeran sejenisnya, sebagai contoh R-12, R-22 memiliki karakter tekanan dan temperatur kerja yang lebih tinggi. Hal ini menyebabkan beberapa perbedaan desain pendinginan. Sebagai contoh, untuk kapasitas yang sama, R-22 dibandingkan dengan R-12 memerlukan pergerakan torak (*positive displacement compressor*) yang lebih kecil, sehingga ukuran kompresor R-22 lebih kecil dari kompresor R-12. Hal ini menyebabkan R-22 dapat ditempatkan pada ruang yang lebih sempit dibandingkan dengan kompresor R-12.

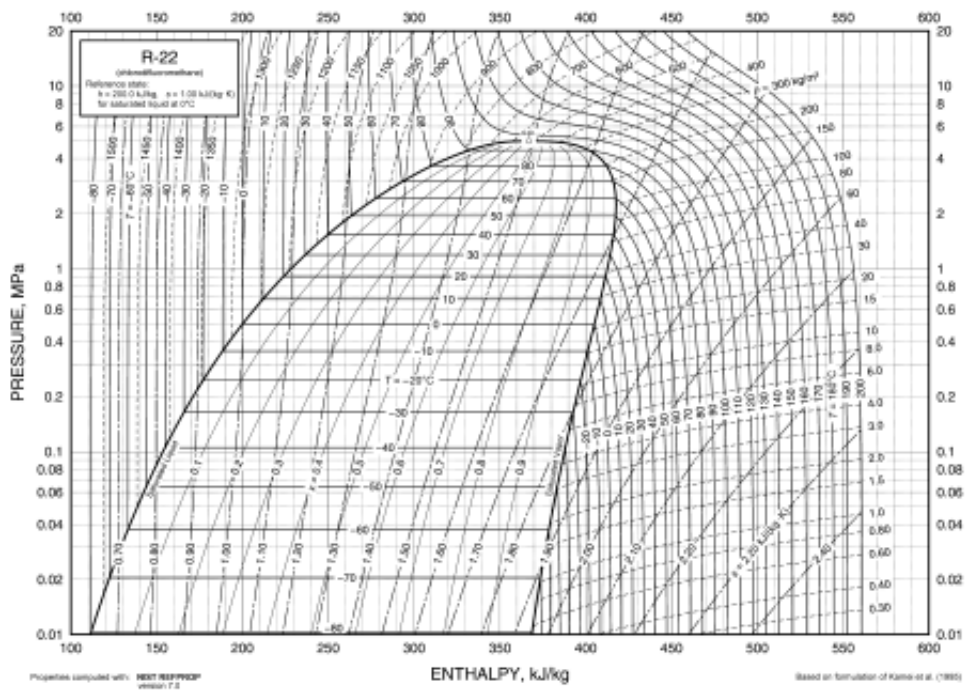


Fig. 2 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 22

Gambar 2. 4. P-H Diagram R-22

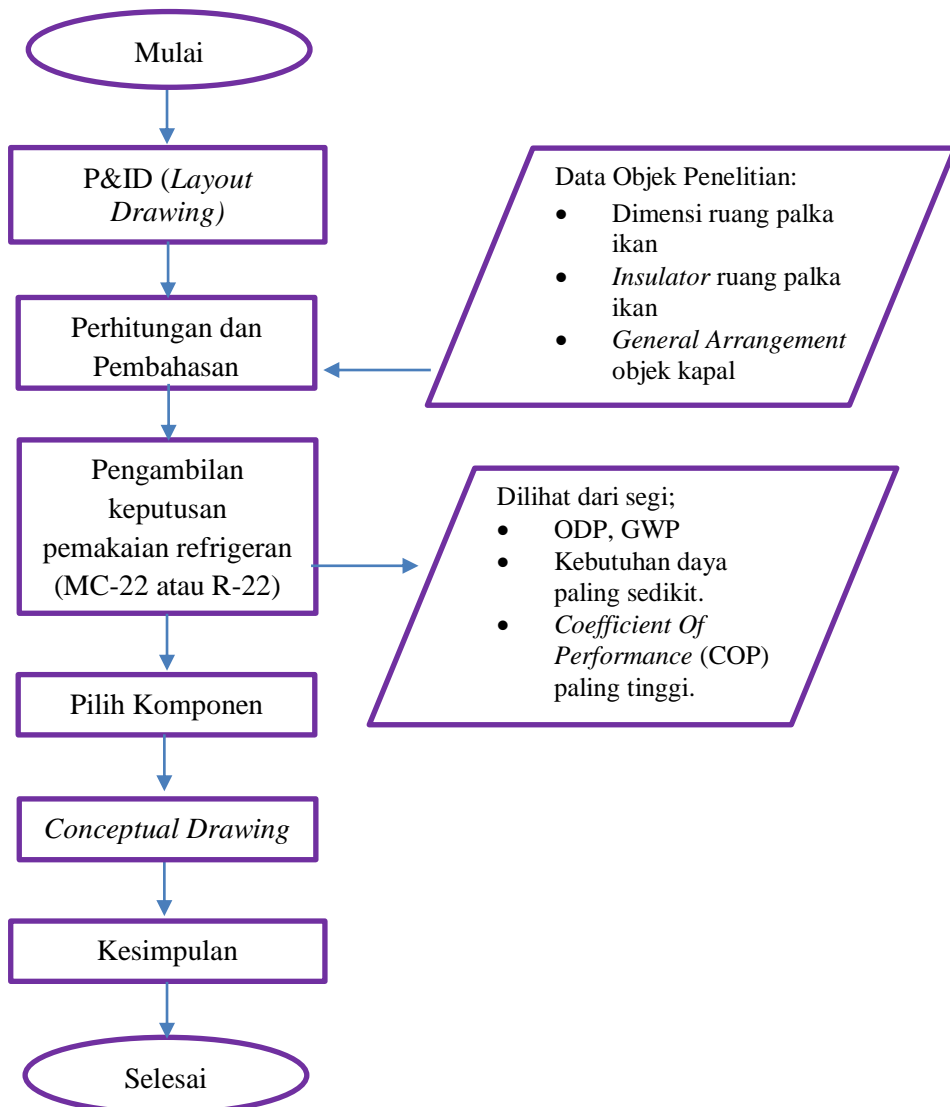
“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Metodologi Penelitian adalah sub bab yang menerangkan metode yang digunakan untuk menyelesaikan penelitian ini. Berikut metode yang digunakan pada penelitian kali ini.

3.1. Bagan Alur Penelitian

Pembuatan skripsi ini memerlukan proses yang terstruktur. Secara keseluruhan, metode penelitian dapat dilihat seperti pada gambar 3.1 berikut;

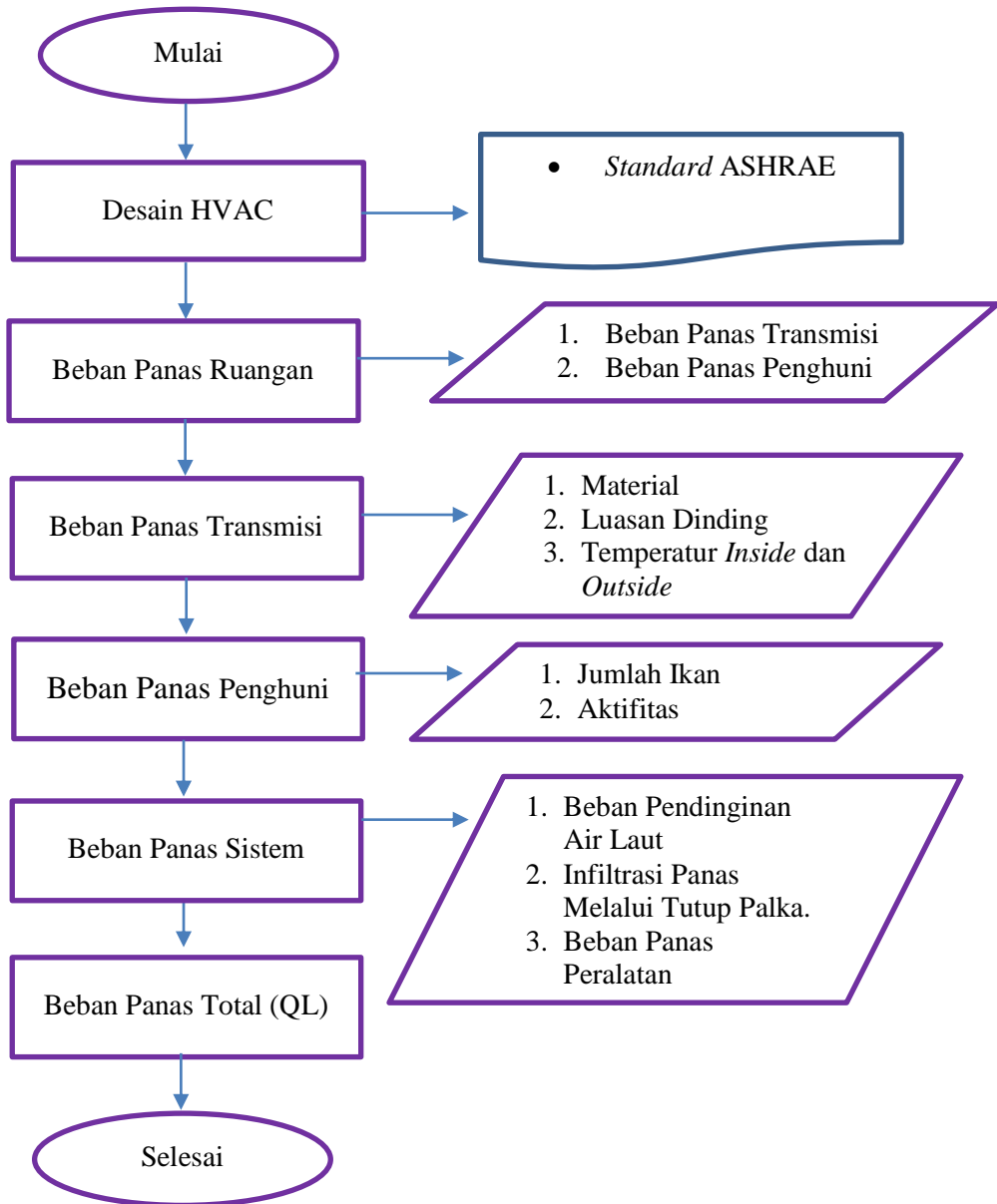


Gambar 3. 1. Bagan Alur Penelitian

3.2. Bagan Alur Proses Perhitungan.

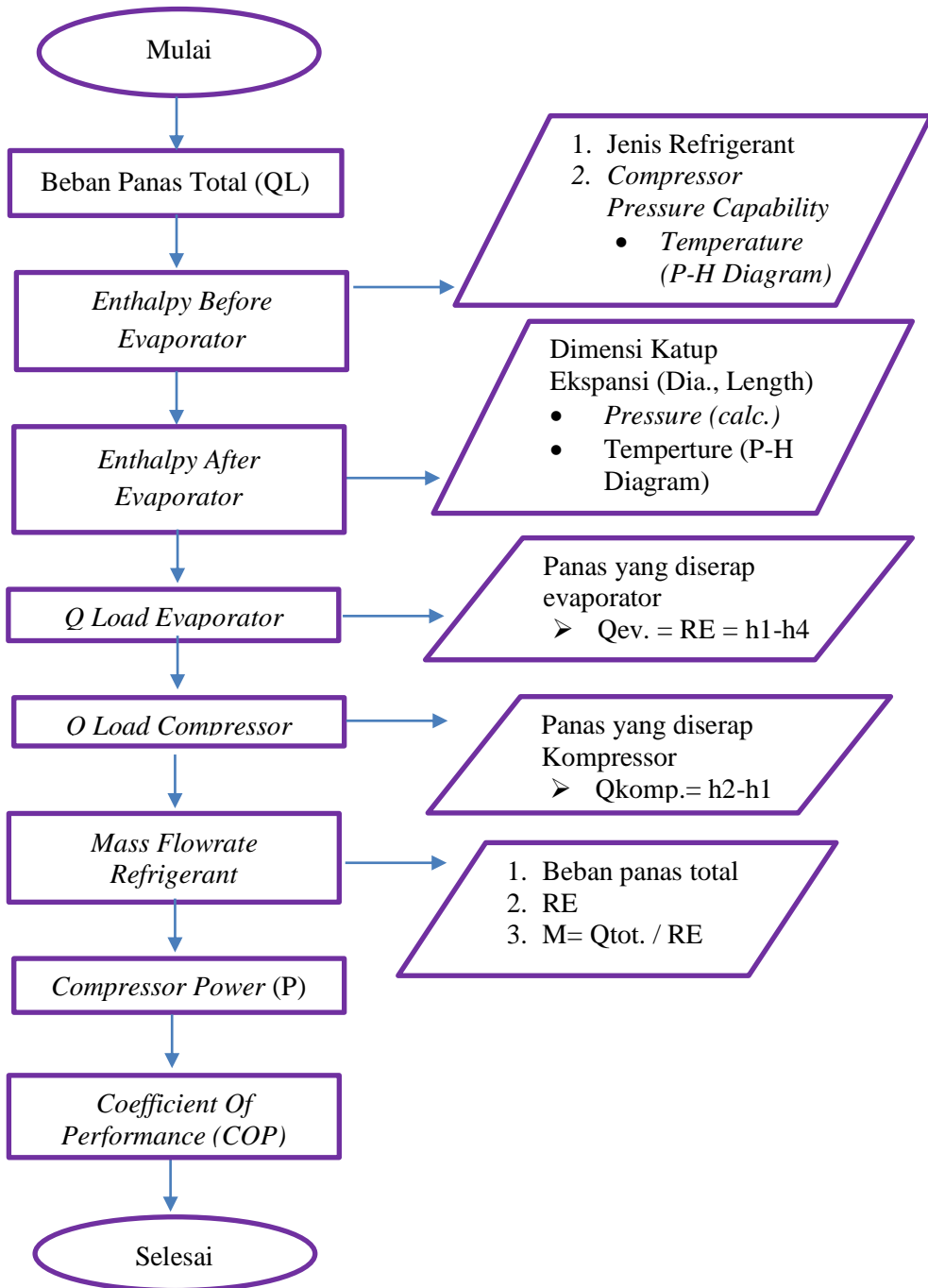
Gambar bagan alur proses perhitungan 3.2 dan 3.3 ini digunakan untuk memvisualisasikan tahapan proses perhitungan yang akan dilakukan.

Perhitungan Beban Panas Total



Gambar 3. 2. Bagan Alur Proses Perhitungan Beban Panas Total

Perhitungan Siklus Refrigerasi

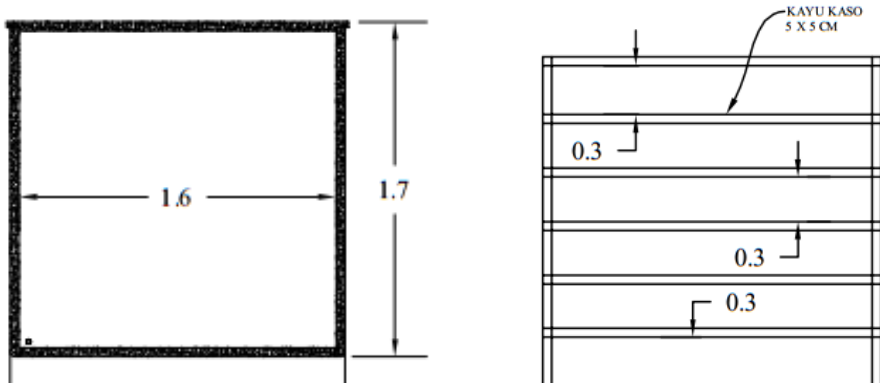


Gambar 3. 3. Bagan Alur Perhitungan Daya Kompresor

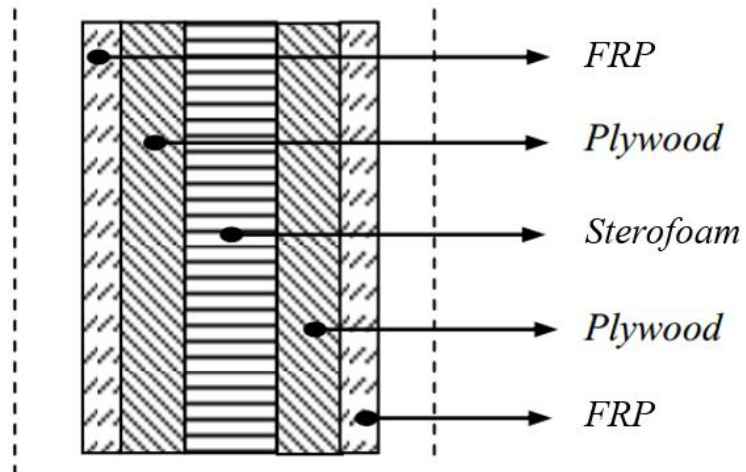
3.3. Data Objek Penelitian

Sebelum melaksanakan perhitungan dan pembahasan, hal yang perlu diketahui terlebih dahulu adalah data objek penelitian. Berikut data objek penelitian ini;

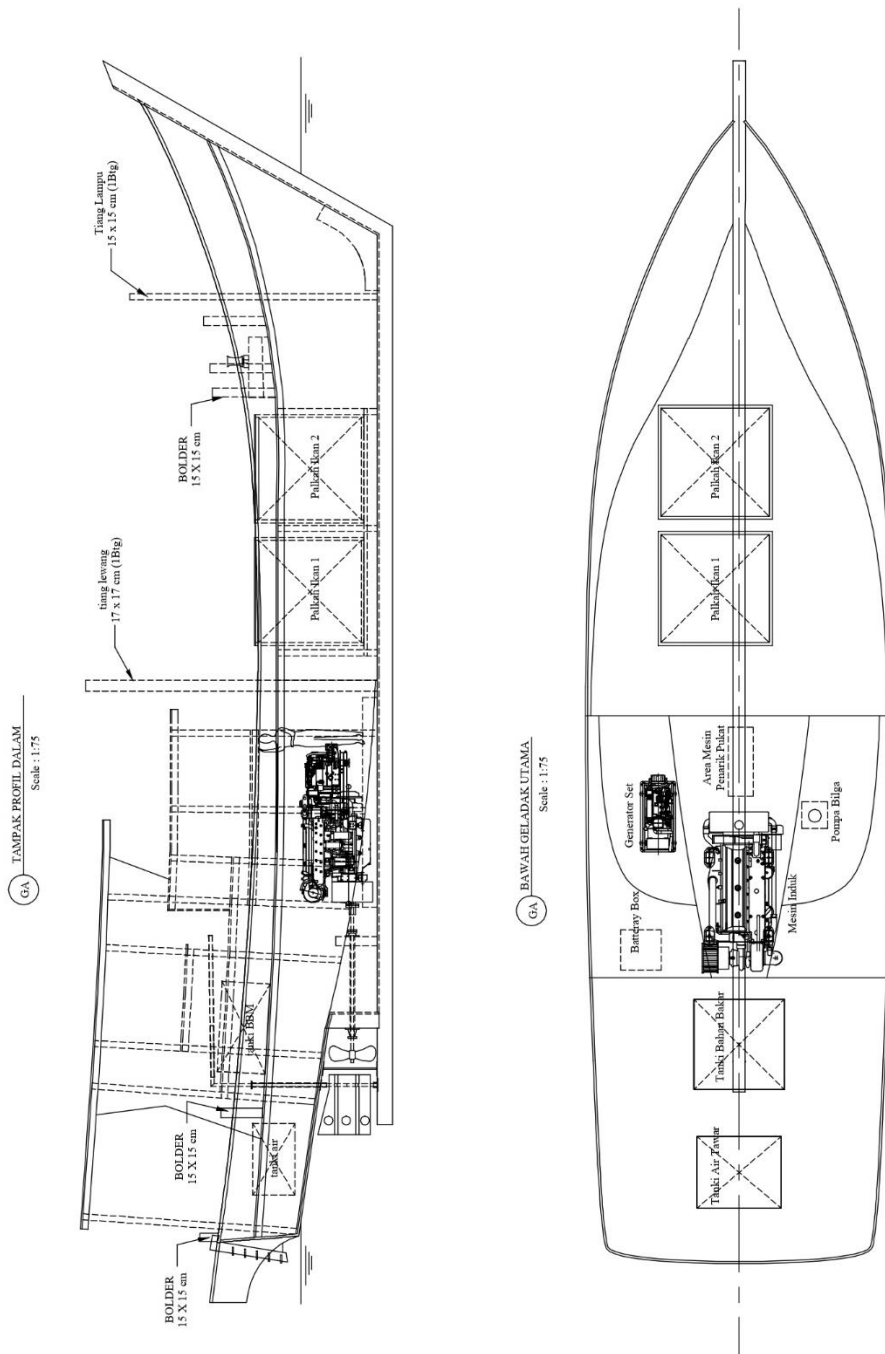
1. Dimensi ruang palka ikan;
 - Panjang : 1.70 m
 - Lebar : 1.70 m
 - Tinggi : 1.70 m
 - Tebal : 0.05 m
2. Dimensi dan insulasi ruang palka ikan



Gambar 3. 4. Dimensi Palka Ikan Kapal Purse Seine 30 GT



Gambar 3. 5. Gambar Penyusun Ruang Palka Ikan

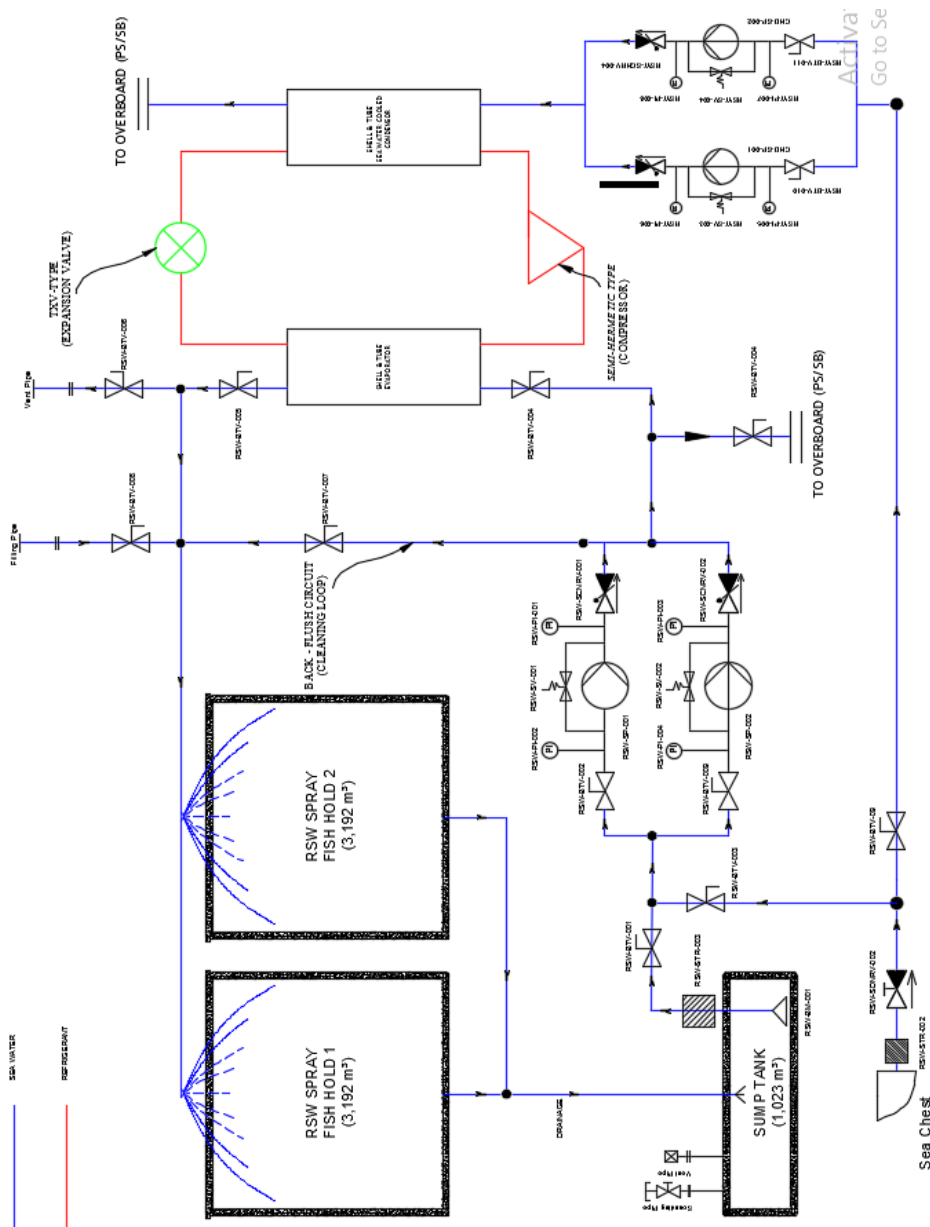
3. *General Arrangement* objek kapal

Gambar 3. 6. GA Kapal Purse Seine 30 GT

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB IV PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

4.1. P & ID Layout Drawing Sistem RSW Spray



Gambar 4. 1. P & ID Layout Drawing

4.2. Perhitungan Sistem Perpipaian RSW *Spray*

1. *Total Spray Rate*

Langkah pertama dalam menghitung kapasitas pompa dalam desain RSW adalah menghitung *total spray rate* untuk meng-cover luas area seluruh permukaan palka di kisaran *rate* 0,5 gpm/ft² (Kolbe & Lee, 1980).

$$\begin{aligned}
 \text{Rate} &= 0,5 \text{ gpm/ft}^2 \text{ (minimum nozzle density)} \\
 &= 0,5 \text{ gpm/ } 0,0929 \text{ m}^2 \\
 &= 5,382 \text{ gpm/ m}^2 \\
 \text{Total Surface Area} &= 1 \times (1,6 \times 1,6) \text{ m}^2 \\
 &= 2,56 \text{ m}^2 \text{ (1 palka)} \\
 &= 5,12 \text{ m}^2 \text{ (2 palka)} \\
 \text{Total spray rate} &= 5,382 \text{ gpm/ m}^2 \times 5,12 \text{ m}^2 \\
 &= 27,557 \text{ gpm} \\
 &= 6,338 \text{ m}^3/\text{jam}
 \end{aligned}$$

2. *Pump Capacity*

Nozzle yang direncanakan menggunakan tipe *intersecting nozzle*, dengan *efficiency* adalah 40% (Kolbe & Lee, 1980), maka;

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{pump}} &= \frac{\text{total spray rate}}{\text{efficiency}} \\
 &= \frac{55,111 \text{ gpm}}{40\%} \\
 &= 68,891 \text{ gpm} \\
 &= 15,845 \text{ m}^3/\text{jam} \\
 &= 0,0044 \text{ m}^3/\text{s}
 \end{aligned}$$

3. Penentuan Diameter Pipa

Dengan kecepatan aliran air laut di dalam pipa adalah sebesar 2 m/ s, maka diameter pipa yang digunakan untuk sistem RSW spray adalah sebagai berikut;

$$\begin{aligned}
 D &= \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times v}} \\
 D &= \sqrt{\frac{4 \times 0,0044 \text{ m}^3/\text{s}}{\pi \times 2 \frac{\text{m}}{\text{s}}}} \\
 D &= 52,95 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan di atas, kemudian ditentukan pipa yang akan digunakan dalam sistem. Dalam hal ini pipa yang dipilih adalah tipe JIS G 3452, dengan spesifikasi sebagai berikut;

Spesifikasi pipa

<i>Type</i>	= Pipa JIS G 3452
<i>Nominal pipe size</i>	= 3 inch
<i>Nominal diameter</i>	= 80 mm
<i>Inside diameter</i>	= 84,9 mm
<i>Thickness</i>	= 4,2 mm
<i>Outside diameter</i>	= 89,1 mm

4. Pemilihan *nozzle*

Langkah selanjutnya adalah memilih *spray nozzle* yang tepat. Hal yang harus dipastikan adalah tekanan *nozzle* minimal berada di atas 1 atm, atau setara dengan 15 psi (*minimum*). Tekanan ini dimaksudkan untuk memenuhi hukum termodinamika 2, yaitu energi mengalir dari potensial tinggi ke rendah. Sehingga diusahakan tekanan air lebih tinggi dari tekanan atmosfer, agar air dapat mengalir keluar *spray nozzle* dengan baik.

Spesifikasi *spray nozzle*

<i>Type</i>	= <i>Intersecting Spray (BETE Company)</i>
<i>Model number</i>	= IS 12
<i>Male pipe</i>	= 3/8 inch
<i>K factor</i>	= 4,24
<i>Pressure</i>	= 20 Psi
<i>Flowrate per pair</i>	= 19 Gpm
<i>Diameter</i>	= 0,69 inch
<i>Spacing</i>	= <i>about 6 inch</i>
<i>Material</i>	= 303 <i>stainless steel</i>

Sehingga,

$$\begin{aligned}
 W &= 18 \times d^2 \times \sqrt{P} \\
 &= 18 \times (3/8)^2 \text{ inch}^2 \times \sqrt{20} \text{ psi} \\
 &= 11,32 \text{ gpm/ hole} \\
 &= 2,6 \text{ m}^3/\text{jam/ hole}
 \end{aligned}$$

Jumlah lubang *nozzle* yang dibutuhkan adalah sebagai berikut;

$$\begin{aligned}
 N &= \frac{68,891 \text{ gpm}}{11,32 \text{ gpm/ hole}} \\
 &= 6,08 \text{ hole} \\
 &= 6 \text{ hole (minimum)} \\
 &= 8 \text{ hole (direncanakan berdasarkan Lampiran. 6)}
 \end{aligned}$$

5. Perhitungan Head

<i>Head Suction (H1)</i>	= 0,40 meter
<i>Head Discharge (H2)</i>	= 0,30 meter
<i>Pressure Suction (Psuct.)</i>	= 1 atm
<i>Pressure Discharge (Pdisch.)</i>	= 1 atm
<i>Velocity Suction (Vsuct.)</i>	= 2 m/s
<i>Velocity Discharge (Vdisch.)</i>	= 2 m/s

Sehingga,

Head Statis (Hs)	= H1 + H2
	= 0,70 meter
Head Pressure (Hp)	= Pdisch. – Psuct.
	= 0
Head Velocity (Hv)	= Vdisch. – Vsuct.
	= 0

6. Perhitungan *Mayor Losses (Suction & Discharge)*

Diameter pipa (D)	= 0.849 meter
Panjang pipa (<i>Lsuction</i>)	= 10,5 meter
Panjang pipa (<i>Ldischarge</i>)	= 13,1 meter
Kecepatan air (V)	= 2 m/s
Viskositas kinematik air (u) pada kondisi tekanan 1 atm dan temperatur lingkungan 35° C	= $7,22 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$

Maka diketahui nilai Reynold Number (Re) sebesar;

$$\begin{aligned} \text{Re} &= V \times D / u \\ &= 2 \text{ m/s} \times 0.0849 \text{ m} / 7,2 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s} \\ &= 235180 > 2300 \text{ (aliran turbulen)} \end{aligned}$$

Sedangkan nilai *friction* (f) adalah sebesar;

$$\begin{aligned} f &= 0,02 + 0,0005/ D \\ f &= 0,0259 \end{aligned}$$

Sehingga *major losses* (Hf) di sisi *suction* adalah sebesar;

$$\begin{aligned} \text{Hf} &= \frac{f \times L \times V^2}{D \times 2 \times g} \\ &= \frac{0.0259 \times 10,5 \text{ m} \times 2^2}{0,0849 \text{ m} \times 2 \times 9,8 \text{ m/s}^2} \\ &= 0,65 \text{ meter} \end{aligned}$$

Sehingga *major losses* (Hf) di sisi *discharge* adalah sebesar;

$$\begin{aligned} \text{Hf} &= \frac{f \times L \times V^2}{D \times 2 \times g} \\ &= \frac{0.0259 \times 13,1 \text{ m} \times 2^2}{0,0849 \text{ m} \times 2 \times 9,8 \text{ m/s}^2} \\ &= 0,82 \text{ meter} \end{aligned}$$

7. Perhitungan *Minor Losses (Suction & Discharge)*

Berdasarkan desain yang direncanakan adalah sistem perpipaan RSW *spray*, maka diketahui *minor losses* sebagai berikut;

Tabel 4. 1. *Minor Losses (Suction & Discharge)*

No	Type	N	k	n x k
1	Butterfly Valve	8	0.86	6,88
2	Filter or Strainer	3	1.5	4,5
3	elbow 90	4	0.75	3
4	NRV (<i>screw down</i>)	2	1.22	2,44
5	T-Join	4	1.8	7,2
6	NRV (<i>swing check</i>)	1	1.14	1,14
7	Spray Nozzle	8	4,24	33,92
			Total	59,08

$$\begin{aligned}
 H_I &= \frac{\sum K \times V^2}{2 \times g} \\
 &= \frac{59,08 \times 2^2}{2 \times 9,8 \text{ m/s}^2} \\
 &= 12,06 \text{ meter}
 \end{aligned}$$

8. Perhitungan Total Head

$$\begin{aligned}
 \text{Head Total} &= H_s + H_v + H_p + H_f + H_I \\
 &= 0,70 + 0 + 0 + (0,65+0,92) + 12,06 \text{ meter} \\
 &= 14,23 \text{ meter}
 \end{aligned}$$

9. Pemilihan Pompa

Berdasarkan poin-poin perhitungan di atas, maka dipilih pompa sebagai berikut;

Requirement

$$\begin{aligned}
 \text{Debit (Q)} &= 15,845 \text{ m}^3/\text{jam} \\
 &= 0,264 \text{ m}^3/\text{menit} \\
 &= 264 \text{ L/menit} \\
 \text{Head (H)} &= 14,23 \text{ meter}
 \end{aligned}$$

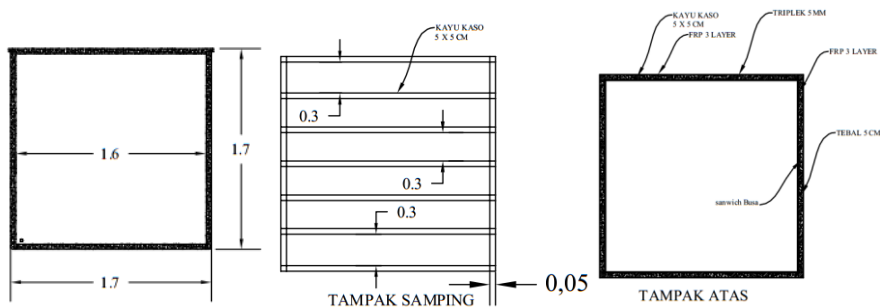
Spesifikasi pompa sistem RSW Spray

$$\begin{aligned}
 \text{Merk} &= \text{DAB K 12/200 M} \\
 \text{Capacity} &= \text{single impeller centrifugal} \\
 \text{Head} &= 25 \text{ m} \\
 \text{Frequency} &= 50 \text{ Hz} \\
 \text{RPM} &= 3000 \text{ rpm} \\
 \text{Input Power} &= 750 \text{ Watt}
 \end{aligned}$$

4.3. Perpindahan Panas Air Laut ke Ikan

Demi menjaga kesegaran ikan hasil tangkapan tetap berada dalam kondisi segar, ikan dikondisikan berada di rentang temperatur 2 – 10°C, sehingga ikan bisa bertahan 2 – 5 hari (Riyadi & Santosa, 2016). Dalam hal ini, ikan direncanakan berada di temperatur konstan 5°C, sehingga perlu dicari temperatur air laut yang efektif untuk menjaga kesegaran ikan pada temperatur tersebut. Hukum kesetimbangan energi digunakan untuk membantu proses perhitungan.

Untuk menghitung perpindahan panas air laut ke ikan, perlu diketahui berat dari ikan dan air laut itu sendiri. Sehingga terlebih dahulu perlu diketahui dimensi palka yang digunakan sebagai objek penelitian. Diketahui kapal purse seine 30 GT ini memiliki dua buah ruang palka dengan dimensi tiap palka yaitu seperti ditunjukkan Gambar 4.2.

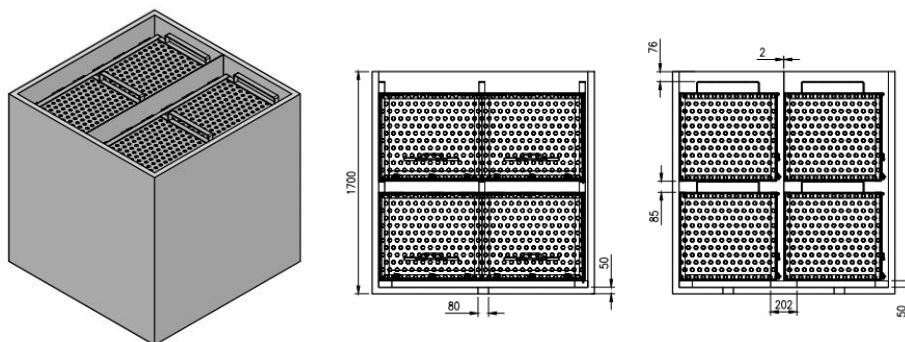


Gambar 4. 2. Desain Palka Konvensional

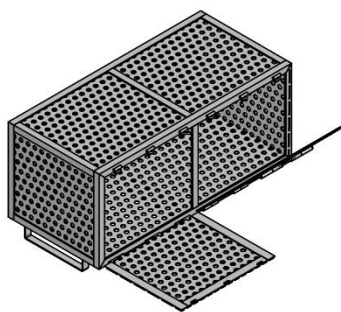
Dengan dimensi ruang palka berturut-turut P x L x T adalah 1,6 x 1,6 x 1,6 (tidak termasuk tebal plat), ruang palka tersebut memiliki volume 4,096 m³.

Kapal purse seine 30 GT ini melakukan penangkapan ikan di kedalaman 0-200 meter di bawah permukaan air laut. Sehingga dapat dipastikan bahwa ikan hasil tangkapan adalah berjenis ikan pelagis. Dengan melakukan pendekatan data survey massa jenis ikan pelagis yang dilakukan oleh Chandra Nainggolan di tahun 2012, maka diketahui rata-rata berat jenis ikan pelagis besar adalah 600-700 kg/m³, sedangkan massa jenis ikan pelagis kecil adalah 800-850 kg/m³ (Nainggolan, C. 2012). Sehingga dengan menggunakan rumus 2.20 dapat diketahui berat ikan dalam palka.

Proses penyusunan ikan di dalam ruang palka mengacu pada desain palka (modifikasi) RSW spray pada Gambar 4.3 dan Gambar 4.4, ikan akan disusun sedemikian rupa di dalam box ikan yang kemudian ditata di dalam palka. Dari gambar dan tabel, diketahui jumlah box ikan di dalam palka ada 8 buah, dengan kapasitas maksimum per box ikan adalah 678,3 kg. Massa jenis yang digunakan sebagai acuan perhitungan box ikan adalah massa jenis ikan pelagis, yang notabene berada di kedalaman 0 – 200 meter dari permukaan air laut. Massa jenis ini sangat tepat digunakan sebagai acuan perhitungan, pasalnya yang digunakan sebagai objek penelitian adalah kapal purse seine 30 GT, yang notabene menangkap ikan di kedalaman 0 – 200 meter dari permukaan air laut.



Gambar 4. 3. Desain Palka Modifikasi RSW Spray



Gambar 4. 4. Desain Box Ikan dalam Palka

Spesifikasi Box Ikan

Jumlah Box	= 8 buah
Panjang (P)	= 1,58 meter
Lebar (L)	= 0,746 meter
Tinggi (T)	= 0,677 meter
Volume per box	= 0,798 m ³
Rho ikan basah	= 850 Kg/ m ³
Berat max. Per box	= 678,3 Kg

Mengacu pada Gambar 4.3. dan Gambar 4.4, maka diketahui;

$$\begin{aligned} \text{Wikan basah total} &= (\text{Berat ikan per box}) \times (\text{jumlah box}) \\ &= 678,3 \text{ kg} \times 4 \text{ box @palka} \\ &= 2713,1 \text{ kg (1 palka)} \\ &= 5426,2 \text{ kg (2 palka)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Cikan basah} &= 0,9 \text{ kalori/ kg}^\circ\text{C (Wahyono, Agung, 2012)} \\ &= 3.76 \text{ J/ kg}^\circ\text{C} \\ &= 0,00376 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \end{aligned}$$

4.3.1. Perencanaan *Time Cooling Rate Interval*

Dengan data – data yang telah ditampilkan di atas, seperti hasil perhitungan sistem perpipaan dan berat ikan total, langkah selanjutnya adalah membuat variasi *time cooling rate interval* untuk mengetahui *time cooling rate interval* yang sesuai. Hal ini penting dilakukan untuk memvalidasi hubungan yang kompatibel antara desain sistem pipa dan desain sistem refrigerasi. Dalam poin ini terdapat tiga *constraint* yang menentukan pemilihan *time cooling rate interval*., yaitu karakteristik air laut yang membeku di bawah kisaran temperatur -2 °C, volume palka dan volume air masuk ruang palka. Berikut contoh perhitungan variasi *time cooling rate interval* = 1 detik.

Contoh:

Direncanakan ikan didinginkan dengan *time cooling rate interval* adalah satu detik. Sehingga, volume air laut yang dibutuhkan untuk desain tersebut adalah sebanding dengan debit pompa per detik. Sehingga dapat dihitung sebagai berikut;

$$\begin{aligned}
 V_{\text{air laut}} &= \text{debit pompa (m}^3/\text{detik)} \\
 &= 0,005 \text{ m}^3 \\
 \rho &= 1025 \text{ kg/m}^3 \\
 W_{\text{air laut total}} &= V \times \rho \\
 &= 5 \text{ m}^3 \times 1025 \text{ kg/m}^3 \\
 &= 5,125 \text{ kg} \\
 C_{\text{air laut}} &= 3,90 \text{ kJ/ kg}^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

Sehingga,

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{ikan}} &= Q_{\text{air laut}} \\
 W \times C \times T_{\text{ikan}} &= W \times C \times T_{\text{air laut}} \\
 5426,2 \text{ (kg)} \times 3,76 \text{ (J/kg}^\circ\text{C)} \times (30-5)^\circ\text{C} &= 5,125 \text{ (kg)} \times 3900 \text{ (j/kg}^\circ\text{C)} \times (5-X)^\circ\text{C} \\
 510062,8 \text{ kJ} &= 99937,5 \text{ kJ}^\circ\text{C} - 19987,5 X \text{ kJ}^\circ\text{C} \\
 X &= -24,2^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

Sehingga dalam hal ini analisa dapat dilihat dari dua sudut pandang;

1. Dari sudut pandang volume

Mengingat volume ikan dalam palka adalah 6,384 m³, dalam satu detik volume air laut yang dipompa masih sebesar 0,005 m³, sehingga *refrigerated sea water* belum menyentuh seluruh ikan dalam palka. (***not recommended***)

2. Dari sudut pandang karakteristik air laut

Terlihat bahwa pada skenario *time cooling rate interval* 1 detik, air laut diharuskan mengalir ke palka dengan temperatur -24,2 °C. Pada temperatur ini air laut sudah berada kondisi beku, mengingat air laut beku pada temperatur di bawah kisaran temperatur -2 °C. Sehingga skenario *time cooling rate interval* ikan 1 detik sangat tidak direkomendasikan (***not recommended***)

Berikut beberapa variasi *time cooling rate interval* disajikan dalam Tabel 4.2.

Tabel 4. 2. Variasi *Time Cooling Rate Interval*

No	<i>Time Cooling Rate Interval</i> (detik)	Vol. Air Laut (m ³)	Weight Air Laut (Kg)	Temp. Air Laut (°C)	<i>Specific Heat</i> (kJ/Kg°C)	<i>Density</i> (Kg/m ³)	<i>Note</i>
1	1	0.005	5.125	-24.20	3900	1025	<i>Not recommended</i>
2	60	0.3	307.5	0.89	3900	1025	<i>Not recommended</i>
3	300	1.5	1537.5	1.23	3900	1025	<i>Not recommended</i>
4	600	3	3075	1.27	3900	1025	<i>Not recommended</i>
5	1800	9	9225	1.30	3900	1025	<i>Recommended</i>
6	3600	18	18450	1.31	3900	1025	<i>Not recommended</i>

Sehingga dipilih *time cooling rate interval* ikan dari temperatur 30 °C ke 5 °C adalah selama 1800 detik (30 menit), sedangkan temperatur air laut minimum adalah 1,3 °C (*minimum*). Dalam hal ini, temperatur air laut direncanakan 1 °C.

4.4. Perhitungan Beban Panas Total

Beban panas total adalah jumlah panas yang dipindahkan oleh sistem pendinginan per-satuan waktu. Pada sistem pendingin metode RSW, beban panas total terdiri atas beban panas ruang palka dan beban panas sistem. Untuk lebih jelasnya, berikut daftar beban panas yang harus dihitung dalam sistem pendingin metode RSW;

1. Beban panas air laut (*Sea Water Sensible Heat*)
2. Beban panas produk (*Fish Sensible Heat*)
3. Beban transmisi panas melalui dinding palka (*Heat Transfer Through Walls*)
4. Beban infiltrasi panas melalui tutup palka (*Infiltration Heat*)
5. Beban panas peralatan (*Equipment Sensible Heat*)

4.4.1. Beban Panas Air Laut (*Sea Water Sensible Heat*)

Volume air laut yang disediakan di dalam reservoir adalah sebanding dengan debit pompa per detik ditambah volume sistem perpipaan.

$$\begin{aligned}
 V_{\text{air laut}} &= \text{debit pompa (m}^3/\text{detik)} + \text{volume pipa (m}^3) \\
 &= 0.005 \text{ m}^3 + (0.25 \times \pi \times D^2 \times (L_{\text{suct.}} + L_{\text{disch.}})) \\
 &= 0.005 \text{ m}^3 + (0.25 \times \pi \times 0.0849^2 \text{ m}^2 \times (10.5 + 13.1)) \\
 &= 0.1385 + (30\% \text{ for safety reason}) \\
 &= 0,180 \text{ m}^3 \\
 \rho &= 1025 \text{ m}^3 \\
 \text{Wair laut total} &= V \times \rho \\
 &= 0,180 \text{ m}^3 \times 1025 \text{ kg/m}^3 \\
 &= 180 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Beban pendingin panas sensible air laut merupakan besarnya energi yang dibutuhkan untuk menurunkan temperatur panas yang disebabkan oleh air laut sesuai perencanaan. Sedangkan beban panas sensible air laut itu sendiri dapat dihitung dengan menggunakan Formula 2.4.

Sehingga,

$$\begin{aligned}
 W_{\text{air laut}} &= 180 \text{ kg} \\
 C_{\text{air laut}} &= 3.90 \text{ kJ/ kg}^\circ\text{C} \\
 T_1 &= 35 \text{ }^\circ\text{C} \\
 T_2 &= 1 \text{ }^\circ\text{C} \\
 Q_{\text{air laut}} &= W \times C \times (T_2 - T_1) \\
 &= 180 \text{ (kg)} \times 3.90 \text{ (kJ/kg}^\circ\text{C)} \times (35-1) \text{ (}^\circ\text{C)} \\
 &= 23868 \text{ kJ}
 \end{aligned}$$

Direncanakan *time cooling rate interval* air laut adalah selama 3 jam, maka;

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{total}} &= \frac{23868}{t} \\
 &= \frac{23868 \text{ kJ}}{10800 \text{ s}} \\
 &= 2,21 \text{ kW} \\
 &= 2210 \text{ Watt}
 \end{aligned}$$

4.4.2. Beban Panas Produk (*Fish Sensible Heat*)

Beban pendingin panas sensible ikan merupakan besarnya energi yang dibutuhkan untuk menurunkan temperatur panas yang disebabkan oleh ikan sesuai perencanaan. Sedangkan beban panas sensible ikan itu sendiri dapat dihitung dengan menggunakan Formula 2.4.

Sehingga,

$$\begin{aligned}
 W_{\text{ikan}} &= 5426,2 \text{ kg (dalam dua ruang palka)} \\
 C_{\text{ikan}} &= 3.76 \text{ J/ kg}^\circ\text{C (Wahyono, Agung. 2012)} \\
 T_1 &= 30 \text{ }^\circ\text{C (Suwartana, Atjep. 1985)} \\
 T_2 &= 5 \text{ }^\circ\text{C} \\
 Q_{\text{ikan}} &= W \times C \times (T_2 - T_1) \\
 &= 5426,2 \text{ (kg)} \times 3,76 \text{ (J/kg}^\circ\text{C)} \times (30-5) \text{ (}^\circ\text{C)} \\
 &= 591,673 \text{ kJ}
 \end{aligned}$$

Direncanakan *time cooling rate interval* air laut adalah selama 3 jam, maka;

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{produk}} &= \frac{Q_{\text{ikan}}}{t} \\
 &= \frac{591,673 \text{ kJ}}{10800 \text{ s}} \\
 &= 55 \text{ Watt}
 \end{aligned}$$

4.4.3. Beban Transmisi Panas Melalui Dinding Palka (*Heat Transfer Through Walls*)

Beban transmisi yang dimaksud disini adalah perpindahan panas yang terjadi akibat adanya perbedaan temperatur udara sekitar yang berbeda dengan temperatur palka ikan. Sehingga, panas berpindah secara konduksi merambat melalui dinding palka. Untuk melakukan perhitungan pada poin ini, perlu diketahui terlebih dahulu material penyusun palka lengkap dengan konduktivitas thermal yang dimilikinya. Berikut Tabel 4.3. akan menunjukkan jenis material penyusun lengkap dengan konduktivitas thermal yang dimiliki.

Tabel 4. 3. Jenis Material Penyusun Dinding Palka

No.	Material Penyusun	Konduktivitas Thermal (W/ m ² °C)
1.	Plywood (triplek)	0,3450
2.	Sterof foam (<i>sandwich</i> busa)	0,0535
3.	<i>Fiber Reinforced Polymer</i> (FRP)	0,0485

Menggunakan Formula 2.5, 2.6 dan 2.7, maka perlu diketahui luas penampang palka di setiap sisinya (sisi kanan & kiri, sisi depan & belakang, sisi atas & bawah) terlebih dahulu. Berdasarkan Gambar 4.1, maka diketahui dimensi palka PxLxT berturut-turut adalah 1,7 x 1,7 x 1,7 meter (sudah termasuk tebal plat). Dari dimensi tersebut maka dapat dicari luasan dari setiap sisi ruang palka dengan menggunakan Formula 2.7 sebagai berikut;

$$\text{Area (A)} = S \times S$$

$$\begin{aligned} \text{Area 1} &= \text{Luasan dinding palka sisi kanan \& kiri} \\ &= 2 \times \text{panjang} \times \text{tinggi} \\ &= 2 \times 1.6 \text{ m} \times 1.6 \text{ m} \\ &= 5.12 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Area 2} &= \text{Luasan dinding palka sisi atas \& bawah} \\ &= 2 \times \text{panjang} \times \text{lebar} \\ &= 2 \times 1.6 \text{ m} \times 1.6 \text{ m} \\ &= 5.12 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Area 3} &= \text{Luasan dinding palka sisi depan \& belakang} \\ &= 2 \times \text{lebar} \times \text{tinggi} \\ &= 2 \times 1.6 \text{ m} \times 1.6 \text{ m} \\ &= 5.12 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Maka diperoleh luasan totalnya yaitu;

$$\begin{aligned} \text{Area Total} &= \text{Area 1} + \text{Area 2} + \text{Area 3} \\ &= 5.12 \text{ m}^2 + 5.12 \text{ m}^2 + 5.12 \text{ m}^2 \\ &= 15.36 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Sedangkan untuk mendapatkan tahanan thermal (R_{total}) perlu dilakukan pendekatan matematis. Formula 2.8 dapat digunakan untuk melakukan perhitungan.

Sehingga;

$$\begin{aligned} R_{total} &= \frac{1}{0,026} + \left\{ \frac{0,005}{0,345} + \frac{0,05}{0,0535} + \frac{0,003}{0,0485} \right\} + \frac{1}{0,026} \\ &= 38,46 + \{0,014 + 0,934 + 0,062\} + 38,46 \\ &= 77,93 \end{aligned}$$

Setelah diketahui R_{total} , tahap selanjutnya adalah menggunakan Formula 2.6, sehingga nilai U bisa diketahui. Berikut perhitungannya;

$$\begin{aligned} U &= \frac{1}{R_{total}} \\ U &= \frac{1}{77,93} \\ U &= 0,0128 \text{ W/ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Setelah nilai U diketahui, dengan menggunakan Formula 2.5, maka nilai dari beban panas transmisi (Q_{tr}) dapat diketahui sebagai berikut;

$$\begin{aligned} Q_{tr} &= A \times U \times (T_2 - T_1) \\ &= 15,36 \text{ m}^2 \times 0,0128 \text{ W/ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \times (35 \text{ } ^\circ\text{C} - 1 \text{ } ^\circ\text{C}) \\ &= 6,68 \text{ Watt (1 palka)} \\ &= 13,36 \text{ Watt (2 palka)} \end{aligned}$$

4.4.4. Infiltrasi Panas Melalui Tutup Palka (*Infiltration Heat Through Door*)

Beban panas pada poin ini terjadi dikarenakan adanya pertukaran udara luar ke dalam ruang pendingin, baik disengaja maupun tidak. Kegiatan membuka dan menutup pintu palka menjadi salah satu faktornya. Untuk melakukan perhitungan pada poin ini, dapat digunakan Formula 2.9.

Untuk memulai perhitungan pada poin ini, mengacu pada Formula 2.9, perlu diketahui *enthalphy* udara luar dan udara dalam terlebih dahulu. Dari skenario sistem pendingin yang akan dibuat, diketahui ;

$$\begin{aligned} T_2 &= \text{temperatur udara luar} \\ &= 35 \text{ } ^\circ\text{C} = 95 \text{ } ^\circ\text{F} \\ T_1 &= \text{temperatur udara dalam} \\ &= 1 \text{ } ^\circ\text{C} = 33,8 \text{ } ^\circ\text{F} \end{aligned}$$

Sedangkan untuk menghitung jumlah berat udara (W), biasanya digunakan satuan ft^3 dan jarang digunakan satuan lb (Berman, 2013). Untuk dapat mengetahui nilai W , h_1 dan h_2 bisa menggunakan tabel 4.4 dan 4.5 berikut;

Tabel 4. 4. *Average Air Changes Per 24 Hour Due To Door Opening And Infiltration*

(Does not apply to rooms using ventilating ducts or grilles)

Volume cu ft	Air Changes per 24 hr	Volume cu ft	Air Changes per 24 hr	Volume cu ft	Air Changes per 24 hr	Volume cu ft	Air Changes per 24 hr
250	38.0	1,000	17.5	6,000	6.5	30,000	2.7
300	34.5	1,500	14.0	8,000	5.5	40,000	2.3
400	29.5	2,000	12.0	10,000	4.9	50,000	2.0
500	26.0	3,000	9.5	15,000	3.9	75,000	1.6
600	23.0	4,000	8.2	20,000	3.5	100,000	1.4
800	20.0	5,000	7.2	25,000	3.0		

NOTE: For storage room with anterooms, reduce air changes to 50% of values in table.
For heavy duty usage, add 50% to values given in table.

(Berman, Ega Taqwali. 2013)

Tabel 4. 5. *BTU/ft³ of Air Removed in Cooling (Enthalpy)*

Storage Room Temp., ° F	Inlet Air Temperature, ° F									
	85			90			95		100	
	Inter. Air Relative Humidity, %									
	50	60	70	50	60	70	50	60	50	60
65	0.65	0.85	1.12	0.93	1.17	1.44	1.24	1.54	1.58	1.95
60	0.85	1.03	1.26	1.13	1.37	1.64	1.44	1.74	1.78	2.15
55	1.12	1.34	1.57	1.41	1.66	1.93	1.72	2.01	2.06	2.44
50	1.32	1.54	1.78	1.62	1.87	2.15	1.93	2.22	2.28	2.65
45	1.50	1.73	1.97	1.80	2.06	2.34	2.12	2.42	2.47	2.85
40	1.69	1.92	2.16	2.00	2.26	2.54	2.31	2.62	2.67	3.06
35	1.86	2.09	2.34	2.17	2.43	2.72	2.49	2.79	2.85	3.24
30	2.00	2.24	2.49	2.26	2.53	2.82	2.64	2.94	2.95	3.35

(Berman, Ega Taqwali. 2013)

Dalam melakukan perhitungan pada poin ini, dilakukan pendekatan matematis desain sistem mesin pendingin pada kulkas. Tabel 4.4 dan 4.5 adalah tabel yang biasa digunakan untuk melakukan perhitungan beban infiltrasi melalui buka/tutup pintu kulkas.

Diketahui volume **dua** ruang palka ikan yang dijadikan objek penelitian kali ini adalah sebesar $5426,2 \text{ m}^3$, sehingga jika dikonversikan ke dalam satuan ft^3 adalah $289,29775 \text{ ft}^3$. Maka dalam hal ini ruang palka ikan tersebut berdasarkan Tabel 4.4 dan menggunakan metode interpolasi data adalah sebanyak ± 35.2492 kali melakukan pergantian udara (melalui buka/ tutup pintu palka).

Berdasarkan data temperatur udara luar (T_2) yang ada, mengacu pada Tabel 4.5, dengan asumsi nilai *relative humidity* adalah 50%, maka beban tiap ft^3 udara adalah sebesar $2,526 \text{ BTU}/\text{ft}^3$. Sehingga jumlah panas pertukaran udara melalui tutup palka (*air change load*) dapat dihitung sebagai berikut;

$$\begin{aligned} \text{Average exposed volume/ 24 hr} &= (289,29775 \text{ ft}^3 \times 35 \text{ kali}) / 24 \text{ hr} \\ &= (10125,42 \text{ ft}^3) / 24 \text{ hr} \\ \text{Beban panas}/\text{ft}^3 &= 2.49 \text{ BTU}/\text{ft}^3 \\ \text{Qacl} &= (\text{ft}^3/24 \text{ hr}) \times (\text{BTU}/\text{ft}^3) \\ &= (10125,42 \text{ ft}^3/24 \text{ hr}) \times 2,526 \text{ BTU}/\text{ft}^3 \\ &= 1065,70 \text{ BTU}/ \text{hr} \\ &= 312,3 \text{ Watt} \end{aligned}$$

4.4.5. Beban Panas Peralatan (*Equipment Sensible Heat*)

Beban pendingin panas sensible peralatan merupakan besarnya energi yang dibutuhkan untuk menurunkan temperatur panas yang disebabkan oleh peralatan. Beban peralatan yang ada di sistem pendingin RSW spray ini satu, yaitu pompa air yang digunakan untuk proses sirkulasi air laut di dalam ruang palka ikan. Untuk detail perhitungannya bisa digunakan Formula 2.12 sebagai berikut;

$$\begin{aligned} W &= \text{flow rate (gpm)} \\ &= 79,251 \text{ gpm (konversi 300 l/menit berdasarkan spek pompa)} \\ \Delta P &= \text{total head pressure pompa (psi)} \\ &= 15 \text{ psi (konversi 1 atm)} \end{aligned}$$

Sehingga,

$$\begin{aligned} Q &= (1,48) \times W \times \Delta P \\ Q &= (1,48) \times (79,251 \text{ gpm}) \times (15 \text{ psi}) \\ Q &= 1759,37 \text{ BTU}/\text{hr} \\ Q &= 515,62 \text{ Watt} \end{aligned}$$

4.4.6. Total Beban Pendinginan (*Total Cooling Load*)

Total beban pendinginan yang harus di-handle oleh evaporator untuk menjaga temperatur sebesar $1 \text{ }^\circ\text{C}$ adalah sebagai berikut;

$$\begin{aligned} Q_{\text{total}} &= Q_{\text{wcl}} + Q_{\text{produk}} + Q_{\text{tr}} + Q_{\text{acl}} + Q_{\text{esh}} \\ &= 2210 \text{ Watt} + 55 \text{ Watt} + 13,36 \text{ Watt} + 312,3 \text{ Watt} + 515,62 \text{ Watt} \\ &= 3106,28 \text{ Watt} \end{aligned}$$

Tabel 4. 6. Hasil Perhitungan Beban Pendinginan

Beban Pendinginan/ <i>cooling load</i>	Nilai/ <i>Value (Watt)</i>
<i>Total cooling load with chilling rate factor 40%</i>	4318,36
Beban pendinginan total	3106,28
<i>Sea water sensible heat</i>	2210,00
<i>Fish sensible heat</i>	55,00
<i>Heat transfer through walls</i>	13,36
<i>Infiltration heat through door</i>	312,30
<i>Equipment sensible heat</i>	515,62

4.5. Rancangan Fungsional

Rancangan fungsional adalah sebuah ide tertulis yang menitikberatkan pada parameter fungsi sebuah alat. Rancangan fungsional ini yang nantinya akan direalisasikan dalam bentuk alat yang terdiri dari beberapa komponen, yang kemudian dilakukan instalasi di objek penelitian. Rancangan fungsional ini ditulis berdasarkan analisa data dan perhitungan yang telah disepakati di sub-bab sebelumnya. Selain itu, keputusan menggunakan siklus kompresi uap juga menjadi salah satu yang melatarbelakangi rancangan fungsional seperti ditunjukkan oleh Tabel 4.7.

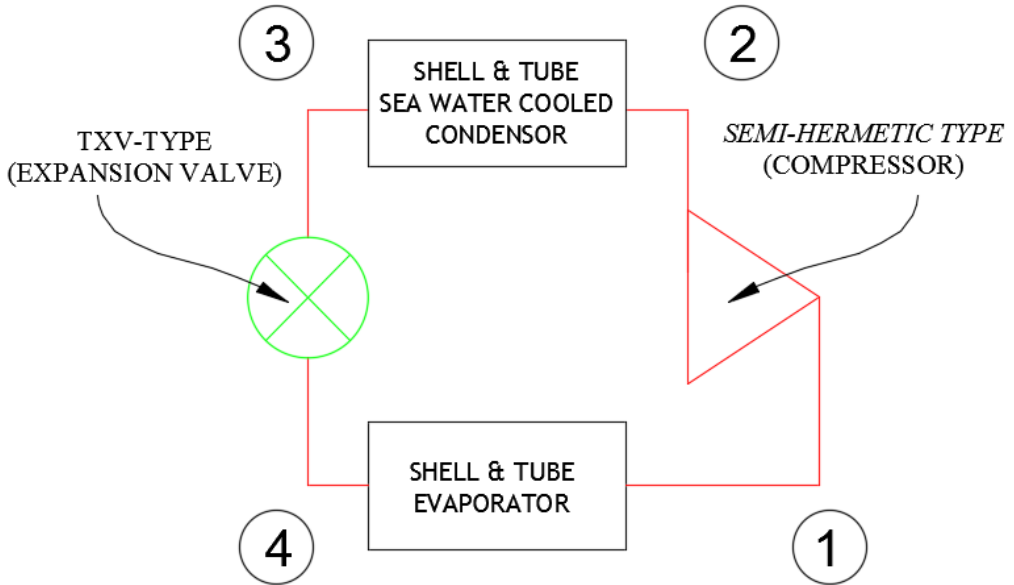
Tabel 4. 7. Rancangan Fungsional

Fungsi/ <i>Functions</i>	Komponen/ <i>Parts</i>
Penyimpan ikan/ <i>storing the fish</i>	Modifikasi palka RSW/ <i>Fish hold</i>
Media pendingin/ <i>cooling media</i>	Air laut/ <i>sea water</i>
Refrigeran/ <i>Refrigerant</i>	R-22 vs MC-22
Siklus Kompresi Uap/ <i>Vapour Compression Cycle</i>	
Penyerap kalor/ <i>Heat receptor</i>	Shell & Tube Evaporator
Pelepas kalor/ <i>Heat rejector</i>	Shell & Tube Kondensor
Penambah tekanan refrigeran	Compressor
Penurun tekanan refrigeran	Katup ekspansi/ <i>TXV</i>

Dari hasil rancangan seperti ditunjukkan oleh Tabel 4.7, direncanakan air laut didinginkan dengan menggunakan mesin refrigerasi yang terdiri dari beberapa komponen utama, yaitu kompressor, kondensor, katup ekspansi dan evaporator. Air laut direncanakan didinginkan hingga temperatur 1°C untuk kemudian digunakan untuk mendinginkan ikan hingga mencapai temperatur 5°C.

4.6. Analisa Siklus Refrigerasi

Analisa siklus refrigerasi ini diperlukan untuk mengetahui kebutuhan daya kompressor dan COP kompressor. Sehingga menggunakan perhitungan yang mengacu pada beban pendinginan, akan diketahui kebutuhan daya kompressor yang dibutuhkan dengan COP tertentu. Diketahui refrigeran R-22 dan MC-22 memiliki karakteristik yang berbeda, sehingga dapat dipastikan siklus refrigerasi menggunakan R-22 dan MC-22 memiliki kebutuhan daya dan COP yang berbeda pula. Kebutuhan daya terendah dengan COP tertinggi nantinya yang akan dipilih.



Gambar 4. 5. Siklus Refrigerasi Kompresi Uap

Sesuai dengan Gambar 4.5, direncanakan sistem RSW Spray kali ini akan menggunakan siklus refrigerasi kompresi uap. Siklus refrigerasi ini dipilih karena di satu sisi paling mudah dibuat, di sisi lain komponen – komponen utamanya paling banyak ditemukan di pasaran. Siklus refrigerasi kali ini direncanakan akan menggunakan empat komponen utama yaitu *semi-hermetic compressor*, *shell & tube sea water cooled condenser*, *TXV type expansion valve* dan *shell & tube evaporator*.

Kondensor direncanakan akan menggunakan *shell & tube sea water cooled condenser*. Alasannya yaitu dikarenakan alat akan ditempatkan di atas kapal, sehingga air laut bisa digunakan untuk melepaskan kalor di dalam kondensor.

Berikut spesifikasi *condensing unit* yang direncanakan, yang akan digunakan sebagai acuan analisa siklus refrigerasi di sub-bab selanjutnya.

Spesifikasi *condensing unit* yang direncanakan

<i>Evaporating temperature</i>	= -20 °C
<i>Evaporating pressure</i>	= 2,4 Bar
<i>Condensing temperature</i>	= 45 °C
<i>Condensing pressure</i>	= 16 Bar
<i>Degree of superheat temperature</i>	= 10 °C
<i>Degree of superheat pressure</i>	= 2,4 Bar
<i>Degree of subcooling temperature</i>	= 10 °C
<i>Degree of subcooling pressure</i>	= 16 Bar

4.6.1. Analisa Siklus Refrigerasi Refrigeran R-22

Refrigeran R-22 adalah termasuk dalam golongan refrigeran sintetis HCFC. Berikut analisa siklus refrigerasi refrigeran R-22;

20.4

2005 ASHRAE Handbook—Fundamentals (SI)

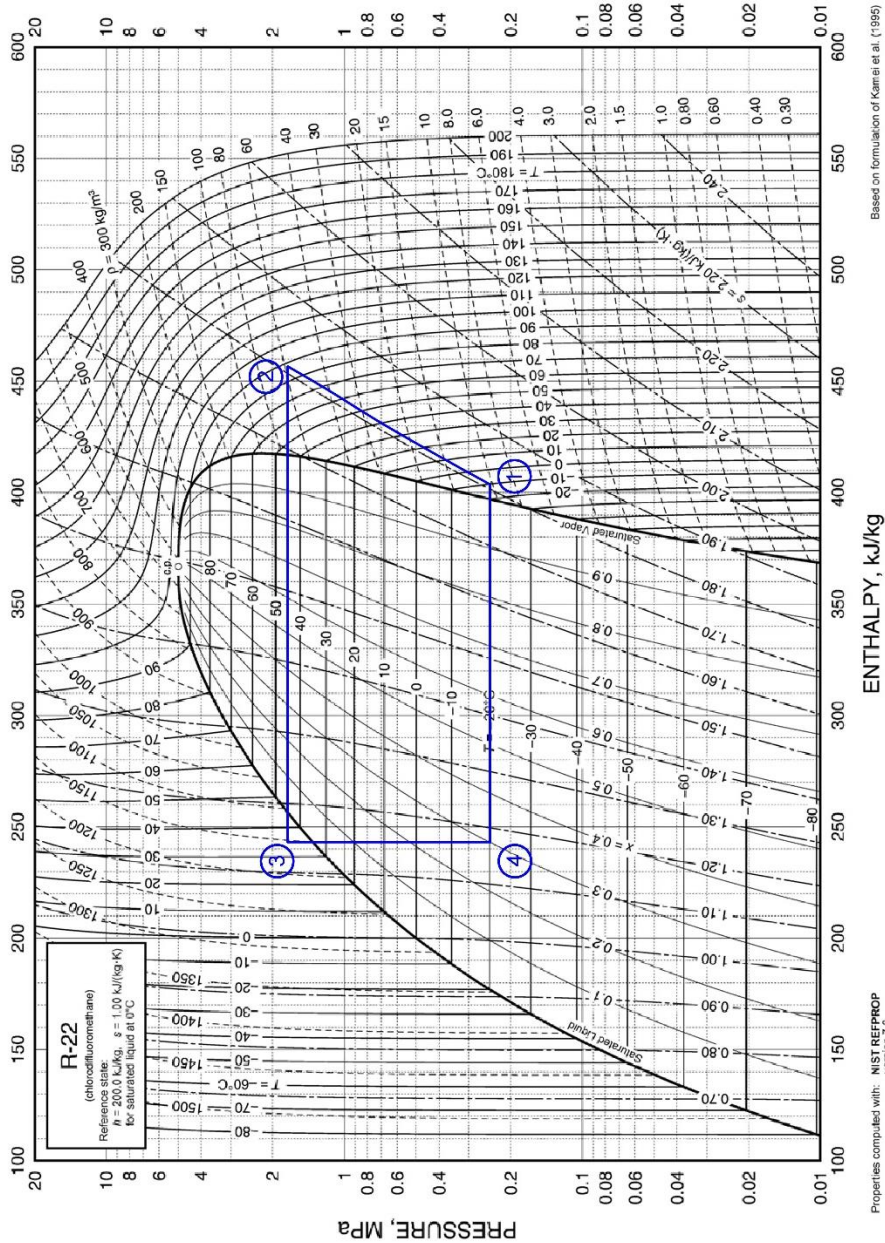


Fig. 2 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 22

Gambar 4. 6. P-H Diagram R-22

Dari P-H diagram, berdasarkan temperatur evaporasi $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, maka diperoleh data;

$$\begin{aligned} P &= 0,24 \text{ MPa} \\ H1 &= 404 \text{ kJ/ Kg} \\ H3=H4 &= 243 \text{ kJ/ Kg} \end{aligned}$$

Dari P-H diagram, berdasarkan temperatur kondensasi $45\text{ }^{\circ}\text{C}$, maka diperoleh data;

$$\begin{aligned} P &= 1,8 \text{ Mpa} \\ H2 &= 457 \text{ kJ/ Kg} \end{aligned}$$

Untuk mengetahui laju aliran massa dari suatu sistem, dilakukan pendekatan matematis dengan menggunakan persamaan kesetimbangan energi. Beban pendingin dalam hal ini di-cover oleh evaporator, sehingga;

$$\begin{aligned} Q_e &= \dot{m} (h1 - h4) \\ 4318,36 \text{ W} &= \dot{m} (404 \text{ kJ/Kg} - 243 \text{ kJ/Kg}) \\ \dot{m} &= 0,027 \text{ Kg/s (pembulatan ke atas)} \end{aligned}$$

Analisa siklus refrigerasi harus dilakukan di setiap proses refrigerasi seperti ditunjukkan oleh Gambar 4.4. Berikut analisa perhitungannya;

1. Proses refrigerasi 4 - 1 (*Refrigeration Effect*)

$$\begin{aligned} Q_{\text{evaporator}} &= \dot{m} (h1 - h4) \\ Q_{\text{evaporator}} &= 0,027 \text{ Kg/s (} 404 \text{ kJ/Kg} - 243 \text{ kJ/Kg)} \\ Q_{\text{evaporator}} &= 4,347 \text{ kW} \end{aligned}$$
2. Proses refrigerasi 1 - 2 (*Compression*)

$$\begin{aligned} Q_{\text{kompresor}} &= \dot{m} (h2 - h1) \\ Q_{\text{kompresor}} &= 0,027 \text{ Kg/s (} 457 \text{ kJ/Kg} - 404 \text{ kJ/Kg)} \\ Q_{\text{kompresor}} &= 1,431 \text{ kW} \end{aligned}$$
3. Proses refrigerasi 2 - 3 (*Heat Rejection*)

$$\begin{aligned} Q_{\text{kondensor}} &= \dot{m} (h3 - h2) \\ Q_{\text{kondensor}} &= 0,027 \text{ Kg/s (} 243 \text{ kJ/Kg} - 457 \text{ kJ/Kg)} \\ Q_{\text{kondensor}} &= - 5,778 \text{ kW} \end{aligned}$$
4. Proses refrigerasi 3 - 4 (*Isentropic*)

$$\begin{aligned} Q_{\text{txv}} &= \dot{m} (h4 - h3) \\ Q_{\text{txv}} &= 0,027 \text{ Kg/s (} 243 \text{ kJ/Kg} - 243 \text{ kJ/Kg)} \\ Q_{\text{txv}} &= 0 \text{ Watt} \end{aligned}$$

COP (*coefficient of performance*) adalah parameter yang digunakan sebagai acuan angka peforma suatu siklus refrigerasi. Semakin tinggi nilai COP suatu siklus refrigerasi, menunjukkan bahwa sistem tersebut semakin baik performanya. Untuk menganalisa COP dalam suatu sistem, dapat digunakan Formula 2.5 sebagai berikut;

$$\begin{aligned} \text{COP} &= \frac{\text{Refrigeration Effect}}{\text{Compression Work}} \\ \text{COP} &= \frac{4,347 \text{ kW}}{1,431 \text{ kW}} \\ \text{COP} &= 3,04 \end{aligned}$$

4.6.2. Analisa Siklus Refrigerasi Refrigeran MC-22

Refrigeran MC-22 adalah termasuk dalam golongan refrigeran hidrokarbon. Refrigeran MC-22 sebenarnya memiliki kode refrigeran R-290 (ASHRAE, 2005). Berikut analisa siklus refrigerasi refrigeran MC-22;

20.44

2005 ASHRAE Handbook—Fundamentals (SI)

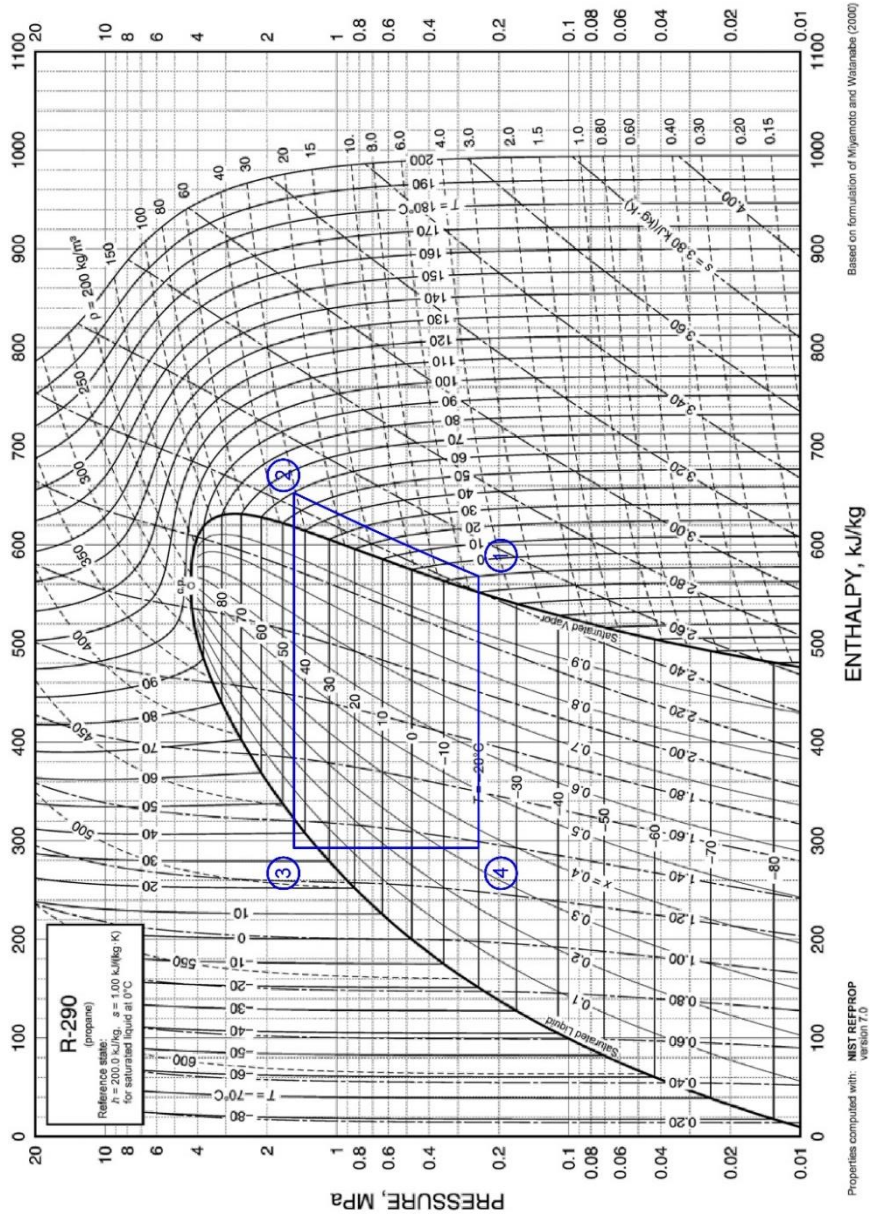


Fig. 21 Pressure-Enthalpy Diagram for Refrigerant 290 (Propane)

Gambar 4. 7. P-H Diagram MC-22

Dari P-H diagram, berdasarkan temperatur evaporasi $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, maka diperoleh data;

$$\begin{aligned} P &= 0,24 \text{ MPa} \\ H1 &= 570 \text{ kJ/ Kg} \\ H3=H4 &= 292 \text{ kJ/ Kg} \end{aligned}$$

Dari P-H diagram, berdasarkan temperatur kondensasi $45\text{ }^{\circ}\text{C}$, maka diperoleh data;

$$\begin{aligned} P &= 1,8 \text{ Mpa} \\ H2 &= 653 \text{ kJ/ Kg} \end{aligned}$$

Untuk mengetahui laju aliran massa dari suatu sistem, dilakukan pendekatan matematis dengan menggunakan persamaan kesetimbangan energi. Perlu diketahui, bahwa beban pendingin dalam hal ini dicover oleh evaporator, sehingga;

$$\begin{aligned} Q_e &= \dot{m} (h1 - h4) \\ 4318,36 \text{ W} &= \dot{m} (570 \text{ kJ/Kg} - 292 \text{ kJ/Kg}) \\ \dot{m} &= 0,0156 \text{ Kg/s (pembulatan ke atas)} \end{aligned}$$

Analisa siklus refrigerasi harus dilakukan di setiap proses refrigerasi seperti ditunjukkan oleh Gambar 4.5. Berikut analisa perhitungannya;

1. Proses refrigerasi 4 - 1 (*Refrigeration Effect*)

$$\begin{aligned} Q_{\text{evaporator}} &= \dot{m} (h1 - h4) \\ Q_{\text{evaporator}} &= 0,0156 \text{ Kg/s (} 570 \text{ kJ/Kg} - 292 \text{ kJ/Kg)} \\ Q_{\text{evaporator}} &= 4,3368 \text{ kW} \end{aligned}$$
2. Proses refrigerasi 1 - 2 (*Compression*)

$$\begin{aligned} Q_{\text{kompresor}} &= \dot{m} (h2 - h1) \\ Q_{\text{kompresor}} &= 0,0156 \text{ Kg/s (} 653 \text{ kJ/Kg} - 570 \text{ kJ/Kg)} \\ Q_{\text{kompresor}} &= 1,2948 \text{ kW} \end{aligned}$$
3. Proses refrigerasi 2 - 3 (*Heat Rejection*)

$$\begin{aligned} Q_{\text{kondensor}} &= \dot{m} (h3 - h2) \\ Q_{\text{kondensor}} &= 0,0156 \text{ Kg/s (} 292 \text{ kJ/Kg} - 653 \text{ kJ/Kg)} \\ Q_{\text{kondensor}} &= - 5,6316 \text{ kW} \end{aligned}$$
4. Proses refrigerasi 3 - 4 (*Isentropic*)

$$\begin{aligned} Q_{\text{txv}} &= \dot{m} (h4 - h3) \\ Q_{\text{txv}} &= 0,0156 \text{ Kg/s (} 292 \text{ kJ/Kg} - 292 \text{ kJ/Kg)} \\ Q_{\text{txv}} &= 0 \text{ Watt} \end{aligned}$$

COP (*coefficient of performance*) adalah parameter yang digunakan sebagai acuan angka peforma suatu siklus refrigerasi. Semakin tinggi nilai COP suatu siklus refrigerasi, menunjukkan bahwa sistem tersebut semakin baik performanya. Untuk menganalisa COP dalam suatu sistem, dapat digunakan Formula 2.5 sebagai berikut;

$$\begin{aligned} \text{COP} &= \frac{\text{Refrigeration Effect}}{\text{Compression Work}} \\ \text{COP} &= \frac{4,3368 \text{ kW}}{1,2948 \text{ kW}} \\ \text{COP} &= 3,35 \end{aligned}$$

4.7. Perbandingan Siklus Refrigerasi Refrigeran R-22 Versus MC-22

Perbandingan siklus refrigerasi antara refrigeran R-22 dan refrigeran MC-22 berikut bertujuan untuk mengetahui perbandingan antara refrigeran R-22 dan refrigeran MC-22 dilihat dari beberapa parameter. Beberapa parameter yang dimaksud diantaranya yaitu *mass flowrate*, *refrigeration effect* oleh evaporator, *heat rejection* oleh kondensor, kerja kompresi dan COP (*Coefficient of Performance*). Perbandingan ini sangat penting dimana melalui perbandingan ini, bisa diketahui refrigeran manakah yang lebih unggul.

Tabel 4. 8. Hasil Analisa Siklus Refrigerasi Refrigeran R-22

Parameter/ Parameters	Nilai/ Value
Beban pendinginan/ <i>Total cooling load</i>	4318,36 Watt
Temperatur evaporator	-20 °C
Tekanan evaporator @ -20 °C	0,24 MPa
<i>Superheated Temperature</i>	-10 °C
Temperatur kondensor	45 °C
Tekanan kondensor @ 45 °C	1,8 MPa
<i>Subcooled Temperature</i>	35 °C
Laju aliran refrigeran/ <i>Refrigerant flow rate</i>	0,027 Kg/s
Efek refrigerasi/ <i>Refrigeration Effect</i>	4347 Watt
Kerja kompresi/ <i>Compression effect</i>	1431 Watt
Pelepasan kalor/ <i>Heat rejection</i>	-5778 Watt
COP	3,04

Tabel 4. 9. Hasil Analisa Siklus Refrigerasi Refrigeran MC-22

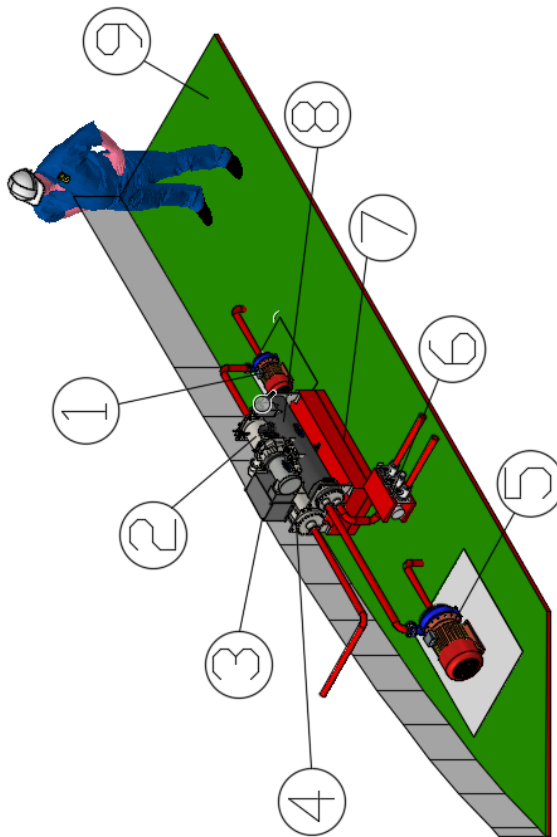
Parameter/ Parameters	Nilai/ Value
Beban pendinginan/ <i>Total cooling load</i>	4318,36 Watt
Temperatur evaporator	-20 °C
Tekanan evaporator @ -20 °C	0,24 MPa
<i>Superheated Temperature</i>	-10 °C
Temperatur kondensor	45 °C
Tekanan kondensor @ 45 °C	1,8 MPa
<i>Subcooled Temperature</i>	35 °C
Laju aliran refrigeran/ <i>Refrigerant flow rate</i>	0,0156 Kg/s
Efek refrigerasi/ <i>Refrigeration Effect</i>	4336,8 Watt
Kerja kompresi/ <i>Compression effect</i>	1294,8 Watt
Pelepasan kalor/ <i>Heat rejection</i>	-5631,6 Watt
COP	3,35

Dilihat dari sudut pandang kerja kompresi dan COP, refrigeran MC-22 memiliki kerja kompresi yang lebih ringan dengan COP yang lebih tinggi daripada refrigeran R-22. Dengan mempertimbangkan hasil perhitungan analisa siklus refrigerasi refrigeran R-22 dan refrigeran MC-22 tersebut, sistem RSW spray kali ini akan menggunakan refrigeran MC-22.

4.8. Pemilihan Spesifikasi Komponen Sistem Refrigerasi.

Pemilihan spesifikasi komponen sistem refrigerasi berikut berdasarkan analisa siklus refrigerasi yang telah dilakukan sebelumnya. Refrigeran MC-22 dipilih untuk digunakan pada sistem RSW spray kali ini. Oleh karena itu, analisa siklus refrigerasi refrigeran MC-22 digunakan sebagai acuan pemilihan spesifikasi komponen sistem refrigerasi.

1	Condenser Pump
2	Semi-Hermetic Kompressor
3	Electrical Panel
4	Condenser
5	RSW Pump
6	Manifold Pipe
7	Equipment Bed
8	Evaporator
9	Main Deck



Gambar 4. 8. Instalasi Alat Refrigerasi RSW Spray

Kompresor

Pemilihan kompresor dilakukan berdasarkan perhitungan kebutuhan kerja kompresor untuk refrigeran MC-22 sebesar 2158 Watt. Nilai tersebut didapatkan berdasarkan perhitungan kerja kompresor refrigeran MC-22 sebesar 1294,8 Watt dengan estimasi efisiensi kompresor adalah 60%. Kompresor yang sesuai dengan spesifikasi tersebut dan sesuai untuk digunakan di kapal adalah Bitzer LH IVY dengan kebutuhan daya 3 HP. Berikut spesifikasi kompresor Bitzer LH IVY yang dipilih;

Spesifikasi kompresor

<i>Merk</i>	= Bitzer LH IVY
<i>Cooling capacity</i>	= 5,35 kW
<i>Input power</i>	= 2,84 kW
<i>Maximum pressure</i>	= 19/32 Bar
<i>RPM</i>	= 1450 – 1750 Rpm

Kondensor

Pemilihan kondensor dilakukan berdasarkan perhitungan *heat rejection* refrigeran MC-22 sebesar 9386 Watt. Nilai tersebut didapatkan berdasarkan perhitungan *heat rejection* refrigeran MC-22 sebesar 5631,6 Watt dengan estimasi efisiensi kondensor adalah 60%. Selain itu, pemilihan kondensor juga didasarkan pada kondisi peletakan komponen ini di kapal. *Heat Exchanger* tipe *shell and tube* dipilih pada desain kali ini dikarenakan *heat exchanger* tipe ini paling mudah ditemukan dipasaran. Pendinginan kondensor menggunakan air laut menjadi opsi paling masuk akal untuk dipilih dikarenakan komponen refrigerasi ini akan dipasang di kapal, yang notabene selalu berada di tengah laut. Sehingga, dalam hal ini tipe kondensor yang di pilih adalah *Shell And Tube Heat Exchanger* Bitzer K123H dengan pendinginan menggunakan media air laut. Berikut spesifikasi *Shell And Tube Heat Exchanger* Bitzer K123H (*water cooled HE*) yang dipilih;

Spesifikasi kondensor

<i>Merk</i>	= Bitzer K123H (<i>Water Cooled HE</i>)
<i>HE capacity</i>	= 10 kW
<i>Condensing SDT</i>	= 45 °C
<i>Water inlet temp.</i>	= 35 °C
<i>Water outlet temp.</i>	= 43,6 °C
<i>Volume flow</i>	= 0,43 – 1,38 m ³ / hr
<i>Pressure drop</i>	= 0,17 Bar

Katup Ekspansi

Katup ekspansi yang akan digunakan di dalam sistem adalah tipe TXV (*Thermostatic Expansion Valve*). Katup ekspansi tipe ini memiliki keunggulan yaitu mengatur jumlah aliran refrigeran cair ke evaporator secara otomatis, dengan mengacu pada temperatur uap panas lanjut (*superheated temperature*) yang telah direncanakan. Berdasarkan Tabel 4.12, diketahui temperatur evaporasi adalah sebesar $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ dengan tekanan refrigerant MC-22 di temperatur $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ adalah sebesar 2,4 Bar. Sehingga dipilih spesifikasi TXV dengan spesifikasi sebagai berikut;

Spesifikasi katup ekspansi

<i>Merk</i>	= DANFOS TXV 068Z3226
<i>Evaporating temp.</i>	= $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$
<i>Superheated temp.</i>	= $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$
<i>Pressure</i>	= 2,4 Bar
<i>Refrigerant</i>	= R22/ R290
<i>Inlet x outlet</i>	= $3/8 \times 1/2$ Inch
<i>Pressure drop</i>	= 0,17 Bar

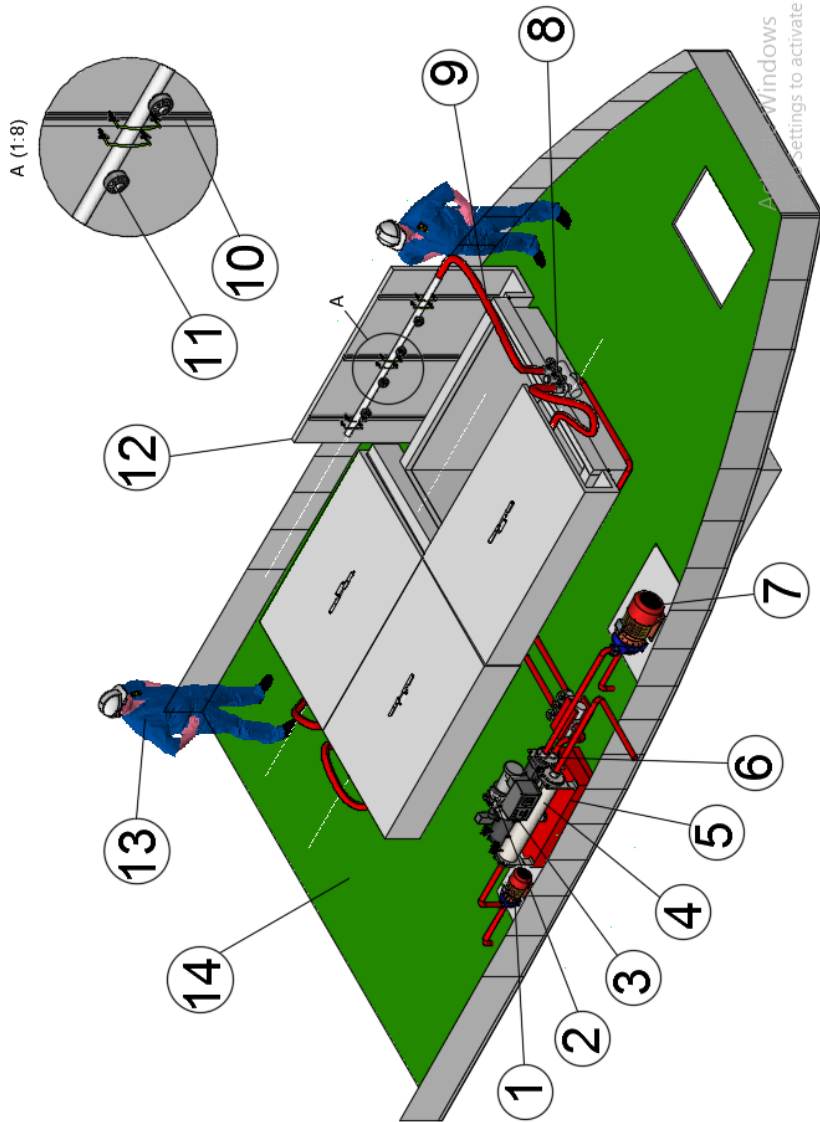
Evaporator

Pemilihan evaporator dilakukan berdasarkan perhitungan *refrigeration effect* refrigeran MC-22 sebesar 7228 Watt. Nilai tersebut didapatkan berdasarkan perhitungan *heat rejection* refrigeran MC-22 sebesar 4336,8 Watt dengan estimasi efisiensi evaporator adalah 60%. Selain itu, pemilihan evaporator juga didasarkan pada kebutuhan sistem, dimana evaporator digunakan untuk menukar kalor antara refrigeran dan air laut. Sehingga, dalam hal ini tipe evaporator yang di pilih adalah evaporator tipe *shell and tube*.

Melihat tipe evaporator yang akan digunakan adalah tipe *shell and tube*, maka dalam hal ini pemilihan spesifikasi komponen yang akan digunakan adalah sama dengan komponen kondensor mengingat konstruksi daripada evaporator dan kondensor adalah sama. Spesifikasi adalah *Shell And Tube Heat Exchanger* Bitzer K123H (*water cooled HE*) sebagai berikut;

Spesifikasi evaporator

<i>Merk</i>	= Bitzer K123H (<i>Water Cooled HE</i>)
<i>HE capacity</i>	= 10 kW
<i>Condensing SDT</i>	= $45\text{ }^{\circ}\text{C}$
<i>Water inlet temp.</i>	= $35\text{ }^{\circ}\text{C}$
<i>Water outlet temp.</i>	= $43,6\text{ }^{\circ}\text{C}$
<i>Volume flow</i>	= $0,43 - 1,38\text{ m}^3/\text{hr}$
<i>Pressure drop</i>	= 0,17 Bar

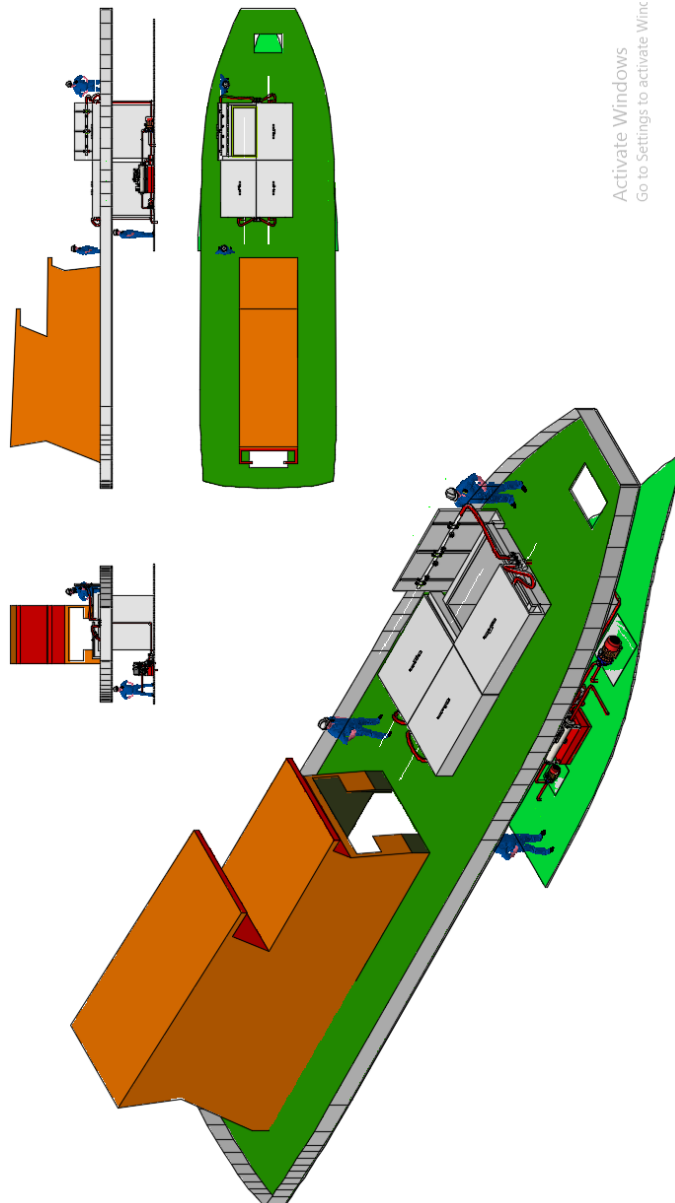


1	Condenser Pump
2	Semi-Hermetic Kompressor
3	Electrical Panel
4	Condenser
5	Equipment Bed
6	Evaporator
7	RSW Pump
8	Manifold
9	Flexible Pipe
10	Guide Block and Rail
11	Spray Nozzle
12	Tutup Palka
13	Crew
14	Main Deck

Gambar 4. 9. Assembly Antar Komponen Refrigerasi RSW Spray dan Ruang Palka

4.9. Conceptual Drawing

Conceptual drawing berikut ini dibuat dengan maksud untuk memvisualisasikan wujud dari perencanaan sistem pendingin RSW Spray di kapal purse seine 30 GT dalam bentuk 3D. Selain itu, *conceptual drawing* ini juga untuk menunjukkan kesesuaian antara *P&ID layout drawing* dengan hasil perhitungan dan pemilihan komponen sistem RSW Spray.



Gambar 4. 10. *Conceptual Drawing of RSW Spray on Purse Seine 30 GT Vessel*

BAB V PENUTUP

Dari hasil analisa perhitungan dan pembahasan yang telah dilakukan di bab sebelumnya, dapat beberapa kesimpulan yang mengacu pada tujuan daripada penelitian ini. Selain itu muncul beberapa saran di penelitian ini, yang diharapkan bisa dilakukan di penelitian selanjutnya.

5.1. Kesimpulan

1. Total beban pendinginan palka ikan kapal purse seine 30 GT adalah sebesar 4318,36 Watt
2. Desain sistem RSW yang digunakan adalah tipe spray dengan besar kebutuhan kapasitas dan head pompa untuk mensirkulasikan air laut di dalam sistem berturut-turut adalah sebesar 264 L/menit dan 14,23 meter.
3. Perbandingan kebutuhan daya listrik antara refrigeran R-22 dan refrigeran MC-22 berturut-turut adalah sebesar 1431 Watt dan 1294,8 Watt.
4. Perbandingan nilai COP (*Coefficient of Performance*) antara refrigeran R-22 dan refrigeran MC-22 berturut-turut adalah sebesar 3,04 dan 3,55.

5.2. Saran

Perlu dilakukan penelitian lebih lanjut mengenai pengembangan teknologi RSW;

1. Dilakukan penelitian eksperimental prototipe desain RSW Spray untuk palka ikan di kapal.
2. Penggunaan *Pottasium- Sorbate*. Seorang peneliti yang berasal dari negara Kanada telah menginvestigasi penggunaan *Pottasium- Sorbate* dalam sistem RSW yang ternyata mampu meningkatkan kualitas ikan dan lama durasi pembusukan ikan. (Kolbe & Lee, 1980)
3. Injeksi gas CO₂. Penggunaan injeksi gas CO₂ dalam sistem RSW yang ditengarai mampu meningkatkan kualitas ikan dan lama durasi pembusukan ikan. (Kolbe & Lee, 1980)

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR PUSTAKA

- ASHRAE. (2005). *Refrigeration and Air Conditioning*. New Delhi: Utterwortheiman.
- Astawan, M. (2019). *Penanganan dan Pengolahan Hasil Perikanan Edisi 2*. Tangerang Selatan: Universitas Terbuka.
- Berman, E. T. (2013). Modul PLPG: Teknik Pendingin. Dalam E. T. Berman, *Modul PLPG: Teknik Pendingin*. Jakarta: Konsorsium Sertifikasi Guru.
- Budiarto, U. (2013). Rancang Bangun Sistem Refrigerated Sea Water (RSW) Untuk Kapal Nelayan Tradisional.
- Budiarto, U. (t.thn.). Optimasi Desain Isolasi Ruang Palka Ikan KM Berkah 9 GT Untuk Mengurangi Laju Perpindahan Panas.
- Cengel, Y., & Boles. (2006). *Thermodynamics an Engineering Approach*. Hill: Mc Graw.
- Faouzan, I. (2015). Analisis Perbandingan Evaporator Kulkas (Lemari Es) Dengan Menggunakan Refrigeran R-22 dan R-134a.
- Firdaus, A. (2010). Analisa Pengaruh Penggunaan Refrigeran Hidrokarbon Musicool- 22 Pengganti Freon-22 Terhadap Kinerja Alat Air Conditioning.
- Kolbe, E., & Lee, J. (1980). *Refrigerated Seawater Spray: Its Application to Onboard Stowage of Pacific Shrimp (Pandalus jordani)*. Oregon: Oregon State University.
- Kurniawan, M. (2014). Desain Sistem Spray RSW (Refrigerated Sea Water) Untuk Ruang Palka Kapal Purse Seine 40 GT. *I*, 5.
- Nainggolan, C. (2012). Metode Penangkapan Ikan.
- Pertamina. (2006). *Handbook Musicool*. Kilang UP-III Plaju: Alkylasi Unit.
- Riyadi, M., & Santosa, A. (2016). Analisa Teknis dan Ekonomis Penggunaan Sistem Pendingin Refrigerated Sea Water (RSW) Pada Kapal Ikan Tradisional.
- Setio, M., & Purnomo, B. (2017). Karakteristik Sistem Refrigerasi Kompresi Uap Dengan Refrigerant Campuran Musicool 134 - CO₂.
- Sitinjak, Y. (t.thn.). Laju Pendinginan Pada Mesin Pendingin Menggunakan R-12 dan MC-12.
- Stoecker, & Jones. (1982). *Refrigerasi dan Pengkondisian Udara*. Erlangga.
- Wahyono, A. (2012). *Penanganan Ikan Hasil Tangkapan di Atas Kapal*. Semarang: BBPI Semarang.
- Widianto, T., & Fauzi, A. (2018). Desain dan Kinerja Sistem Air Laut yang Direfrigerasi (ALREF) untuk Penampung Ikan pada Kapal Nelayan 10-15 GT.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LAMPIRAN

“Halaman ini sengaja dikosongkan”



**SKRIPSI
BACHELOR THESIS**

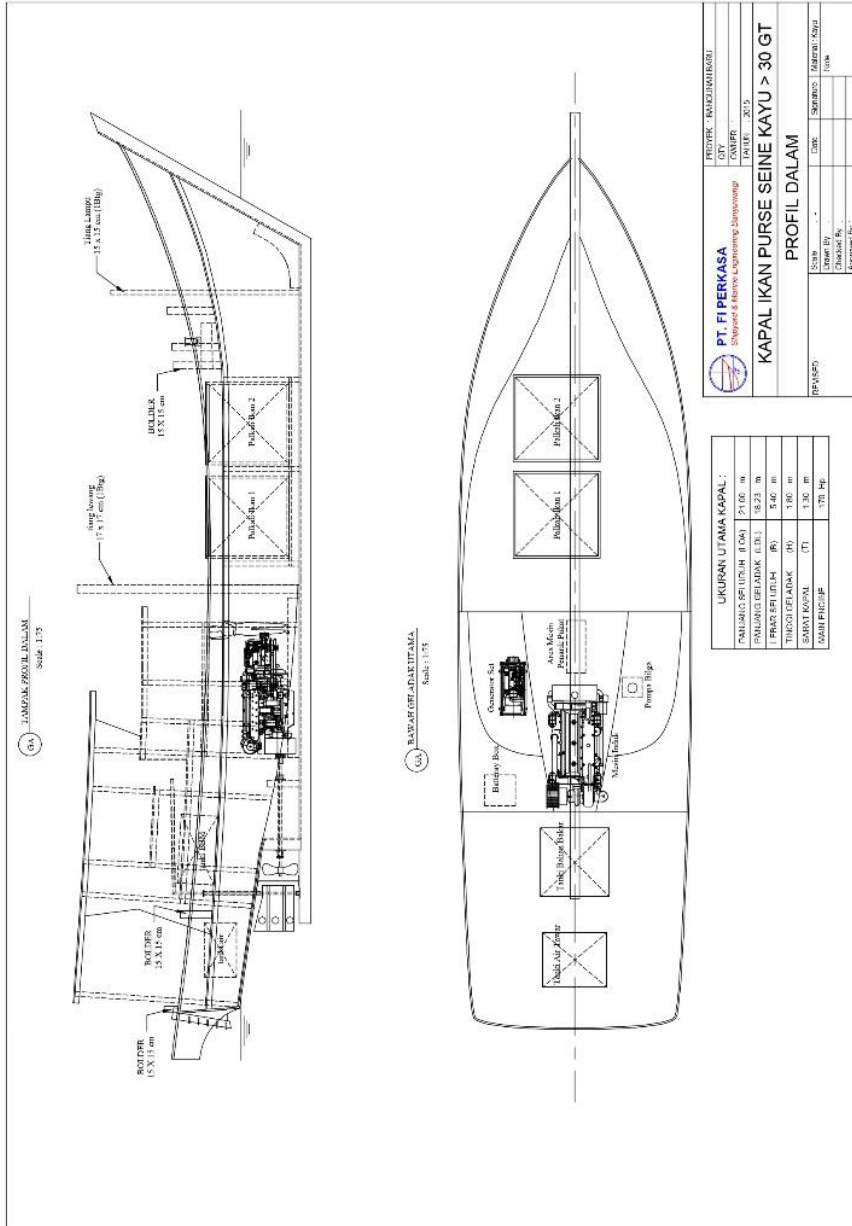
Dept. of Marine Engineering
Faculty of Marine Technology - ITS

LAMPIRAN

Rev. 00

Januari 2019

GAMBAR OBJEK KAPAL PURSE SEINE 30 GT





SKRIPSI BACHELOR THESIS

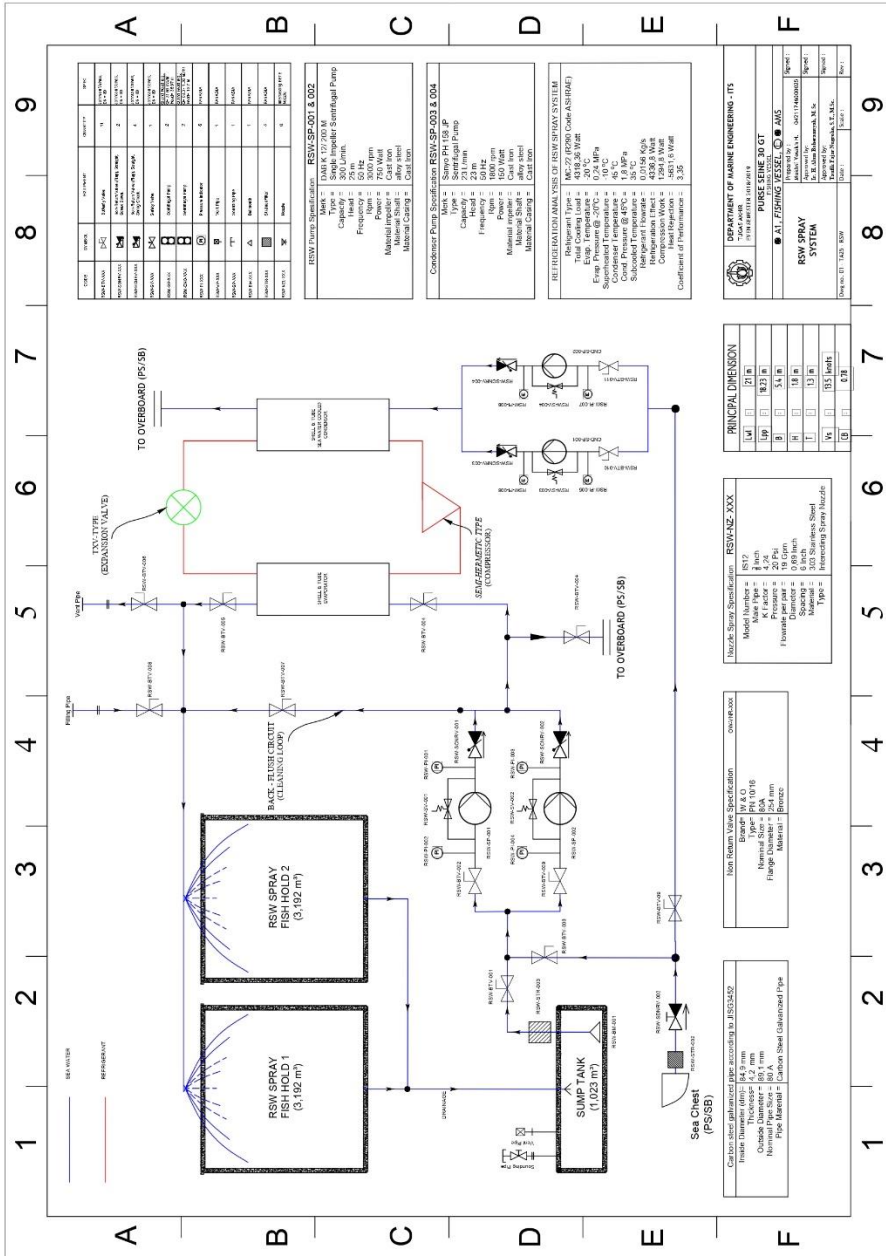
LAMPIRAN

Dept. of Marine Engineering
Faculty of Marine Technology - ITS

Rev. 00

Januari 2019

P&ID SYSTEM RSW SPRAY





**SKRIPSI
BACHELOR THESIS**

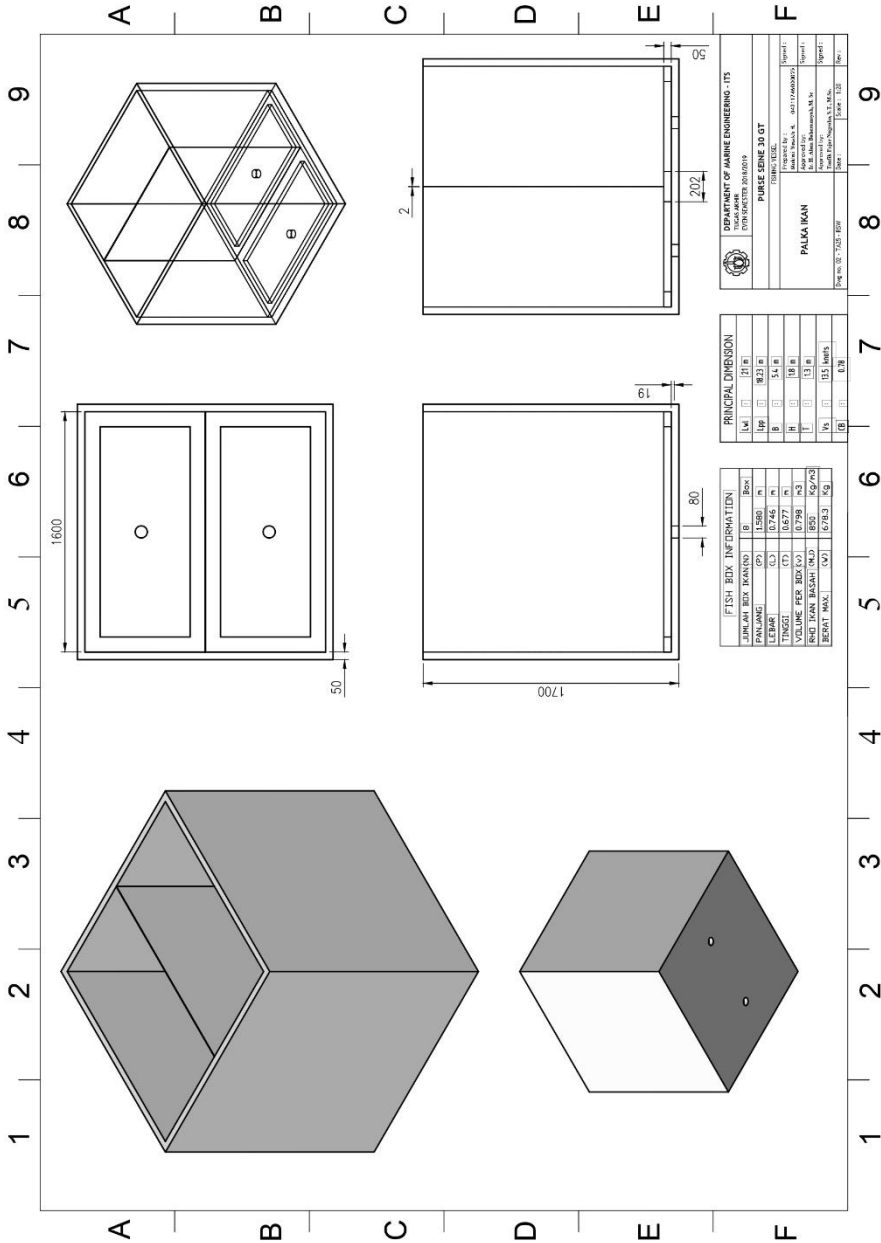
Dept. of Marine Engineering
Faculty of Marine Technology - ITS

LAMPIRAN

Rev. 00

Januari 2019

GAMBAR MODIFIKASI RUANG PALKA IKAN





**SKRIPSI
BACHELOR THESIS**

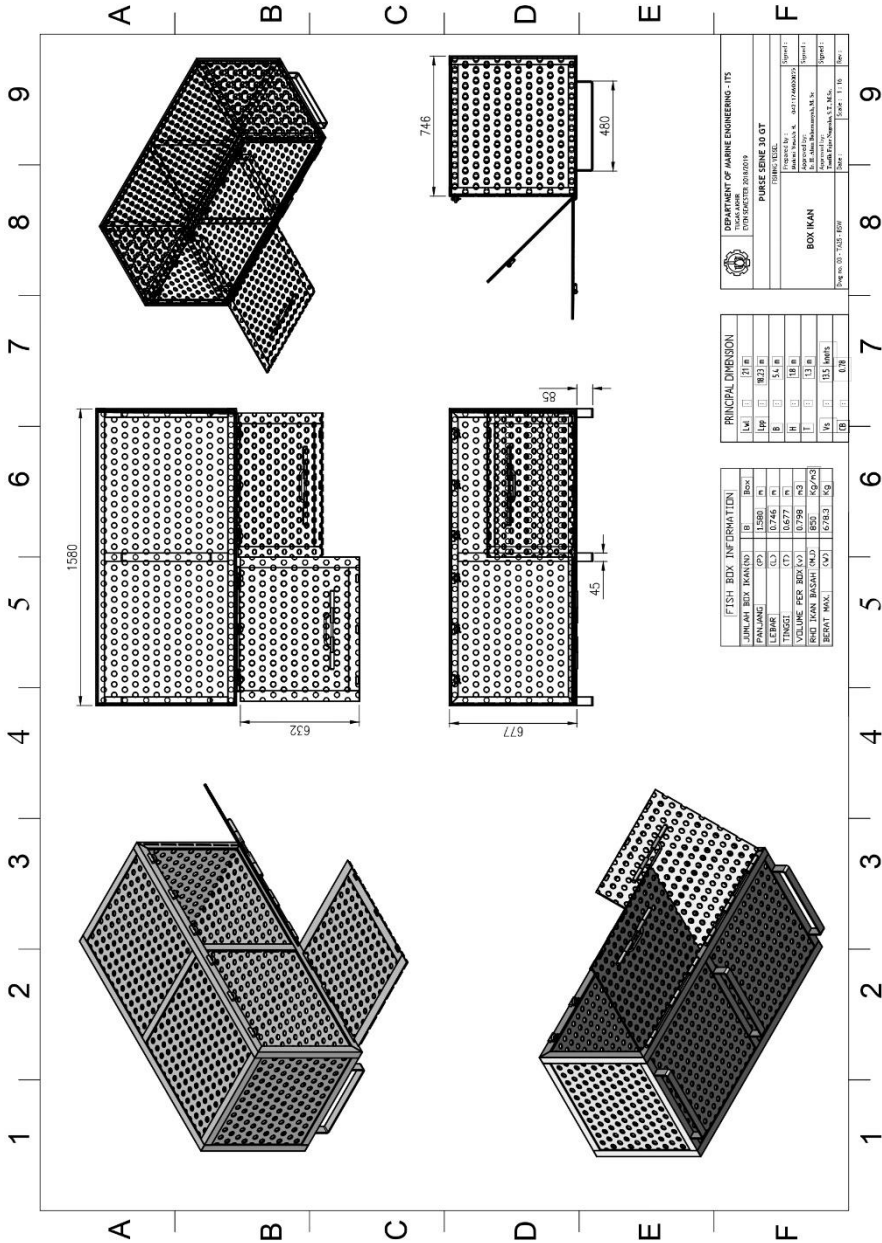
Dept. of Marine Engineering
Faculty of Marine Technology - ITS

LAMPIRAN

Rev. 00

Januari 2019

GAMBAR BOX IKAN



DEPARTMENT OF MARINE ENGINEERING - ITS TRUSMI KAMPUS Jember, Indonesia 60089	
PURSE SEINE 30 GT (Tesis)	
Disusun Oleh: Nama: Alvin A. K. ID: 1716000007	Supervisor: Nama: Dr. Ir. Agus Wicaksono, M. Sc. ID: 1716000001
Judul: BOX IKAN	
Page no. 07-0207-0001	Date: 11/10/18

PRINCIPAL DIMENSION	
UM	717 #
MP	823 #
BP	344 #
BP	18 #
TP	13 #
MS	135 baris
BP	8.38

FISH BOX INFORMATION	
Jumlah Box (Kondisi)	8 Box
Volume (m ³)	0.555
Volume (kg)	0.746
Volume (kg)	0.677
Volume per Box (m ³)	0.798
Volume per Box (kg)	0.555
Berat Ikan Basah (kg)	6.783



**SKRIPSI
BACHELOR THESIS**

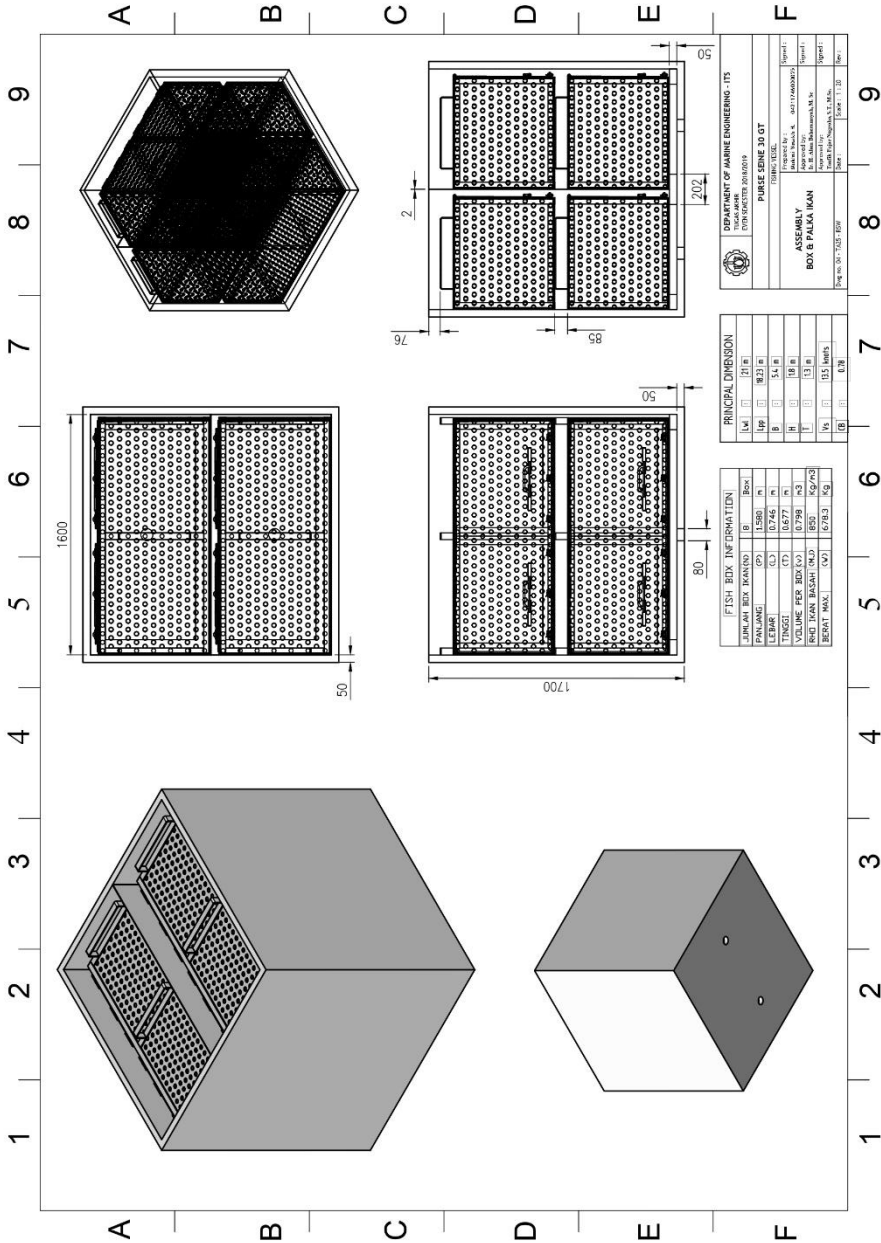
Dept. of Marine Engineering
Faculty of Marine Technology - ITS

LAMPIRAN

Rev. 00

Januari 2019

GAMBAR ASSEMBLY BOX DAN PALKA IKAN





**SKRIPSI
BACHELOR THESIS**

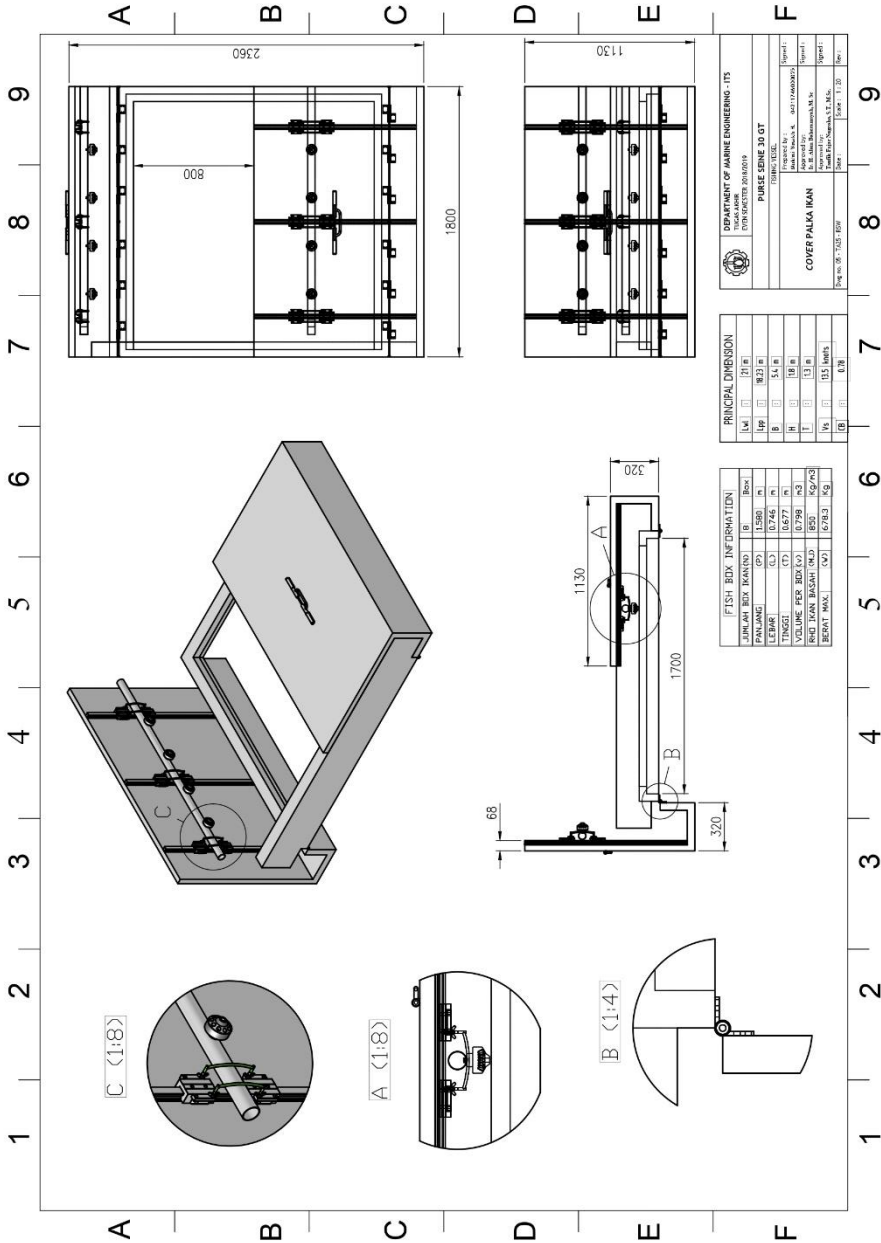
Dept. of Marine Engineering
Faculty of Marine Technology - ITS

LAMPIRAN

Rev. 00

Januari 2019

GAMBAR COVER PALKA





**SKRIPSI
BACHELOR THESIS**

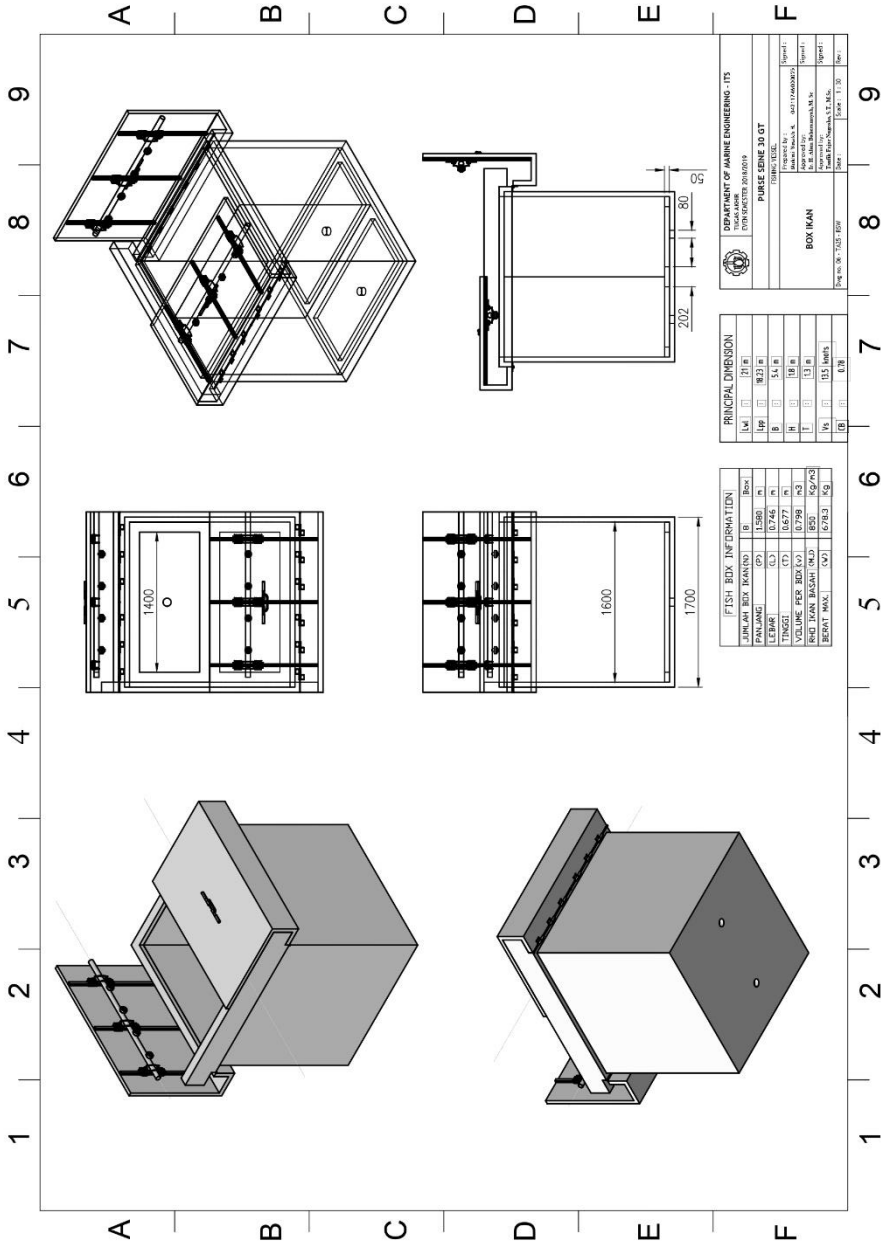
Dept. of Marine Engineering
Faculty of Marine Technology - ITS

LAMPIRAN

Rev. 00

Januari 2019

GAMBAR ASSEMBLY COVER DAN PALKA IKAN





**SKRIPSI
BACHELOR THESIS**

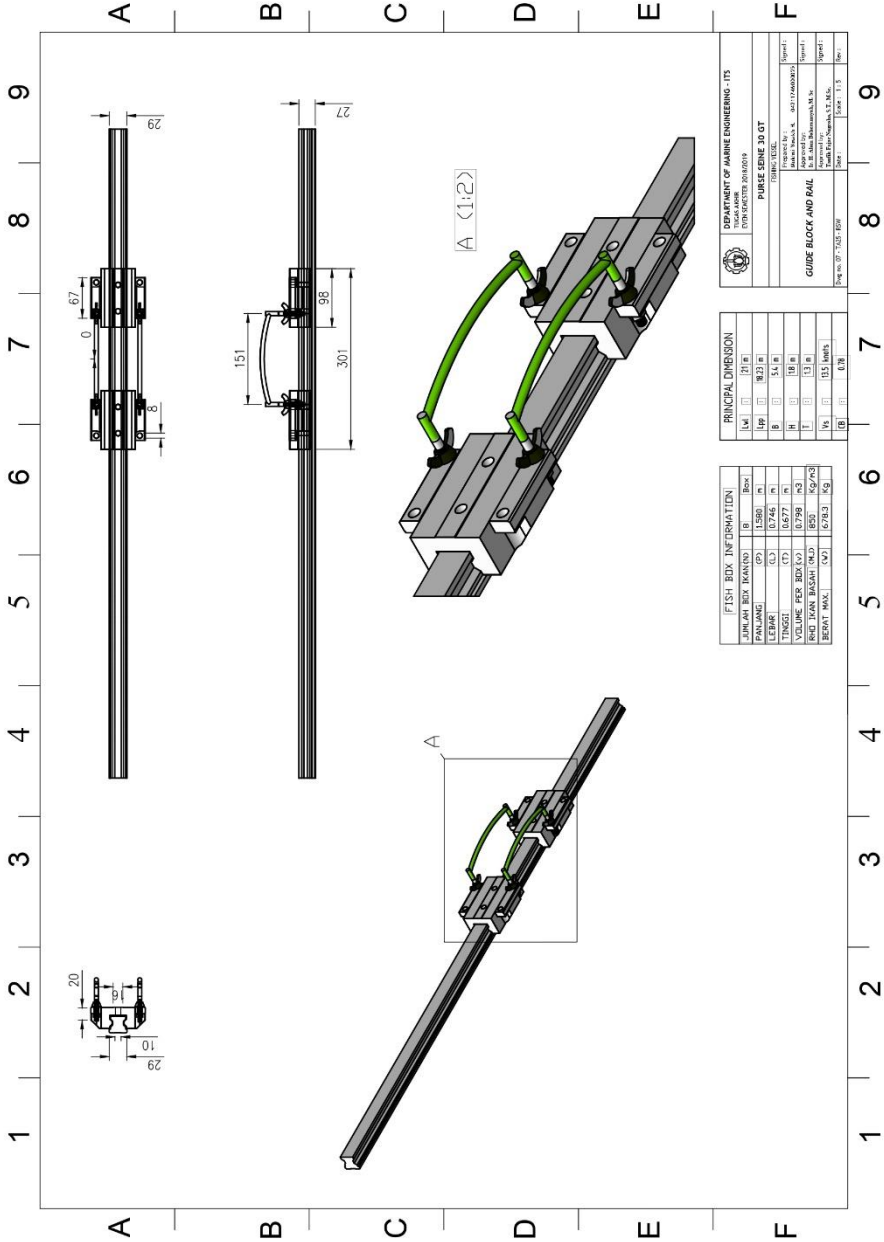
Dept. of Marine Engineering
Faculty of Marine Technology - ITS

LAMPIRAN

Rev. 00

Januari 2019

GAMBAR GUIDE BLOCK AND RAIL NOZZLE



		DEPARTMENT OF MARINE ENGINEERING - ITS FAKULTAS TEKNIK SEPTEMBER PURWADARMA 3010019
PRINCIPAL DIMENSION		PURSE/GUNE 3D GT
L#	L1	Project No.:
M#	M2	Project By:
B#	B1	Project Title:
L#	L2	Author:
M#	M3	Reviewer:
B#	B2	Approved:
L#	L3	Date:
M#	M4	Page No.:
B#	B3	Page Total:
File Name: 07-74241-0301		Page: 11/13

FISH BOX INFORMATION	
Jumlah Box (Kandungan)	8 Box
Volume (G)	0.5225 m ³
Lebar (m)	0.5245 m
Tinggi (m)	0.6277 m
Volume Per Box (G)	0.798 m ³
Rata-Rata Berat (kg)	855 kg/m ³
Berat Max. (kg)	678.3 kg



**SKRIPSI
BACHELOR THESIS**

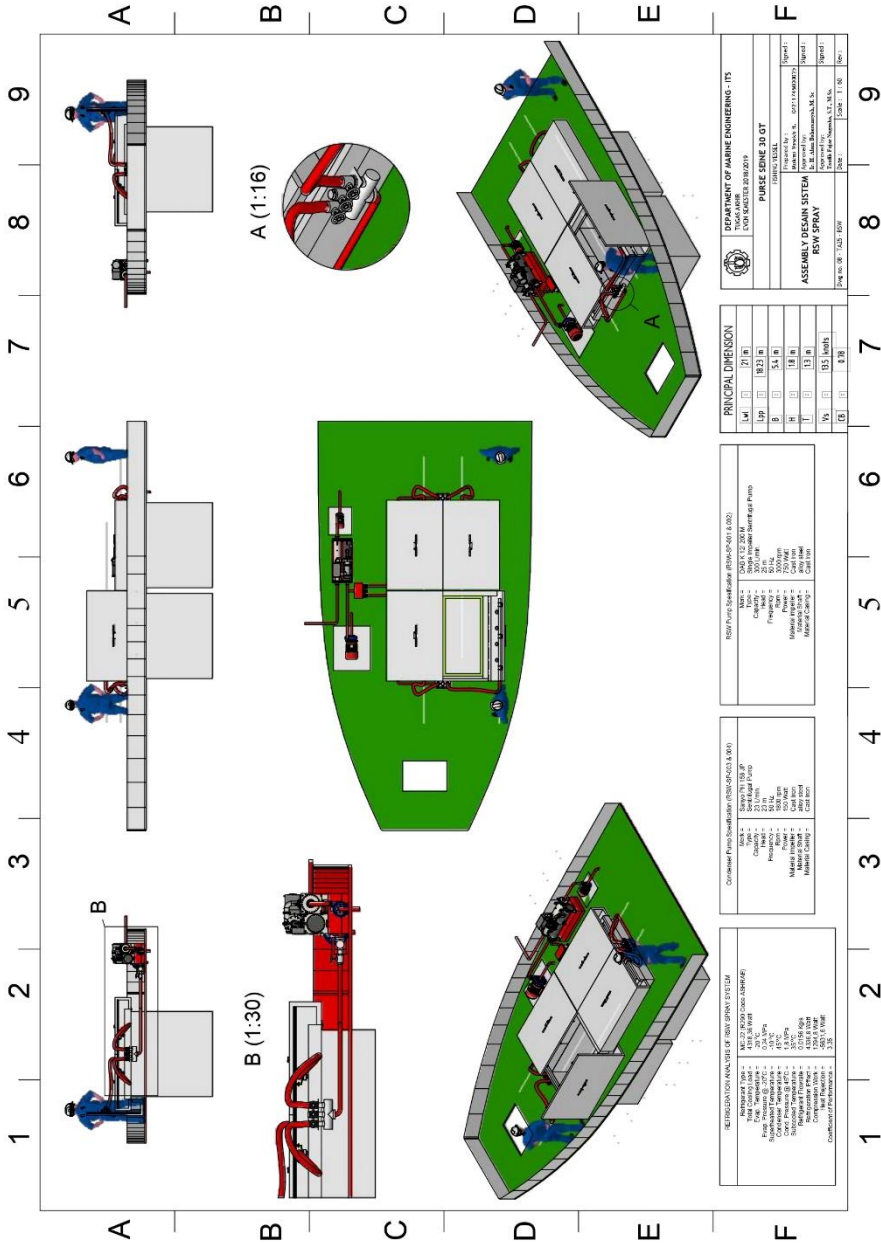
Dept. of Marine Engineering
Faculty of Marine Technology - ITS

LAMPIRAN

Rev. 00

Januari 2019

GAMBAR ASSEMBLY DESAIN SISTEM RSW SPRAY





SKRIPSI
BACHELOR THESIS

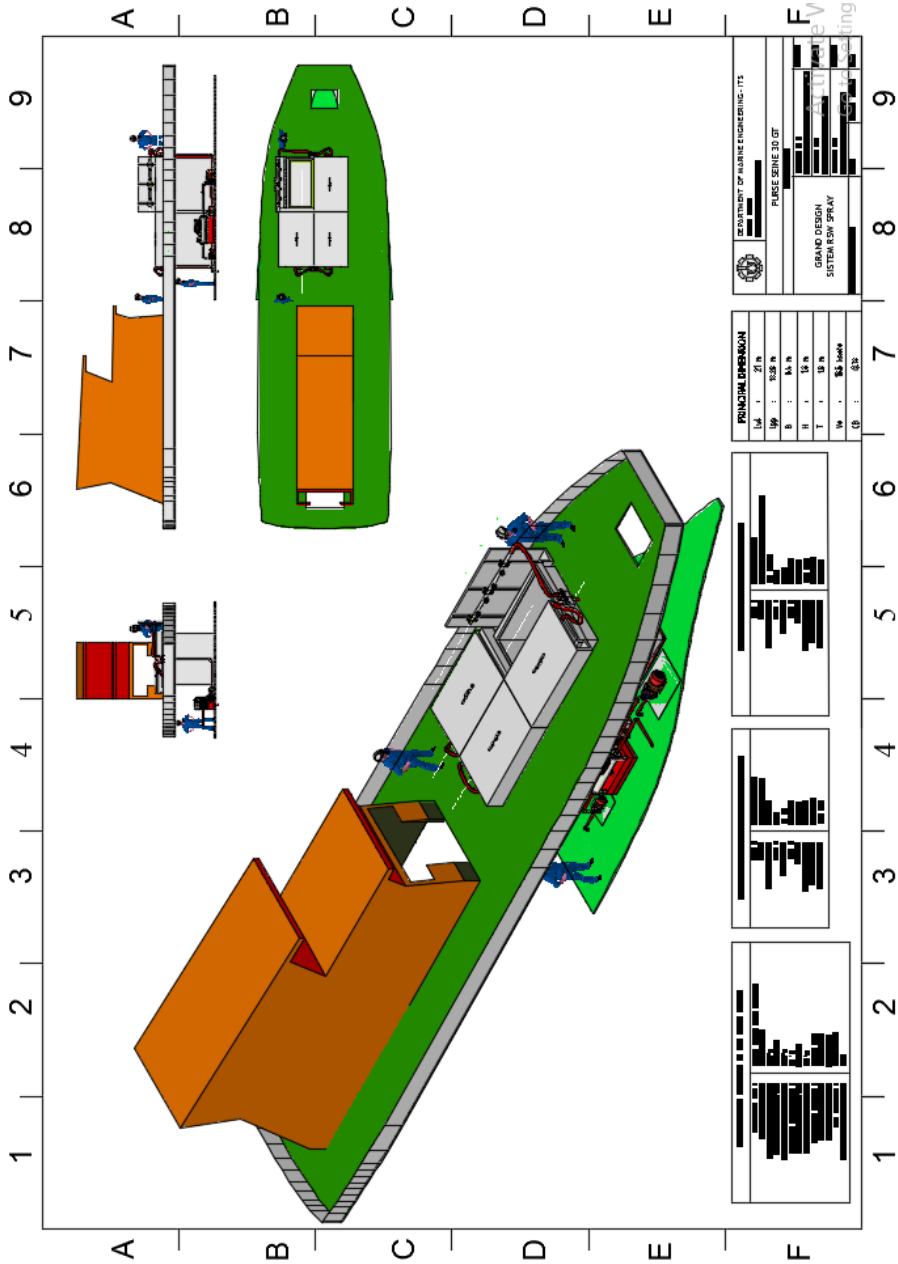
Dept. of Marine Engineering
Faculty of Marine Technology - ITS

LAMPIRAN

Rev. 00

Januari 2019

GAMBAR 3D CONCEPTUAL DRAWING SISTEM PENDINGIN RSW





**SKRIPSI
BACHELOR THESIS**

Dept. of Marine Engineering
Faculty of Marine Technology - ITS

LAMPIRAN

Rev. 00

Januari 2019

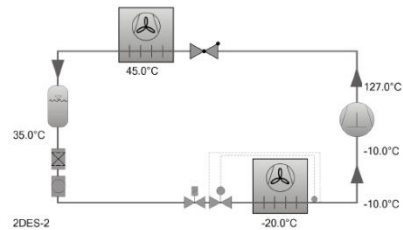
DETAIL SPESIFIKASI KOMPRESOR

	<p><i>Tugas Akhir</i> Name: Mukhsi Yosakh Hanafi NRP: 0421174600025</p>
<p>BITZER Software v6.11.0 rev2284</p>	<p>11/20/2019 / All data subject to change.</p>

Selection: Semi-hermetic Reciprocating Compressors

Input Values

Cooling capacity	5.00 kW
Mode	Refrigeration and Air conditioning
Refrigerant	R22
Reference temperature	Dew point temp.
Evaporating SST	-20.00 °C
Condensing SDT	45.0 °C
Liq. temp. (after condenser)	35.0 °C
Suction gas temperature	-10.00 °C
Operating mode	Auto
Power supply	400V-3-50Hz
Capacity control	100%
Useful superheat	100%

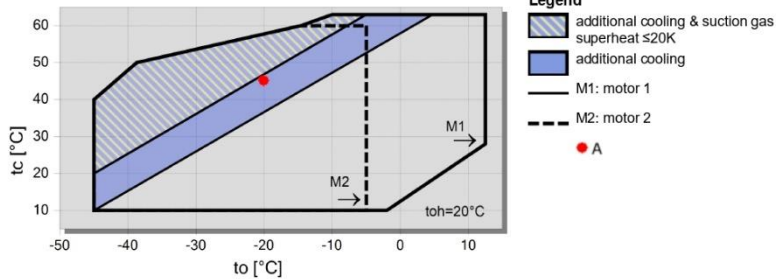


Result

Compressor	2DES-2-40S	2CES-3-40S
Capacity steps	100%	100%
Cooling capacity	4.16 kW	5.35 kW
Cooling capacity *	4.01 kW	5.16 kW
Evaporator capacity	4.16 kW	5.35 kW
Power input	2.23 kW	2.84 kW
Current (400V)	4.22 A	5.50 A
Voltage range	380-420V	380-420V
Condenser capacity	6.39 kW	8.19 kW
COP/EER	1.87	1.88
COP/EER *	1.80	1.82
Mass flow	92.9 kg/h	119.5 kg/h
Operating mode	Standard	Standard
Discharge gas temp. w/o cooling	127.0 °C	126.1 °C

Additional cooling/ Limitations (see Limits!)
*According to EN12900 (20°C suction gas temp., 0K liquid subcooling)

Application Limits 100% 2CES-3, 2DES-2





**SKRIPSI
BACHELOR THESIS**

Dept. of Marine Engineering
Faculty of Marine Technology - ITS

LAMPIRAN

Rev. 00

Januari 2019



Tugas Akhir
Name: Mukhsi Yosakh Hanafi
NRP: 0421174600025

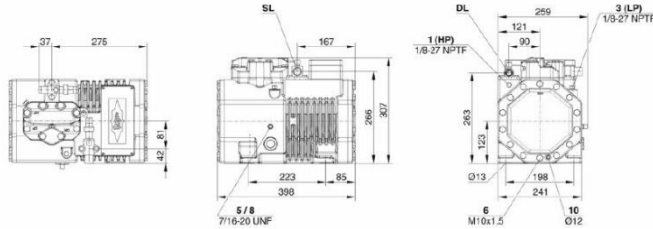
BITZER Software v6.11.0 rev2284

11/20/2019 / All data subject to change.

5 / 8

Technical Data: 2CES-3

Dimensions and Connections



Technical Data

Technical Data	
Displacement (1450 RPM 50Hz)	16,24 m3/h
Displacement (1750 RPM 60Hz)	19,60 m3/h
No. of cylinder x bore x stroke	2 x 55 mm x 39,3 mm
Weight	70 kg
Max. pressure (LP/HP)	19 / 32bar
Connection suction line	22 mm - 7/8"
Connection discharge line	16 mm - 5/8"
Oil type R134a/R407C/R404A/R507A/R407A/R407F	BSE32(Standard) R134a tc>70°C: BSE55 (Option)
Oil type R22 (R12/R502)	B5.2 (Option)
Oil type R1234yf/R1234ze	BSE32 (Standard) R1234ze tc>70°C & to>0°C: BSE55 (Option) R1234ze to>15°C: BSE85K (Option)

Motor data	
Motor version	2
Motor voltage (more on request)	380-420V Y-3-50Hz
Max operating current	9.1 A
Starting current (Rotor locked)	37.0 A
Max. Power input	5.0 kW

Extent of delivery (Standard)	
Motor protection	SE-B1
Enclosure class	IP66
Vibration dampers	Standard
Oil charge	1,50 dm ³

Available Options	
Additional fan	Option
Crankcase heater	0..120 W PTC (Option)

Sound measurement	
Sound power level (-10°C / 45°C)	67,0 dB(A) @ 50Hz
Sound power level (-35°C / 40°C)	70,0 dB(A) @ 50Hz
Sound pressure level @ 1m (-10°C / 45°C)	59,0 dB(A) @ 50Hz
Sound pressure level @ 1m (-35°C / 40°C)	62,0 dB(A) @ 50Hz



**SKRIPSI
BACHELOR THESIS**


Dept. of Marine Engineering
Faculty of Marine Technology - ITS

LAMPIRAN

Rev. 00

Januari 2019

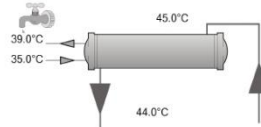
DETAIL SPESIFIKASI HEAT EXCHANGER (SHELL & TUBE)

	<p><i>Tugas Akhir</i> Name: Mukhsi Yosakh Hanafi NRP: 04211746000025</p>
<p>BITZER Software v6.11.0 rev2284</p>	<p>11/22/2019 / All data subject to change. 4 / 7</p>

Selection: Water-cooled Condensers

Input Values

Condenser capacity	10.00 kW
Series	Standard
Refrigerant	R22
Cooling agent	Water
Condensing temperature	45.0 °C
Water inlet temp.	35.0 °C
Liq. subc. (in condenser)	1.00 K
Fouling factor	0.000040 m ² K/W



K073H

Result

	K073H	K123H	K123H
Condenser type	K073H	K123H	K123H
Passes no.	2	2	4
Condenser capacity	10.04 kW	10.00 kW	10.00 kW
Allowed max. capacity	15.30 kW	21.4 kW	17.20 kW
Condensing SDT	45.0 °C	45.0 °C	45.0 °C
Water outlet temp.	39.0 °C	41.9 °C	43.6 °C
Volume flow	2.20 m ³ /h	1.26 m ³ /h	1.01 m ³ /h
Vol. flow min.	0.85 m ³ /h	0.85 m ³ /h	0.43 m ³ /h
Vol. flow max.	2.75 m ³ /h	2.75 m ³ /h	1.38 m ³ /h
Fluid velocity	1.29 m/s	0.74 m/s	1.17 m/s
Pressure drop	0.08 bar	0.04 bar	0.17 bar

Estimated calculation



**SKRIPSI
BACHELOR THESIS**

Dept. of Marine Engineering
Faculty of Marine Technology - ITS

LAMPIRAN

Rev. 00

Januari 2019



Tugas Akhir
Name: Mukhsi Yosakh Hanafi
NRP: 0421174600025

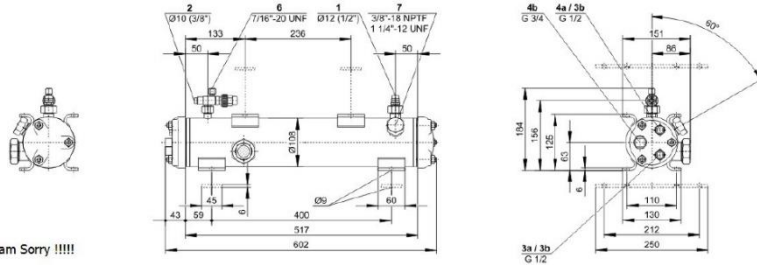
BITZER Software v6.11.0 rev2284

11/22/2019 / All data subject to change.

5 / 7

Technical Data: K073H

Dimensions and Connections



I am Sorry !!!!!

Technical Data

Technical Data

Weight	11 kg
Total width	602 mm
Total height	184 mm
Jacket tube diameter	108 mm
Refrigerant inlet	12 mm - 1/2"
Refrigerant outlet	10 mm - 3/8"
Coolant inlet (2 passes)	2 x 1/2"
Coolant outlet (2 passes)	3/4"
Coolant inlet (4 passes)	1/2"
Coolant outlet (4 passes)	1/2"
Receiver volume refrigerant	3,4 dm3
Max. refrigerant charge 90% at 20°C / 68°F	
R22	3,7 kg
R134a	3,8 kg
R407C	3,5 kg
R404A/R507A	3,3 kg
Max. pressure	33 bar
Max. Operating Temperature	120°C
Max pressure coolant side	10 bar
Larger inlet connection	16 mm - 5/8"

Available Options

2 fixing rails (above)	Option
2 fixing rails (below)	Option



**SKRIPSI
BACHELOR THESIS**

Dept. of Marine Engineering
Faculty of Marine Technology - ITS

LAMPIRAN

Rev. 00

Januari 2019

DETAIL SPESIFIKASI KATUP EKSPANSI (TXV)



Technical leaflet **Thermostatic expansion valves, type T 2 and TE 2**

Identification

The thermostatic element has laser engraved data on top of the diaphragm. This engraving gives valve type (with code number), evaporating temperature range, MOP point, refrigerant, and max. working pressure. PS/MWP.

The code refers to the refrigerant for which the valve is designed:

- X = R22/R407C¹⁾
- Z = R407C
- N = R134a
- S = R404A/ R507

Production place and date

- N4511A =
- N = Nordborg, Denmark
- (BE = Wuqing, China)
- 45 = week
- 11 = 2011
- A = Monday

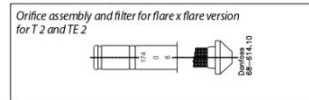
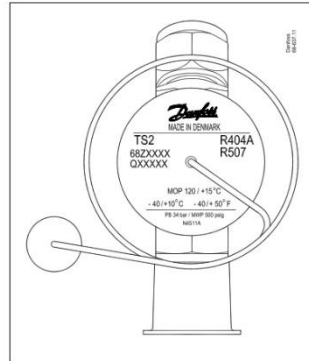
¹⁾ For R407C plants, please select valves from the dedicated R407C program

Orifice assembly for T 2 and TE 2

The orifice assembly is marked with the orifice size (e.g. 06) and week stamp + last number in the year (e.g. 174). The orifice assembly number is also given on the lid of its plastic container.

Capillary tube label for T 2 and TE 2

The label gives the orifice size (04) and consists of the lid of the orifice assembly plastic container. It can easily be fastened around the expansion valve capillary tube to clearly identify the valve size.



Technical data

Max. temperature
Bulb, when valve is installed: 100°C
Bulb, element not mounted: 60°C

Max. test pressure
PT = 38 bar

Min. temperature
T 2 → TE 2: -60°C

Max. working pressure
PS/MWP = 34 bar

MOP-points

Refrigerant	Range N	Range NM	Range NL	Range B
	-40°C → +10°C	-40°C → -5°C	-40°C → -15°C	-60°C → -25°C
MOP-point in evaporating temperature t_e and evaporating pressure p_e				
	+15°C / +60°F	0°C / +32°F	-10°C / +15°F	-20°C / -4°F
R22	100 psig/6.9 bar (abs)	60 psig/4.1 bar (abs)	35 psig/2.4 bar (abs)	20 psig/1.4 bar (abs)
R407C	95 psig/6.6 bar (abs)			
R134a	55 psig/3.8 bar (abs)	30 psig/2.1 bar (abs)	15 psig/1.0 bar (abs)	
R404A/R507	120 psig/8.3 bar (abs)	75 psig/5.2 bar (abs)	50 psig/3.4 bar (abs)	30 psig/2.1 bar (abs)

Superheat

- SS = static superheat
- OS = opening superheat
- SH = SS + OS = total superheat
- Q_{nom} = rated capacity
- Q_{max} = maximum capacity

The standard superheat setting SS is 5 K for valves without MOP and 4 K for valves with MOP. The opening superheat OS is 6 K from when opening begins to where the valve gives its rated capacity Q_{nom} .

Static superheat SS can be adjusted with setting spindle.

- Example**
- Static superheat SS = 5 K
 - Opening superheat OS = 6 K
 - Total superheat SH = 5 + 6 = 11 K

BIODATA PENULIS



Mukhsi Yosakh Hanafi atau biasa dipanggil Hanafi, lahir pada tanggal 30 Juni 1996 di Purworejo, Jawa Tengah. Penulis merupakan seorang anak dari pasangan bahagia Suyatno dan Sutrismiyati. Ayah penulis adalah seorang yang berprofesi sebagai polisi sedangkan ibu penulis adalah seorang yang berprofesi sebagai guru SD. Penulis merupakan anak kedua dari tiga bersaudara. Penulis menempuh pendidikan formal terakhir di Program Diploma III Teknik Mesin, Fakultas Sekolah Vokasi (SV), Universitas Gadjah Mada (UGM) di tahun 2014 dan lulus di tahun 2017. Setelah lulus dari UGM, penulis melanjutkan pendidikan dan tepat di bulan November tahun 2017 penulis tercatat sebagai mahasiswa aktif Program Sarjana Lintas Jalur di Teknik Sistem Perkapalan Fakultas Teknologi Kelautan (FTK), Institut Teknologi Sepuluh

Nopember (ITS). Selama menempuh pendidikan perkuliahan di ITS, penulis menyukai mata kuliah yang berhubungan dengan *fluid machinery and refrigeration system*. Oleh karena itu, pada skripsi kali ini penulis mengambil judul tugas akhir yang berhubungan dengan mata kuliah *fluid machinery and refrigeration system*, sesuai dengan *research interest* dari penulis.

Mukhsi Yosakh Hanafi
NRP. 04211746000025
mukhsihanafi@gmail.com