

33079/14608



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

GS

RSSP

623.8535

Grv

P-1

2008

TUGAS AKHIR - LS 1336

**PERENCANAAN DESAIN ALTERNATIF
PENGURANGAN KADAR GARAM PADA
REFRIGERATED SEA WATER (RSW) KM.NAPOLEON**

**MEYTIKA ERVINTA
NRP 4206 100 515**

**Dosen Pembimbing
Ir. Alam Baheramsyah M.Sc**

PERPUSTAKAAN ITS	
Tgl. Terima	7-8-2008
Terima Dari	H
No. Agenda Prp.	231493

**JURUSAN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2008**

LEMBAR PENGESAHAN

**PERENCANAAN DESAIN ALTERNATIF
PENGURANGAN KADAR GARAM PADA
REFRIGERATED SEA WATER (RSW) KM.NAPOLEON**

TUGAS AKHIR

**Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S1 Jurusan Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember**

Oleh :

MEYTIKA ERVINTA

NRP : 4206 100 515

Disetujui oleh Dosen Pembimbing Tugas Akhir
Ir. Alam Baheramsyah, MSc



**SURABAYA
Juli, 2008**

LEMBAR PENGESAHAN

**PERENCANAAN DESAIN ALTERNATIF
PENGURANGAN KADAR GARAM PADA
REFRIGERATED SEA WATER (RSW) KM.NAPOLEON**

TUGAS AKHIR

**Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S1 Jurusan Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember**

Oleh :

**MEYTIKA ERVINTA
NRP : 4206 100 515**

Disetujui oleh Ketua Jurusan :



Ir. Alam Baheramsvah, MSc

NIP. 131 993 365

SURABAYA

Juli, 2008

**PERENCANAAN DESAIN ALTERNATIF
PENGURANGAN KADAR GARAM PADA
REFRIGERATED SEA WATER (RSW) KM. NAPOLEON**

Nama Mahasiswa : MEYTIKA ERVINTA
NRP : 4206 100 515
Jurusan : Teknik Sistem Perkapalan
Dosen Pembimbing : Ir. Alam Baheramsyah, MSc

Abstrak

Pada KM. Napoleon diaplikasikan sistem pendingin Refrigerated Sea Water (RSW). Pendinginan dengan RSW ini dioperasikan selama 2 minggu dan membuat ikan hasil tangkapan menjadi asin (kadar garam $\geq 1\%$). Oleh karena itu diperlukan suatu sistem untuk menurunkan kadar garam sebelum air laut masuk ke dalam RSW.

Pada Tugas Akhir ini direncanakan air laut yang masuk ke dalam RSW mempunyai kadar garam sebesar 1 %. Untuk mendapatkan kadar garam tersebut dilakukan pencampuran air laut dan air tawar. Air tawar ini dihasilkan dengan menggunakan proses distilasi dengan suatu alat perpindahan panas untuk proses pemanasan dan kondensasi. Pada perhitungan penukar panas tipe spiral fin tube dilakukan variasi inputan temperatur gas buang 200°C , 250°C , 300°C , 350°C , 400°C . Variasi ini digunakan untuk mengetahui dimensi dari penukar panas sebagai acuan peletakkannya di dalam kapal.

Dari hasil perhitungan pada variasi – variasi temperatur gas buang didapatkan dimensi terbesar adalah pada variasi temperature gas buang 400°C dengan panjang 1,27 m. Posisi peletakan dari heat exchanger adalah dengan posisi vertikal. Peletakan heat exchanger untuk kondensor dikamar mesin sedangkan untuk sea water heater pada aliran pipa gas buang.

Kata kunci : refrigerated sea water, distilasi, kapal ikan

AN ALTERNATIVE DESIGN FOR SALINITY REDUCTION IN "MV.NAPOLEON" REFRIGERATED SEA WATER (RSW)

Name :MEYTIKA ERVINTA
NRP :4206 100 515
Departement :Marine Engineering
Supervisor :Ir. Alam Baheramsyah, MSc

Abstract

At MV.Napoleon applied of Refrigerated Sea Water (RSW) cooling system. Refrigeration by this RSW operated during 2 weeks and make the fish become briny (salinity $\geq 1\%$). Therefore needed a system to reduction the salinity before sea water come into RSW.

At this Final Project planned by the salinity of sea water which come into the RSW equal to 1 %. To get that salinity conducted by a mixing the sea water and fresh water. This fresh water is produced by using distillation process with a heat transfer appliance for heat process and condensation process. At heat transfer appliance with spiral fin tube type conducted by variation input of exhaust gas temperature 200°C , 250°C , 300°C , 350°C , 400°C . This variation used to know the dimension from heat exchanger as inboard laying reference.

From calculation result of exhaust gas variation got a biggest dimension at variation of exhaust gas temperature 400°C with length 1,27 m. Laying position from heat exchanger is vertical. Laying of heat exchanger for the condenser is in the engine room while for the sea water heater at stream of exhaust gas pipe.

Keyword : refrigerated sea water, distillation, fishing vessel

KATA PENGANTAR

Segala puji kepada Allah SWT atas limpahan rahmat serta hidayahNya, sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul ” **Perencanaan Desain Alternatif Pengurangan Kadar Garam pada Refrigerated Sea Water (RSW) KM. Napoleon**”.

Tugas Akhir ini merupakan salah satu syarat menyelesaikan pendidikan di Jurusan Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya. Semoga laporan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi para pembaca. Penulis menyadari dalam penyusunan Tugas Akhir ini masih jauh dari kesempurnaan sehingga penulis mengharapkan kritik dan saran dari pembaca.

Surabaya, Juni 2008
Penulis

UCAPAN TERIMA KASIH

Pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada pihak – pihak yang membantu penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.

1. Bapak Ir. Alam Baheramsyah, MSc selaku dosen pembimbing dan Ketua Jurusan Teknik Sistem Perkapalan atas bimbingan serta segala masukan – masukan yang diberikan untuk menyelesaikan Tugas Akhir ini.
2. Bapak Ir. Tjoek Suprayitno selaku dosen wali atas segala bimbingan dan arahan selama kuliah di Jurusan Teknik Sistem Perkapalan, bapak – bapak dosen Jurusan Teknik Sistem Perkapalan yang tidak dapat saya sebutkan satu persatu atas segala ilmu yang telah diberikan serta seluruh karyawan Jurusan Teknik Sistem Perkapalan atas segala bantuannya.
3. Seluruh Staf dan Karyawan Balai Besar Pengembangan Penangkapan Ikan (BBPPI) Semarang atas segala bantuan data yang diberikan.
4. Bapak dan Ibu serta adik – adikku atas segala dorongan baik materi, kasih sayang, doa maupun semangat yang telah diberikan, serta sahabat – sahabat Lintas Jalur 06 yang tidak dapat saya sebutkan satu persatu atas kekompakan, dan bantuan yang telah diberikan.

Akhir kata semoga segala bantuan yang diberikan selama ini dapat dicatat sebagai amal yang baik dan mendapat balasan dari Tuhan YME.

Surabaya, Juni 2008

Penulis



DAFTAR ISI

Halaman Judul	i
Lembar Pengesahan	ii
Abstrak	iv
<i>Abstrack</i>	v
Kata Pengantar	vi
Ucapan Terima Kasih	vii
Daftar Isi	viii
Daftar Gambar	x
Daftar Tabel	xi
Daftar Lampiran	xii
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	3
1.3 Batasan Masalah.....	4
1.4 Tujuan Penelitian.....	4
1.5 Manfaat Penelitian.....	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 Refrigerated Sea Water (RSW).....	5
2.1.1 Komponen refrigerated sea water (RSW).....	7
2.1.2 Pengoperasian refrigerated sea water (RSW)..	9
2.2 Desalinasi Air Laut.....	9
2.2.1 Reverse Osmosis.....	10
2.2.2 Distilasi.....	11
2.2.3 Kelebihan dan kekurangan reverse osmosis dan distilasi.....	13
2.3 Heat Exchanger.....	14
2.4 Perencanaan dan Perhitungan Sistem Desalinasi.....	16
2.4.1 Perhitungan heat exchanger.....	16
2.4.2 Perencanaan Evaporator.....	27
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	
3.1 Studi Literatur.....	31

3.2	Pengumpulan Data.....	31
3.3	Pengolahan Data.....	31
3.4	Perhitungan dan Perencanaan.....	32
	3.4.1 Perencanaan sistem.....	32
	3.4.2 Penentuan parameter perencanaan.....	32
	3.4.3 Perhitungan dan desain kondensor.....	32
	3.4.4 Perhitungan dan desain sea water heater.....	33
	3.4.5 Perhitungan dan desain evaporator.....	34
3.5	Perencanaan Peletakan.....	34
3.6	Analisa.....	34
3.7	Penyusunan Laporan.....	34
3.8	Flowchart Metodologi.....	35

BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1	Data KM. Napoleon.....	39
4.2	Perencanaan Sistem Desalinasi.....	39
	4.2.1 Perhitungan volume ruang muat.....	41
	4.2.2 Perencanaan prosentase kadar garam	45
	4.2.3 Perencanaan volume air tawar yang dihasilkan.....	46
	4.2.4 Perencanaan gas buang yang digunakan.....	47
4.3	Perhitungan Sistem Desalinasi.....	48
	4.3.1 Perhitungan kondenser.....	49
	4.3.2 Perhitungan pemanas air laut.....	58
	4.3.3 Perhitungan evaporator.....	69
	4.3.4 Sistem pemvacuuman.....	72
4.4	Perencanaan Peletakan Sistem.....	73
4.5	Perhitungan Pompa Air Laut.....	75

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1	Kesimpulan.....	81
5.2	Saran.....	82

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

BIODATA

DAFTAR GAMBAR

Gambar	1.1	KM. Napoleon.....	1
Gambar	2.1	Diagram Siklus RSW.....	6
Gambar	2.2	Pemisahan partikel oleh membran.....	10
Gambar	2.3	Effect distillation.....	11
Gambar	2.4	Flash distillation.....	12
Gambar	2.5	Vapour compression distillation.....	12
Gambar	2.6	Spiral tube.....	14
Gambar	2.7	Fin tube.....	14
Gambar	2.8	Aliran paralel.....	15
Gambar	2.9	Aliran berlawanan.....	15
Gambar	2.10	Aliran silang.....	15
Gambar	2.11	Skema neraca massa dan energi.....	16
Gambar	2.12	Distribusi suhu dalam penukar panas aliran paralel.....	18
Gambar	2.13	Distribusi suhu dalam penukar panas aliran berlawanan.....	19
Gambar	2.14	Flash evaporator.....	27
Gambar	3.1	Flowchart pengerjaan tugas akhir.....	35
Gambar	4.1	Sistem Desalinasi.....	40
Gambar	4.2	Ruang Muat I.....	41
Gambar	4.3	Ruang Muat II.....	43
Gambar	4.4	Ruang Muat III.....	44
Gambar	4.5	Skema Kondensasi Uap.....	49
Gambar	4.6	Skema Sistem Pemanasan Air Laut.....	58
Gambar	4.7	Desain bentuk sea water heater.....	68
Gambar	4.8	Perencanaan flash vaporation.....	70
Gambar	4.9	Perencanaan posisi peletakan evaporator dan kondensor.....	74
Gambar	4.10	Perencanaan posisi peletakan sea water heater.....	74
Gambar	4.11	Peletakan komponen sistem distilasi.....	75

DAFTAR TABEL

Tabel 1.1	Hasil Pengujian Ikan.....	2
Tabel 2.1	Sifat – sifat air laut.....	6
Tabel 2.2	Kelebihan dan kekurangan reverse osmosis & distilasi.....	13
Tabel 2.3	Daftar faktor pengotoran normal.....	23
Tabel 4.1	Pengukuran ruang muat I.....	41
Tabel 4.2	Volume ruang muat I.....	42
Tabel 4.3	Pengukuran ruang muat II.....	42
Tabel 4.4	Volume ruang muat II.....	43
Tabel 4.5	Pengukuran ruang muat III.....	43
Tabel 4.6	Volume ruang muat III.....	44
Tabel 4.7	Prosentase kenaikan garam pada ikan/hari.....	45
Tabel 4.8	Data gas buang perbandingan.....	47
Tabel 4.9	Variasi temperatur dan flow gas buang.....	48
Tabel 4.10	Perencanaan fluida kondensor.....	49
Tabel 4.11	Perencanaan spiral fin tube kondensor.....	50
Tabel 4.12	Perencanaan spiral fin tube sea water heater.....	58
Tabel 4.13	Perencanaan fluida sea water heater 1.....	59
Tabel 4.14	Hasil perhitungan sea water heater.....	68
Tabel 4.15	Dimensi peralatan desalinasi.....	73
Tabel 4.16	Losses minor pipa suction.....	77
Tabel 4.17	Losses minor pipa discharge.....	78
Tabel 5.1	Hasil perhitungan kondensor.....	81
Tabel 5.2	Hasil perhitungan sea water heater.....	81
Tabel 5.3	Dimensi heat exchanger.....	82

DAFTAR LAMPIRAN

Lampiran	1	Sifat – sifat termodinamika uap (1)
Lampiran	2	Sifat – sifat termodinamika uap (2)
Lampiran	3	Sifat – sifat air
Lampiran	4	Sifat – sifat udara pada tekanan atmosfer
Lampiran	5	Sifat – sifat logam (1)
Lampiran	6	Sifat – sifat logam (2)
Lampiran	7	Sifat – sifat logam (3)
Lampiran	8	Fouling Factor
Lampiran	9	NTU pada aliran berlawanan
Lampiran	10	Jarak fin untuk gas buang
Lampiran	11	Schedul pipa standar ASTM
Lampiran	12	Penampang kapal port side view
Lampiran	13	Penampang kapal starboard view
Lampiran	14	Gambar Melintang kapal
Lampiran	15	Pandangan atas Kamar Mesin
Lampiran	16	Spesifikasi pompa vacuum
Lampiran	17	Spesifikasi pompa air laut
Lampiran	18	Perhitungan sea water heater

BAB I
PENDAHULUAN

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pada tahun 2005 Balai Besar Pengembangan Penangkapan Ikan (BBPPI) Semarang bekerja sama dengan PT. ITU Aircon Co mengadakan kajian tentang sistem pendingin *Refrigerated Sea Water* (RSW) yang menggunakan refrigerant R22. RSW ini diaplikasikan pada KM.Napoleon yang mempunyai data – data sebagai berikut:

Loa	: 13,3 m
Lwl	: 9,91 m
Bmax	: 4,4 m
Bdl	: 4,09 m
H	: 1,31 m

Jumlah ruang muat : 3 buah

Daerah penangkapan adalah di perairan Korowelang dan sekitar Kaliwungu.



Gambar 1.1 KM. Napoleon

Jenis ikan hasil tangkapan adalah berupa ikan Pepetek (*Leognathus sp*), Tiga Waja (*Scinidae*), Kuniran (*Upeneus sp*), Mata Merah (*Lutjanus sp*), Kembung (*Rastrellinger sp*), Lidah (*Cynoglossus*), Cumi – cumi (*Loligo sp*) Akan tetapi yang paling dominan adalah ikan Pepetek (*Leognathus sp*). Ikan hasil tangkapan kapal ini adalah merupakan jenis ikan yang berukuran kecil. Kapal ini direncanakan dapat mendinginkan ikan selama 2 minggu. Pada minggu pertama ikan masih layak konsumsi, akan tetapi pada minggu kedua kadar garam yang terkandung pada ikan sudah melebihi 1 % (biasanya kadar garam ikan segar untuk konsumsi $\leq 1\%$). Hasil dari uji laboratorim mengenai kandungan ALT (kandungan mikrobiologi), garam dan organoleptik (kenampakan fisik) pada ikan setelah didinginkan dengan RSW adalah sebagai berikut :

Tabel 1.1 Hasil pengujian ikan

Jenis Ikan	Pengujian Minggu I			Pengujian Minggu II		
	ALT	Salt (%)	Organ oleptik	ALT	Salt (%)	Organ oleptik
Kuniran	136.10 ²	0,77	7,4	17.10 ²	1,19	7,4
Kembung	150.10 ²	0,16	7,3	10.10 ²	2,05	7,4
Pepetek	125.10 ²	0,14	7,3	19.10 ²	1,19	7,4
Mata merah	170.10 ²	0,11	7,4	16.10 ²	1,74	7,4
Cumi-cumi	163.10 ²	0,14	7,3	8.10 ²	2,15	7,4

Keterangan :

Standart ALT = 5.10⁵ koloni/gram

Standart Organoleptik = minimal 7

Standart Garam = tidak ada (biasanya untuk konsumsi $\leq 1\%$)

Pada dasarnya RSW biasanya digunakan untuk mendinginkan ikan dengan ukuran besar. Akan tetapi ukuran dari ikan hasil tangkapan KM.Napoleon relatif kecil dan pipih sehingga menyebabkan lebih banyak garam yang diserap oleh ikan.

Untuk mengurangi kadar garam yang diserap oleh tubuh ikan maka perlu dilakukan suatu cara pengurangan kadar garam. Penurunan ini dilakukan pada air laut sebelum air laut tersebut dimasukkan ke sistem RSW. Dalam pengurangan kadar garam pada RSW KM.Napoleon ini digunakan metode distilasi. Metode distilasi yang diterapkan adalah dengan memanfaatkan panas dari gas buang mesin induk kapal. Penggunaan metode distilasi dengan gas buang selama ini dianggap sebagai cara yang paling ekonomis untuk mengurangi kadar garam pada air laut karena memanfaatkan limbah panas yang sudah tidak digunakan. Dengan menggunakan metode ini kadar garam yang masuk ke RSW dapat diatur sesuai dengan yang kita inginkan agar ikan hasil tangkapan tidak asin dan titik beku dari RSW dapat dipertahankan dibawah 0°C .

Dari adanya penelitian ini diharapkan sistem *Refrigerated Sea Water* (RSW) pada KM. Napoleon dapat digunakan secara maksimal. Sehingga aplikasi RSW pada kapal ini dapat meningkatkan hasil tangkapan karena RSW lebih fleksibel dibandingkan dengan sistem pendinginan yang menggunakan balok es. Hal ini disebabkan karena RSW dapat diproduksi kapan saja dibutuhkan.

1.2 Perumusan Masalah

Permasalahan yang diangkat dari perencanaan desain alternatif pengurangan kadar garam pada *Refrigerated Sea Water* (RSW) pada kapal BBPPI KM.Napoleon ini adalah sebagai berikut :

- Perhitungan *heat exchanger* untuk proses distilasi air laut dan bagaimana desain bentuk dari *heat exchanger* tersebut.
- Bagaimana peletakan sistem ini pada kapal agar tidak mengganggu kerja sistem RSW.



1.3 Batasan Masalah

Dalam memecahkan permasalahan – permasalahan dalam penelitian ini digunakan batasan pembahasan sebagai berikut :

- a. Perencanaan ini hanya digunakan pada kapal BBPPI yaitu KM.Napoleon
- b. Dalam perencanaan ini Analisa Ekonomi tidak dibahas.
- c. Tidak dilakukan pembahasan mengenai mutu ikan setelah dilakukan pengurangan kadar garam pada RSW

1.4 Tujuan Penelitian

Mengurangi kadar garam yang terserap oleh tubuh ikan selama pendinginan dengan *Refrigerated Sea Water* (RSW) pada KM.Napoleon.

1.5 Manfaat Penelitian

Dengan adanya perencanaan desain alternative pengurangan kadar garam pada *Refrigerated Sea Water* (RSW) ini diharapkan RSW tidak hanya dapat digunakan untuk mendinginkan ikan dengan ukuran besar saja. Akan tetapi semua ukuran ikan dapat didinginkan dengan RSW tanpa takut akan tingginya kadar garam yang diserap oleh tubuh ikan selama proses pendinginan.



BAB II
TINJAUAN PUSTAKA

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Refrigerated Sea Water (RSW)

Sistem *Refrigerated Sea Water* (RSW) adalah merupakan suatu sistem pendingin dengan memanfaatkan air laut untuk menyediakan air laut dingin dengan menggunakan sebuah mesin *mechanical refrigeration*. Sistem RSW ini sering digunakan pada kapal ikan untuk mendinginkan hasil tangkapan karena garam pada air laut menyebabkan titik beku dibawah 0°C yaitu -2°C . Sehingga masih memungkinkan air dapat disirkulasikan dengan temperatur yang rendah dibandingkan dengan air tawar. Selain itu sistem RSW ini sering digunakan pada kapal ikan karena mempunyai beberapa keuntungan sebagai berikut :

- a. Proses pendinginannya cepat
- b. Mengurangi tekanan pada ikan
- c. Temperatur lebih rendah
- d. Penanganan lebih cepat
- e. Waktu penyimpanan lebih lama

RSW ini biasa digunakan untuk mendinginkan ikan yang mempunyai ukuran yang besar seperti Tuna, Salmon, dan ikan besar lainnya. Apabila ukuran dari ikan terlalu kecil maka akan menyebabkan tingginya kadar garam yang diserap oleh tubuh ikan. Walaupun tidak ada standart kadar garam pada tubuh ikan segar, akan tetapi biasanya kadar garam pada ikan konsumsi adalah $\leq 1\%$. Tingginya kadar garam pada RSW dipengaruhi oleh :

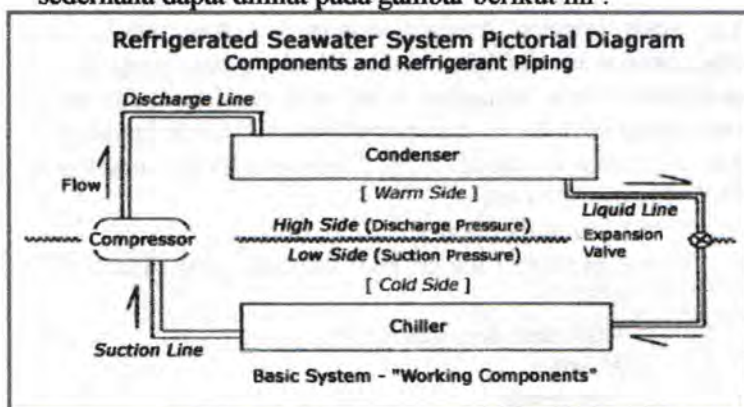
- a. Ukuran dari ikan
- b. Kandungan garam pada air laut yang masuk pada RSW
- c. Rasio dari ikan dan RSW
- d. Waktu
- e. Temperatur

Salinitas atau kadar garam yang terkandung pada air laut adalah 3 % atau 30 ppm (*part per million*) artinya terdapat 30 gram garam di dalam satu kilogram air laut. Air laut yang digunakan untuk RSW ini harus bersih dan terbebas dari pencemaran agar nantinya tidak bersifat racun waktu digunakan untuk mendinginkan ikan. Sifat – sifat air laut berdasarkan kadar garamnya dapat dilihat pada tabel berikut :

Tabel 2.1 Sifat – Sifat Air Laut [5]

Salt content (%)	0	1	2	3
Freezing point (°C)	0	-0.53	-1.08	-1.64
Maximum density	1.000	1.008	1.016	-1.024
Solubility of oxygen (litres/litre of water)	0.010			0.009
Solubility of carbon dioxide (litres/litre of water)	1.70	1.61	1.54	1.46

Refrigerated Sea Water (RSW) ini mempunyai komponen utama berupa Kompresor, Kondensor, Expansion valve, dan Evaporator. Prinsip kerja dari RSW ini secara sederhana dapat dilihat pada gambar berikut ini :



Gambar 2.1 Diagram Siklus RSW [1]

2.1.1 Komponen *Refrigerated Sea Water* (RSW)

Dalam sistem RSW selain terdapat komponen – komponen pokok juga terdapat beberapa komponen – komponen pendukung lainnya. Komponen tersebut berfungsi untuk menyempurnakan kerja dari sistem *Refrigerated Sea Water* (RSW). Komponen RSW adalah sebagai berikut [1]:

a. Evaporator

Evaporator pada sistem ini berfungsi untuk menguapkan cairan *refrigerant*. Bentuk dari evaporator ini bermacam – macam tergantung pada penggunaannya. Bentuknya berupa pelat yang biasanya digunakan untuk mendinginkan daging atau ikan, ada juga yang berbentuk pipa bersirip yang biasanya digunakan untuk mendinginkan udara, serta yang berbentuk pipa yang umumnya digunakan untuk mendinginkan cairan atau udara.

b. Kompresor

Kompresor pada RSW ini difungsikan untuk meningkatkan atau menaikkan tingkat energi uap *refrigerant* yang datang dari evaporator sehingga uap dapat dikondensasikan oleh kondensor dengan menggunakan media pendingin seperti air dan udara

c. Kondensor

Kondensor digunakan untuk mengembunkan uap yang berasal dari kompresor dengan cara memberikan fluida dingin (air atau udara). Atau dengan kata lain membuang panas yang telah diambil oleh *refrigerant*, yang terdiri dari :

- Panas yang diserap *refrigerant* selama menguap di evaporator
- Panas yang diberikan kompresor pada waktu pemampatan

d. Tangki *Receiver*

Tangki *receiver* berfungsi untuk menampung *refrigerant*. *Refrigerant* yang nantinya digunakan untuk mendinginkan air laut yang akan masuk ke tangki ruang muat.

e. Oil Separator

Oil separator berfungsi untuk memisahkan oli dengan *refrigerant* dari kompresor agar oli tidak terbawa pada saat *refrigerant* bersirkulasi.

f. Filter Kering

Filter berfungsi untuk menyaring kotoran – kotoran dari sistem yang terbawa pada saat *refrigerant* bersirkulasi. Selain itu filter kering ini juga berfungsi untuk menyerap uap air yang ada di sistem perpipaan.

g. Kaca Pelihat (*Sight Glass*)

Kaca penlihat (*sight glass*) ini berfungsi untuk melihat kondisi *refrigerant*. Kondisi ideal pada *sight glass* terlihat bening mengalir tanpa buih dengan indikator menunjukkan kering.

h. Katub Ekspansi

Katub ekspansi merupakan suatu penahan tekanan sehingga tekanan cair yang telah melalui katub ekspansi ini menjadi rendah. Katub ekspansi yang paling sering digunakan pada kapal ikan adalah katub ekspansi termostatik untuk digunakan pada evaporator kering, dan katub apung atau katub tangan untuk evaporator basah.

i. Katub Penyumbat

Katub ini berfungsi untuk membuka dan menutup aliran gas atau cairan *refrigerant*. Katub penyumbat ini mempunyai dua jenis, yaitu :

- Katub tangan
- Katub solenoid

Kedua katub tersebut mempunyai perbedaan pada tenaga penggerakannya. Katub tangan dibuka secara manual dengan cara diputar sedangkan katub solenoid dibuka dengan cara mengalirkan listrik.

j. Katub Pembebas

Katub pembebas berfungsi untuk melindungi mesin pendingin terhadap kerusakan – kerusakan yang timbul akibat tekanan yang terlalu tinggi. Katub pembebas dipasang pada

kondensor, bagian pengeluaran dari kompresor, tangki cairan, akumulator dan bagian lain yang dianggap perlu. Apabila terjadi tekanan tinggi, maka katub pembebas ini akan terbuka dan membuang sebagian uap refrigerant sampai tekanan itu normal kembali.

2.1.2 Pengoperasian *Refrigerated Sea Water (RSW)*

Pada kapal yang menggunakan RSW harus ada satu ruang muat yang khusus digunakan untuk mendinginkan air sebelum disirkulasikan ke ruang muat yang lain. Sebelum digunakan untuk mendinginkan ikan terlebih dahulu ruang muat diisi $\frac{1}{4}$ bagian dengan air laut. Karena dalam perbandingan pada RSW adalah 1 : 4. Air laut ini nantinya didinginkan dengan menggunakan *refrigerant* yang telah ditampung didalam receiver. *Refrigerant* ini dialirkan dengan katub ekspansi ke dalam evaporator dimana katub ekspansi ini mengubah *refrigerant* dari tekanan tinggi ke tekanan rendah. *Refrigerant* kemudian menyerap panas dari air laut sehingga menjadi gas bertemperatur dan bertekanan rendah yang kemudian kompresi sehingga menjadi *refrigerant* gas bertemperatur dan bertekanan tinggi. Setelah itu dimasukkan ke kondensor sehingga *refrigerant* gas berubah menjadi *refrigerant* cair ,dengan air atau udara. Refrigeran gas yang telah diubah menjadi *refrigerant* cair tersebut lalu dialirkan kembali ke receiver.

Air laut yang telah didinginkan tersebut disirkulasikan dengan menggunakan pipa. Air disirkulasikan pada temperatur yang telah direncanakan. Untuk menjaga kualitas ikan yang didinginkan secara periodik air laut pada ruang muat diganti dengan yang baru.

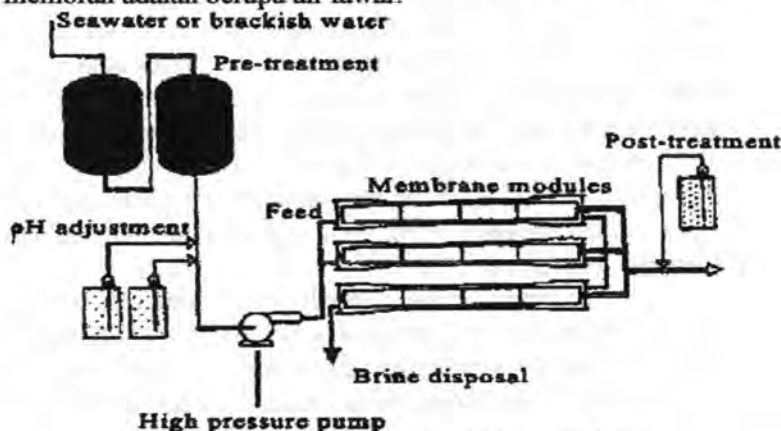
2.2 Desalinasi Air Laut

Desalinasi air laut adalah merupakan suatu proses pemisahan antara air dan garam. Perlakuan dalam pemisahan ini didasarkan pada sifat – sifat fisis dari zat yang terkandung dalam campuran (air laut) [2]. Dalam desalinasi air laut ada

beberapa metode yang sering digunakan. Metode – metode tersebut antara lain adalah sebagai berikut Osmosis balik (*reverse osmosis/RO*) dan penyulingan (distilasi).

2.2.1 Reverse osmosis (osmosis balik)

Proses desalinasi *reverse osmosis* adalah pemisahan campuran dengan menggunakan membran. Proses ini memanfaatkan sifat osmosis yang mengalir dari solute rendah ke solute tinggi, akan tetapi disini membran yang digunakan adalah membran permiable sehingga terjadi osmosis balik. Dengan proses ini suatu cairan dilewatkan sebuah membran yang dapat memisahkan solute tinggi menjadi solute rendah. Pemisahan ini memerlukan tekanan yang melebihi tekanan osmotik dari cairan tersebut. Karena membran RO ini bersifat permeable untuk garam dan senyawa yang mempunyai berat molekul yang lebih besar maka cairan yang keluar dari membran adalah berupa air tawar.



Gambar 2.2 Pemisahan partikel oleh membran

Ukuran pori membran adalah kurang dari 2 nm. *Reverse Osmosis* ini juga dikenal sebagai hiperfiltrasi karena tekanan yang digunakan melebihi tekanan osmosis umpan sebelum umpan dilewati melalui membran. Tekanan yang digunakan relatif tinggi yaitu 5 – 8 Mpa.

2.2.2 Distilasi (penyulingan)

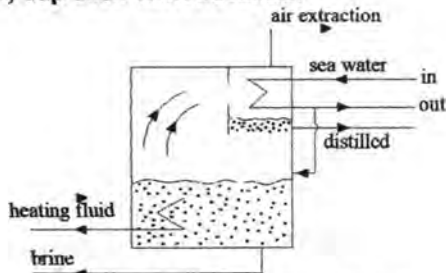
Distilasi atau penyulingan adalah merupakan pemisahan campuran berdasarkan perbedaan kecepatan atau kemudahan menguap bahan. Dalam penyulingan air laut, air laut akan dipanaskan dipanaskan terlebih dahulu. Zat campuran dari air laut yang memiliki titik didih lebih rendah akan menguap lebih dahulu. Dalam campuran air laut yang mempunyai titik didih rendah adalah air sehingga yang menguap dalam proses distilasi air laut adalah airnya. Metode ini merupakan unit operasi kimia jenis perpindahan massa. Penerapan proses ini didasarkan pada teori bahwa pada suatu larutan, masing – masing komponen akan menguap pada titik didihnya. Proses distilasi ini terdiri dari tiga tahap yaitu :

- Mengubah substansi dalam bentuk uapnya.
- Memindahkan uap yang telah terbentuk.
- Mengkondensasikan uap yang telah terbentuk menjadi cair.

Proses distilasi pada dasarnya dibedakan menjadi tiga yaitu sebagai berikut [2]:

a. Effect distillation

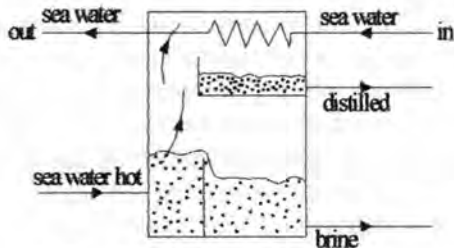
Pada tipe ini terdapat bundle – bundle dari tube (dialiri fluida panas) yang tenggelam di dalam air laut yang akan didistilasi. Karena terkena panas dari pipa tersebut maka air laut akan mendidih dan kemudian menguap. Uap akan naik ke atas melalui suatu demister. Ketika melewati tube kondensor, uap akan terkondensasi.



Gambar 2.3 Effect Distillation

b. Flash distillation

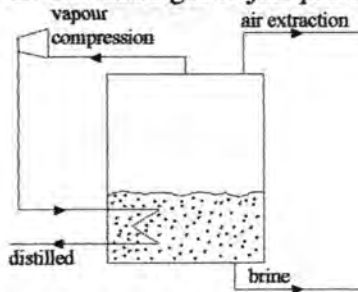
Dengan menggunakan tipe ini kapasitas produksi sangat besar pada heat specific consumption yang rendah. Tipe flash ini menggunakan sistem pemvacuuman untuk menguapkan air laut. Tekanan pada sistem direncanakan sesuai dengan tekanan didih temperatur yang masuk sehingga pada waktu air laut diflashing dapat dengan mudah menguap.



Gambar 2.4 Flash Distillation

c. Vapour compression distillation

Pada tipe ini air laut dipanaskan pada temperatur didihnya di ruang distiller. Uap air yang dihasilkan selanjutnya dikompresi dengan menggunakan vapour compression sehingga saturation temperaturnya naik. Uap air yang terkompresi selanjutnya mengalir melalui tube - tube pada bagian terbawah dari ruang distiller untuk mendidihkan air laut sekaligus terjadi proses kondensasi.



Gambar 2.5 Vapour Compression Distillation

2.2.3 Kelebihan dan kekurangan reverse osmosis & distilasi

Masing – masing dari jenis desalinasi air laut mempunyai kelebihan dan kekurangan. Kelebihan dan kekurangan dari metode desalinasi ini bisa dijadikan pertimbangan untuk merencanakan sistem desalinasi. Menurut BBPT kelebihan dan kekurangan metode *reverse osmosis* (RO) dan metode distilasi adalah sebagai berikut :

Tabel 2.2 Kelebihan dan Kekurangan RO & Distilasi

Kelebihan		Kekurangan	
RO	Distilasi	RO	Distilasi
Sistem sederhana	Biaya investasi murah	Biaya investasi mahal.	Memerlukan sumber panas apabila tidak ada gas buang
	Semua air laut bisa digunakan	Kemungkinan terjadi penyumbatan pada membran oleh bakteri, kerak kapur atau fosfat dari air laut.	Sistem lebih kompleks
	Bisa menggunakan sumber panas dari gas buang	Tidak semua air laut bisa digunakan (hanya air laut bersih)	
		Memerlukan tekanan yang tinggi	

Dengan melihat kelebihan dan kekurangan tersebut metode yang paling ekonomis untuk desalinasi air laut adalah metode penyulingan atau distilasi. Metode distilasi ini sering digunakan di kapal karena biasanya pemanasannya dengan

memanfaatkan gas buang dari mesin induk. Sehingga tidak memerlukan biaya lagi untuk menghasilkan sumber panas.

2.3 Heat Exchanger

Pada perencanaan sistem desalinasi ini metode desalinasi yang digunakan adalah metode distilasi. Pada metode distilasi ini memerlukan alat penukar panas (heat exchanger) untuk memanaskan air laut dan juga untuk mengkondensasikan uap yang dihasilkan pada proses evaporasi. Tipe penukar panas yang digunakan adalah *spiral fin tube*.



Gambar 2.6 Spiral Tube

Untuk menambah luasan perpindahan panas pada pipa agar dimensi pipa kecil adalah dengan menambah fin (sirip) pada pipa.

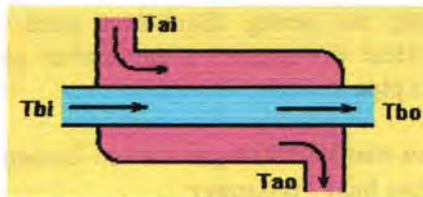


Gambar 2.7 Fin Tube

Dalam penukar panas ada beberapa tipe aliran fluida yang sering dipakai. Aliran tersebut adalah sebagai berikut :

a. Aliran paralel (*parallel flow*)

Pada alat penukar panas dengan aliran paralel ini, fluida pemanas dan yang dipanaskan mengalir searah.

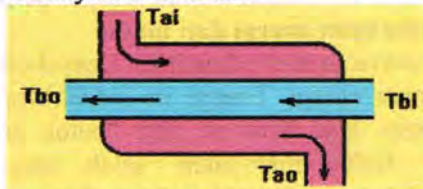


Gambar 2.8 Aliran Paralel

Fluida mengalir dimulai dari tempat yang sama dan diakhiri pada yang tempat yang sama. Proses penyerapan panas pada aliran ini tidak maksimal karena posisi penukaran panasnya tetap.

b. Aliran berlawanan (counter flow)

Pada aliran berlawanan antara fluida satu dengan yang lainnya arahnya berlawanan.

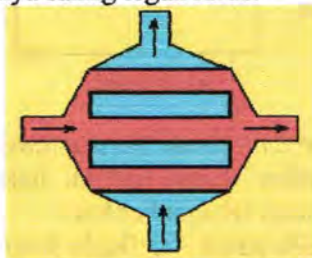


Gambar 2.9 Aliran Berlawanan

Pada aliran ini penyerapan panas dapat maksimal. Hal ini dikarenakan fluida yang telah dipanaskan secara terus menerus akan mendapatkan pemanasan dengan temperatur yang masih tinggi.

c. Aliran silang (cross flow)

Pada aliran silang arah aliran antara fluida satu dengan yang lainnya saling tegak lurus.



Gambar 2.10 Aliran Silang

Aliran silang ini sering digunakan pada *compact heat exchanger*. Heat exchanger ini merupakan gabungan antara pelat dengan pipa.

2.4 Perencanaan dan Perhitungan Sistem Desalinasi

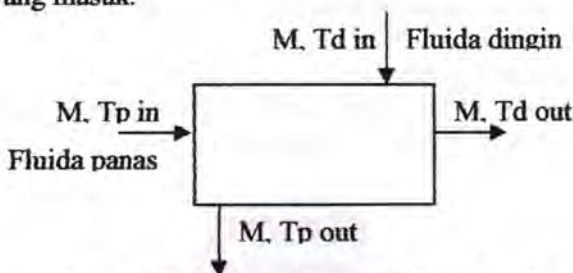
2.4.1 Perhitungan heat exchanger

Pada perencanaan sistem desalinasi ini menggunakan type heat exchanger *spiral fin tube* dengan type aliran *counter flow*. Penggunaan tipe aliran ini dengan alasan bahwa pada *counter flow* fluida berkesempatan menyerap panas lebih besar dibandingkan dengan *parallel flow*.

Spiral fin tube ini digunakan pada pemanas air laut (*sea water heater*) dan kondensor. Langkah – langkah dalam perhitungan heat exchanger adalah sebagai berikut [4]:

a. Kestimbangan energi dan massa

Hukum pertama termodinamika menyebutkan bahwa zat mempunyai energi. Energi ini tidak bisa dimusnahkan akan tetapi bisa berubah dari bentuk satu ke bentuk lainnya. Kalor merupakan salah satu bentuk dari perpindahan energi. Pada suatu sistem berlaku energi yang masuk sama dengan energi yang keluar. Berlaku juga untuk sebaliknya, energi yang keluar sama dengan yang masuk.



Gambar 2.11 Skema Neraca Massa dan Energi

Dari gambar diatas berlaku hukum keseimbangan massa dan energi sebagai berikut :

$$Q \text{ fluida panas} = Q \text{ fluida dingin}$$

$$M \times C_p \times (T_{p \text{ in}} - T_{p \text{ out}}) = M \times C_p \times (T_{p \text{ out}} - T_{d \text{ in}}) \dots (2.1)$$

Dimana :

q : laju aliran energi (kJ/h)

M : laju aliran massa dari fluida (Kg/h)

C_p : panas jenis spesifik dari fluida pada temperatur rata - rata (kJ/Kg $^{\circ}$ C)

T_d : temperatur dingin dari fluida ($^{\circ}$ C)

Pada proses perubahan fase, tidak terjadi perubahan temperatur dari suatu benda. Sedangkan besarnya laju perpindahan energi pada proses perubahan fase dihitung dengan persamaan :

$$q = M \times h_{fg} \dots \dots \dots (2.2)$$

Dimana :

h_{fg} : koefisien laju penguapan / pengembunan yang besarnya merupakan selisih dari harga entalpi uap jenuh dan entalpi cair jenuh dari fluida tersebut pada titik didih yang ditinjau. (kJ/Kg)

M : laju aliran massa fluida (Kg/h)

b. Koefisien – koefisien perhitungan

Koefisien – koefisien perhitungan dapat diketahui dengan mencari temperatur rata - rata. Temperatur rata - rata dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut ini :

$$T_{\text{rata rata}} = \frac{T_p - T_d}{2} \dots \dots \dots (2.3)$$

Dimana : T_p : temperatur panas dari fluida ($^{\circ}$ C)

T_d : temperatur dingin dari fluida ($^{\circ}$ C)

Temperatur rata - rata ini kemudian dihubungkan dengan tabel pada lampiran. Dari tabel dapat diketahui koefisien – koefisien berikut ini :

μ : viskositas fluida (N.s/m²)

k : konduktivitas thermal (W/m. $^{\circ}$ C)

Pr : angka prandt

Cp : panas jenis fluida (kJ/Kg °C)

Untuk larutan mempunyai ketentuan tertentu dalam mencari koefisien – koefisien perhitungan. Untuk mengetahui kalor spesifik dari larutan garam dapat menggunakan ketentuan sebagai berikut :

$$Cp \text{ air laut} = 97 \% Cp \text{ H}_2\text{O} + 3 \% Cp \text{ NaCl} \dots \dots (2.4)$$

Dimana :

$$Cp \text{ NaCl} = 10,79 + 0,0042.T \quad [6]$$

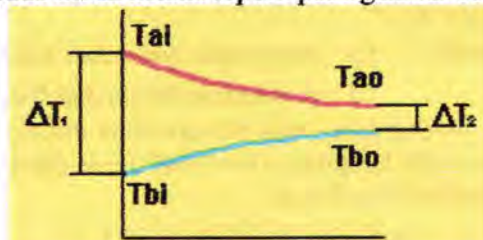
Sedangkan thermal konduktifitas (k) air laut mempunyai ketentuan sebagai berikut (Kern, 1984) :

- Larutan garam dan air yang bersirkulasi melalui shell menggunakan 0,9 kali konduktifitas air.
- Larutan garam dan air yang bersirkulasi melalui tube menggunakan 0,8 kali konduktifitas air.

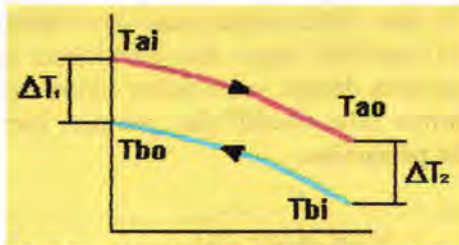
Sedangkan viskositas dari air laut dapat dicari dengan [4] : 2 kali viskositas air.

c. Beda suhu rata – rata log (LMTD)

Suhu fluida – fluida di dalam penukar panas pada umumnya tidak konstan, akan tetapi berbeda dari satu titik ke titik lainnya pada waktu panas mengalir dari fluida yang lebih panas ke fluida yang lebih dingin. Untuk menentukan laju aliran panas harus suatu beda suhu rata – rata yang sesuai. Pada penukar panas berbentuk cangkang dan pipa perubahan suhu yang dapat terjadi pada fluida adalah seperti pada gambar berikut ini:



Gambar 2.12 Distribusi suhu dalam penukar panas aliran paralel



Gambar 2.13 Distribusi suhu dalam penukar panas aliran berlawanan

Dimana : T_{ai} : temperatur masuk gas buang ($^{\circ}\text{C}$)

T_{ao} : temperatur keluar gas buang ($^{\circ}\text{C}$)

T_{bo} : temperatur keluar fluida antara ($^{\circ}\text{C}$)

T_{bi} : temperatur masuk fluida antara ($^{\circ}\text{C}$)

Dalam perhitungan LMTD ini tergantung dari jenis alirannya. Jika type aliran pada penukar panas yang digunakan adalah type paralel atau searah, maka besarnya harga LMTD diberikan dengan persamaan :

$$\text{LMTD} = \frac{(T_{ai} - T_{bi}) - (T_{ao} - T_{bo})}{\ln(T_{ai} - T_{bi}) / (T_{ao} - T_{bo})} \dots\dots\dots(2.5)$$

Sedangkan untuk aliran berlawanan, besarnya harga LMTD dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$\text{LMTD} = \frac{(T_{ai} - T_{bo}) - (T_{ao} - T_{bi})}{\ln(T_{ai} - T_{bo}) / (T_{ao} - T_{bi})} \dots\dots\dots(2.6)$$

d. Metode NTU efektifitas

NTU (Number of Transfer Units) digunakan untuk memperoleh persamaan laju perpindahan panas bila ada salah satu komponen perhitungan LMTD yang tidak ada atau dengan kata lain tidak bisa dihitung dengan menggunakan LMTD. Keefektifan penukar panas dapat diartikan sebagai perbandingan laju perpindahan panas yang sebenarnya dalam penukar panas tertentu terhadap laju pertukaran panas maksimum yang mungkin. Jika

tidak ada kerugian panas yang keluar, maka suhu keluar fluida yang lebih dingin akan sama dengan suhu masuk fluida yang lebih panas atau suhu keluar fluida yang lebih panas sama dengan suhu keluar fluida yang lebih dingin. Besarnya nilai keefektifan penukar panas dirumuskan dalam persamaan :

$$\varepsilon = \frac{q}{M1 \times C1 (T_p - T_d)} \dots\dots\dots(2.7)$$

Dimana :

- ε : keefektifan penukar panas
- q : laju perpindahan panas (kJ/h)
- T_p : temperatur panas ($^{\circ}\text{C}$)
- T_d : temperatur dingin ($^{\circ}\text{C}$)
- $M1$: laju massa aliran air laut (Kg/h)
- $C1$: panas jenis air laut (kJ/Kg $^{\circ}\text{C}$)

Keefektifan suatu susunan aliran tertentu dapat dinyatakan sebagai fungsi dua parameter tanpa dimensi yaitu perbandingan kapasitas panas per satuan waktu C_{\min} / C_{\max} dan perbandingan konduktansi keseluruhan terhadap kapasitas panas yang lebih kecil UA / C_{\min} (jumlah satuan perpindahan panas = NTU). Dengan mengetahui harga – harga keefektifan penukar panas dan perbandingan kapasitas panas per jam, maka berdasarkan grafik keefektifan penukar panas untuk aliran berlawanan (terlampir), harga NTU dapat diketahui. Dengan mengetahui harga – harga di depan maka luas perpindahan panasnya dapat dihitung dengan persamaan :

$$A_c = \frac{M_{\max} C_{\max} NTU}{U} \dots\dots\dots(2.8)$$

e. Laju aliran massa

Besar laju aliran massa pada tube dan shell berbeda. Laju aliran massa pada tube dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$Gt = \frac{Wd}{at} \dots\dots\dots(2.9)$$

Sedangkan untuk laju aliran massa pada shell dapat dihitung sebagai berikut :

$$Gs = \frac{Wp}{as} \dots\dots\dots(2.10)$$

Dimana :

- Gt : laju aliran massa di tube (kg/hr.m²)
- Wd : Flow rate fluida di tube (kg/hr)
- at : luas penampang di tube (m²)
- Gs : laju aliran massa di shell (kg/hr.m²)
- Wp : Flow rate fluida di shell (kg/hr)
- as : luas penampang di shell (m²)

f. Angka Reynold

Angka Reynold digunakan untuk mengetahui apakah aliran fluida laminar atau turbulen. Angka Reynold pada tube dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$Re = \frac{dixGt}{\mu} \dots\dots\dots(2.11)$$

Sedangkan angka Reynold pada shell dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$Re = \frac{DhxGs}{\mu} \dots\dots\dots(2.12)$$

Dimana :

- Re : Angka Reynold
- di : diameter dalam tabung (m)
- Gt : laju aliran massa di tube (kg/hr.m²)
- μ : viskositas fluida pada temperatur rata - rata ((kg/m.s)
- Dh : diameter hidrolik (m)
- Gs : laju aliran massa di shell (kg/hr.m²)

g. Tahanan film (film resistance)

Besarnya tahanan film di dalam pipa pemanas dapat dihitung dengan persamaan :

$$Rf'_i = \frac{d_0}{hixdi} \dots\dots\dots(2.13)$$

Sedangkan untuk menghitung besarnya tahanan film diluar pipa pemanas dapat dihitung dengan persamaan :

$$Rf'_o = \frac{Dh}{hoxdi} \dots\dots\dots(2.14)$$

Dimana :

d_o : diameter lubang tube (m^2)

d_i : diameter dalam tube (m^2)

Dh : diameter hidrolik (m^2)

h_i/h_o : koefisien film bagian dalam tube yang dirumuskan dalam suatu persamaan :

Untuk aliran turbulen, koefisien film dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$h = 0,027x (k/di) x Re^{0.8} x Pr^{0.33} x (\mu / \mu_w)^{0.14} \dots\dots(2.15)$$

Sedangkan untuk aliran laminar menggunakan persamaan berikut ini :

$$h = 1,86 x (k/di) x (RePr)^{0.33} x (\mu / \mu_w)^{0.14} \dots\dots\dots(2.16)$$

Dimana :

μ : viskositas fluida sisi dalam tube pada temperatur rata-rata ($(kg/m.s)$)

d_i : diameter dalam (m)

Re : angka reynold

k : konduktifitas termal fluida dalam tube pada temperatur rata - rata ($W/m. ^\circ C$)

Pr : bilangan prandti pada temperatur rata - rata

μ_w : viskositas fluida dalam tube pada temperatur dinding pipa ($(kg/m.s)$)

h. Fouling resistance

Selama pengoperasian pada penukar kalor akan secara berangsur – angsur suatu terbentuk lapisan kotoran pada permukaan perpindahan panas. Efek dari pengotoran ini adalah semakin tingginya tahanan termal. Sehingga dalam perencanaan penukar kalor pengaruh tahanan termal karena ini perlu diperhatikan. Besarnya tahanan ini tergantung dari fluida – fluida yang sebagai medium perpindahan panas. Daftar pengotoran pada alat penukar kalor ini dapat dilihat pada tabel 2.3.

Tabel 2.3 Daftar Faktor Pengotoran Normal [3]

Jenis fluida	Faktor pengotoran R.ft².^oF/Btu	m².^oC/W
Air laut, dibawah 125 ^o F	0,0005	0,00009
Diatas 125 ^o F	0,001	0,002
Air umpan ketel yang diolah	0,001	0,0002
Minyak bakar	0,005	0,0009
Minyak celup	0,004	0,0007
Uap alkohol	0,0005	0,00009
Uap, tak mengandung minyak	0,0005	0,00009
Udara industri	0,002	0,0004
Zat cair pendingin	0,001	0,0002

(Sumber : Perpindahan Kalor, JP. Holman)

Dengan mengetahui factor pengotoran maka dalam menghitung perpindahan kalor menyeluruh faktor – faktor pengotoran ini bisa diperhitungkan bersama tahanan termal lainnya.

i. Tahanan pada fin

Untuk mengetahui tahanan pada fin digunakan persamaan sebagai berikut :

$$R_{fin} = \left[\frac{(1 - \phi)}{(A_{root} / A_{fin}) + \phi} \right] \times \left[\left(\frac{1}{ho} \right) + R_{fo} \right] \dots\dots(2.17)$$

Dimana :

A_{root} : Luasan root (m^2)

A_{fin} : Luasan fin (m^2)

ϕ = $m \times (r_f - r_r)$

$$m = \sqrt{\frac{2xho}{kmxY}}$$

r_f : jari - jari fin (m)

r_r : jari - jari root (m)

km : konduktifitas thermal material (W/m.C)

ho : koefisien film luar

R_{fo} : fouling resistance luar tube

Y : tebal fin (m)

j. Tahanan Material

Tahanan pada material dapat dicari dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$R_w = \frac{txdo}{kmx(di + t)} \dots\dots\dots(2.18)$$

Dimana :

R_w : Tahanan material $m^2 \cdot ^\circ C/W$

km : konduktifitas thermal material (W/m.C)

t : tebal material (m)

do : diameter luar tube (m)

di : diameter dalam tube (m)

k. Luas permukaan perpindahan panas

Dalam suatu perpindahan kalor diperlukan suatu luasan yang digunakan untuk memindahkan sejumlah kalor yang diinginkan. Untuk mengetahui berapa luasan yang dibutuhkan maka diperlukan suatu perhitungan dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$A = \frac{Q}{U_x LMTD} \dots\dots\dots(2.19)$$

- Dimana : A : luas permukaan perpindahan panas (m^2)
 Q : laju aliran panas yang dipindahkan (kJ/h)
 U : koefisien perpindahan panas menyeluruh ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
 LMTD : log mean overall temperatur difference ($^\circ C$)

l. Koefisien perpindahan menyeluruh

Untuk mengetahui besarnya koefisien perpindahan panas menyeluruh pada tipe tabung dan pipa maka dihitung dengan persamaan :

$$U = \frac{1}{Rf_i + Rf_o + Rf_a + Rf_{ex} + R_w + R_{fin}} \dots\dots(2.20)$$

- Dimana : Rf_i : film resistance sisi dalam tube penukar kalor ($m^2 \cdot ^\circ C/W$)
 Rf_o : film resistance sisi luar tube penukar panas ($m^2 \cdot ^\circ C/W$)
 Rf_a : fouling resistance pada sisi dalam tube ($m^2 \cdot ^\circ C/W$)
 Rf_{ex} : fouling resistance pada sisi luar tube ($m^2 \cdot ^\circ C/W$)
 R_w : fouling resistance pada material ($m^2 \cdot ^\circ C/W$)
 R_{fin} : fouling resistance pada fin ($m^2 \cdot ^\circ C/W$)

m. Panjang tube

Panjang tube ini tergantung pada luasan luar yang diperoleh dari luasan fin yang ada di luar tube. Oleh



karena itu perlu dilakukan tahapan perhitungan sebagai berikut :

Afin per inchi :

$$A_{fin/in} = 2x \frac{\pi}{4} x (d_f^2 - d_r^2) L x N_f \dots \dots \dots (2.21)$$

A tube per inchi :

$$A_{tube/in} = \pi x d_o x L \dots \dots \dots (2.22)$$

A per inch (Afin per inchi + Atube per inchi) :

$$A/in = \frac{A}{(A_{fin/in} + A_{tube/in})} \dots \dots \dots (2.23)$$

L pipa dengan fin :

$$L = A/in x inch (0,0254) \dots \dots \dots (2.24)$$

Dimana :

- df : diameter fin (m)
- dr : diameter root (m)
- L : panjang per inchi (m)
- Nf : jumlah fin per inchi
- do : diameter pipa luar (m)

n. Penurunan tekanan sisi shell

Penurunan tekanan yang melalui shell dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\Delta P_s = \frac{f \cdot G_s^2 \cdot D_i \cdot n}{2 \cdot g \cdot \rho \cdot D_e \cdot \phi_s} \dots \dots \dots (2.25)$$

- Dimana :
- f : faktor gesekan
 - G_s : laju massa (kg/hr)
 - n : jumlah lintasan
 - ρ : massa jenis aliran (kg/m³)
 - g : percepatan gravitasi (m/s²)
 - V : kecepatan aliran (m/s)
 - D_e : diameter equivalen (m)
 - D_i : diameter dalam shell (m)
 - φ_s = (μ / μ_w)^{0.14}

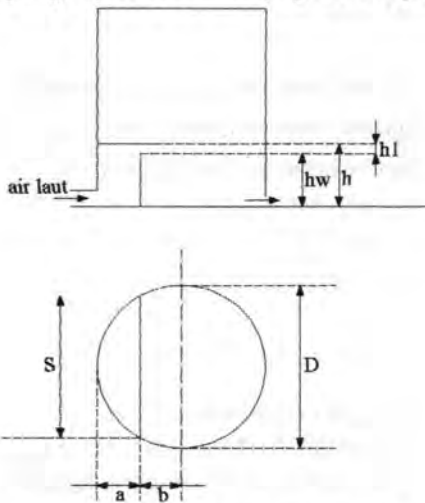


μ : viskositas pada temperatur rata - rata
(kg/m.s)

μ_w : viskositas pada temperatur dinding
(kg/m.s)

2.4.2 Perencanaan evaporator

Ruang evaporator digunakan untuk menguapkan air laut yang telah dipanaskan di dalam sea water heater. Evaporator yang dipakai adalah tipe *flash evaporator* :



Gambar 2.14 Flash Evaporator

Dalam perencanaan ruang evaporasi perlu dilakukan langkah - langkah perhitungan sebagai berikut :

- Laju volume air laut yang masuk :

$$q_1 = \frac{M_{air laut}}{\rho_{air laut}} \dots \dots \dots (2.26)$$

Dimana :

q_1 : laju volume air laut yang masuk (m^3/h)

M : laju massa air laut (kg/h)

ρ : massa jenis air laut (kg/m^3)

- Laju volume air tawar yang dihasilkan :

$$q_2 = \frac{M_{air}}{\rho_{air}} \dots\dots\dots(2.27)$$

Dimana :

q_2 : laju volume air tawar yang dihasilkan (m^3/h)

M : laju massa air tawar (kg/h)

ρ : massa jenis air tawar (kg/m^3)

- Laju volume air laut sisa :

$$q_3 = q_1 - q_2 \dots\dots\dots(2.28)$$

Dimana :

q_1 : laju volume air laut yang masuk (m^3/h)

q_2 : laju volume air tawar yang masuk (m^3/h)

q_3 : laju volume air laut sisa (m^3/h)

- Jarak antara dinding dan sekat :

$$b = \sqrt{r^2 - \left(\frac{S}{2}\right)^2}$$

$$a = r - b \dots\dots\dots(2.29)$$

Dimana :

r : jari - jari evaporator (m)

a : jarak antar dinding dan sekat (m)

b : jarak antara sekat dan garis tengah (m)

- Tinggi aliran dalam flasher :

$$q_1/S = 1,839 \times h_1^{3/2} \dots\dots\dots(2.30)$$

Dimana :

h_1 : ketinggian aliran yang melewati puncak sekat

q_1 : laju volume air laut yang masuk (m^3/h)

- Tinggi pelat atas dari dasar kolam :

$$h = h_1 + h_w \dots\dots\dots(2.31)$$

Dimana :

h : tinggi pelat atas (m)

h_1 : ketinggian aliran yang melewati puncak sekat

h_w : ketinggian kolam atau sekat (m)

- *Volume kolam yang terjadi :*

$$V_k = h_w \times A_k \dots \dots \dots (2.32)$$

Dimana :

V_k : volume kolam (m^3)

h_w : ketinggian kolam atau sekat (m)

A_k : luasan kolam (m^2)

- *Waktu tinggal air laut dalam kolam evaporasi :*

$$t = V_k / q_3 \dots \dots \dots (2.33)$$

Dimana :

t : waktu tinggal air laut dalam evaporasi (s)

V_k : volume kolam (m^3)

q_3 : laju volume air laut sisa (m^3/h)

BAB III
METODOLOGI PENELITIAN

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Studi Literatur

Studi literatur digunakan untuk memperoleh informasi – informasi yang relevan terkait dengan pengerjaan Tugas Akhir. Informasi – informasi ini diperoleh dari buku, jurnal, internet maupun pengamatan langsung di lapangan. Studi literatur ini digunakan untuk mempelajari *Refrigerated Sea Water*(RSW), sifat – sifat air laut, bagaimana cara menghitung *heat exchanger*, serta bagaimana cara mendesain ukuran dari *heat exchanger*.

3.2 Pengumpulan Data

Pengumpulan data dilakukan untuk memperoleh data – data pendukung dalam mengerjakan Tugas Akhir. Data – data ini diperoleh dari Balai Besar Pengembangan Penangkapan Ikan (BBPPI) Semarang. Selain bentuk data tertulis juga dilakukan pengumpulan data di lapangan dengan cara pengamatan langsung dilapangan serta wawancara dengan Anak Buah Kapal (ABK) KM.Napoleon. Data yang diperlukan adalah berupa :

1. Ukuran utama dari KM. Napoleon
2. Spesifikasi data motor penggerak KM. Napoleon
3. Spesifikasi peralatan *Refrigerated Sea Water* (RSW)
4. Diagram alir *Refrigerated Sea Water* (RSW)
5. Data pengukuran ruang muat
6. Data pengukuran layout KM. Napoleon
7. Data hasil uji teknis RSW KM. Napoleon

3.3 Pengolahan Data

Pengolahan data dilakukan untuk mengolah data yang diperoleh sehingga menjadi data yang dapat digunakan untuk mengerjakan Tugas Akhir. Pengolahan data dilakukan terutama pada data – data hasil pengamatan langsung di

lapangan. Pengolahan data yang dilakukan adalah sebagai berikut :

1. Penggambaran Layout KM.Napoleon
Layout KM. Napoleon yang digambar adalah berupa layout geladak, layout kamar mesin, dan layout top deck. Penggambaran layout ini perlu dilakukan karena nantinya akan digunakan untuk perencanaan peletakan *heat exchanger* di kapal.
2. Penggambaran dan perhitungan volume tangki ruang muat
Perhitungan volume ruang muat dilakukan untuk mengetahui air yang dibutuhkan oleh sistem RSW. Volume air ini nantinya digunakan untuk mengetahui berapa air tawar yang ingin dihasilkan dari proses distilasi.

3.4 Perhitungan dan Perencanaan

3.4.1 Perencanaan Sistem

Sebelum dilakukan perhitungan terlebih dahulu dilakukan perencanaan sistem desalinasi. Perencanaan sistem ini nantinya digunakan sebagai acuan perhitungan dan desain bentuk dari *heat exchanger*.

3.4.2 Penentuan parameter perencanaan

Parameter – parameter yang ditentukan sebelum dilakukan perhitungan adalah sebagai berikut :

- Perhitungan kebutuhan air laut untuk RSW
- Perhitungan perencanaan kadar garam
- Perencanaan jumlah air yang akan dihasilkan dalam proses distilasi
- Temperatur dan laju gas buang yang dipakai

3.4.3 Perhitungan dan desain kondensor

Dalam perencanaan kondensor dilakukan perhitungan dan juga desain bentuknya. Langkah – langkah perhitungannya adalah sebagai berikut :

- Perencanaan dimensi *heat exchanger* :

- a. Shell
 - Diameter dalam (Di)
 - Jumlah passes (n)
- b. Tube
 - Diameter luar (do)
 - Diameter dalam (di)
 - Jumlah Passes (n)
 - Diameter spiral (ds)
- c. Material
 - Jenis material
 - Tebal (t)
 - Konduktifitas thermal (km)
- d. Fin
 - Diameter fin (df)
 - Diameter root (dr)
 - Jumlah fin per inchi (Nt)
 - Tebal fin (Y)
 - Tinggi fin (H)
- Penentuan LMTD/ penentuan NTU
- Perhitungan perpindahan panas menyeluruh
 - a. Perhitungan tahanan film sisi dalam tube
 - b. Perhitungan tahanan film sisi luar tube
 - c. Perhitungan tahanan fouling sisi dalam tube
 - d. Perhitungan tahanan fouling sisi luar tube
 - e. Perhitungan tahanan fin
 - f. Perhitungan tahanan material
- Perhitungan koefisien perpindahan panas
- Perhitungan luas perpindahan panas
- Perhitungan panjang tube

3.4.4 Perhitungan dan desain sea water heater

Langkah – langkah dalam perhitungan dan desain sea water heater ini sama dengan langkah – langkah perhitungan dan desain kondensor. Akan tetapi yang membedakan adalah pada sisi shell harus diperhatikan tekanan balik (*back pressure*) yang diijinkan pada aliran gas buang.

3.4.5 Perhitungan dan desain evaporator

Evaporator yang digunakan pada sistem desalinasi ini adalah type flash vaporator. Dalam perhitungannya perlu terlebih dahulu dilakukan perencanaan dari dimensi evaporator seperti :

- Dimeter dalam shell (Di)
- Tinggi ruang evaporasi (t)

3.5 Perencanaan Peletakan

Dalam perencanaan peletakan dari komponen – komponen sistem desalinasi ini perlu dilakukan beberapa pertimbangan. Pertimbangan dalam perencanaan peletakan tersebut diantaranya adalah, peletakan tidak boleh mengganggu kinerja dari komponen – komponen yang sebelumnya sudah ada di kapal. Pertimbangan lainnya adalah peletakan komponen harus sedekat mungkin dengan komponen lainnya yang membutuhkan.

3.6 Analisa

Pada tahap ini dilakukan analisa dari hasil pengerjaan Tugas Akhir. Analisa ini dilakukan untuk mengetahui apakah dimensi dari komponen – komponen sistem desalinasi ini bisa ditempatkan di kapal. Selain itu juga dianalisa apakah peletakan dari sistem ini mengganggu komponen – komponen lain yang sebelumnya telah dipasang di kapal.

3.7 Penyusunan Laporan

Penyusunan laporan dilakukan setelah Tugas Akhir selesai dikerjakan. Isi dari laporan Tugas Akhir adalah sebagai berikut :

- Bab I Pendahuluan

Dalam pendahuluan berisi tentang latar belakang permasalahan yang diangkat, permasalahan yang akan dibahas, batasan – batasan masalah dalam mengerjakan tugas akhir, tujuan pengerjaan Tugas Akhir serta manfaat

dari pengerjaan Tugas Akhir bagi pihak – pihak yang bersangkutan maupun masyarakat.

- Bab II Tinjauan Pustaka

Tinjauan pustaka berisi tentang teori – teori yang menunjang dalam pengerjaan Tugas Akhir. Teori - teori ini didapatkan dari buku, artikel, paper, jurnal maupun media elektronik (internet).

- Bab III Metodologi Penelitian

Metodologi penelitian berisi tentang tahapan – tahapan pengerjaan Tugas Akhir sampai tugas akhir selesai. Tahapan – tahapan tersebut harus dilaksanakan agar dalam pengerjaan Tugas Akhir sesuai dengan prosedur dan pengerjaannya dapat secara berurutan.

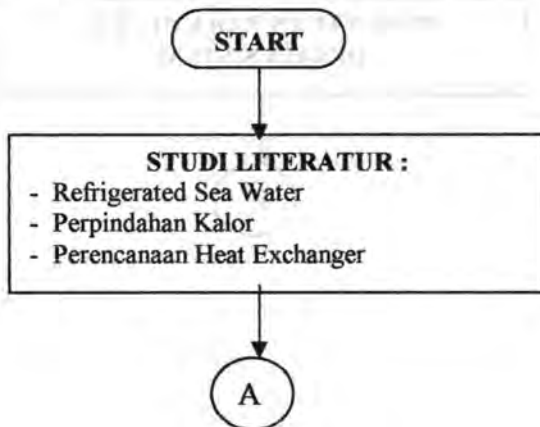
- Bab IV Analisa Data dan Pembahasan

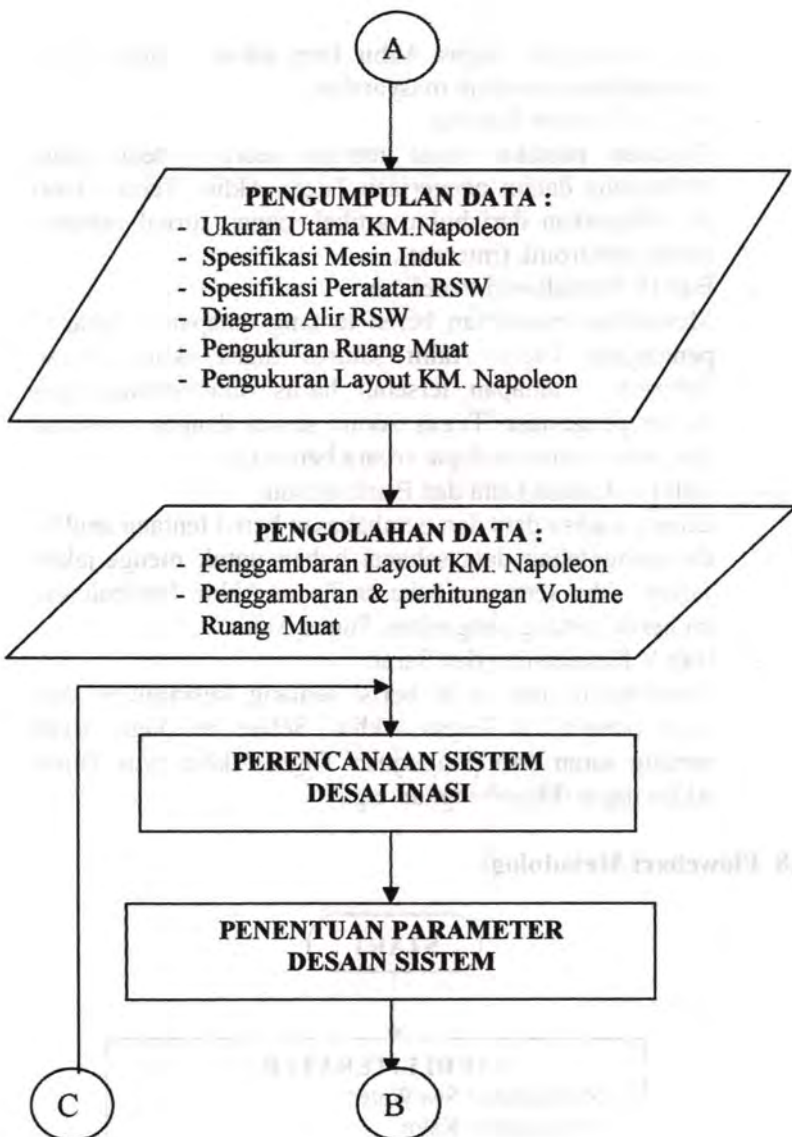
Dalam analisa data dan pembahasan berisi tentang analisa dan pengolahan data sebagai bahan untuk mengerjakan Tugas Akhir serta pembahasan Tugas Akhir. Pembahasan ini berisi tentang pengerjaan Tugas Akhir.

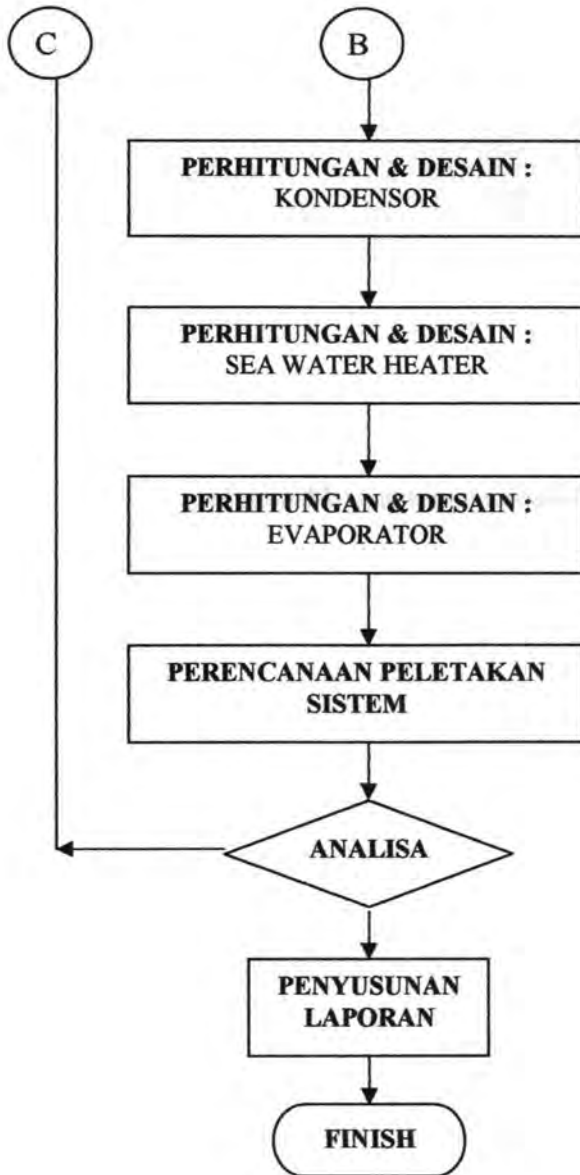
- Bab V Kesimpulan dan Saran

Kesimpulan dan saran berisi tentang kesimpulan dari hasil pengerjaan Tugas Akhir. Selain itu juga berisi tentang saran dari pengerjaan Tugas Akhir agar Tugas Akhir dapat dikembangkan lagi.

3.8 Flowchart Metodologi







Gambar 3.1 Flow Chart Pengerjaan Tugas Akhir

BAB IV
ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN



ITS

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

BAB IV

ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Data KM.Napoleon

Data – data yang diperoleh dari survey dilapangan untuk perencanaan sistem pengurangan kadar garam pada Refrigerated Sea Water adalah sebagai berikut :

Data motor penggerak :

Merk	: Dong Feng Shanghai diesel Engine
Type	: 4135 ACaB
Silinder	: 4
Stroke	: 4
Power	: 100 Hp
Speed	: 1500 rpm

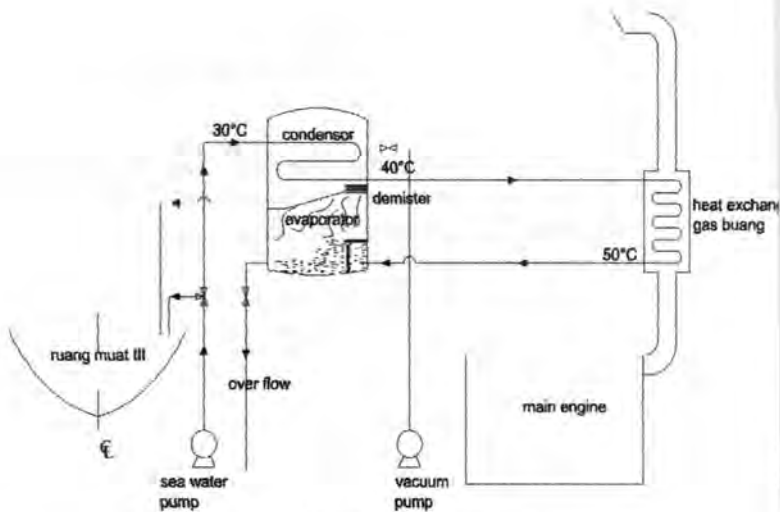
Pompa air laut :

Merk	: Dayton
Type	: Centrifugal Pump
Head	: 48 feet / 20,78 psi / 1,43 bar
Max Flow	: 52 gpm / 11,81 (m ³ /h)
Power	: 0,75 Hp
Speed	: 3450 rpm

Data motor penggerak nantinya digunakan untuk mengetahui temperatur dan flow aliran gas buang yang akan dimanfaatkan untuk memanaskan air laut. Sedangkan pompa air laut akan dikoreksi lagi apakah bisa digunakan untuk mendistribusikan air laut ke dalam sistem atau tidak.

4.2 Perencanaan Sistem Desalinasi

Sebelum dilakukan perhitungan komponen – komponen sistem desalinasi perlu dilakukan perencanaan sistem desalinasi air laut sebagai acuan perhitungan. Perencanaan sistem desalinasi pada KM. Napoleon adalah sebagai berikut :



Gambar 4.1 Sistem Desalinasi

Air laut masuk ke dalam sistem melalui pompa air laut yang kemudian masuk ke dalam kondensor. Air laut pada kondensor ini digunakan sebagai media pendingin untuk mengkondensasikan uap air dari evaporator. Setelah masuk ke dalam kondensor selanjutnya air laut masuk ke dalam *sea water heater* (pemanas) pada gas buang untuk di panaskan sebelum masuk ke dalam evaporator. Pemanasan ini tidak sampai pada titik didih air pada tekanan 1 atm. Hal ini direncanakan agar dimensi dari *sea water heater* dan kondensor tidak terlalu besar. Selain itu untuk mempercepat proses desalinasi. Setelah dari *sea water heater* gas buang selanjutnya air laut dimasukkan ke dalam evaporator dengan kondisi vacuum pada tekanan di titik didih temperature masuk air laut ke dalam evaporator. Setelah itu air menguap dan uap air masuk ke dalam kondensor melalui demister. Demister ini berfungsi untuk memisahkan uap air dengan komponen yang tidak dapat terkondensasi. Karena uap bersentuhan dengan media dingin dari air laut maka uap air akan terkondensasi. Air hasil dari kondensasi ini kemudian

masuk ke dalam ruang muat III. Untuk menghasilkan kadar garam yang sesuai dengan perencanaan maka perlu ditambahkan air laut. Penambahan air laut ini dengan menggunakan pompa air laut yang tadinya digunakan untuk memasukkan air laut ke dalam sistem desalinasi.

4.2.1 Perhitungan volume ruang muat

Sebelum dilakukan perhitungan volume ruang muat, terlebih dahulu dilakukan pengukuran ruang muat. Pengukuran langsung di lapangan karena dalam pembangunannya, KM.Napoleon ini tidak menggunakan gambar rencana garis sehingga perlu dilakukan pengukuran di lapangan untuk dijadikan acuan perhitungan volume ruang muat. Berikut ini adalah merupakan hasil pengukuran dan perhitungan volume tangki ruang muat.

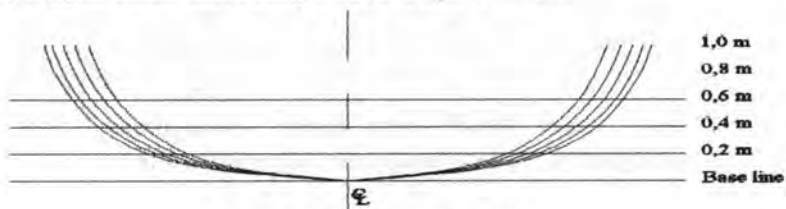
a. Ruang muat I (depan)

Hasil dari pengukuran ruang muat I KM.Napoleon di lapangan adalah sebagai berikut :

Tabel 4.1 Pengukuran Ruang Muat I

Frame	WL 0,2 (m)	WL 0,4 (m)	WL 0,6 (m)	WL 0,8 (m)	WL 1,0 (m)
18	1,06	1,33	1,46	1,56	1,62
18,5	1,02	1,28	1,43	1,52	1,57
19	0,96	1,22	1,37	1,46	1,52
19,5	0,90	1,15	1,30	1,39	1,46
20	0,85	1,09	1,23	1,32	1,38

Dari tabel hasil pengukuran selanjutnya dilakukan penggambaran dari ruang muat sebagai berikut :



Gambar 4.2 Ruang Muat I

Setelah dilakukan penggambaran, kemudian dilakukan pengukuran setengah lebar pada setiap frame per garis air (water line). Perhitungan dilakukan dengan menggunakan simpson sebagai berikut.

Tabel 4.2 Volume Ruang Muat I

Fr	WL 0		WL 0,25		WL 0,5		WL 0,75		WL 1		A	FS
	1	0	4	4	2	2	4	4	1	1		
1	0	0	1,148	4,592	1,404	2,808	1,54	6,16	1,618	1,618	15,178	1
2	0	0	1,102	4,408	1,362	2,724	1,497	5,988	1,574	1,574	14,694	4
3	0	0	1,047	4,188	1,302	2,604	1,437	5,748	1,517	1,517	14,057	2
4	0	0	0,983	3,932	1,235	2,47	1,375	5,5	1,456	1,456	13,358	4
5	0	0	0,927	3,708	1,167	2,334	1,301	5,204	1,38	1,38	12,626	1
												Σ

$$\text{Panjang (l)} = 0,225$$

$$\text{Tinggi (h)} = 0,25$$

$$\begin{aligned} \text{Volume ruang muat} &= 2 \times (1/3 \times 1/3 \times h \times l \times \Sigma) \\ &= 2,1 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

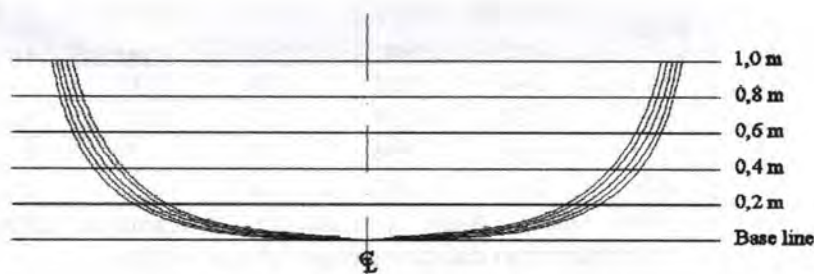
b. Volume ruang muat II (tengah)

Hasil dari pengukuran ruang muat II KM.Napoleon di lapangan adalah sebagai berikut :

Tabel 4.3 Pengukuran Ruang Muat II

Frame	WL 0,2 (m)	WL 0,4 (m)	WL 0,6 (m)	WL 0,8 (m)	WL 1,0 (m)
16	1,28	1,51	1,62	1,70	1,74
16,5	1,24	1,47	1,60	1,67	1,72
17	1,19	1,43	1,57	1,64	1,69
17,5	1,14	1,38	1,52	1,61	1,66
18	1,10	1,34	1,48	1,57	1,63

Dari tabel hasil pengukuran selanjutnya dilakukan penggambaran dari ruang muat sebagai berikut :



Gambar 4.3 Ruang Muat II

Setelah dilakukan penggambaran, kemudian dilakukan pengukuran setengah lebar pada setiap frame per garis air (water line). Perhitungan dilakukan dengan menggunakan simpson sebagai berikut.

Tabel 4.4 Volume Ruang Muat II

Fr	WL 0		WL 0,25		WL 0,5		WL 0,75		WL 1		A	FS	A x FS
	1	0	4	0	2	0	4	0	1				
1	0	0	1,354	5,416	1,573	3,146	1,68	6,72	1,74	1,74	17,022	1	17,022
2	0	0	1,31	5,24	1,539	3,078	1,654	6,616	1,716	1,716	16,65	4	66,6
3	0	0	1,267	5,068	1,499	2,998	1,621	6,484	1,69	1,69	16,24	2	32,48
4	0	0	1,215	4,86	1,454	2,908	1,587	6,348	1,661	1,661	15,777	4	63,108
5	0	0	1,178	4,712	1,421	2,842	1,553	6,212	1,628	1,628	15,394	1	15,394
												Σ	194,6

$$\text{Panjang}/2 (l) = 0,194$$

$$\text{Tinggi}/2 (h) = 0,25$$

$$\begin{aligned} \text{Volume ruang muat} &= 2 \times (1/3 \times 1/3 \times h \times l \times \Sigma) \\ &= 2,09 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

c. Volume ruang muat III (belakang)

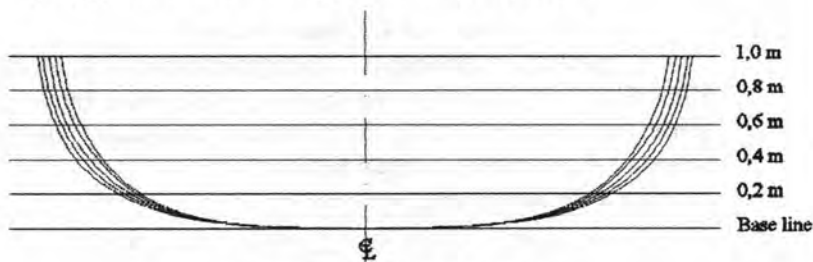
Hasil dari pengukuran ruang muat III KM.Napoleon di lapangan adalah sebagai berikut :

Tabel 4.5 Pengukuran Ruang Muat III

Frame	WL 0,2 (m)	WL 0,4 (m)	WL 0,6 (m)	WL 0,8 (m)	WL 1,0 (m)
14	1,44	1,69	1,81	1,88	1,92

Frame	WL 0,2 (m)	WL 0,4 (m)	WL 0,6 (m)	WL 0,8 (m)	WL 1,0 (m)
14,5	1,41	1,65	1,78	1,85	1,89
15	1,37	1,61	1,74	1,81	1,85
15,5	1,34	1,56	1,70	1,78	1,82
16	1,31	1,53	1,66	1,74	1,78

Dari tabel hasil pengukuran selanjutnya dilakukan penggambaran dari ruang muat sebagai berikut :



Gambar 4.4 Ruang Muat III

Setelah dilakukan penggambaran, kemudian dilakukan pengukuran setengah lebar pada setiap frame per garis air (water line). Perhitungan dilakukan dengan menggunakan simpson sebagai berikut.

Tabel 4.6 Volume Ruang Muat III

Fr	WL 0		WL 0,25		WL 0,5		WL 0,75		WL 1		A	FS
	1	0	1	4	1	2	1	4	1	1		
1	0	0	1,523	6,092	1,761	3,522	1,867	7,468	1,916	1,916	18,998	1
2	0	0	1,485	5,94	1,723	3,446	1,837	7,348	1,889	1,889	18,623	4
3	0	0	1,447	5,788	1,686	3,372	1,801	7,204	1,854	1,854	18,218	2
4	0	0	1,406	5,624	1,64	3,28	1,761	7,044	1,818	1,818	17,766	4
5	0	0	1,383	5,532	1,606	3,212	1,724	6,896	1,778	1,778	17,418	1
												Σ

$$\text{Panjang}/2 (l) = 0,194$$

$$\text{Tinggi}/2 (h) = 0,25$$

$$\begin{aligned} \text{Volume ruang muat} &= 2 \times (1/3 \times 1/3 \times h \times l \times \Sigma) \\ &= 2,35 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Jadi Volume Ruang Palka Total adalah,

$$\begin{aligned}
 &= \text{vol ruang palka I} + \text{vol ruang palka II} + \text{vol ruang palka III} \\
 &= 2,1 + 2,09 + 2,35 \\
 &= 6,54 \text{ m}^3
 \end{aligned}$$

4.2.2 Perencanaan prosentase kadar garam

Fungsi utama garam pada RSW adalah untuk menurunkan titik beku dari air dibawah 0°C . Pada tabel 2.1 diperlihatkan bahwa kadar garam pada air akan mempengaruhi temperatur titik beku. Oleh karena itu dalam perencanaan sistem ini harus diperhatikan berapa kadar garam yang terkandung dalam air sebelum masuk ke dalam RSW, akan tetapi tidak membuat ikan hasil tangkapan menjadi asin. Dari hasil uji laboratorium tentang hasil tangkapan ikan dengan metode pendinginan RSW yang tertera pada tabel 1.1 dapat dicari rata – rata prosentase kenaikan garam per hari. Pada pengujian ini RSW yang digunakan mempunyai kadar garam 3 %.

Tabel 4.7 Prosentase Kenaikan Garam pada Ikan / hari

Jenis Ikan	Kadar Garam		Rata – Rata kenaikan garam per hari (%)
	Minggu I	Minggu II	
	a (%)	b (%)	$((b-a) / 14 \text{ hari})$
Kuniran	0,77	1,19	0,03
Kembung	0,16	2,05	0,135
Pepetek	0,14	1,19	0,075
Mata merah	0,11	1,74	0,115
Cumi-cumi	0,14	2,15	0,145

Pada perencanaan ini kadar garam pada RSW direncanakan sebesar 1 %. Sebagai acuan untuk mengetahui kenaikan rata – rata kadar garam setiap hari adalah prosentase kenaikan garam yang paling tinggi pada sistem sebelumnya yaitu pada cumi – cumi dengan kenaikan 0,145 % per hari. Perencanaan air yang akan masuk ke dalam RSW diambil dari tabel 2.1 yaitu sebagai berikut :

Kadar garam : 1 %



Titik beku : $-0,53^{\circ}\text{C}$

Dengan menggunakan garam 1 %, prosentase kenaikan garam pada cumi – cumi per hari adalah sebagai berikut :

$$\frac{\%garam(a)}{\%garam/hari(a)} = \frac{\%garam(b)}{\%garam/hari(b)}$$

Dimana : a = kadar garam 3 %

b = kadar garam 1 %

Sehingga didapatkan :

$$\begin{aligned} \frac{3\%}{0,145\%} &= \frac{1\%}{x} \\ 3\% \cdot x &= 0,145\% \\ x &= 0,0483\% \end{aligned}$$

Jadi dengan menggunakan 1% garam maka prosentase kenaikan garam per hari adalah sebesar 0,0483 %. Sehingga dalam dua minggu kadar garam adalah $0,6762\% \leq 1\%$.

4.2.3 Perencanaan volume air tawar yang dihasilkan

Kebutuhan air untuk *Refrigerated Sea Water* (RSW) pada setiap ruang muat adalah 1/4 dari volume tangki ruang muat itu sendiri. Air tersebut sebelum didistribusikan ditampung dulu di salah satu tangki untuk didinginkan. Pada KM. Napoleon ruang muat yang digunakan untuk mendinginkan adalah ruang muat III. Air laut yang digunakan mempunyai kadar garam sebesar 3 % yang artinya dalam setiap m^3 air mengandung 3 % garam. Untuk mendapatkan kadar garam sebesar 1 % dalam air laut maka air tawar yang perlu ditambahkan dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \%garam\ 1 \times \text{vol air tawar} &= \%garam\ 2 \times \text{vol air tawar} \\ 3 \times 1 &= 1 \times \text{vol air tawar} \end{aligned}$$

$$\text{Volume air tawar} = 3 \text{ m}^3$$

Sehingga untuk mendapatkan kadar garam 1 % maka perbandingan antara air tawar dengan air laut adalah 3 : 1.

Pada KM.Napoleon ini, air tawar yang harus dihasilkan pada proses desalinasi adalah sebagai berikut :

- Perbandingan air tawar dan air laut adalah 3 : 1
- Volume air campuran adalah :

$$= 1/4 \text{ volume ruang muat I} + 1/4 \text{ volume ruang muat II}$$

$$= (1/4 \times 2,1) + (1/4 \times 2,09)$$

$$= 1,0475 \text{ m}^3$$

Maka air tawar yang harus dihasilkan dalam proses desalinasi adalah $= 2/3 \times 1,0475$

$$= 0,698 \text{ m}^3$$

$$\sim 1 \text{ m}^3$$

4.2.4 Perencanaan gas buang yang digunakan

Dalam pembahasan ini untuk mengetahui temperatur dari motor penggerak adalah dengan menggunakan motor pembanding dengan spesifikasi sebagai berikut :

Merk	: Volvo Penta
Type	: D5A TA
Silinder	: 4
Stroke	: 4
Power	: 125 Hp
Speed	: 1500 rpm

Dari technical data motor tersebut mempunyai data – data tentang gas buang sebagai berikut :

Tabel 4.8 Data Gas Buang Pembanding

Beban (%)	Temperatur (°C)	Flow	
		(m ³ /min)	(m ³ /h)
25	200	6,5	390
50	290	8,6	516
75	365	11,6	696
100	410	14,8	888

Dengan berdasarkan data pembanding tersebut maka dalam perencanaan sistem desalinasi ini direncanakan menggunakan variasi gas buang sebagai berikut :

Tabel 4.9 Variasi Temperatur dan Flow Gas Buang

Temperatur (° C)	Flow (m ³ /h)
400	840
350	660
300	570
250	480
200	390

Dari variasi tersebut nantinya digunakan untuk menghitung pemanas air, kondensor, serta dimensi dari ruang evaporator.

4.3 Perhitungan Sistem Desalinasi

Tipe dari heat exchanger yang digunakan untuk sea water heater dan juga kondenser adalah spiral fin tube. Sesuai dengan perhitungan yang telah dilakukan, air tawar yang akan dihasilkan adalah sebesar 1 m³. Air tawar ini direncanakan akan dihasilkan selama 2 hari / 48 jam. Akan tetapi perlu diperhatikan pula waktu pendingin air sebelum air tersebut dimasukkan ke dalam ruang muat. Perinciannya adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned}\Delta T &= T \text{ untuk menghasilkan} - T \text{ pendinginan} \\ &= 48 - 4 \\ &= 44 \text{ jam}\end{aligned}$$

Dari perhitungan di atas didapatkan waktu untuk menghasilkan air tawar adalah 44 jam. Sedangkan untuk debit air tawar dapat dihitung sebagai berikut :

$$\begin{aligned}Q &= \frac{V}{t} \\ &= \frac{1m^3}{44 \text{ jam}} \\ &= 0,023 \text{ m}^3/\text{jam}\end{aligned}$$

Laju massa dari air tawar dapat dihitung dengan persamaan :

$$M = Q \times \rho$$

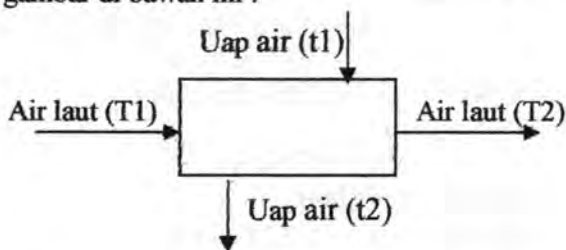
$$= 0,023 \text{ (m}^3/\text{jam)} \times 1000 \text{ (kg/ m}^3\text{)}$$

$$= 23 \text{ kg/jam}$$

Dalam perencanaan ini diasumsikan bahwa air hasil distilasi adalah berupa air tawar.

4.3.1 Perhitungan kondensor

Proses pengkondensasian uap dengan menggunakan media pendingin air laut ini mempunyai skema sistem seperti pada gambar di bawah ini :



Gambar 4.5 Skema Kondensasi Uap

Pada perhitungan ini direncanakan fluida yang mengalir dalam heat exchanger seperti pada tabel berikut ini :

Tabel 4.10 Perencanaan Fluida Kondensor

Properti fluida	Fluida Panas	Fluida Dingin
Jenis fluida	Uap (ua)	Air laut (f)
Laju massa (kg/h)	23	1344,81
Temperatur masuk (°C)	50	30
Temperatur keluar (°C)	-	40

Perencanaan laju aliran massa air laut :

- Spesifik kalor air pada temperatur rata – rata :

Temperatur rata – rata :

$$\text{Trata} = \frac{\text{Ta1} + \text{Ta2}}{2}$$

$$= \frac{30 + 40}{2}$$

$$= 35^\circ\text{C}$$

$$= 95^\circ\text{F}$$

Spesifik kalor pada temperatur rata – rata :
 Dari interpolasi pada Lampiran 2 didapatkan :
 $C_p = 0,000599781 \text{ Btu/lbm.F}$

- **Spesifik kalor air laut :**

Menurut Perry :

$$C_p \text{ NaCl} = 0,1851874 + 7,206 \times 10^{-5} \times T$$

Kadar garam pada air laut yang digunakan adalah= 3 %

$$\begin{aligned} C_p \text{ air laut} &= 97\% \cdot C_p \text{ air} + 3\% \cdot C_p \text{ NaCl} \\ &= 0,97 \times 0,998 + 0,03 \times 0,192 \\ &= 0,973 \text{ Btu/lbm.F} \end{aligned}$$

$$1 \text{ kJ/kg.C} = 0,23884 \text{ Btu/lbm.F}$$

Maka :

$$C_p = 4,075 \text{ kJ/kg.C}$$

- **Laju massa air laut :**

$$H_{fg} \text{ pada } 50^\circ \text{C} = 2382,8 \text{ kJ/kg}$$

$$Q \text{ kondensasi} = Q \text{ air laut}$$

$$M \times H_{fg} = M_a \times C_p \times (T_2 - T_1)$$

$$23 \times 2382,8 = M_a \times 4,08 \times (50 - 40)$$

$$M_a = 1344,81 \text{ kg/h}$$

- **Debit air laut :**

$$\begin{aligned} Q &= \frac{M_{air laut}}{\rho_{air laut}} \\ &= \frac{1344,81}{1025} \\ &= 1,31 \text{ m}^3/\text{h} \end{aligned}$$

Perencanaan awal dari spiral fin tube adalah seperti pada tabel berikut ini :

Tabel 4.11 Perencanaan Spiral Fin Tube Kondensor

Keterangan	Nilai
Shell :	
- Diameter dalam / Di (m)	5,5 inch
- PASSES / n	1
Tubes :	

Keterangan		Nilai
- Diameter luar / do (m)	1,125 inch	0,028575
- Diameter dalam / di (m)	1,025 inch	0,026035
- Passes / n		1
- Diameter spiral / ds (m)	3 inch	0,076
<i>Material :</i>		
- Jenis material		Aluminium
- Tebal / t (m)	0,05 inch	0,001
- Konduktifitas thermal / k (W/m.C)		204
<i>Fin :</i>		
- Diameter fin / df (m)	2,5 inch	0,064
- Diameter root / dr (m)	1,125 inch	0,029
- Jumlah fin per inch / Nt		8
- Tebal fin / Y (m)	0,02 inch	0,0005080
- Jarak antar fin / s (m)	0,12 inch	0,0030480
- Tinggi fin / H (m)	0,688 inch	0,0174625

Perhitungan Kondensor :

- **Film resistance di dalam tube :**

Temperatur rata-rata fluida dingin/ air laut (Ta) :

$$\begin{aligned}
 T_a &= \frac{T_{a1} + T_{a2}}{2} \\
 &= \frac{30 + 40}{2} \\
 &= 35^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

Koefisien perhitungan :

Dari interpolasi pada Lampiran 2 didapatkan data – data sebagai berikut :

- $\mu = 0,0007235 \text{ kg/m.s}$
 $\mu \text{ air laut} = 2 \times \mu \text{ air}$
 $= 0,001447 \text{ kg/m.s}$
- $k = 0,6265 \text{ W/m.c}$
 $k \text{ air laut} = 0,8 \times k \text{ air}$
 $= 0,8 \times 0,626$

$$= 0,501 \text{ W/m.C}$$

$$- Pr = 4,825$$

Viskositas air pada temperature dinding pipa (μ_w) :

Temperatur rata-rata :

$$\begin{aligned} T_w &= \frac{T_{ua} + T_{air}}{2} \\ &= \frac{50 + 30}{2} \\ &= 40^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Dari interpolasi pada Lampiran 2 didapatkan :

$$\mu_w = 0,0006556 \text{ kg/m.s}$$

Menurut kern viskositas air laut :

$$\begin{aligned} \mu_w \text{ air laut} &= 2 \times \mu \text{ air} \\ &= 2 \times 0,0006556 \\ &= 0,00131 \text{ kg/m.s} \end{aligned}$$

Luas penampang tube (A_t) :

$$\begin{aligned} A_t &= 1/4 \cdot \pi \cdot d_i^2 \\ &= 1/4 \times \pi \times 0,026035^2 \\ &= 5 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Laju aliran massa per satuan luas (G_t) :

$$\begin{aligned} G_t &= \frac{M_s}{A_t} \\ &= \frac{1344,81}{5 \times 10^{-4}} \\ &= 2527405,26 \text{ m}^2 / \text{kg.h} \\ &= 702,1 \text{ m}^2 / \text{kg.s} \end{aligned}$$

Angka Reynold (Re) :

$$\begin{aligned} Re &= \frac{d_i G_t}{\mu} \\ &= \frac{0,026035 \times 702,1}{0,001447} \end{aligned}$$

$$= 12631,69$$

Angka Nusselt (Nu) :

(turbulen Re : 12631,69 > 2300)

$$\begin{aligned} Nu &= 0,027 \times (Re^{0,8}) \times Pr^{0,33} \times (\mu/\mu_w)^{0,14} \\ &= 0,027 \times (12631,69)^{0,8} \times 4,825^{0,33} \times \\ &\quad (0,001447/0,00131)^{0,14} \\ &= 87,92 \end{aligned}$$

Koefisien tahanan film dalam tube :

$$\begin{aligned} h_i &= Nu \times \frac{k}{d_i} \\ &= 87,92 \times \frac{0,6265}{0,026035} \\ &= 1692,51 \text{ kg/m.C} \end{aligned}$$

Jadi besarnya tahanan film di dalam tube (Rf)

$$\begin{aligned} Ri &= \frac{d_o}{h_i d_i} \\ &= \frac{0,028575}{1692,51 \times 0,026035} \\ &= 6 \times 10^{-4} \text{ m}^2.\text{C/W} \end{aligned}$$

- **Film resistance sisi luar tube**

Koefisien Perhitungan :

Dari interpolasi pada Lampiran 1 didapatkan :

$$\begin{aligned} \mu &= 3 \times 10^{-6} \text{ kg/m.s} \\ k &= 0,005 \text{ W/m.C} \\ \mu_w &= 3 \times 10^{-6} \text{ kg/m.s} \\ Pr &= 0,295 \end{aligned}$$

Diameter hidrolis(Dh) :

$$\begin{aligned} Dh &= Di - (2df) \\ &= 0,1397 - (2 \times 0,064) \\ &= 0,0127 \text{ m} \end{aligned}$$

Luas aliran fluida panas (As) :

$$\begin{aligned} As &= 1/4 \times \pi \times Dh^2 \\ &= 1/4 \times 3,14 \times 0,0127^2 \end{aligned}$$

$$= 1 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Laju aliran massa per satuan luas (Gs) :

$$\begin{aligned} G_s &= \frac{M_p}{A_s} \\ &= \frac{23}{1 \times 10^{-4}} \\ &= 181656,414 \text{ m}^2 / \text{kg.h} \\ &= 50,46 \text{ m}^2 / \text{kg.s} \end{aligned}$$

Angka Reynold (Re) :

$$\begin{aligned} Re &= \frac{D_h \times G_s}{\mu} \\ &= \frac{0,0127 \times 50,46}{3 \times 10^{-6}} \\ &= 231541,736 \end{aligned}$$

Angka Nulsel :

$$\begin{aligned} &(\text{turbulen } Re : 231541,736 > 2300) \\ Nu &= 0,027 \times (Re^{0,8}) \times Pr^{0,33} \times (\mu / \mu_m)^{0,14} \\ &= 0,027 \times 231541,736^{0,8} \times 0,295^{0,33} \times \\ &\quad (3 \times 10^{-6} / 3 \times 10)^{0,14} \\ &= 353,1 \end{aligned}$$

Koefisien tahanan film luar tube (ho) :

$$\begin{aligned} h_o &= Nu \times \frac{k}{D_h} \\ &= 353,1 \times \frac{0,005}{0,0127} \\ &= 147,2 \text{ kg/m.C} \end{aligned}$$

Jadi besaran tahanan film di luar tube (Rfo) :

$$R_o = \frac{d_o}{h_o \times D_h}$$

$$= \frac{0,028575}{147,2 \times 0,0127}$$

$$= 3 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \cdot \text{C/W}$$

- Fouling resistance sisi dalam dan luar tube

Dari tabel pada Lampiran 7 didapatkan :

$$R_{fi} \text{ (air laut)} = 0,00009 \text{ m}^2 \cdot \text{C/W}$$

$$R_{fo} \text{ (uap)} = 0,00009 \text{ m}^2 \cdot \text{C/W}$$

- Resistance dari fin

Aroot / Afin :

$$\frac{A_{root}}{A_{fin}} = \frac{\pi x d r x s}{2x(\pi/4)x(d_f^2 - d_r^2)}$$

$$= \frac{3,14 \times 0,029 \times 0,0030480}{2x(3,14/4)x(0,064^2 - 0,029^2)}$$

$$= 0,054 \text{ m}^2$$

Mencari nilai m :

$$m = \sqrt{\frac{2xho}{kmxY}}$$

$$= \sqrt{\frac{2 \times 147,2}{204 \times 0,0005080}}$$

$$= 53,3$$

Mencari nilai ϕ :

$$\phi = m \times (r_f - r_r)$$

$$= 53,3 \times (0,03175 - 0,0142875)$$

$$= 0,931$$

Tahanan pada fin :

$$R_{fin} = \frac{1 - \phi}{(A_{root} / A_{fin}) + \phi} \times \left(\frac{1}{ho} \right) + R_{fo}$$

$$= \frac{1 - 0,931}{0,054 + 0,931} \times \left(\frac{1}{147,2} \right) + 0,00009$$

$$= 0,00048379 \text{ m}^2 \cdot \text{C/W}$$

- **Tahanan material (Rw):**

$$\begin{aligned} R_w &= \frac{t_{do}}{k_{mx}(d_i + t)} \\ &= \frac{0,001 \times 0,028575}{204 \times (0,026035 + 0,001)} \\ &= 7 \times 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{C/W} \end{aligned}$$

- **Perpindahan panas menyeluruh didapat (U) :**

$$\begin{aligned} U &= \frac{1}{R_i + R_o + R_{fi} + R_{fo} + R_{fin} + R_w} \\ &= \frac{1}{(6 \times 10^{-4}) + (3 \times 10^{-3}) + 9 \times 10^{-5} + 9 \times 10^{-5} + 0,00048379 + (7 \times 10^{-6})} \\ &= 230,5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C} \end{aligned}$$

- **Keefektifan kondensasi :**

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{T_{a2} - T_{a1}}{T_{ua} - T_{a1}} \\ &= \frac{40 - 30}{50 - 30} \\ &= 0,5 \end{aligned}$$

Menurut Kreith 1991 perbandingan kapasitas panas per jam C_{min}/C_{max} untuk kondensor adalah nol. Sehingga dari lampiran diperoleh :

$$NTU = 0,7$$

- **Luas perpindahan panas (A) :**

Dari interpolasi pada Lampiran 1 didapatkan :

$$C_p \text{ uap} = 1,929 \text{ W/m} \cdot \text{C}$$

$$\begin{aligned} A &= \frac{M_{uap} \times C_{uap} \times NTU}{U} \\ &= \frac{23 \times 1,929 \times 0,7}{230,5} \end{aligned}$$

$$= 0,135 \text{ m}^2$$

- **Panjang tube setelah penambahan fin (L) :**

Luasan fin per inchi panjang pipa :

$$\begin{aligned} A_{\text{fin/inchi}} &= 2x \frac{\pi}{4} x (d_f^2 - d_r^2) L x N_f \\ &= 2x \frac{3,14}{4} x (0,064^2 - 0,029^2) 0,0254 x 8 \\ &= 0,004 \text{ m}^2 / \text{in} \end{aligned}$$

Luasan tube per inchi panjang pipa:

$$\begin{aligned} A_{\text{tube/inchi}} &= \pi x d_o x L \\ &= 3,14 x 0,028575 x 0,0254 \\ &= 0,002 \text{ m}^2 / \text{in} \end{aligned}$$

Luasan per inchi:

$$\begin{aligned} A / \text{inchi} &= \frac{A}{A_{\text{fin/in}} + A_{\text{tube/in}}} \\ &= \frac{0,135}{0,004 + 0,002} \\ &= 21,11 \text{ m}^2 / \text{in} \end{aligned}$$

Panjang pipa (L) :

$$\begin{aligned} L &= A / \text{inchi} x 0,0254 \\ &= 21,11 x 0,0254 \\ &= 0,536 \text{ m} \end{aligned}$$

Jumlah spiral (Ns) :

$$\begin{aligned} N_s &= \frac{L}{\pi x d_s} \\ &= \frac{0,536}{3,14 x 0,076} \\ &= 2,241 \sim 3 \end{aligned}$$

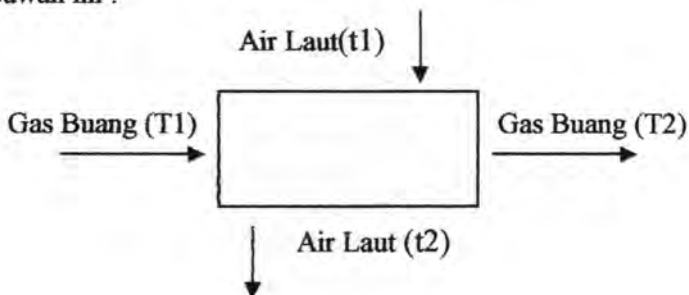
Panjang Spiral :

$$\begin{aligned} L_s &= N_s x d_f \\ &= 3 x 0,064 \end{aligned}$$

$$= 0,191 \text{ m}$$

4.3.2 Perhitungan pemanas air laut

Proses pemanasan air dengan menggunakan gas buang ini mempunyai skema sistem seperti pada gambar di bawah ini :



Gambar 4.6 Skema Sistem pemanasan Air Laut
Perencanaan awal dari spiral fin tube adalah seperti pada tabel berikut ini :

Tabel 4.12 Perencanaan Spiral Fin Tube Sea Water Heater

Keterangan	Nilai
<i>Shell :</i>	
- Diameter dalam / Di (m)	5,5 inch
- PASSES / n	1
<i>Tubes :</i>	
- Diameter luar / do (m)	1,125 inch
- Diameter dalam / di (m)	1,025 inch
- PASSES / n	1
- Diameter spiral / ds (m)	3 inch
<i>Material :</i>	
- Jenis material	Aluminium
- Tebal / t (m)	0,05 inch
- Konduktifitas thermal / k (W/m.C)	204
<i>Fin :</i>	
- Diameter fin / df (m)	2,5 inch
- Diameter root / dr (m)	1,125 inch

Keterangan	Nilai
- Jumlah fin per inch / Nt	8
- Tebal fin / Y (m)	0,02 inch 0,0005080
- Jarak antar fin / s (m)	0,12 inch 0,0030480
- Tinggi fin / H (m)	0,688 inch 0,0174625

Pada perhitungan ini direncanakan fluida yang mengalir dalam heat exchanger seperti pada tabel berikut ini :

Tabel 4.13 Perencanaan Fluida Sea Water Heater1

Properti fluida	Fluida Panas	Fluida Dingin
Jenis fluida	Gas buang (ex)	Air laut (f)
Laju massa (kg/h)	390	1344,81
Temperatur masuk (°C)	200	40
Temperatur keluar (°C)	61,34	50

Perencanaan temperatur gas buang yang keluar :

- Spesifik kalor air pada temperatur rata – rata :

Temperatur rata – rata :

$$\begin{aligned} T_{rata} &= \frac{T_{a1} + T_{a2}}{2} \\ &= \frac{40 + 50}{2} \\ &= 45^{\circ}\text{C} \sim 133^{\circ}\text{F} \end{aligned}$$

Spesifik kalor pada temperatur rata – rata :

Dari interpolasi pada Lampiran 2 didapatkan :

$$C_p = 0,999 \text{ Btu/lbm.F}$$

- Spesifik kalor air laut :

Menurut Perry :

$$C_p \text{ NaCl} = 0,1851874 + 7,206 \times 10^{-5} \times T$$

Kadar garam pada air laut yang digunakan adalah = 3 %

$$\begin{aligned} C_p \text{ air laut} &= 97\% \cdot C_p \text{ air} + 3\% \cdot C_p \text{ NaCl} \\ &= 0,97 \times 0,999 + 0,03 \times 0,193 \\ &= 0,974 \text{ Btu/lbm.F} \end{aligned}$$

$$1 \text{ kJ/kg.C} = 0,23884 \text{ Btu/lbm.F}$$

Maka :

$$C_p = 4,080 \text{ kJ/kg.C}$$

- **Spesifik kalor gas :**

Temperatur rata – rata :

$$\begin{aligned} T_{rata} &= \frac{T_{ex1} + T_{ex2}}{2} \\ &= \frac{200 + 61,34}{2} \\ &= 130,7^\circ\text{C} \sim 403,90^\circ\text{K} \end{aligned}$$

Spesifik kalor pada temperatur rata – rata :

Dari interpoalsi pada Lampiran 3 didapatkan :

$$C_p = 1,015 \text{ KJ/kg.C}$$

- **Koreksi pada temperatur gas :**

$$Q_{\text{gas buang}} = Q_{\text{air laut}}$$

$$M_g \times C_p \times (T_1 - T_2) = M_a \times C_p \times (T_2 - T_1)$$

$$390 \times 1,015 \times (200 - T_2) = 1344,79 \times 4,080 \times (50 - 40)$$

$$395,66 \times (200 - T_2) = 54862,45$$

$$200 - T_2 = 138,66$$

$$T_2 = 61,34^\circ\text{C}$$

Jadi perencanaan temperatur sudah benar.

Perhitungan Sea Water Heater :

- **Penentuan LMTD**

$$\begin{aligned} \text{Gas Buang } (\Delta T_a) &= \text{Suhu tinggi} - \text{suhu rendah} \\ &= 200 - 61,34 \\ &= 138,7^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Air Laut } (\Delta T_b) &= \text{Suhu tinggi} - \text{suhu rendah} \\ &= 50 - 40 \\ &= 10^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{LMTD} &= \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln(\Delta T_a / \Delta T_b)} \\ &= \frac{138,7 - 10}{\ln(138,7 / 10)} \\ &= 48,93 \end{aligned}$$

- **Film resistance di dalam tube :**

Temperatur rata-rata fluida dingin air laut (T_a) :

$$\begin{aligned} T_a &= \frac{T_{a1} + T_{a2}}{2} \\ &= \frac{40 + 50}{2} \\ &= 45^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Koefisien perhitungan :

Dari interpolasi pada Lampiran 2 didapatkan :

$$\begin{aligned} - \mu &= 0,00059978 \text{ kg/m.s} \\ \mu \text{ air laut} &= 2 \times \mu \text{ air} \\ &= 2 \times 0,00059978 \\ &= 0,001199 \text{ kg/m.s} \\ - k &= 0,63910252 \text{ W/m.C} \\ k \text{ air laut} &= 0,8 \times k \text{ air} \\ &= 0,8 \times 0,63910252 \\ &= 0,5113 \text{ W/m.C} \\ - Pr &= 3,92 \end{aligned}$$

Viskositas air pada temperature dinding pipa (μ_w) :

Temperature dinding pipa menggunakan temperature rata-rata :

$$\begin{aligned} T_w &= \frac{T_{ex} + T_{air}}{2} \\ &= \frac{200 + 40}{2} \\ &= 120^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Dari interpolasi pada Lampiran 2 didapatkan :

$$\mu_w = 0,00023409 \text{ kg/m.s}$$

Menurut kern viskositas air laut :

$$\begin{aligned} \mu_w \text{ air laut} &= 2 \times \mu \text{ air} \\ &= 2 \times 0,00023409 \\ &= 4,68 \times 10^{-4} \text{ kg/m.s} \end{aligned}$$

Luas penampang tube (At) :

$$\begin{aligned} At &= 1/4 \cdot \pi \cdot di^2 \\ &= 1/4 \times \pi \times 0,0126035^2 \\ &= 5 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Laju aliran massa per satuan luas (Gt) :

$$\begin{aligned} Gt &= \frac{Ma}{At} \\ &= \frac{1344,81}{5 \times 10^{-4}} \\ &= 2527412,38 \text{ m}^2 / \text{kg.h} \\ &= 702,1 \text{ m}^2 / \text{kg.s} \end{aligned}$$

Angka Reynold (Re) :

$$\begin{aligned} Re &= \frac{di \cdot Gt}{\mu} \\ &= \frac{0,026035 \times 702,1}{0,001199} \\ &= 15237,33 \end{aligned}$$

Angka Nulselt (Nu) :

$$\begin{aligned} &(\text{turbulen } Re : 15237,33 > 2300) \\ Nu &= 0,027 \times (Re)^{0,8} \times Pr^{0,33} \times (\mu / \mu_m)^{0,14} \\ &= 0,027 \times (15237,33)^{0,8} \times (3,92)^{0,33} \times \\ &\quad (0,001199 / 4,68 \times 10^{-4})^{0,14} \\ &= 107,32 \end{aligned}$$

Koefisien tahanan film dalam tube (hi) :

$$\begin{aligned} hi &= Nu \times \frac{k}{di} \\ &= 107,32 \times \frac{0,5113}{0,026035} \\ &= 2107,55 \text{ kg/m.C} \end{aligned}$$

Jadi besarnya tahanan film di dalam sea water heater (Ri)

$$\begin{aligned} Ri &= \frac{do}{hixdi} \\ &= \frac{0,028575}{2107,55 \times 0,026035} \\ &= 5 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{C/W} \end{aligned}$$

- **Film resistance sisi luar tube sea water heater**
Temperatur rata-rata fluida panas adalah (Tex):

$$\begin{aligned} Tex &= \frac{Tex1 + Tex2}{2} \\ &= \frac{200 + 61,34}{2} \\ &= 130,7 \text{ } ^\circ \text{C} \end{aligned}$$

Koefisien Perhitungan :

Dari interpolasi pada Lampiran 3 didapatkan :

- $\mu = 2,3012 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$
- $k = 0,0339 \text{ W/m.C}$
- $\mu_w = 2,3012 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$
- $Pr = 0,689$

Diameter hidrolik(Dh) :

$$\begin{aligned} Dh &= Di - (2df) \\ &= 0,1397 - (2 \times 0,064) \\ &= 0,0127 \text{ m} \end{aligned}$$

Luas aliran across fluida panas (As) :

$$\begin{aligned} As &= 1/4 \times \pi \times Dh^2 \\ &= 1/4 \times 3,14 \times 0,0127^2 \\ &= 1 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Laju aliran massa per satuan luas (Gs) :

$$Gs = \frac{Mex}{As}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{390}{1 \times 10^{-4}} \\
 &= 3080260,94 \text{ m}^2 / \text{kg.h} \\
 &= 855,63 \text{ m}^2 / \text{kg.s}
 \end{aligned}$$

Angka Reynold (Re) :

$$\begin{aligned}
 \text{Re} &= \frac{Dh \times Gs}{\mu} \\
 &= \frac{0,0127 \times 855,63 \cdot 10^{-5}}{2,3012 \times 10^{-5}} \\
 &= 472199,673
 \end{aligned}$$

Angka Nulset :

$$\begin{aligned}
 &(\text{turbulen Re} : 472199,673 > 2300) \\
 \text{Nu} &= 0,027 \times (\text{Re}^{0,8}) \times \text{Pr}^{0,33} \times (\mu / \mu_m)^{0,14} \\
 &= 0,027 \times (472199,673)^{0,8} \times (0,689)^{0,33} \times \\
 &\quad (2,3012 \times 10^{-5} / 2,3012 \times 10^{-5})^{0,14} \\
 &= 826,4
 \end{aligned}$$

Koefisien tahanan film dalam tube :

$$\begin{aligned}
 h_o &= \text{Nu} \times \frac{k}{Dh} \\
 &= 826,4 \times \frac{0,0339}{0,0127} \\
 &= 2207,72 \text{ kg/m.C}
 \end{aligned}$$

Jadi besarnya tahanan film di luar sea water heater (Rf)

$$\begin{aligned}
 \text{Ro} &= \frac{Dh}{h_o \times do} \\
 &= \frac{0,0127}{2207,72 \times 0,028575} \\
 &= 2 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{C/W}
 \end{aligned}$$

- **Fouling resistance sisi dalam dan luar tube penukar panas**

Dari tabel pada Lampiran 7 didapatkan :

$$R_{fi} \text{ (air laut)} = 0,00009 \text{ m}^2 \cdot \text{C/W}$$

$$R_{fo} \text{ (gas)} = 0,0005283 \text{ m}^2 \cdot \text{C/W}$$

- Resistance dari fin

Aroot / Afin :

$$\begin{aligned} \frac{A_{root}}{A_{fin}} &= \frac{\pi x d r x s}{2x(\pi / 4)x(df^2 - dr^2)} \\ &= \frac{3,14x0,029x0,003048}{2x(3,14 / 4)x(0,064^2 - 0,029^2)} \\ &= 0,0542 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Mencari nilai m :

$$\begin{aligned} m &= \sqrt{\frac{2xho}{kxY}} \\ &= \sqrt{\frac{2x2207,72}{(204x0,0005080)}} \\ &= 206,37 \end{aligned}$$

Mencari nilai ϕ :

$$\begin{aligned} \phi &= m \times (rf - r) \\ &= 206,37 \times (0,03175 - 0,0142875) \\ &= 3,6037 \end{aligned}$$

Tahanan pada fin :

$$\begin{aligned} R_{fin} &= \frac{1 - \phi}{(A_{root} / A_{fin}) + \phi} \times \left(\frac{1}{ho} \right) + R_{fo} \\ &= \frac{1 - 3,6037}{0,0542 + 3,6037} \times \left(\frac{1}{2207,72} \right) + 0,0005283 \\ &= -0,000698634 \text{ m}^2 \cdot \text{C/W} \end{aligned}$$

- Tahanan material (Rm):

$$R_m = \frac{t x d_o}{k m x (d_i + t)}$$

$$= \frac{0,001 \times 0,028575}{204 \times (0,026035 + 0,001)}$$

$$= 7 \times 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{C/W}$$

- **Perpindahan panas menyeluruh didapat (U) :**

$$U = \frac{1}{R_i + R_o + R_{fi} + R_{fo} + R_{fin} + R_w}$$

$$= \frac{1}{5 \times 10^{-4} + 2 \times 10^{-4} + 9 \times 10^{-5} + 5,28 \times 10^{-4} + 6,98 \times 10^{-4} + 7 \times 10^{-6}}$$

$$= 1542,27 \text{ kJ/h.m}^2 \cdot \text{C}$$

- **Luas perpindahan panas (A) :**

$$Q = 54862,45$$

$$A = \frac{Q}{U \times LMTD}$$

$$= \frac{54862,45}{1542,27 \times 48,93}$$

$$= 0,727 \text{ m}^2$$

- **Panjang tube setelah penambahan fin (L) :**

Luasan fin per inchi panjang pipa :

$$A_{fin/inchi} = 2 \times \frac{\pi}{4} \times (d_f^2 - d_r^2) \times L \times N_f$$

$$= 2 \times \frac{3,14}{4} \times (0,064^2 - 0,029^2) \times 0,0254 \times 8$$

$$= 0,004 \text{ m}^2 / \text{in}$$

Luasan tube per inchi panjang pipa:

$$A_{tube/inchi} = \pi \times d_o \times L$$

$$= 3,14 \times 0,028575 \times 0,0254$$

$$= 0,002 \text{ m}^2 / \text{in}$$

Luasan per inchi:

$$\begin{aligned}
 A/\text{inchi} &= \frac{A}{A_{fin}/in + A_{tube}/in} \\
 &= \frac{0,727}{0,004 + 0,002} \\
 &= 113,9 \text{ m}^2 / \text{in}
 \end{aligned}$$

Panjang pipa (L) :

$$\begin{aligned}
 L &= A/\text{inchi} \times 0,0254 \\
 &= 113,9 \times 0,0254 \\
 &= 2,893 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Jumlah spiral (Ns) :

$$\begin{aligned}
 N_s &= \frac{L}{\pi \times d_s} \\
 &= \frac{2,893}{3,14 \times 0,076} \\
 &= 12,09 \sim 13
 \end{aligned}$$

Panjang Spiral (Ls) :

$$\begin{aligned}
 L_s &= N_s \times d_f \\
 &= 13 \times 0,064 \\
 &= 0,826 \text{ m}
 \end{aligned}$$

- Pressure drop pada sisi shell :

Faktor gesekan (f) :

$$f = 0,002$$

Jumlah lintasan (n) :

$$n = 1$$

Massa jenis pada temperature rata - rata gas (ρ) :

Dari interpolasi pada Lampiran 3 didapatkan :

$$\rho = 0,875 \text{ kg/m}^3$$

Pressure drop (ΔP) :

$$g = 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$\Delta P = \frac{f \cdot G_s^2 \cdot n}{2 \cdot g \cdot \rho \cdot D_e \cdot (\mu / \mu_w)^{0.14}}$$

$$= \frac{0.22 \times 855.63^2 \cdot 1}{2.9 \times 8 \times 0.875 \cdot 0.0127 \cdot (2.3 \times 10^{-5} / 2.3 \times 10^{-5})^{0.14}}$$

$$= 939,2 \text{ N/m}^2 \sim 0,00939 \text{ bar}$$

Dengan menggunakan cara yang sama dilakukan perhitungan pada variasi temperature dan flow gas buang sesuai dengan Tabel 4.9. Berikut hasil perhitungannya :

Tabel 4.14. Hasil Perhitungan Sea Water Heater

Tin	Tout	M	U	A	L	Ns	Ls
250	138,4	480	1584,53	0,822	3,271	14	0,889
300	206,98	570	1612,63	0,914	3,637	16	1,016
350	270,82	660	1637,17	1,002	3,989	17	1,08
400	338,51	840	1657,52	1,168	4,65	20	1,27

Dimana : Tin : Temperatur masuk gas buang ($^{\circ}\text{C}$)

Tout: Temperatur keluar gas buang ($^{\circ}\text{C}$)

M : Laju massa gas buang (kg/h)

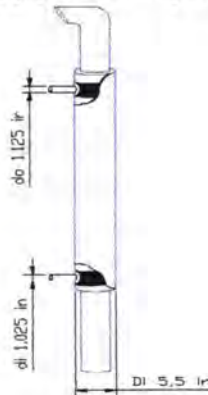
U : koefisien perpindahan panas ($\text{kJ/h.m}^2 \cdot \text{C}$)

A : luas perpindahan panas (m^2)

L : panjang pipa (m)

Ns : jumlah spiral

Ls : panjang pipa setelah spiral (m)



Gambar 4.7 Desain Bentuk Sea Water Heater

Dari hasil survey yang dilakukan bahwa temperatur gas buang dari diesel engine selama beroperasi adalah antara $200^{\circ}\text{C} - 300^{\circ}\text{C}$. Oleh karena itu dipilih ukuran heat exchanger dengan variasi temperatur masuk 300°C . Dalam pemilihan ini dilakukan lagi koreksi kemampuan heat exchanger dengan inputan temperatur masuk pada suhu terendah yaitu 200°C . Berikut ini koreksi kemampuan heat exchanger :

Pada kondisi 300°C :

$$\begin{aligned}\Delta T \text{ air laut} &= 50 - 40 \\ &= 10^{\circ}\text{C}\end{aligned}$$

$$L \text{ pipa} = 3,367 \text{ m}$$

$$\begin{aligned}\text{Penambahan temperatur per meter} &= 10/3,367 \\ &= 2,97^{\circ}\text{C}\end{aligned}$$

Pada kondisi 200°C :

$$\begin{aligned}\Delta L &= L \text{ pada } 300^{\circ}\text{C} - L \text{ pada } 200^{\circ}\text{C} \\ &= 3,367 - 2,893 \\ &= 0,474 \text{ m}\end{aligned}$$

Penambahan temperatur adalah :

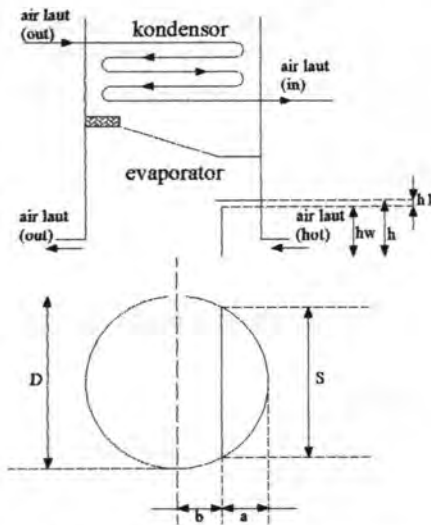
$$\begin{aligned}&= 0,474 \times 2,97^{\circ}\text{C} \\ &= 1,41^{\circ}\text{C}\end{aligned}$$

Sehingga temperatur yang masuk ke dalam ruang evaporasi adalah sebesar $= 50 + 1,41$
 $= 51,41^{\circ}\text{C}$

4.3.3 Perhitungan evaporator

Pada perencanaan sistem desalinasi ini menggunakan evaporator type flash evaporator. Dalam tipe ini air panas disemprotkan pada chamber dengan keadaan tekanan udara dalam evaporator vacuum sehingga dapat langsung menguap. Pada dasarnya dimensi dari evaporator ini mengikuti dari dimensi kondensor. Hal ini disebabkan karena evaporator dan kondensor direncanakan jadi satu kesatuan untuk mempercepat proses kondensasi. Uap yang terbentuk dari

proses flashing ini kemudian langsung naik ke atas (kondensor) untuk dikondensasikan. Perencanaan dari evaporator dapat dilihat pada gambar berikut ini :



Gambar 4.8 Perencanaan Flash Evaporator

Untuk dimensi dari evaporator dapat direncanakan dengan perhitungan sebagai berikut :

Data – data untuk perencanaan :

Mair laut = 1344,81 kg/h

Mair tawar = 23 kg/h

Diameter = diameter kondensor
= 5,5 in ~ 0,1397 m

Radius = 2,75 in ~ 0,06985 m

Mencari panjang S :

$$\begin{aligned} S &= 0,7 \times D \\ &= 0,7 \times 0,1397 \\ &= 0,09779 \text{ m} \end{aligned}$$

Laju aliran volume yang masuk (Q_1):

$$\begin{aligned} Q_1 &= \frac{M_{air laut}}{\rho_{air laut}} \\ &= \frac{1344,81}{1025} \\ &= 1,31 \text{ m}^3/\text{h} \end{aligned}$$

Laju aliran volume air tawar yang dihasilkan (Q_2):

$$\begin{aligned} Q_2 &= \frac{M_{air}}{\rho_{air}} \\ &= \frac{23}{1000} \\ &= 0,023 \text{ m}^3/\text{h} \end{aligned}$$

Laju aliran volume sisa air laut (Q_3):

$$\begin{aligned} Q_3 &= Q_1 - Q_2 \\ &= 1,31 - 0,023 \\ &= 1,289 \text{ m}^3/\text{h} \\ &\sim 0,00035 \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

Jarak antara dinding sekat dengan sekat (a):

$$\begin{aligned} b &= \sqrt{R^2 - (S/2)^2} \\ &= \sqrt{0,06985^2 - (0,09779/2)^2} \\ &= 0,05 \text{ m} \\ a &= R - b \\ &= 0,06985 - 0,05 \\ &= 0,01985 \text{ m} \end{aligned}$$

Mencari harga tinggi aliran dalam flasher (h_1):

$$\begin{aligned} Q_1/S &= 1,839 \times h_1^{3/2} \\ 13,42 &= 1,839 \times h_1^{3/2} \\ h_1^{3/2} &= 0,007 \\ h_1 &= 0,057 \text{ m} \end{aligned}$$



Ketinggian sekat (hw) :

Tinggi hw direncanakan = 3,5 in ~ 0,089 m

Ketinggian plat atas dari dasar kolam (h):

$$\begin{aligned} h &= h_1 + h_w \\ &= 0,057 + 0,089 \\ &= 0,146 \text{ m} \end{aligned}$$

Mencari luasan kolam (Ak) :

Dari perhitungan di autocad didapatkan luasan :

$$A_k = 0,014 \text{ m}^2$$

Volume kolam yang terjadi (Vk) :

$$\begin{aligned} V_k &= h_w \times A_k \\ &= 0,089 \times 0,014 \\ &= 0,001 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Waktu tinggal air laut dalam kolam evaporasi :

$$\begin{aligned} t &= \frac{V_k}{Q_3} \\ &= \frac{0,001}{0,00035} \\ &= 3,48 \text{ second} \end{aligned}$$

Dengan berdasarkan dari perhitungan tersebut dimana $h = 0,143$ m maka direncanakan tinggi dari evaporator keseluruhan tanpa kondensor adalah 0,25 m.

4.3.4 Sistem pemvacuuman

Sistem pemvacuuman pada ruang evaporator dilakukan dengan menggunakan pompa vacuum. Karena fluida yang masuk mempunyai temperatur 50°C maka sesuai dengan tabel pada lampiran 1 evaporator harus divacuumkan sampai pada 0,01235 Mpa ~ 0,1235 bar. Spesifikasi pompa vacuum yang dipilih adalah sebagai berikut :

Merk	: Travaini Pumps USA
Type	: TRHE 32-4
Speed	: 1450
Motor	: 0,7 HP

Service liquid flow : 0,75 GPM

Minimum suction pressure : 60 torr

Dari grafik pada Lampiran 11 didapatkan performa dari pompa vacuum adalah sebagai berikut :

Vacuum = 0,01235 Mpa ~ 3,65 Inches Hg

Dari grafik didapatkan :

Suction air capacity : 2,55 CFM

Absolute pressure : 640 torr

Service liquid : 1,35 GPM

Absorbed Power : 0,57 HP

4.3 Perencanaan Peletakan Sistem

Dari hasil perhitungan pemanas air, kondensor, dan ruang evaporasi maka didapatkan suatu dimensi. Seperti yang telah direncanakan di atas bahwa ruang evaporasi dijadikan satu kesatuan dengan kondensor. Untuk dimensi tinggi dari kondensor dan evaporator adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} t &= t \text{ kondensor} + t \text{ evaporator} \\ &= 0,191 \text{ m} + 0,25 \text{ m} \\ &= 0,441 \text{ m} \sim 0,5 \text{ m} \end{aligned}$$

Tabel 4.15 Dimensi Peralatan Desalinasi

No	Kondisi	Pemanas Air Laut		Kondenser & Evaporator	
		t	D	t	D
1.	T=400, F=840	1,27	0,1397	0,5	0,1397
2.	T=350, F=660	1,08	0,1397		
3.	T=300, F=570	1,02	0,1397		
4.	T=250, F=480	0,89	0,1397		
5.	T=200, F=390	0,83	0,1397		

Keterangan :

T : temperature ($^{\circ}$ C)

F : Flow (m^3/h)

D : diameter (m)

t : tinggi (m)

Dengan melihat dimensi dari evaporator dan kondensor maka direncanakan peletakannya adalah di kamar mesin.

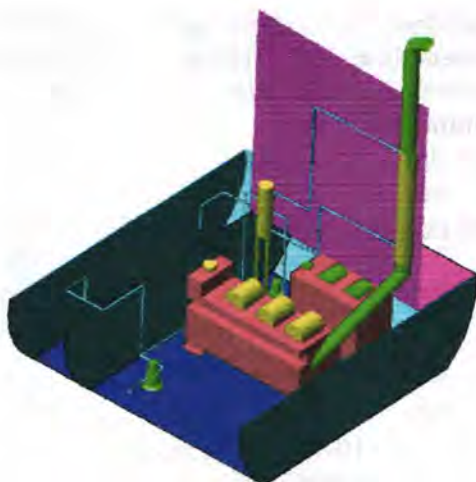


Gambar 4.9 Perencanaan posisi peletakan evaporator dan kondensor

Sedangkan untuk pengambilan panas dari gas buang atau peletakan dari sea water heater adalah di ruang akomodasi.



Gambar 4.10 Perencanaan posisi peletakan sea water heater
Peletakan ini tidak akan mengganggu aktifitas peralatan lain karena dimensi dari *heat exchanger*nya yang cenderung memanjang sehingga posisi peletakan dari *heat exchanger* adalah vertical. Berikut ini adalah gambar peletakan dari komponen – komponen sistem desalinasi :



Gambar 11. Peletakan komponen Sistem Distilasi

4.4 Perhitungan Kebutuhan Pompa Air Laut

Untuk mengetahui apakah pompa air laut sebelumnya bisa digunakan pada sistem distilasi atau tidak maka perlu dilakukan perhitungan kebutuhan pompa.

- Kapasitas pompa :

Kapasitas pompa ini ditentukan dengan besarnya kapasitas air laut yang masuk pada sistem desalinasi, yaitu :

$$\begin{aligned}
 Q &= \frac{M_{air\ laut}}{\rho_{air\ laut}} \\
 &= \frac{1344,81}{1025} \\
 &= 1,31 \text{ m}^3/\text{h} \\
 &\sim 0,000364 \text{ m}^3/\text{s}
 \end{aligned}$$

- Diameter pipa :

Dimensi dari pipa ini disesuaikan dengan dimensi dari pipa yang digunakan pada *heat exchanger*. Berikut ini adalah dimensi dari pipa :

$$\text{Diameter dalam} = 1,025 \text{ in} \quad \sim 0,026035 \text{ m}$$

Ketebalan	= 0,05 in	~ 0,00127 m
Diameter luar	= 1,125 in	~ 0,028575 m
Nominal pipe size	= 1 in	~ 0,0254 m

- **Perhitungan pompa :**

Head statis pompa (ha) :

$$h_a = 3 \text{ m}$$

Head perbedaan tekanan (hp) :

$$\text{Tekanan atmosfer (P2)} = 1 \text{ bar} \sim 10 \text{ m}$$

$$\text{Tekanan evaporator} = 0,01235 \text{ bar} \sim 1,235 \text{ m}$$

$$\rho = 1025 \text{ kg/m}^3$$

$$g = 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$h_p = (P_2 - P_1) / \rho \cdot g$$

$$= (10 - 1,235) / 1025 \times 9,8$$

$$= 0,000873 \text{ m}$$

Kecepatan aliran (v) :

$$v = \frac{Q}{A}$$

$$= \frac{0,000364}{0,25 \times 3,14 \times 0,026035}$$

$$= 0,57 \text{ m/s}$$

Head perbedaan kecepatan (hv) :

Kecepatan fluida antara suction dan discharge adalah sama sehingga nilai dari $h_v = 0$

Head di pipa suction :

viskositas kinematik pada $T = 30^\circ \text{C}$:

$$\mu = 7,8 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

Angka Reynold :

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d_i}{\mu}$$

$$= \frac{0,57 \times 0,026035}{7,8 \times 10^{-7}}$$

$$= 7,8 \times 10^{-7}$$

$$= 18895,497$$

Kerugian geseknya (f) :

$$Re = 18895,497 \sim \text{turbulen}$$

$$f = 0,02 + (0,0005/di)$$

$$= 0,02 + (0,0005/0,026035)$$

$$= 0,04$$

Mayor losses (hf_l) :

$$\text{Panjang pipa (L)} = 0,15 \text{ m}$$

$$hf_l = f \times (L/di) \times (v^2/2g)$$

$$= 0,0035634 \text{ m}$$

Minor losses (hl_1) :

Tabel 4.16 Losses minor pipa suction

No	Jenis	n	k	n x k
1	Elbow 90°	0	0,75	0
2	Butterfly valve	1	0,6	0,6
3	Strainer	1	0,58	0,58
4	Sambungan T	0	1,8	0

$$\text{Total} = 1,18$$

$$hl_1 = k_{\text{total}} \times v^2 (2 \times g)$$

$$= 0,01946 \text{ m}$$

Head di pipa discharge :

viskositas kinematik pada $T = 50^\circ \text{C}$:

$$\mu = 5,39 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

Angka Reynold :

$$Re = \frac{v \times di}{\mu}$$

$$= \frac{0,57 \times 0,026035}{5,39 \times 10^{-7}}$$

$$= 27487,47$$

Kerugian geseknya (f):

Kerugian gesek pada pipa :

$$Re = 27487,47 \sim \text{turbulen}$$

$$\begin{aligned}
 f &= 0,02 + (0,0005/di) \\
 &= 0,02 + (0,0005/0,026035) \\
 &= 0,04
 \end{aligned}$$

Kerugian gesek pada spiral :

kerugian gesek pada spiral dihitung per seperempat pipa (90°) dari R/d didapatkan nilai $k = 0,17$

$$\begin{aligned}
 N_s \text{ kondensator} &= 3 \\
 N_s \text{ sea water heater} &= 20 \\
 \text{Maka } N_s \text{ total} &= 23
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Jumlah belokan } 90^\circ &= N_s \text{ total} \times 4 \\
 &= 23 \times 4 \\
 &= 92
 \end{aligned}$$

Kerugian gesek pada spiral :

$$\begin{aligned}
 &= \text{Jumlah belokan} \times f_s \\
 &= 92 \times 0,17 \\
 &= 15,64
 \end{aligned}$$

Kerugian gesekan total (ft):

$$\begin{aligned}
 &= f + f_s \\
 &= 15,68
 \end{aligned}$$

Mayor losses (hf2) :

L pipa suction side :

$$L = 9,79 \text{ m}$$

$$\begin{aligned}
 hf_2 &= f \times (L/di) \times (v^2 / 2 \cdot g) \\
 &= 15,68 \times (9,79/0,026035) \times (0,57^2 / 2 \times 9,8) \\
 &= 97,73 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Minor losses (hf2) :

Tabel 4.17 Losses minor pipa discharge

No	Jenis	n	k	n x k
1	Elbow 90°	4	0,75	3
2	Butterfly valve	1	0,6	0,6
3	Strainer	1	0,58	0
4	Sambungan T	1	1,8	1,8

Total = 5,4

$$h_{l1} = k_{total} v^2 (2 \times g)$$

$$= 0,09 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} \text{Head total} &= h_a + h_p + h_v + h_{f1} + h_{l1} + h_{f2} + h_{l2} \\ &= 3 + 0,00087257 + 0 + 0,00356 + 0,019463 + \\ &\quad 97,73 + 0,09 \\ &= 100,85 \text{ m} \end{aligned}$$

Sesuai dengan hasil perhitungan pompa yang telah dilakukan maka dipilih pompa dengan spesifikasi sebagai berikut :

Merk	: Oberdorfer Pump
Type	: N7000R
Pressure	: 150 PSI ~ 10,34214 bar ~ 103,4214 m
Flow	: 6,2 GPM ~ 1,408 m ³ /h
Power	: 1,7 HP

BAB V
KESIMPULAN DAN SARAN

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan analisa data dan pembahasan yang telah dilakukan maka dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut :

- a. Desain bentuk dari heat exchanger ini adalah Spiral Fin Tube. Dari perencanaan dan perhitungan heat exchanger untuk kondenser dan sea water heater didapatkan hasil sebagai berikut :

Laju massa air laut = 1344,81 kg/h

T masuk air laut = 40 °C

T keluar air laut = 50 °C

Tabel 5.1 Hasil Perhitungan Kondenser

t in	Muap	U	A	L	Ns	Ls
50	23	230,5	0,135	0,536	3	0,191

Tabel 5.2 Hasil Perhitungan Sea Water Heater

Tin	Tout	M	U	A	L	Ns	Ls
200	61,34	390	1542,27	0,727	2,893	13	0,826
250	138,4	480	1584,53	0,822	3,271	14	0,889
300	206,98	570	1612,63	0,914	3,637	16	1,016
350	270,82	660	1637,17	1,002	3,989	17	1,08
400	338,51	840	1657,52	1,168	4,65	20	1,27

Dimana :

t in : Temperatur masuk uap (°C)

Tin : Temperatur masuk gas buang (°C)

Tout : Temperatur keluar gas buang (°C)

M : Laju massa gas buang (kg/h)

U : koefisien perpindahan panas (W/m².°C)

A : luas perpindahan panas (m²)

L : panjang pipa (m)

Ns : jumlah spiral

Ls : panjang pipa setelah spiral (m)

- b. Dimensi dari heat exchanger dengan variasi temperatur dan flow gas buang adalah sebagai berikut :

Tabel 5.3 Dimensi Heat Exchanger

No	Kondisi	Pemanas Air Laut		Kondenser & Evaporator	
		t	D	t	D
1.	T=400, F=840	1,27	0,1397	0,5	0,1397
2.	T=350, F=660	1,08	0,1397		
3.	T=300, F=570	1,02	0,1397		
4.	T=250, F=480	0,89	0,1397		
5.	T=200, F=390	0,83	0,1397		

Dimana : T : temperature gas buang ($^{\circ}\text{C}$)

F : Flow gas buang (m^3/h)

D : diameter (m)

t : tinggi (m)

Dengan melihat dimensi heat exchanger maka posisi peletakan dari heat exchanger ini adalah vertikal. Kondenser diletakkan di kamar mesin sedangkan sea water heater diletakkan di saluran pipa gas buang.

5.2 Saran

Dari analisa data dan pembahasan yang telah dilakukan dapat dikaji lebih jauh dalam hal :

- Pengujian teknis tentang kadar garam yang terserap pada tubuh ikan dengan pendinginan menggunakan air yang berkadar garam 1 %.
- Pengkajian desain bentuk heat exchanger untuk memperkecil lagi dimensi dari heat exchanger.

DAFTAR PUSTAKA

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Asikin, Zaenal.2005. *Kaji Teknis RSW (Refrigerated Sea Water) untuk Mempertahankan Mutu Ikan di Atas Kapal*. Semarang : Balai Besar Pengembangan Penangkapan Ikan.
- [2] Harrington, R.L.1981.*Marine Engineering*. The Society of Naval Architects and Marine Engineers.
- [3] Holman, JP.1994. *Perpindahan Kalor*. Jakarta : Penerbit Erlangga.
- [4] Medina Pizalli, Avilio F and Michael Shawyer.2003. *The Use of Ice on small fishing vessels*. Food and Agriculture Organization of The United Nations.
- [5] Perry, RH.1984.*Perry's Chemical Engineer's Handbook*. McGraw-Hill Book Company.
- [6] Rohsenow, Warren M and James P Harnet. *Handbook of Heat Transfer Applications*. McRraw-Hill Book Company

LAMPIRAN

T, °C	P, MPa	Volume, m ³ /kg		Energi, kJ/kg		Entalpi, kJ/kg			Entropi, kJ/(kg · K)		
		v _f	v _g	u _f	u _g	h _f	h _{fg}	h _g	s _f	s _{fg}	s _g
0,010	0,0006113	0,001000	206,1	7,0	2375,3	0,0	2501,3	2501,3	0,0000	9,1571	9,1571
2	0,0007056	0,001000	179,9	4	2378,1	8,4	2496,6	2505,0	0,0305	9,0738	9,1043
5	0,0008721	0,001000	147,1	21,0	2382,2	21,0	2489,5	2510,5	0,0761	8,9505	9,0266
10	0,001228	0,001000	106,4	42,0	2389,2	42,0	2477,7	2519,7	0,1510	8,7506	8,9016
15	0,001705	0,001001	77,93	63,0	2396,0	63,0	2465,9	2528,9	0,2244	8,5578	8,7822
20	0,002338	0,001002	57,79	83,9	2402,9	83,9	2454,2	2538,1	0,2965	8,3715	8,6680
25	0,003169	0,001003	43,36	104,9	2409,8	104,9	2442,3	2547,2	0,3672	8,1916	8,5588
30	0,004246	0,001004	32,90	125,8	2416,6	125,8	2430,4	2556,2	0,4367	8,0174	8,4541
35	0,005628	0,001006	25,22	146,7	2423,4	146,7	2418,6	2565,3	0,5051	7,8488	8,3539
40	0,007383	0,001008	19,52	167,5	2430,1	167,5	2406,8	2574,3	0,5723	7,6855	8,2578
45	0,009593	0,001010	15,26	188,4	2436,8	188,4	2394,8	2583,2	0,6385	7,5271	8,1656
50	0,01235	0,001012	12,03	209,3	2443,5	209,3	2382,8	2592,1	0,7036	7,3735	8,0771
55	0,01576	0,001015	9,569	230,2	2450,1	230,2	2370,7	2600,9	0,7678	7,2243	7,9921
60	0,01994	0,001017	7,671	251,1	2456,6	251,1	2358,5	2609,6	0,8310	7,0794	7,9104
65	0,02503	0,001020	6,197	272,0	2463,1	272,0	2346,2	2618,2	0,8934	6,9384	7,8318
70	0,03149	0,001023	5,042	292,9	2469,5	292,9	2333,8	2626,8	0,9549	6,8012	7,7561
75	0,03858	0,001026	4,131	313,9	2475,9	313,9	2321,4	2635,3	1,0155	6,6678	7,6833
80	0,04739	0,001029	3,407	334,8	2482,2	334,8	2308,8	2643,7	1,0754	6,5376	7,6130
85	0,05783	0,001032	2,828	355,8	2488,4	355,9	2296,0	2651,9	1,1344	6,4109	7,5453
90	0,07013	0,001036	2,361	376,8	2494,5	376,9	2283,2	2660,1	1,1927	6,2872	7,4799
95	0,08455	0,001040	1,982	397,9	2500,6	397,9	2270,2	2668,1	1,2503	6,1664	7,4167
100	0,1013	0,001044	1,673	418,9	2506,5	419,0	2257,0	2676,0	1,3071	6,0486	7,3557
110	0,1433	0,001052	1,210	461,1	2518,1	461,3	2230,2	2691,5	1,4188	5,8207	7,2395
120	0,1985	0,001060	0,8919	503,5	2529,2	503,7	2202,6	2706,3	1,5280	5,6024	7,1304
130	0,2701	0,001070	0,6685	546,0	2539,9	546,3	2174,2	2720,5	1,6348	5,3929	7,0277

Lampiran 1. Sifat – Sifat termodinamikan Uap Air (2)

T, °C	P, MPa	Volume, m ³ /kg		Energi, kJ/kg		Entalpi, kJ/kg			Entropi, kJ/(kg · K)		
		v _f	v _g	u _f	u _g	h _f	h _{fg}	h _g	s _f	s _{fg}	s _g
140	0,3613	0,001080	0,5089	588,7	2550,0	589,1	2144,8	2733,9	1,7395	5,1912	6,9307
150	0,4758	0,001090	0,3928	631,7	2559,5	632,2	2144,2	2746,4	1,8422	4,9965	6,8387
160	0,6178	0,001102	0,3071	674,9	2568,4	675,5	2082,6	2758,1	1,9471	4,8079	6,7510
170	0,7916	0,001114	0,2428	718,3	2576,5	719,2	2049,5	2768,7	2,0423	4,6249	6,6672
180	1,002	0,001127	0,1941	762,1	2583,7	763,2	2015,0	2778,2	2,1400	4,4466	6,5866
190	1,254	0,001141	0,1565	806,2	2590,0	807,5	1978,8	2786,4	2,2363	4,2724	6,5087
200	1,554	0,001156	0,1274	850,6	2595,3	852,4	1940,8	2793,2	2,3313	4,1018	6,4331
210	1,906	0,001173	0,1044	895,5	2599,4	897,7	1900,8	2798,5	2,4253	3,9340	6,3592
220	2,318	0,001190	0,08620	940,9	2602,4	943,6	1858,8	2802,4	2,5183	3,7686	6,2865
230	2,795	0,001209	0,07159	986,7	2603,9	990,1	1813,9	2804,0	2,6105	3,6050	6,2152
240	3,344	0,001229	0,05977	1033,2	2604,0	1037,3	1766,5	2803,8	2,7021	3,4425	6,1446
250	3,973	0,001251	0,05013	1080,4	2602,4	1085,3	1716,2	2801,5	2,7933	3,2805	6,0731
260	4,688	0,001276	0,04221	1128,4	2599,0	1134,4	1662,5	2796,9	2,8844	3,1184	6,0021
270	5,498	0,001302	0,03565	1177,3	2593,7	1184,5	1605,2	2789,7	2,9757	2,9553	5,9310
280	6,411	0,001332	0,03017	1227,4	2586,1	1236,0	1543,6	2779,6	3,0674	2,7905	5,8575
290	7,436	0,001366	0,02557	1278,9	2576,0	1289,0	1477,2	2766,2	3,1600	2,6230	5,7836
300	8,580	0,001404	0,02168	1332,0	2563,0	1344,0	1405,0	2749,0	3,2540	2,4513	5,7051
310	9,856	0,001447	0,01835	1387,0	2546,4	1401,3	1326,0	2727,3	3,3500	2,2739	5,6231
320	11,27	0,001499	0,01549	1444,6	2525,5	1461,4	1238,7	2700,1	3,4487	2,0883	5,5376
330	12,84	0,001561	0,01300	1505,2	2499,0	1525,3	1146,0	2665,9	3,5514	1,8911	5,4421
340	14,59	0,001638	0,01080	1570,3	2464,6	1594,2	1029,0	2622,1	3,6601	1,6765	5,3361
350	16,51	0,001740	0,008815	1641,8	2418,5	1670,6	893,4	2564,0	3,7784	1,4338	5,2121
360	18,65	0,001892	0,006947	1725,2	2351,6	1760,5	720,7	2481,2	3,9154	1,1382	5,0531
370	21,03	0,002213	0,004931	1844,0	2229,0	1890,5	432,3	2332,7	4,1114	0,6876	4,7991
374,136	22,088	0,003155	0,003155	2029,6	2029,6	2099,3	0,000	2099,3	4,4305	0,0000	4,4301

† Entropi cairan jenuh telah disesuaikan agar fungsi Gibbs fase cair tepat sama dengan fase uap. Oleh karena itu terdapat perbedaan kecil di antara kedua nilai yang dikemukakan di atas dengan berbagai tabel asli.

Sumber : Dihitung kembali dengan berbagai persamaan dari *Steam Tables*, oleh Keenan, Chao dan Moore (Wiley, 1969, dengan izin).

Lampiran 2. Sifat – Sifat termodinamikan Uap Air (2)

Tabel A-9 Sifat-sifat Air (Zat-cair Jenuh)†

$$\text{Catatan } Gr_x Pr = \left(\frac{g\beta\rho^2 c_p}{\mu k} \right) x^3 \Delta T$$

°F	°C	c_p , kJ/kg · °C	ρ , kg/m ³	μ , kg/m · s	k , W/m · °C	Pr	$\frac{g\beta\rho^2 c_p}{\mu k}$, 1/m ³ · °C
32	0	4.225	999.8	1.79×10^{-3}	0.566	13.25	
40	4.44	4.208	999.8	1.55	0.575	11.35	1.91×10^9
50	10	4.195	999.2	1.31	0.585	9.40	6.34×10^8
60	15.56	4.186	998.6	1.12	0.595	7.88	1.08×10^{10}
70	21.11	4.179	997.4	9.8×10^{-4}	0.604	6.78	1.46×10^{10}
80	26.67	4.179	995.8	8.6	0.614	5.85	1.91×10^{10}
90	32.22	4.174	994.9	7.65	0.623	5.12	2.48×10^{10}
100	37.78	4.174	993.0	6.82	0.630	4.53	3.3×10^{10}
110	43.33	4.174	990.6	6.16	0.637	4.04	4.19×10^{10}
120	48.89	4.174	988.8	5.62	0.644	3.64	4.89×10^{10}
130	54.44	4.179	985.7	5.13	0.649	3.30	5.66×10^{10}
140	60	4.179	983.3	4.71	0.654	3.01	6.48×10^{10}
150	65.55	4.183	980.3	4.3	0.659	2.73	7.62×10^{10}
160	71.11	4.186	977.3	4.01	0.665	2.53	8.84×10^{10}
170	76.67	4.191	973.7	3.72	0.668	2.33	9.85×10^{10}
180	82.22	4.195	970.2	3.47	0.673	2.16	1.09×10^{11}
190	87.78	4.199	966.7	3.27	0.675	2.03	
200	93.33	4.204	963.2	3.06	0.678	1.90	
220	104.4	4.216	955.1	2.67	0.684	1.66	
240	115.6	4.229	946.7	2.44	0.685	1.51	
260	126.7	4.250	937.2	2.19	0.685	1.36	
280	137.8	4.271	928.1	1.98	0.685	1.24	
300	148.9	4.296	918.0	1.86	0.684	1.17	
350	176.7	4.371	890.4	1.57	0.677	1.02	
400	204.4	4.467	859.4	1.36	0.665	1.00	
450	232.2	4.585	825.7	1.20	0.646	0.85	
500	260	4.731	785.2	1.07	0.616	0.83	
550	287.7	5.024	735.5	9.51×10^{-3}			
600	315.6	5.703	678.7	8.68			

† Adaptasi dari A. I. Brown dan S. M. Marco, "Introduction to Heat Transfer," 3d ed., McGraw-Hill Book Company, New York, 1958.

Lampiran 3. Sifat – Sifat Air

Daftar A-5 Sifat-sifat Udara pada Tekanan Atmosfer†

Nilai μ , k , c_p , dan Pr tidak terlalu bergantung pada tekanan dan dapat digunakan untuk rentang tekanan yang cukup luas.

T , K	ρ kg/m ³	c_p kJ/kg · °C	μ , kg/m · s × 10 ⁵	ν , m ² /s × 10 ⁶	k , W/m · °C	α , m ² /s × 10 ⁴	Pr
100	3.6010	1.0266	0.6924	1.923	0.009246	0.02501	0.770
150	2.3675	1.0099	1.0283	4.343	0.013735	0.05745	0.753
200	1.7684	1.0061	1.3289	7.490	0.01809	0.10165	0.739
250	1.4128	1.0053	1.5990	11.31	0.02227	0.15675	0.722
300	1.1774	1.0057	1.8462	15.69	0.02624	0.22160	0.708
350	0.9980	1.0090	2.075	20.76	0.03003	0.2983	0.697
400	0.8826	1.0140	2.286	25.90	0.03365	0.3760	0.689
450	0.7833	1.0207	2.484	31.71	0.03707	0.4222	0.683
500	0.7048	1.0295	2.671	37.90	0.04038	0.5564	0.680
550	0.6423	1.0392	2.848	44.34	0.04360	0.6532	0.680
600	0.5879	1.0551	3.018	51.34	0.04659	0.7512	0.680
650	0.5430	1.0635	3.177	58.51	0.04953	0.8578	0.682
700	0.5030	1.0752	3.332	66.25	0.05230	0.9672	0.684
750	0.4709	1.0856	3.481	73.91	0.05509	1.0774	0.686
800	0.4405	1.0978	3.625	82.29	0.05779	1.1951	0.689
850	0.4149	1.1095	3.765	90.75	0.06028	1.3097	0.692
900	0.3925	1.1212	3.899	99.3	0.06279	1.4271	0.696
950	0.3716	1.1321	4.023	108.2	0.06525	1.5510	0.699
1000	0.3524	1.1417	4.152	117.8	0.06752	1.6779	0.702
1100	0.3204	1.160	4.44	138.6	0.0732	1.969	0.704
1200	0.2947	1.179	4.69	159.1	0.0782	2.251	0.707
1300	0.2707	1.197	4.93	182.1	0.0837	2.583	0.705
1400	0.2515	1.214	5.17	205.5	0.0891	2.920	0.705
1500	0.2355	1.230	5.40	229.1	0.0946	3.262	0.705
1600	0.2211	1.248	5.63	254.5	0.100	3.609	0.705
1700	0.2082	1.267	5.85	280.5	0.105	3.977	0.705
1800	0.1970	1.287	6.07	308.1	0.111	4.379	0.704
1900	0.1858	1.309	6.29	338.5	0.117	4.811	0.704
2000	0.1762	1.338	6.50	369.0	0.124	5.260	0.702
2100	0.1682	1.372	6.72	399.6	0.131	5.715	0.700
2200	0.1602	1.419	6.93	432.6	0.139	6.120	0.707
2300	0.1538	1.482	7.14	464.0	0.149	6.540	0.710
2400	0.1458	1.574	7.35	504.0	0.161	7.020	0.718
2500	0.1394	1.688	7.57	543.5	0.175	7.441	0.730

† Dari Natl. Bur. Stand (U. S.) Circ. 564, 1965

Logam	Sifat-sifat pada 20° C				Konduktivitas termal k , W/m · °C									
	ρ , kg/m ³	c_p , kJ/kg · °C	k , W/m · °C	α , m ² /s × 10 ⁵	-100°C -148°F	0°C 32°F	100°C 212°F	200°C 392°F	300°C 572°F	400°C 752°F	600°C 1112°F	800°C 1472°F	1000°C 1832°F	1200°C 2192°F
Aluminum:														
Murni	2.707	0.896	204	8.418	215	202	206	215	228	249				
Al-Cu (Duralumin), 94-96% Al, 3-5% Cu, runtut Mg	2.787	0.883	164	6.676	126	159	182	194						
Al-Si (Silumin, mengandung tembaga), 86.5% Al, 1% Cu	2.659	0.867	137	5.933	119	137	144	152	161					
Al-Si (Alusil), 78-80% Al, 20-22% Si	2.627	0.854	161	7.172	144	157	168	175	178					
Al-Mg-Si, 97% Al, 1% Mg, 1% Si, 1% Mn	2.707	0.892	177	7.311		175	189	204						
Timbal	11.373	0.130	35	2.343	36.9	35.1	33.4	31.5	29.8					
Besi:														
Murni	7.897	0.452	73	2.034	87	73	67	62	55	48	40	36	35	36
Besi Tempa, 0,5% C	7.849	0.46	59	1.626		59	57	52	48	45	36	33	33	33
Baja (C maka ~ 1,5%):														
Baja karbon														
C = 0.5%	7.833	0.465	54	1.474		55	52	48	45	42	35	31	29	31
1.0%	7.801	0.473	43	1.172		43	43	42	40	36	33	29	28	29
1.5%	7.753	0.486	36	0.970		36	36	36	35	33	31	28	28	29
Baja nikel														
Ni = 0%	7.897	0.452	73	2.026										
20%	7.933	0.46	19	0.526										

Lampiran 5. Sifat - sifat logam (1)

Logam	Sifat-sifat pada 20°C				Konduktivitas termal k, W/m · °C									
	ρ , kg/m ³	c_p , kJ/kg · °C	k , W/m · °C	α , m ² /s × 10 ⁶	-100°C -148°F	0°C 32°F	100°C 212°F	200°C 392°F	300°C 572°F	400°C 752°F	600°C 1112°F	800°C 1472°F	1000°C 1832°F	1200°C 2192°F
40%	8.169	0.46	10	0.279										
80%	8.618	0.46	35	0.872										
Invar 36% Ni	8.137	0.46	10.7	0.286										
Baja krom														
Cr = 0%	7.897	0.452	73	2.026	87	73	67	62	55	48	40	36	35	36
1%	7.865	0.46	61	1.665		62	55	52	47	42	36	33	33	
5%	7.833	0.46	40	1.110		40	38	36	36	33	29	29	29	
20%	7.689	0.46	22	0.635		22	22	22	22	24	24	26	29	
Cr-Ni (krom-nikel): 15% Cr, 10% Ni	7.865	0.46	19	0.527										
18% Cr, 8% Ni (V2A)	7.817	0.46	16.3	0.444		16.3	17	17	19	19	22	27	31	
20% Cr, 15% Ni	7.833	0.46	15.1	0.415										
25% Cr, 20% Ni	7.865	0.46	12.8	0.361										
Baja wolfram														
W = 0%	7.897	0.452	73	2.026										
1%	7.913	0.448	66	1.858										
5%	8.073	0.435	54	1.525										
10%	8.314	0.419	48	1.391										
Copper : Murni	8.954	0.3831	386	11.234	407	386	379	374	369	363	353			

Lampiran 6. Sifat – sifat logam (2)



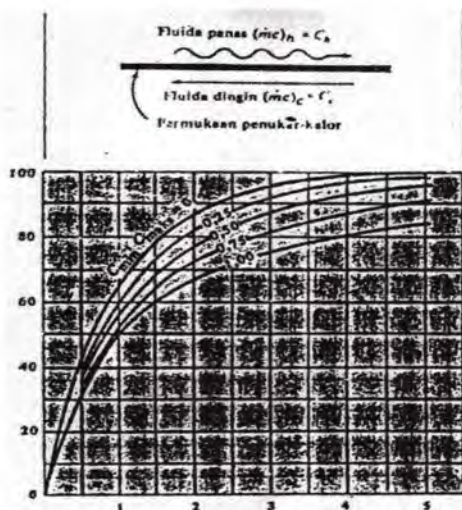
Perunggu aluminium 95% Cu, 5% Al	8,666	0.410	83	2.130														
Perunggu 75% Cu, 25% Sn	8,666	0.343	26	0.859														
Kuningan merah 85% Cu, 9% Sn, 6% Zn	8,714	0.385	61	1.804		59	71											
Kuningan 70% Cu 30% Zn	8,522	0.385	111	3.412	88		128	144	147	147								
Perak Jerman 62% Cu, 15% Ni, 22% Zn	8,618	0.394	24.9	0.733	19.2		31	40	45	48								
Konstantan 60% Cu, 40% Ni	8,922	0.410	22.7	0.612	21		22.2	26										
Magnesium: Murni	1,746	1.013	171	9.708	178	171	168	163	157									
Mg-Al (elektrolitrik) 6-8% Al, 1-2% Zn	1,810	1.00	66	3.605		52	62	74	83									
Molybdenum	10,220	0.251	123	4.790	138	125	118	114	111	109	106	102	99	92				
Nikel																		
Murni (99.9%)	8,906	0.4459	90	2.266	104	93	83	73	64	59								
Ni-Cr 90% Ni, 10% Cr	8,666	0.444	17	0.444		17.1	18.9	20.9	22.8	24.6								
80% Ni, 20% Cr	8,314	0.444	12.6	0.343		12.3	13.8	15.6	17.1	18.0	22.5							
Perak:																		
Sangat murni	10,524	0.2340	419	17.004	419	417	415	412										
Murni (99.9%)	10,525	0.2340	407	16.563	419	410	415	374	362	360								
Timah, murni	7,304	0.2265	64	3.884	74	65.9	59	57										
Wolfram	19,350	0.1344	163	6.271		166	151	142	133	126	112	76						
Seng, murni	7,144	0.3843	112.2	4.106	114	112	109	106	100	93								

†Adaptasi ke satuan SI dari E. R. G. Eckert dan R. M. Drake, "Heat and Mass Transfer," 2nd ed., McGraw-Hill Book Company, New York, 1959

Lampiran 7. Sifat - sifat logam (3)

Jenis fluida	Faktor pengotoran	
	$R, ft^3 \cdot ^\circ F/Btu$	$m^3 \cdot ^\circ C/W$
Air laut, di bawah $125^\circ F$	0,0005	0,00009
Di atas $125^\circ F$	0,001	0,002
Air umpan ketel yang diolah	0,001	0,0002
Minyak bakar	0,005	0,0009
Minyak esup (<i>quenching oil</i>)	0,004	0,0007
Uap alkohol	0,0005	0,00009
Uap, tak mengandung minyak	0,0005	0,00009
Udara industri	0,002	0,0004
Zat cair pendingin (<i>refrigerating</i>)	0,001	0,0002

Lampiran 8. Fouling factor



Lampiran 9. NTU pada aliran berlawanan

Type of flue gas	Fouling factor $1/h$, $\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}/\text{Btu}\ddagger$	Minimum spacing between fins or plates, in \ddagger	Maximum gas velocity to avoid erosion, ft/s \ddagger
Clean gas†			
Natural gas	0.0005–0.003	0.050–0.118	100–120
Propane	0.001–0.003	0.070	
Butane	0.001–0.003	0.070	
Gas turbine	0.001		
Average gas†			
No. 2 Oil	0.002–0.004	0.120–0.151	85–100
Gas turbine	0.0015		
Diesel engine	0.003		
Dirty gas†			
No. 6 oil	0.003–0.007	0.180–0.228	60–80§
Crude oil	0.004–0.015	0.200	
Residual oil	0.005–0.02	0.200	
Coal	0.005–0.05	0.231–0.340	50–70§

†Clean, average, and dirty gases may be defined in terms of total ppm (parts per million) as less than 100 ppm, between 100 and 500 ppm, and greater than 500 ppm, respectively. Some industrial processes for these exhaust gases are as follows. Clean gas: steel heat treat and aluminum heat treat; average gas: aluminum remelt and vitreous melting; and dirty gas: cupola, glass, and Cowper.

‡ $1 \text{ h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}/\text{Btu} = 0.176 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$, $1 \text{ in} = 25.4 \text{ mm}$, $1 \text{ ft/s} = 0.305 \text{ m/s}$.

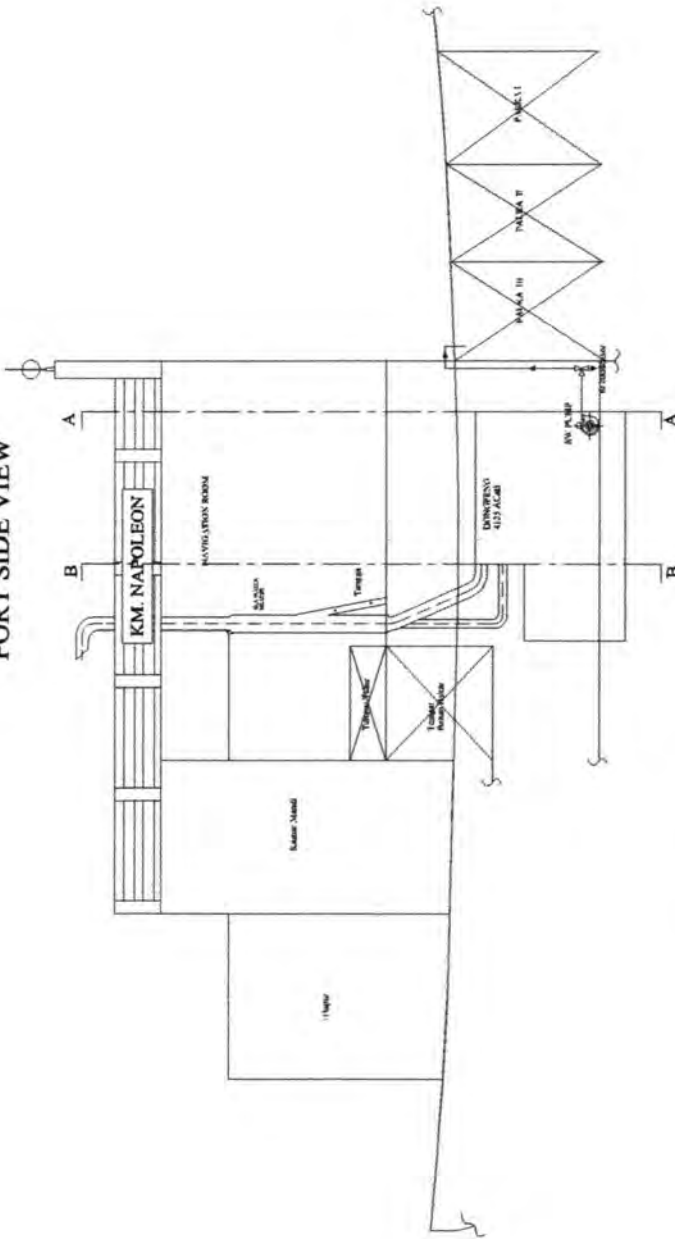
§Minimum recommended gas velocity to minimize fouling is 30 ft/s (9.1 m/s).

Lampiran 10. Jarak fin untuk gas buang

Nominal Size, in	Outside Diameter, in	Wall Thicknes, in		
		Type K	Type L	Type M
1/4	.375	.035	.030	
3/8	.500	.049	.035	
1/2	.625	.049	.040	
5/8	.750	.049	.042	
3/4	.875	.065	.045	
1	1.125	.065	.050	
1 1/4	1.375	.065	.055	.042
1 1/2	1.625	.072	.060	.049
2	2.125	.085	.070	.058
2 1/2	2.625	.095	.080	.065
3	3.125	.109	.090	.072
3 1/2	3.625	.120	.100	.083
4	4.125	.134	.110	.095
5	5.125	.160	.125	.109
6	6.125	.192	.140	.122
7	8.125	.271	.200	.170

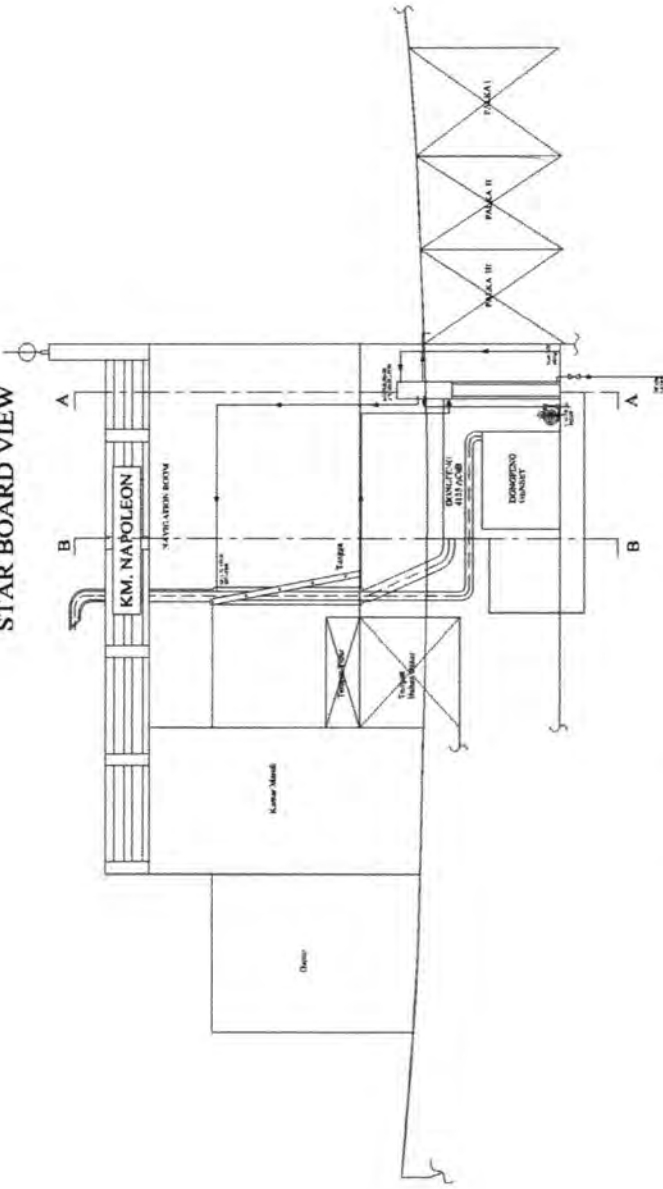
Lampiran 11. Schedul Pipa standart ASTM

PORT SIDE VIEW



Lampiran 12. Penampang kapal port side view

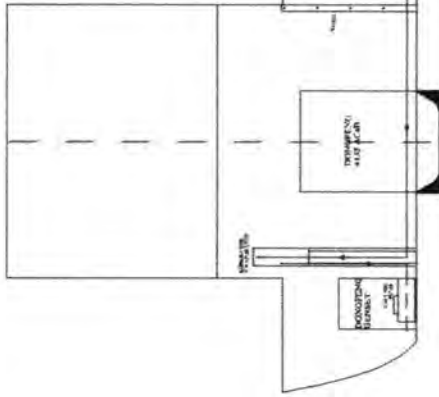
STAR BOARD VIEW



Lampiran 13. Penampang kapal starboard view

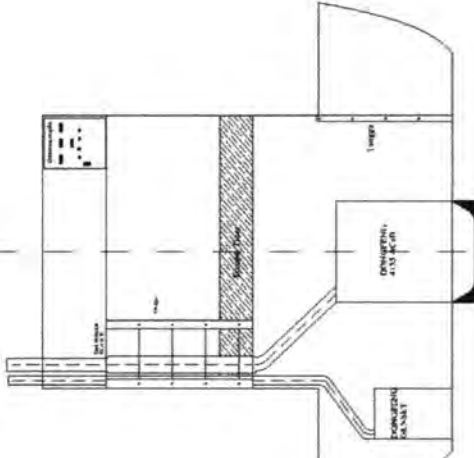
FORE VIEW

A - A



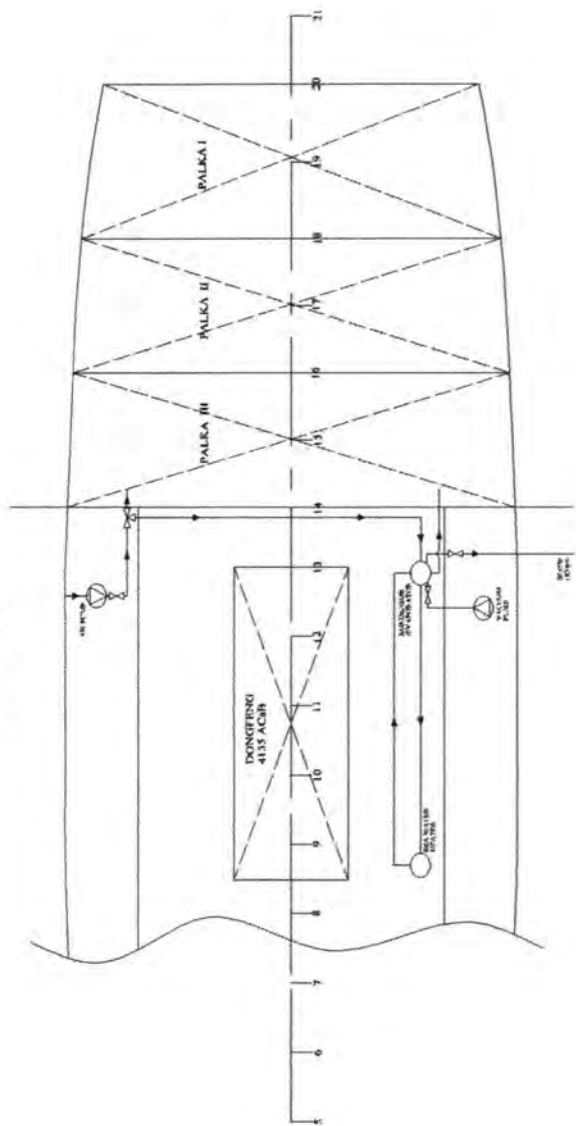
FORE VIEW

B - B



Lampiran 14. Gambar Melintang kapal

FLOOR



Lampiran 15. Kamar Mesin

Lampiran 15. Spesifikasi Pompa Vacuum

TRAVAINI PUMPS USA

TRHE 32-4

Two Stage High Vacuum Pumps

PERFORMANCE DATA	: From 60 Torr	CAPACITY:	2 - 4 cfm
FEATURES	: Two-stage rotating pump with external grease lubricated bearings.		
SHAFT SEALING	: Mechanical seal - Double mechanical seal.		
OPTIONS	: Bareshaft pump - Coupled motor on baseplate - Monoblock with electric motor		



TECHNICAL DATA

PUMP TYPE		TRHE 32-4	
Speed	RPM	1450	1750
Motor - installed power	HP	0.7	1
Average service liquid flow	GPM	0.75	0.75
Noise level at 75 Torr	dB(A)	67	68
Minimum suction pressure	Torr	60	60

Pumps provided with threaded connections for service liquid, pump draining, anticavitation valve and companion flanges. Pumps are also provided, by request, with flanged air-liquid separator tank, non return valve, ejector, vacuum relief valve, valve to control the flow of the liquid supply, vacuum gauges, pressure gauges and compound gauges. We can also provide information on our water sealed and oil sealed systems.

For more detailed information please contact our Sales Office.

Example for Model Designation

TRHE 32 - 4 / C - M / GH

	Travaini Pump USA construction
R	Liquid Ring Pump
H	Two stage pump for high vacuum
E	Design number
32	Flange size (mm)
4	Nominal capacity (m ³ /h)
	Shaft sealing C = Mechanical seal C2 = Double mechanical seal
M	Closed-coupled construction with lantern (by request)
GH	Materials of construction GH-F-RA-A3 = See table

Standard Materials of Construction

PART No.	Description	GH	F	RA	A3
106	Suction casing	Cast Iron			
107	Discharge casing				
140	Port plate				
210	Shaft	Stainless Steel AISI 420	Stainless Steel AISI 316		
357	Bearing housing mech. seal	Cast Iron			
230	Impeller	Bronze	Ductile Iron	Stainless Steel AISI 316	

Special Materials Available Upon Request

Indicative table: for further information please consult our Sales Office

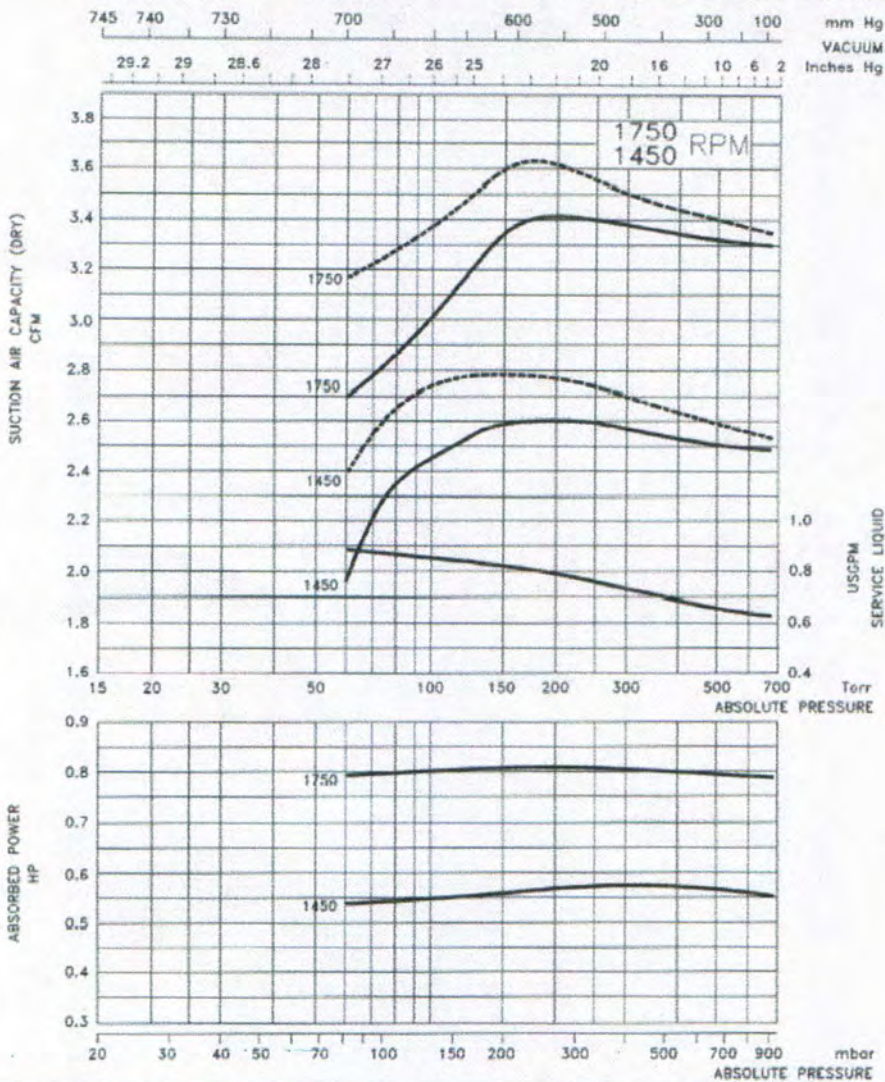
DATA BASED ON :
 DRY AIR AT 68 °F - 20 °C
 SATURATED AIR AT 68 °F - 20 °C
 SERVICE LIQUID WATER
 SERVICE LIQUID TEMPERATURE 59 °F - 15 °C
 DISCHARGE PRESSURE 1013 mbar

S.S. PUMPS
 CAPACITY: -10%

Tol.: 10%

PERFORMANCE DATA
 LIQUID RING VACUUM PUMP
 PUMP MODEL

TRHE 32-4

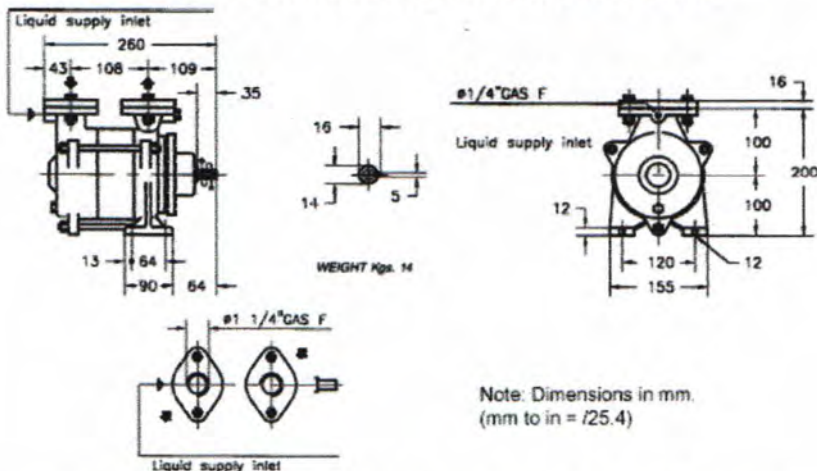


DATE: APRIL 97

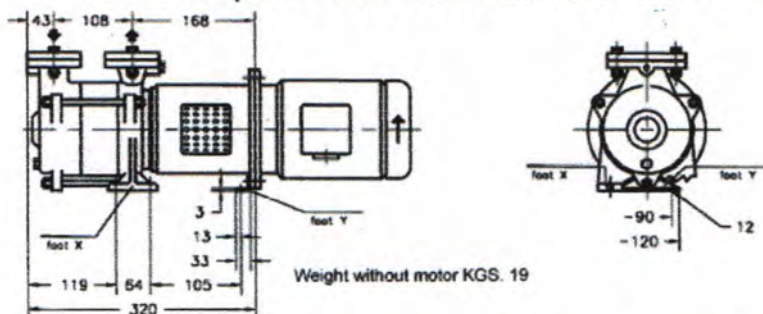
PAGE NO: 4-110

TRHE 32-4/C

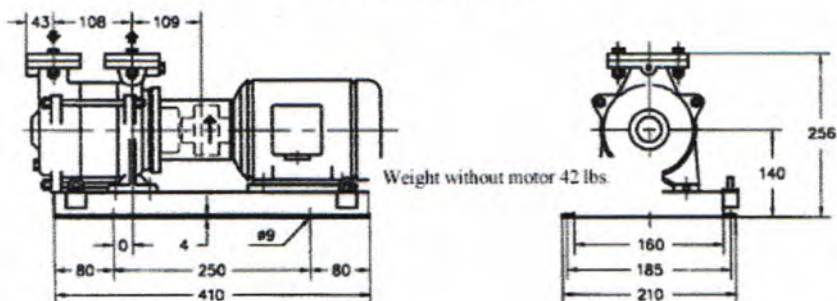
Bareshaft Construction with Mechanical Seal



Closed-Coupled Construction with Mechanical Seal



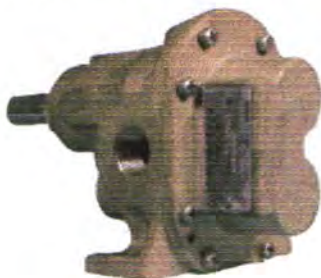
Base-Mounted Construction (Baseplate-Coupling) with Mechanical Seal



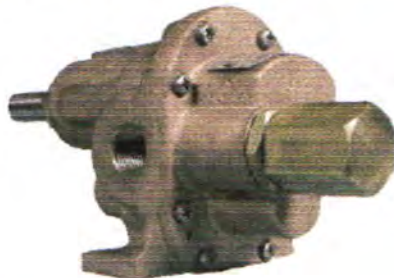
The weights refer to the GH construction

BRONZE PEDESTAL ROTARY GEAR PUMPS

MODEL N7000 - 3/4" NPT PORTS



MODEL N7000R



FEATURES

- Bronze Corrosion Resistant Castings
- Special Cast Bronze Gears
- Stainless Steel Shafts & Fasteners
- Formed Ring Seal Packing (Lip & Mechanical Seals on Special Order)
- Heavy Duty Carbon Bearings (Self Lubricating)
- Positive Displacement Flow

DRIVE

Either direct drive with flexible coupling or pulley drive can be used. Make sure both flexible coupling halves are properly aligned. When using a pulley, do not overtighten the belt. Also, to absorb belt side thrust at higher pressures and larger size pumps, an external ball bearing support is recommended -- consult factory.

LIQUIDS AND TEMPERATURE

Service life will be increased substantially if the liquid pumped is clean and has some degree of lubricity. These positive displacement pumps have tight tolerances. Fine abrasives like sand, silt, or powders in suspension will accelerate pump wear and reduce throughput.

Liquids compatible with bronze and stainless steel can be pumped providing proper seal has been specified (see chemical compatibility or check factory). When possible, flush the pump after each usage.

Temperature extremes are detrimental to service life and should be avoided. Basic metals of construction allow a temperature range of -40 to 400°F. Some lip and mechanical seal elastomers have a limit of 212°F. (see engineering data or check factory). Allowing a liquid to freeze in the pump can cause damage.

SUCTION LIFT

Close tolerances and the positive pumping action make the rotary gear pump capable of lifting water on the suction side as high as 20 feet. Though gear pumps are self priming, a foot valve is recommended. If possible, wet the gears with liquid to be pumped for the first dry start. Liquid retained in the system and gear chambers serves to "wet" the pump on subsequent starts.

CAPACITY - WATER 70 °F

R.P.M.	FT. HD. P.S.I.	0	46	92	138	184	231	290	346
		0	20	40	60	80	100	125*	150*
400	GPM	4.00	3.45	2.90	2.35	1.90	1.30	1.20	1.00
	HP	0.20	0.23	0.30	0.39	0.55	0.65	0.70	0.90
	MOTOR	1/4	1/4	1/3	1/2	1/2	3/4	3/4	1
600	GPM	6.30	5.78	5.26	4.74	4.22	3.95	3.50	3.10
	HP	0.25	0.30	0.40	0.65	0.75	0.95	1.15	1.40
	MOTOR	1/4	1/3	1/2	3/4	3/4	1	1 1/2	1 1/2
800	GPM	8.58	8.18	7.78	7.38	6.98	6.67	6.40	6.20
	HP	0.30	0.40	0.58	0.85	0.93	1.15	1.40	1.70
	MOTOR	1/2	1/2	3/4	1	1	1 1/2	1 1/2	2
1000	GPM	10.90	10.51	10.12	9.72	9.33	8.90	8.00	7.90
	HP	0.40	0.60	0.70	0.90	1.10	1.38	1.60	1.92
	MOTOR	1/2	3/4	3/4	1	1	1 1/2	2	2
1200	GPM	13.33	12.94	12.55	12.16	11.76	11.37	11.20	11.10
	HP	0.50	0.70	0.85	1.08	1.35	1.65	1.90	2.20
	MOTOR	1/2	3/4	1	1	1 1/2	2	2	3
1600	GPM	18.17	17.79	17.41	17.03	16.65	16.28	16.10	16.00
	HP	0.70	0.91	1.20	1.50	1.80	2.14	2.50	2.90
	MOTOR	3/4	1	1 1/2	1 1/2	2	2	3	3
1725	GPM	19.85	19.48	19.11	18.74	18.37	18.00	17.70	17.40
	HP	0.80	1.10	1.42	1.85	2.18	2.65	3.00	3.60
	MOTOR	1	1	1 1/2	2	2 1/2	3	3	3

H.P. = Actual Horsepower
G.P.M. = Gallons per Minute
R.P.M. = Revolutions per Min.

Motor = Conventional Fractional Size
P.S.I. = Lbs. Per Square Inch Pressure
Fl. Hd. = Equiv. Press. in Ft of Water

*For pressures over 100 psi, the above selections are suitable for pumping fluids with lubricity (e.g. oils, polymers). Service life will decrease for fluids without lubricity (e.g. water, solvents).

LAMPIRAN PERHITUNGAN SEA WATER HEATER

- a). Pemanas air untuk temperatur 250 ($^{\circ}$ C) dan flow 480 (m^3/h)

Tabel. Perencanaan Fluida Sea Water Heater 2

Properti fluida	Fluida Panas	Fluida Dingin
Jenis fluida	Gas buang (ex)	Air laut (f)
Laju massa (kg/h)	480	1344,81
Temperatur masuk ($^{\circ}$ C)	250	40
Temperatur keluar ($^{\circ}$ C)	138,37	50

Perencanaan temperatur gas buang yang keluar :

- Spesifik kalor air pada temperatur rata – rata :

Temperatur rata – rata :

$$\begin{aligned}T_{rata} &= \frac{T_{a1} + T_{a2}}{2} \\ &= \frac{40 + 50}{2} \\ &= 45^{\circ}\text{C} \\ &= 133^{\circ}\text{F}\end{aligned}$$

Spesifik kalor pada temperatur rata – rata :

T($^{\circ}$ F)	Cp(Btu/lbm.F)
100	0,998
113	?
150	1.

Interpolasi :

$$\begin{aligned}\frac{? - 0,998}{1 - 0,998} &= \frac{113 - 100}{150 - 100} \\ \frac{? - 0,998}{0,002} &= \frac{13}{50}\end{aligned}$$

$$C_p = 0,999 \text{ Btu/lbm.F}$$

- Spesifik kalor air laut :

Menurut Perry :

$$C_p \text{ NaCl} = 0,1851874 + 7,206 \times 10^{-5} \times T$$

Kadar garam pada air laut yang digunakan adalah = 3 %

$$\begin{aligned} \text{Cp air laut} &= 97\% \cdot \text{Cp air} + 3\% \cdot \text{Cp NaCl} \\ &= 0,97 \times 0,999 + 0,03 \times 0,193 \\ &= 0,974 \text{ Btu/lbm.F} \end{aligned}$$

$$1 \text{ kJ/kg.C} = 0,23884 \text{ Btu/lbm.F}$$

Maka :

$$\text{Cp} = 4,080 \text{ kJ/kg.C}$$

- **Spesifik kalor gas :**

Temperatur rata – rata :

$$\begin{aligned} \text{Trata} &= \frac{\text{Tex1} + \text{Tex2}}{2} \\ &= \frac{250 + 138,37}{2} \\ &= 194,2 \text{ }^\circ\text{C} \\ &= 467,40 \text{ }^\circ\text{K} \end{aligned}$$

Spesifik kalor pada temperatur rata – rata :

T(°K)	Cp(kJ/kg.C)
450	1,0207
467,4	?
500	1,0295

Interpolasi :

$$\begin{aligned} \frac{? - 1,0207}{1,0295 - 1,0207} &= \frac{467,4 - 450}{500 - 450} \\ \frac{? - 1,0207}{0,0088} &= \frac{17,4}{50} \end{aligned}$$

$$\text{Cp} = 1,024 \text{ KJ/kg.C}$$

- **Koreksi pada temperatur gas :**

$$Q \text{ gas buang} = Q \text{ air laut}$$

$$M_g \times \text{Cp} \times (T_1 - T_2) = M_a \times \text{Cp} \times (T_2 - T_1)$$

$$480 \times 1,024 \times (250 - T_2) = 1344,79 \times 4,080 \times (50 - 40)$$

$$491,41 \times (200 - T_2) = 54862,45$$

$$250 - T_2 = 111,64$$

$$T_2 = 138,36 \text{ }^\circ\text{C}$$

Jadi perencanaan temperatur sudah benar.

Perhitungan Sea Water Heater :

- Penentuan LMTD

$$\begin{aligned}\text{Gas Buang } (\Delta T_a) &= \text{Suhu tinggi} - \text{suhu rendah} \\ &= 250 - 138,37 \\ &= 111,6 \text{ }^\circ\text{C}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Air Laut } (\Delta T_b) &= \text{Suhu tinggi} - \text{suhu rendah} \\ &= 50 - 40 \\ &= 10 \text{ }^\circ\text{C}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{LMTD} &= \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln(\Delta T_a / \Delta T_b)} \\ &= \frac{111,6 - 10}{\ln(111,6 / 10)} \\ &= 42,12\end{aligned}$$

- Film resistance di dalam tube :

Temperatur rata-rata fluida dingin air laut (T_a) :

$$\begin{aligned}T_a &= \frac{T_{a1} + T_{a2}}{2} \\ &= \frac{40 + 50}{2} \\ &= 45^\circ\text{C}\end{aligned}$$

Viskositas air laut pada temperatur rata-rata (μ) :

Dari tabel

T(°C)	μ (kg/m.s)
43,33	0,000616
45	?
48,89	0,000562

Interpolasi :

$$\begin{aligned}\frac{? - 0,000616}{0,000562 - 0,000616} &= \frac{45 - 43,33}{48,89 - 43,33} \\ \frac{? - 0,000616}{-0,000054} &= \frac{1,67}{5,56}\end{aligned}$$



$$\mu = 0,00059978 \text{ kg/m.s}$$

Menurut kern viskositas air laut :

$$\begin{aligned}\mu \text{ air laut} &= 2 \times \mu \text{ air} \\ &= 2 \times 0,00059978 \\ &= 0,001199 \text{ kg/m.s}\end{aligned}$$

Konduktifitas thermal air pada temperature rata-rata (k) :

Dari tabel :

T(°C)	k(W/m.c)
43,33	0,637
45	?
48,89	0,644

Interpolasi :

$$\begin{aligned}\frac{? - 0,637}{0,644 - 0,637} &= \frac{45 - 43,33}{48,89 - 43,33} \\ \frac{? - 0,637}{0,007} &= \frac{1,67}{5,56}\end{aligned}$$

$$k = 0,63910252 \text{ W/m.c}$$

Menurut kern k air laut yang melalui tube :

$$\begin{aligned}k \text{ air laut} &= 0,8 \times k \text{ air} \\ &= 0,8 \times 0,63910252 \\ &= 0,5113 \text{ W/m.C}\end{aligned}$$

Bilangan prandt pada temperature rata-rata (Pr) :

Dari tabel :

T(°C)	Pr
43,33	4,04
45	?
48,89	3,64

Interpolasi :

$$\begin{aligned}\frac{? - 4,04}{3,64 - 4,04} &= \frac{45 - 43,33}{48,89 - 43,33} \\ \frac{? - 4,04}{-0,4} &= \frac{1,67}{5,56} \\ \text{Pr} &= 3,92\end{aligned}$$

Viskositas air pada temperature dinding pipa (μ_w) :

Temperature dinding pipa menggunakan temperature rata-rata :

$$\begin{aligned} T_w &= \frac{T_{ex} + T_{air}}{2} \\ &= \frac{250 + 40}{2} \\ &= 145 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Dari tabel :

T($^\circ\text{C}$)	$\mu(\text{kg/m.s})$
137,8	0,000198
145	?
148,9	0,000186

Interpolasi :

$$\begin{aligned} \frac{? - 0,000198}{0,000186 - 0,000198} &= \frac{145 - 137,8}{148,9 - 137,8} \\ \frac{? - 0,000198}{-0,000012} &= \frac{7,2}{11,1} \end{aligned}$$

$$\mu_w = 0,00019022 \text{ kg/m.s}$$

Menurut kern viskositas air laut :

$$\begin{aligned} \mu_w \text{ air laut} &= 2 \times \mu \text{ air} \\ &= 2 \times 0,00019022 \\ &= 3,804 \times 10^{-4} \text{ kg/m.s} \end{aligned}$$

Luas penampang tube (A_t) :

$$\begin{aligned} A_t &= 1/4 \cdot \pi \cdot d_i^2 \\ &= 1/4 \times \pi \times 0,0126035^2 \\ &= 5 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Laju aliran massa per satuan luas (G_t) :

$$G_t = \frac{M_a}{A_t}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{1344,81}{5 \times 10^{-4}} \\
 &= 2527412,38 \text{ m}^2 / \text{kg.h} \\
 &= 702,1 \text{ m}^2 / \text{kg.s}
 \end{aligned}$$

Angka Reynold (Re) :

$$\begin{aligned}
 \text{Re} &= \frac{dixGt}{\mu} \\
 &= \frac{0,026035 \times 702,1}{0,001199} \\
 &= 15237,33
 \end{aligned}$$

Angka Nulsel (Nu) :

$$\begin{aligned}
 &(\text{turbulen Re : } 15237,33 > 2300) \\
 \text{Nu} &= 0,027 \times (\text{Re}^{0,8}) \times \text{Pr}^{0,33} \times (\mu / \mu_m)^{0,14} \\
 &= 0,027 \times (15237,33)^{0,8} \times 3,92^{0,33} \times \\
 &\quad (0,001199 / 4,68 \times 10^{-4})^{0,14} \\
 &= 107,32
 \end{aligned}$$

Koefisien tahanan film dalam tube (hi) :

$$\begin{aligned}
 h_i &= \text{Nu} \times \frac{k}{d_i} \\
 &= 107,32 \times \frac{0,5113}{0,026035} \\
 &= 2107,55 \text{ kg/m.C}
 \end{aligned}$$

Jadi besarnya tahanan film di dalam sea water heater (Ri)

$$\begin{aligned}
 R_i &= \frac{d_o}{h_i x d_i} \\
 &= \frac{0,028575}{2107,55 \times 0,026035} \\
 &= 5 \times 10^{-4} \text{ m}^2 . \text{C/W}
 \end{aligned}$$

- **Film resistance sisi luar tube sea water heater**
Temperatur rata-rata fluida panas adalah (T'ex):

$$\begin{aligned}
 T_{ex} &= \frac{T_{ex1} + T_{ex2}}{2} \\
 &= \frac{250 + 138,4}{2} \\
 &= 194,2 \text{ } ^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

Viskositas pada gas (μ) :

$$194,2^\circ\text{C} = 467,35 \text{ K}$$

T($^\circ\text{K}$)	$\mu(\text{kg/m.s})$
450	0,00002484
467,4	?
500	0,00002671

Interpolasi :

$$\begin{aligned}
 \frac{? - 0,00002484}{0,00002671 - 0,00002484} &= \frac{467,4 - 450}{500 - 450} \\
 \frac{? - 0,00002484}{0,00000187} &= \frac{17,35}{50}
 \end{aligned}$$

$$\mu = 2,549 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$$

Konduktifitas thermal pada gas (k) :

$$194,2^\circ\text{C} = 467,35 \text{ K}$$

T($^\circ\text{K}$)	k(W/m.c)
450	0,03707
467,4	?
500	0,04038

Interpolasi :

$$\begin{aligned}
 \frac{? - 0,03707}{0,04038 - 0,03707} &= \frac{467,4 - 450}{500 - 450} \\
 \frac{? - 0,03707}{0,00331} &= \frac{17,75}{50}
 \end{aligned}$$

$$k = 0,038 \text{ W/m.c}$$

Viskositas gas pada temperatur di dinding shell (μ_w) :

Dari tabel :

$$\mu_w = 2,549 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$$

Angka Prandtl pada temperatur gas (Pr) :

$$130,7^{\circ}\text{C} = 403,85 \text{ K}$$

T($^{\circ}\text{K}$)	Pr
450	0,683
467,4	?
500	0,68

Interpolasi :

$$\frac{? - 0,683}{0,68 - 0,683} = \frac{467,4 - 450}{500 - 450}$$

$$\frac{? - 0,683}{-0,003} = \frac{17,35}{50}$$

$$\text{Pr} = 0,682$$

Diameter hidrolik(Dh) :

$$\begin{aligned} \text{Dh} &= \text{Di} - (2\text{df}) \\ &= 0,1397 - (2 \times 0,064) \\ &= 0,0127 \text{ m} \end{aligned}$$

Luas aliran across fluida panas (As) :

$$\begin{aligned} \text{As} &= 1/4 \times \pi \times \text{Dh}^2 \\ &= 1/4 \times 3,14 \times 0,0127^2 \\ &= 1 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Laju aliran massa per satuan luas (Gs) :

$$\begin{aligned} \text{Gs} &= \frac{\text{Mex}}{\text{As}} \\ &= \frac{480}{1 \times 10^{-4}} \\ &= 3791090,38 \text{ m}^2 / \text{kg.h} \\ &= 1053,08 \text{ m}^2 / \text{kg.s} \end{aligned}$$

Angka Reynold (Re) :

$$\text{Re} = \frac{\text{DhxGs}}{\mu}$$

$$= \frac{0,0127 \times 1053,08}{2,549 \times 10^{-5}}$$

$$= 524704,074$$

Angka Nulset :

(turbulen Re : 524704,074 > 2300)

$$\text{Nu} = 0,027 \times (\text{Re}^{0,8}) \times \text{Pr}^{0,33} \times (\mu / \mu_m)^{0,14}$$

$$= 0,027 \times (524704,074)^{0,8} \times (0,682)^{0,33} \times (2,5492 \times 10^{-5} / 2,5492 \times 10^{-5})^{0,14}$$

$$= 896,3$$

Koefisien tahanan film dalam tube :

$$h_o = \text{Nu} \times \frac{k}{D_h}$$

$$= 896,3 \times \frac{0,038}{0,0127}$$

$$= 2697,16 \text{ kg/m.C}$$

Jadi besarnya tahanan film di luar sea water heater (Rf)

$$R_o = \frac{D_h}{h_o \times d_o}$$

$$= \frac{0,0127}{2697,16 \times 0,028575}$$

$$= 1,65 \times 10^{-4} \text{ m}^2.\text{C/W}$$

- Fouling resistance sisi dalam dan luar tube penukar panas

Dari tabel pada lampiran didapatkan :

$$R_{fi} \text{ (air laut)} = 0,00009 \text{ m}^2.\text{C/W}$$

$$R_{fo} \text{ (gas)} = 0,0005283 \text{ m}^2.\text{C/W}$$

- Resistance dari fin

Aroot / Afin :

$$\frac{A_{root}}{A_{fin}} = \frac{\pi \times d_{rx} \times L \times N_f}{2 \times (\pi / 4) \times (d_f^2 - d_r^2) \times L \times N_f}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{\pi d r x s}{2x(\pi/4)x(df^2 - dr^2)} \\
 &= \frac{3,14x0,029x0,003048}{2x(3,14/4)x(0,064^2 - 0,029^2)} \\
 &= 0,0542 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

Mencari nilai m :

$$\begin{aligned}
 m &= \sqrt{\frac{2xho}{(kmxY)}} \\
 &= \sqrt{\frac{2x2697,16}{(204x0,0005080)}} \\
 &= 228,15
 \end{aligned}$$

Mencari nilai ϕ :

$$\begin{aligned}
 \phi &= m \times (rf - rr) \\
 &= 228,15 \times (0,03175 - 0,0142875) \\
 &= 3,984
 \end{aligned}$$

Tahanan pada fin :

$$\begin{aligned}
 R_{fin} &= \frac{1 - \phi}{(A_{root} / A_{fin}) + \phi} \times \left(\frac{1}{ho} \right) + R_{fo} \\
 &= \frac{1 - 3,984}{0,0542 + 3,984} \times \left(\frac{1}{2697,16} \right) + 0,0005283 \\
 &= -0,000664391 \text{ m}^2 \cdot \text{C/W}
 \end{aligned}$$

- Tahanan material (Rm):

$$\begin{aligned}
 R_m &= \frac{t x d_o}{k m x (d_i + t)} \\
 &= \frac{0,001x0,028575}{204x(0,026035 + 0,001)} \\
 &= 7 \times 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{C}
 \end{aligned}$$

- Perpindahan panas menyeluruh didapat (U) :

$$U = \frac{1}{R_i + R_o + R_{fi} + R_{fo} + R_{fin} + R_m}$$

$$= \frac{1}{5 \times 10^{-4} + 1,65 \times 10^{-4} + 9 \times 10^{-5} + 5,28 \times 10^{-4} + 6,64 \times 10^{-4} + 7 \times 10^{-6}}$$

$$= 1584,53 \text{ kJ/h.m}^2 \cdot \text{C}$$

- Luas perpindahan panas (A) :

$$Q = 54862,45$$

$$A = \frac{Q}{U \times LMTD}$$

$$= \frac{54862,45}{1584,53 \times 42,12}$$

$$= 0,8219 \text{ m}^2$$

- Panjang tube setelah penambahan fin (L) :

Luasan fin per inchi panjang pipa :

$$A_{fin}/inchi = 2 \times \frac{\pi}{4} \times (d_f^2 - d_r^2) L \times N_f$$

$$= 2 \times \frac{3,14}{4} \times (0,064^2 - 0,029^2) \times 0,0254 \times 8$$

$$= 0,004 \text{ m}^2 / in$$

Luasan tube per inchi panjang pipa:

$$A_{tube}/inchi = \pi \times d_o \times L$$

$$= 3,14 \times 0,028575 \times 0,0254$$

$$= 0,002 \text{ m}^2 / in$$

Luasan per inchi:

$$A/inchi = \frac{A}{A_{fin}/in + A_{tube}/in}$$

$$= \frac{0,8219}{0,004 + 0,002}$$

$$= 128,78 \text{ m}^2/\text{in}$$

Panjang pipa (L) :

$$\begin{aligned} L &= A/\text{inchi} \times 0,0254 \\ &= 128,78 \times 0,0254 \\ &= 3,271 \text{ m} \end{aligned}$$

Jumlah spiral (N_s) :

$$\begin{aligned} N_s &= \frac{L}{\pi c d s} \\ &= \frac{3,271}{3,14 \times 0,076} \\ &= 13,67 \\ &\sim 14 \end{aligned}$$

Panjang Spiral (L_s) :

$$\begin{aligned} L_s &= N_s \times d f \\ &= 14 \times 0,064 \\ &= 0,889 \text{ m} \end{aligned}$$

- **Pressure drop pada sisi shell :**

Faktor gesekan (f) :

$$f = 0,002$$

Jumlah lintasan (n) :

$$n = 1$$

Massa jenis pada temperature rata – rata gas (ρ) :

$$194,2^\circ\text{C} = 467,35 \text{ K}$$

$T(^{\circ}\text{K})$	$\rho (\text{kg/m}^3)$
450	0.7833
467,35	?
500	0,7048

Interpolasi :

$$\begin{aligned} \frac{? - 0,7833}{0,7048 - 0,7833} &= \frac{467,35 - 450}{500 - 450} \\ \frac{? - 0,7833}{-0,0785} &= \frac{17,35}{50} \end{aligned}$$

$$\rho = 0,756 \text{ kg/m}^3$$

Pressure drop (ΔP):

$$g = 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$\Delta P = \frac{f \cdot G s^2 \cdot n}{2 \cdot g \cdot \rho \cdot De \cdot (\mu / \mu_w)^{0.14}}$$

$$= \frac{0.22 \times 1053,08^2 \cdot 1}{2.9 \times 8 \times 0.756 \cdot 0,0127 \cdot (2.5 \times 10^{-5} / 2.5 \times 10^{-5})^{0.14}}$$

$$= 1646,46 \text{ N/m}^2$$

$$\sim 0,01646 \text{ bar}$$

b). Pemanas air untuk temperatur 300 ($^{\circ}$ C) dan flow 570 (m^3/h)

Tabel Perencanaan Fluida Sea Water Heater 3

Properti fluida	Fluida Panas	Fluida Dingin
Jenis fluida	Gas buang (ex)	Air laut (f)
Laju massa (kg/h)	570	1344,81
Temperatur masuk ($^{\circ}$ C)	300	40
Temperatur keluar ($^{\circ}$ C)	206,98	50

Perencanaan temperatur gas buang yang keluar :

- Spesifik kalor air pada temperatur rata – rata :

Temperatur rata – rata :

$$T_{rata} = \frac{T_{a1} + T_{a2}}{2}$$

$$= \frac{40 + 50}{2}$$

$$= 45^{\circ}\text{C}$$

$$= 113^{\circ}\text{F}$$

Spesifik kalor pada temperatur rata – rata :

T($^{\circ}$ F)	Cp(Btu/lbm.F)
100	0,998
113	?

150

1

Interpolasi :

$$\frac{? - 0,998}{1 - 0,998} = \frac{113 - 100}{150 - 100}$$

$$\frac{? - 0,998}{0,002} = \frac{13}{50}$$

$$C_p = 0,999 \text{ Btu/lbm.F}$$

- **Spesifik kalor air laut :**

Menurut Perry :

$$C_p \text{ NaCl} = 0,1851874 + 7,206 \times 10^{-5} \times T$$

Kadar garam pada air laut yang digunakan adalah = 3 %

$$C_p \text{ air laut} = 97\% \cdot C_p \text{ air} + 3\% \cdot C_p \text{ NaCl}$$

$$= 0,97 \times 0,999 + 0,03 \times 0,193$$

$$= 0,974 \text{ Btu/lbm.F}$$

$$1 \text{ kJ/kg.C} = 0,23884 \text{ Btu/lbm.F}$$

Maka :

$$C_p = 4,080 \text{ kJ/kg.C}$$

- **Spesifik kalor gas :***Temperatur rata - rata :*

$$T_{rata} = \frac{T_{ex1} + T_{ex2}}{2}$$

$$= \frac{300 + 206,98}{2}$$

$$= 253,5^\circ\text{C}$$

$$= 526,7^\circ\text{K}$$

Spesifik kalor pada temperatur rata - rata :

T(°K)	Cp(kJ/kg.C)
500	1,0295
526,7	?
550	1,0392

Interpolasi :

$$\frac{? - 1,0295}{1,0392 - 1,0295} = \frac{526,7 - 500}{550 - 500}$$

$$\frac{? - 1,0295}{0,0097} = \frac{26,7}{50}$$

$$C_p = 1,035 \text{ KJ/kg.C}$$

- **Koreksi pada temperatur gas :**

$$Q_{\text{gas buang}} = Q_{\text{air laut}}$$

$$M_g \times C_p \times (T_1 - T_2) = M_a \times C_p \times (T_2 - T_1)$$

$$570 \times 1,035 \times (300 - T_2) = 1344,79 \times 4,080 \times (50 - 40)$$

$$589,77 \times (300 - T_2) = 54862,45$$

$$300 - T_2 = 93,02$$

$$T_2 = 206,98 \text{ }^\circ\text{C}$$

Jadi perencanaan temperatur sudah benar.

Perhitungan Sea Water Heater :

- **Penentuan LMTD**

$$\text{Gas Buang } (\Delta T_a) = \text{Suhu tinggi} - \text{suhu rendah}$$

$$= 300 - 206,98$$

$$= 93,02 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{Air Laut } (\Delta T_b) = \text{Suhu tinggi} - \text{suhu rendah}$$

$$= 50 - 40$$

$$= 10 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{LMTD} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln(\Delta T_a / \Delta T_b)}$$

$$= \frac{93,02 - 10}{\ln(93,02 / 10)}$$

$$= 37,22$$

- **Film resistance di dalam tube :**

Temperatur rata-rata fluida dingin air laut (T_a) :

$$T_a = \frac{T_{a1} + T_{a2}}{2}$$

$$= \frac{40 + 50}{2}$$

$$= 45$$

$$= 45^{\circ}\text{C}$$

Viskositas air laut pada temperatur rata-rata (μ) :

Dari tabel :

$T(^{\circ}\text{C})$	$\mu(\text{kg/m.s})$
43,33	0,000616
45	?
48,89	0,000562

Interpolasi :

$$\frac{? - 0,000616}{0,000562 - 0,000616} = \frac{45 - 43,33}{48,89 - 43,33}$$

$$\frac{? - 0,000616}{-0,000054} = \frac{1,67}{5,56}$$

$$\mu = 0,00059978 \text{ kg/m.s}$$

Menurut kern viskositas air laut :

$$\begin{aligned} \mu \text{ air laut} &= 2 \times \mu \text{ air} \\ &= 2 \times 0,00059978 \\ &= 0,001199 \text{ kg/m.s} \end{aligned}$$

Konduktifitas thermal air pada temperature rata-rata (k) :

Dari tabel :

$T(^{\circ}\text{C})$	$k(\text{W/m.c})$
43,33	0,637
45	?
48,89	0,644

Interpolasi :

$$\frac{? - 0,637}{0,644 - 0,637} = \frac{45 - 43,33}{48,89 - 43,33}$$

$$\frac{? - 0,637}{0,007} = \frac{1,67}{5,56}$$

$$k = 0,63910252 \text{ W/m.c}$$

Menurut kern k air laut yang melalui tube :

$$\begin{aligned} k \text{ air laut} &= 0,8 \times k \text{ air} \\ &= 0,8 \times 0,63910252 \\ &= 0,5113 \text{ W/m.C} \end{aligned}$$

Bilangan prandi pada temperature rata-rata (Pr) :

Dari tabel :

T(°C)	Pr
43,33	4,04
45	?
48,89	3,64

Interpolasi :

$$\frac{? - 4,04}{3,64 - 4,04} = \frac{45 - 43,33}{48,89 - 43,33}$$

$$\frac{? - 4,04}{-0,4} = \frac{1,67}{5,56}$$

$$Pr = 3,92$$

Viskositas air pada temperature dinding pipa (μ_w) :

Temperature dinding pipa menggunakan temperature rata-rata :

$$\begin{aligned} T_w &= \frac{T_{ex} + T_{air}}{2} \\ &= \frac{300 + 40}{2} \\ &= 170 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Dari tabel :

T(°C)	μ (kg/m.s)
148,9	0,000186
170	?
176,7	0,000157

Interpolasi :

$$\frac{? - 0,000186}{0,000157 - 0,000186} = \frac{170 - 148,9}{176,7 - 148,9}$$

$$\frac{? - 0,000186}{-0,000029} = \frac{21,1}{27,8}$$

$$\mu_w = 0,00016399 \text{ kg/m.s}$$

Menurut kern viskositas air laut :

$$\begin{aligned}\mu_w \text{ air laut} &= 2 \times \mu \text{ air} \\ &= 2 \times 0,00016399 \\ &= 3,28 \times 10^{-4} \text{ kg/m.s}\end{aligned}$$

Luas penampang tube (At) :

$$\begin{aligned}At &= 1/4 \cdot \pi \cdot di^2 \\ &= 1/4 \cdot \pi \cdot 0,0126035^2 \\ &= 5 \times 10^{-4} \text{ m}^2\end{aligned}$$

Laju aliran massa per satuan luas (Gt) :

$$\begin{aligned}Gt &= \frac{Ma}{At} \\ &= \frac{1344,81}{5 \times 10^{-4}} \\ &= 2527412,38 \text{ m}^2/\text{kg.h} \\ &= 702,1 \text{ m}^2/\text{kg.s}\end{aligned}$$

Angka Reynold (Re) :

$$\begin{aligned}Re &= \frac{dixGt}{\mu} \\ &= \frac{0,026035 \times 702,1}{0,001199} \\ &= 15237,33\end{aligned}$$

Angka Nusselt (Nu) :

$$\begin{aligned}(\text{turbulen } Re : 15237,33 > 2300) \\ Nu &= 0,027 \times (Re^{0,8}) \times Pr^{0,33} \times (\mu/\mu_m)^{0,14} \\ &= 0,027 \times (15237,33)^{0,8} \times 3,92^{0,33} \times \\ &\quad (0,001199/3,28 \times 10^{-4})^{0,14} \\ &= 112,8\end{aligned}$$

Koefisien tahanan film dalam tube (hi) :

$$\begin{aligned}hi &= Nu \times \frac{k}{di} \\ &= 112,8 \times \frac{0,5113}{0,026035}\end{aligned}$$

$$= 2215,22 \text{ kg/m.C}$$

Jadi besarnya tahanan film di dalam sea water heater (R_i)

$$\begin{aligned} R_i &= \frac{d_o}{h_{i} x d_i} \\ &= \frac{0,028575}{2215,22 \times 0,026035} \\ &= 5 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{C/W} \end{aligned}$$

- **Film resistance sisi luar tube sea water heater**

Temperatur rata-rata fluida panas adalah (T_{ex}):

$$\begin{aligned} T_{ex} &= \frac{T'_{ex1} + T'_{ex2}}{2} \\ &= \frac{300 + 206,98}{2} \\ &= 253,5 \text{ } ^\circ \text{C} \end{aligned}$$

Viskositas pada gas (μ):

$$253,5^\circ\text{C} = 526,65 \text{ K}$$

$T(^{\circ}\text{K})$	$\mu(\text{kg/m.s})$
500	0,00002671
526,65	?
550	0,00002848

Interpolasi :

$$\begin{aligned} \frac{? - 0,00002671}{0,00002848 - 0,00002671} &= \frac{526,65 - 500}{550 - 500} \\ \frac{? - 0,00002671}{0,00000177} &= \frac{26,65}{50} \end{aligned}$$

$$\mu = 2,7653 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$$

Konduktifitas thermal pada gas (k):

$$253,5^\circ\text{C} = 526,65 \text{ K}$$

$T(^{\circ}\text{K})$	$k(\text{W/m.c})$
500	0,04038
526,65	?
550	0,0426

Interpolasi :

$$\frac{? - 0,04038}{0,0436 - 0,04038} = \frac{526,65 - 500}{550 - 500}$$
$$\frac{? - 0,04038}{0,00322} = \frac{26,65}{50}$$

$$k = 0,04209626 \text{ W/m.C}$$

Viskositas gas pada temperatur di dinding shell (μ_w) :

Dari tabel :

$$\mu_w = 2,7653 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$$

Angka prandtl pada temperatur gas (Pr) :

$$253,5^\circ\text{C} = 526,65 \text{ K}$$

T(°K)	Pr
500	0,68
526,65	?
550	0,68

Interpolasi :

$$\frac{? - 0,68}{0,68 - 0,68} = \frac{526,65 - 500}{550 - 500}$$
$$\frac{? - 0,68}{0} = \frac{26,65}{50}$$
$$\text{Pr} = 0,68$$

Diameter hidrolis(Dh) :

$$\begin{aligned} Dh &= Di - (2df) \\ &= 0,1397 - (2 \times 0,064) \\ &= 0,0127 \text{ m} \end{aligned}$$

Luas aliran across fluida panas (As) :

$$\begin{aligned} As &= 1/4 \times \pi \times Dh^2 \\ &= 1/4 \times 3,14 \times 0,0127^2 \\ &= 1 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Laju aliran massa per satuan luas (Gs) :

$$Gs = \frac{Mex}{As}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{570}{1 \times 10^{-4}} \\
 &= 4501919,83 \text{ m}^2 / \text{kg.h} \\
 &= 1250,53 \text{ m}^2 / \text{kg.s}
 \end{aligned}$$

Angka Reynold (Re) :

$$\begin{aligned}
 \text{Re} &= \frac{Dh \times Gs}{\mu} \\
 &= \frac{0,0127 \times 1250,53 \cdot 10^{-5}}{2,7653 \times 10^{-5}} \\
 &= 574351,165
 \end{aligned}$$

Angka Nulset :

$$\begin{aligned}
 &(\text{turbulen Re : } 574351,165 > 2300) \\
 \text{Nu} &= 0,027 \times (\text{Re}^{0,8}) \times \text{Pr}^{0,33} \times (\mu / \mu_m)^{0,14} \\
 &= 0,027 \times (574351,165)^{0,8} \times (0,68)^{0,33} \times \\
 &\quad (2,7653 \times 10^{-5} / 2,7653 \times 10^{-5})^{0,14} \\
 &= 926,5
 \end{aligned}$$

Koefisien tahanan film dalam tube :

$$\begin{aligned}
 h_o &= \text{Nu} \times \frac{k}{Dh} \\
 &= 926,5 \times \frac{0,042}{0,0127} \\
 &= 3190,45 \text{ kg/m.C}
 \end{aligned}$$

Jadi besarnya tahanan film di luar sea water heater (Rf)

$$\begin{aligned}
 \text{Ro} &= \frac{Dh}{h_o \times d_o} \\
 &= \frac{0,0127}{3190,45 \times 0,028575} \\
 &= 1,4 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{C/W}
 \end{aligned}$$

- Fouling resistance sisi dalam dan luar tube penukar panas

Dari tabel pada lampiran didapatkan :

$$R_{fi} \text{ (air laut)} = 0,00009 \text{ m}^2 \cdot \text{C/W}$$

$$R_{fo} \text{ (gas)} = 0,0005283 \text{ m}^2 \cdot \text{C/W}$$

- Resistance dari fin

Aroot / A_{fin} :

$$\frac{A_{root}}{A_{fin}} = \frac{\pi x d r x s x l x N f}{2 x (\pi / 4) x (d f^2 - d r^2) L x N f}$$

$$= \frac{\pi x d r x s}{2 x (\pi / 4) x (d f^2 - d r^2)}$$

$$= \frac{3,14 x 0,029 x 0,003048}{2 x (3,14 / 4) x (0,064^2 - 0,029^2)}$$

$$= 0,0542 \text{ m}^2$$

Mencari nilai m :

$$m = \sqrt{\frac{2 x h o}{k m x Y}}$$

$$= \sqrt{\frac{2 x 3190,45}{(204 x 0,0005080)}}$$

$$= 248,1$$

Mencari nilai ϕ :

$$\phi = m x (r_f - r_r)$$

$$= 248,1 x (0,03175 - 0,0142875)$$

$$= 4,333$$

Tahanan pada fin :

$$R_{fin} = \frac{1 - \phi}{(A_{root} / A_{fin}) + \phi} x \left(\frac{1}{h o} \right) + R_{fo}$$

$$= \frac{1 - 4,333}{0,0542 + 4,333} x \left(\frac{1}{3190,45} \right) + 0,0005283$$

$$= -0,00063951 \text{ m}^2 \cdot \text{C/W}$$

- Tahanan material (R_m):

$$\begin{aligned}
 R_m &= \frac{t \cdot d_o}{k m x (d_i + t)} \\
 &= \frac{0,001 \times 0,028575}{204 \times (0,026035 + 0,001)} \\
 &= 7 \times 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{C/W}
 \end{aligned}$$

- **Perpindahan panas menyeluruh didapat (U) :**

$$\begin{aligned}
 U &= \frac{1}{R_i + R_o + R_{fi} + R_{fo} + R_{fm} + R_w} \\
 &= \frac{1}{5 \times 10^{-4} + 1,4 \times 10^{-4} + 9 \times 10^{-5} + 5,28 \times 10^{-4} + 6,39 \times 10^{-4} + 7 \times 10^{-6}} \\
 &= 1612,63 \text{ kJ/h.m}^2 \cdot \text{C}
 \end{aligned}$$

- **Luas perpindahan panas (A) :**

$$\begin{aligned}
 Q &= 54862,45 \\
 A &= \frac{Q}{U \times LMTD} \\
 &= \frac{54862,45}{1612,63 \times 37,22} \\
 &= 0,914 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

- **Panjang tube setelah penambahan fin (L) :**

Luasan fin per inchi panjang pipa :

$$\begin{aligned}
 A_{fin/inchi} &= 2 \times \frac{\pi}{4} \times (d_f^2 - d_r^2) \times L \times N_f \\
 &= 2 \times \frac{3,14}{4} \times (0,064^2 - 0,029^2) \times 0,0254 \times 8 \\
 &= 0,004 \text{ m}^2 / \text{in}
 \end{aligned}$$

Luasan tube per inchi panjang pipa:

$$\begin{aligned}
 A_{tube/inchi} &= \pi \times d_o \times L \\
 &= 3,14 \times 0,028575 \times 0,0254 \\
 &= 0,002 \text{ m}^2 / \text{in}
 \end{aligned}$$

Luasan per inchi:

$$\begin{aligned} A/\text{inchi} &= \frac{A}{A_{\text{fin}} / \text{in} + A_{\text{tube}} / \text{in}} \\ &= \frac{0,914}{0,004 + 0,002} \\ &= 143,19 \text{ m}^2 / \text{in} \end{aligned}$$

Panjang pipa (L) :

$$\begin{aligned} L &= A/\text{inchi} \times 0,0254 \\ &= 143,19 \times 0,0254 \\ &= 3,637 \text{ m} \end{aligned}$$

Jumlah spiral (Ns) :

$$\begin{aligned} N_s &= \frac{L}{\pi \times d_s} \\ &= \frac{3,637}{3,14 \times 0,076} \\ &= 15,2 \\ &\sim 16 \end{aligned}$$

Panjang Spiral (Ls) :

$$\begin{aligned} L_s &= N_s \times d_f \\ &= 16 \times 0,064 \\ &= 1,016 \text{ m} \end{aligned}$$

- **Pressure drop pada sisi shell :**

Faktor gesekan (f) :

$$f = 0,002$$

Jumlah lintasan (n) :

$$n = 1$$

Massa jenis pada temperature rata-rata gas (ρ) :

$$253,5^\circ\text{C} = 526,65 \text{ K}$$

T(°K)	ρ (kg/m ³)
500	0.7046
526,65	?
550	0,6423

Interpolasi :

$$\frac{? - 0,7046}{0,6423 - 0,7046} = \frac{526,7 - 500}{550 - 500}$$

$$\frac{? - 0,7046}{-0,0623} = \frac{26,65}{50}$$

$$\rho = 0,671 \text{ kg/m}^3$$

Pressure drop (ΔP) :

$$g = 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$\Delta P = \frac{f \cdot Gs^2 \cdot n}{2 \cdot g \cdot \rho \cdot De \cdot (\mu / \mu_w)^{0.14}}$$

$$= \frac{0.22 \times 1250,53^2 \cdot 1}{2.9 \times 8 \times 0.671 \times 0.0127 \cdot (2.76 \times 10^{-5} / 2.76 \times 10^{-5})^{0.14}}$$
$$= 2614,4 \text{ N/m}^2$$
$$\sim 0,02614 \text{ bar}$$

- c). Pemanas air untuk temperatur 350 ($^{\circ}\text{C}$) dan flow 660 (m^3/h)

Tabel. Perencanaan Fluida Sea Water Heater 4

Properti fluida	Fluida Panas	Fluida Dingin
Jenis fluida	Gas buang (ex)	Air laut (f)
Laju massa (kg/h)	660	1344,81
Temperatur masuk ($^{\circ}\text{C}$)	350	40
Temperatur keluar ($^{\circ}\text{C}$)	270,82	50

Perencanaan temperatur gas buang yang keluar :

- Spesifik kalor air pada temperatur rata - rata :

Temperatur rata - rata :

$$T_{rata} = \frac{T_{a1} + T_{a2}}{2}$$

$$= \frac{40 + 50}{2}$$

$$= 45^{\circ}\text{C}$$

$$= 113^{\circ}\text{F}$$

Spesifik kalor pada temperatur rata – rata :

T(°F)	Cp(Btu/lbm.F)
100	0,998
113	?
150	1

Interpolasi :

$$\frac{? - 0,998}{1 - 0,998} = \frac{113 - 100}{150 - 100}$$

$$\frac{? - 0,998}{0,002} = \frac{13}{50}$$

$$Cp = 0,999 \text{ Btu/lbm.F}$$

- **Spesifik kalor air laut :**

Menurut Perry :

$$Cp \text{ NaCl} = 0,1851874 + 7,206 \times 10^{-5} \times T$$

Kadar garam pada air laut yang digunakan adalah = 3 %

$$Cp \text{ air laut} = 97\% \cdot Cp \text{ air} + 3\% \cdot Cp \text{ NaCl}$$

$$= 0,97 \times 0,999 + 0,03 \times 0,193$$

$$= 0,974 \text{ Btu/lbm.F}$$

$$1 \text{ kJ/kg.C} = 0,23884 \text{ Btu/lbm.F}$$

Maka :

$$Cp = 4,080 \text{ kJ/kg.C}$$

- **Spesifik kalor gas :**

Temperatur rata – rata :

$$T_{rata} = \frac{T_{ex1} + T_{ex2}}{2}$$

$$= \frac{350 + 206,98}{2}$$

$$= 310,4^{\circ}\text{C}$$

$$= 583,55^{\circ}\text{K}$$

Spesifik kalor pada temperatur rata – rata :

T(°K)	Cp(kJ/kg.C)
550	1,0392
583,6	?
600	1,0551

Interpolasi :

$$\frac{?-1,0392}{1,0551-1,0392} = \frac{583,6 - 550}{600 - 550}$$

$$\frac{?-1,0392}{0,0159} = \frac{33,55}{50}$$

$$C_p = 1,050 \text{ KJ/kg.C}$$

- Koreksi pada temperatur gas :

$$Q_{\text{gas buang}} = Q_{\text{air laut}}$$

$$M_g \times C_p \times (T_1 - T_2) = M_a \times C_p \times (T_2 - T_1)$$

$$660 \times 1,050 \times (350 - T_2) = 1344,79 \times 4,080 \times (50 - 40)$$

$$629,91 \times (350 - T_2) = 54862,45$$

$$350 - T_2 = 79,18$$

$$T_2 = 270,82 \text{ }^\circ\text{C}$$

Jadi perencanaan temperatur sudah benar.

Perhitungan Sea Water Heater :

- Penentuan LMTD

$$\begin{aligned} \text{Gas Buang } (\Delta T_a) &= \text{Suhu tinggi} - \text{suhu rendah} \\ &= 350 - 270,82 \\ &= 79,18 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Air Laut } (\Delta T_b) &= \text{Suhu tinggi} - \text{suhu rendah} \\ &= 50 - 40 \\ &= 10 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{LMTD} &= \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln(\Delta T_a / \Delta T_b)} \\ &= \frac{79,18 - 10}{\ln(79,18 / 10)} \\ &= 33,43 \end{aligned}$$

- **Film resistance di dalam tube :**

Temperatur rata-rata fluida dingin air laut (T_a) :

$$\begin{aligned} T_a &= \frac{T_{a1} + T_{a2}}{2} \\ &= \frac{40 + 50}{2} \\ &= 45^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Viskositas air laut pada temperatur rata-rata (μ) :

Dari tabel :

$T(^{\circ}\text{C})$	$\mu(\text{kg/m.s})$
43,33	0,000616
45	?
48,89	0,000562

Interpolasi :

$$\begin{aligned} \frac{? - 0,000616}{0,000562 - 0,000616} &= \frac{45 - 43,33}{48,89 - 43,33} \\ \frac{? - 0,000616}{-0,000054} &= \frac{1,67}{5,56} \end{aligned}$$

$$\mu = 0,00059978 \text{ kg/m.s}$$

Menurut kern viskositas air laut :

$$\begin{aligned} \mu_{\text{air laut}} &= 2 \times \mu_{\text{air}} \\ &= 2 \times 0,00059978 \\ &= 0,001199 \text{ kg/m.s} \end{aligned}$$

Konduktifitas thermal air pada temperature rata-rata (k) :

Dari tabel :

$T(^{\circ}\text{C})$	$k(\text{W/m.c})$
43,33	0,637
45	?
48,89	0,644

Interpolasi :

$$\frac{? - 0,637}{0,644 - 0,637} = \frac{45 - 43,33}{48,89 - 43,33}$$

$$\frac{? - 0,637}{0,007} = \frac{1,67}{5,56}$$

$$k = 0,63910252 \text{ W/m.c}$$

Menurut kern k air laut yang melalui tube :

$$\begin{aligned} k \text{ air laut} &= 0,8 \times k \text{ air} \\ &= 0,8 \times 0,63910252 \\ &= 0,5113 \text{ W/m.C} \end{aligned}$$

Bilangan prandi pada temperature rata-rata (Pr) :

Dari tabel :

T(°C)	Pr
43,33	4,04
45	?
48,89	3,64

Interpolasi :

$$\frac{? - 4,04}{3,64 - 4,04} = \frac{45 - 43,33}{48,89 - 43,33}$$

$$\frac{? - 4,04}{-0,4} = \frac{1,67}{5,56}$$

$$Pr = 3,92$$

Viskositas air pada temperature dinding pipa (μ_w) :

Temperature dinding pipa menggunakan temperature rata-rata :

$$\begin{aligned} T_w &= \frac{T_{ex} + T_{air}}{2} \\ &= \frac{350 + 40}{2} \\ &= 195 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Dari tabel :

T(°C)	$\mu(\text{kg/m.s})$
176,7	0,000157
195	?
204,4	0,000136

Interpolasi :

$$\frac{? - 0,000157}{0,000136 - 0,000157} = \frac{195 - 176,7}{204,4 - 176,7}$$

$$\frac{? - 0,000157}{-0,000021} = \frac{18,3}{27,7}$$

$$\mu_w = 0,00014313 \text{ kg/m.s}$$

Menurut kern viskositas air laut :

$$\begin{aligned} \mu_w \text{ air laut} &= 2 \times \mu \text{ air} \\ &= 2 \times 0,00014313 \\ &= 2,86 \times 10^{-4} \text{ kg/m.s} \end{aligned}$$

Luas penampang tube (At) :

$$\begin{aligned} At &= 1/4 \cdot \pi \cdot di^2 \\ &= 1/4 \times \pi \times 0,0126035^2 \\ &= 5 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Laju aliran massa per satuan luas (Gt) :

$$\begin{aligned} Gt &= \frac{Ma}{At} \\ &= \frac{1344,81}{5 \times 10^{-4}} \\ &= 2527412,38 \text{ m}^2 / \text{kg.h} \\ &= 702,1 \text{ m}^2 / \text{kg.s} \end{aligned}$$

Angka Reynold (Re) :

$$\begin{aligned} Re &= \frac{dixGt}{\mu} \\ &= \frac{0,026035 \times 702,1}{0,001199} \\ &= 15237,33 \end{aligned}$$

Angka Nusselt (Nu) :

$$\begin{aligned} &(\text{turbulen } Re : 15237,33 > 2300) \\ Nu &= 0,027 \times (Re^{0,8}) \times Pr^{0,33} \times (\mu / \mu_m)^{0,14} \\ &= 0,027 \times (15237,33)^{0,8} \times 3,92^{0,33} \times \\ &\quad (0,001199 / 2,86 \times 10^{-4})^{0,14} \end{aligned}$$

$$= 114,97$$

Koefisien tahanan film dalam tube (hi) :

$$\begin{aligned} h_i &= Nu \times \frac{k}{d_i} \\ &= 114,97 \times \frac{0,5113}{0,026035} \\ &= 2257,83 \text{ kg/m.C} \end{aligned}$$

Jadi besarnya tahanan film di dalam sea water heater (Ri)

$$\begin{aligned} R_i &= \frac{d_o}{h_i d_i} \\ &= \frac{0,028575}{2215,22 \times 0,026035} \\ &= 5 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{C/W} \end{aligned}$$

- **Film resistance sisi luar tube sea water heater**

Temperatur rata-rata fluida panas adalah (Tex):

$$\begin{aligned} T_{ex} &= \frac{T_{ex1} + T_{ex2}}{2} \\ &= \frac{350 + 270,82}{2} \\ &= 310,4 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Viskositas pada gas (μ) :

$$310,4 \text{ } ^\circ\text{C} = 583,55 \text{ K}$$

T(°K)	μ (kg/m.s)
550	0,00002848
583,6	?
600	0,00003018

Interpolasi :

$$\begin{aligned} \frac{? - 0,00002848}{0,00003018 - 0,00002848} &= \frac{583,55 - 550}{600 - 550} \\ \frac{? - 0,00002848}{0,0000017} &= \frac{33,55}{50} \end{aligned}$$

$$\mu = 2,9621 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$$

Konduktifitas thermal pada gas (k) :

$$310,4^{\circ}\text{C} = 583,55 \text{ K}$$

T(°K)	k(W/m.c)
550	0,0436
583,55	?
600	0,04659

Interpolasi :

$$\frac{? - 0,0436}{0,04659 - 0,0436} = \frac{583,55 - 550}{600 - 550}$$

$$\frac{? - 0,0436}{0,00299} = \frac{33,55}{50}$$

$$k = 0,04560629 \text{ W/m.c}$$

Viskositas gas pada temperatur di dinding shell (μ_w) :

Dari tabel :

$$\mu_w = 2,9621 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$$

Angka prandt pada temperatur gas (Pr) :

$$310,4^{\circ}\text{C} = 583,55 \text{ K}$$

T(°K)	Pr
550	0,68
583,55	?
600	0,68

Interpolasi :

$$\frac{? - 0,68}{0,68 - 0,68} = \frac{583,55 - 550}{600 - 550}$$

$$\frac{? - 0,68}{0} = \frac{33,55}{50}$$

$$\text{Pr} = 0,68$$

Diameter hidrolik(Dh) :

$$\begin{aligned} Dh &= Di - (2df) \\ &= 0,1397 - (2 \times 0,064) \\ &= 0,0127 \text{ m} \end{aligned}$$

Luas aliran across fluida panas (As) :

$$\begin{aligned}
 A_s &= 1/4 \times \pi \times D_h^2 \\
 &= 1/4 \times 3,14 \times 0,0127^2 \\
 &= 1 \times 10^{-4} \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

Laju aliran massa per satuan luas (Gs) :

$$\begin{aligned}
 G_s &= \frac{M_{ex}}{A_s} \\
 &= \frac{660}{1 \times 10^{-4}} \\
 &= 5212749,28 \text{ m}^2 / \text{kg.h} \\
 &= 1447,99 \text{ m}^2 / \text{kg.s}
 \end{aligned}$$

Angka Reynold (Re) :

$$\begin{aligned}
 Re &= \frac{D_h \times G_s}{\mu} \\
 &= \frac{0,0127 \times 1447,99 \cdot 10^{-5}}{2,9621 \times 10^{-5}} \\
 &= 620830,06
 \end{aligned}$$

Angka Nulset :

(turbulen Re : $620830,06 > 2300$)

$$\begin{aligned}
 Nu &= 0,027 \times (Re^{0,8}) \times Pr^{0,33} \times (\mu / \mu_w)^{0,14} \\
 &= 0,027 \times (620830,06)^{0,8} \times (0,68)^{0,33} \times \\
 &\quad (2,9621 \times 10^{-5} / 2,9621 \times 10^{-5})^{0,14} \\
 &= 1024,40
 \end{aligned}$$

Koefisien tahanan film dalam tube :

$$\begin{aligned}
 h_o &= Nu \times \frac{k}{d_i} \\
 &= 1024,40 \times \frac{0,046}{0,026035} \\
 &= 3648,67 \text{ kg/m.C}
 \end{aligned}$$

Jadi besarnya tahanan film di luar sea water heater (Rf)

$$\begin{aligned}
 R_o &= \frac{Dh}{h_o x d_o} \\
 &= \frac{0,0127}{3678,67 \times 0,028575} \\
 &= 1,2 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{C/W}
 \end{aligned}$$

- Fouling resistance sisi dalam dan luar tube penukar panas

Dari tabel pada lampiran didapatkan :

$$R_{fi} \text{ (air laut)} = 0,00009 \text{ m}^2 \cdot \text{C/W}$$

$$R_{fo} \text{ (gas)} = 0,0005283 \text{ m}^2 \cdot \text{C/W}$$

- Resistance dari fin

Aroot / Afin :

$$\begin{aligned}
 \frac{A_{root}}{A_{fin}} &= \frac{\pi x d_r x s x L x N_f}{2x(\pi/4)x(df^2 - dr^2)LxN_f} \\
 &= \frac{\pi x d_r x s}{2x(\pi/4)x(df^2 - dr^2)} \\
 &= \frac{3,14 \times 0,029 \times 0,003048}{2x(3,14/4)x(0,064^2 - 0,029^2)} \\
 &= 0,0542 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

Mencari nilai m :

$$\begin{aligned}
 m &= \sqrt{\frac{2xh_o}{kxY}} \\
 &= \sqrt{\frac{2 \times 3678,67}{204 \times 0,0005080}} \\
 &= 266,4
 \end{aligned}$$

Mencari nilai ϕ :

$$\begin{aligned}
 \phi &= m \times (r_f - r_r) \\
 &= 266,4 \times (0,03175 - 0,0142875) \\
 &= 4,653
 \end{aligned}$$

Tahanan pada fin :

$$\begin{aligned} R_{fin} &= \frac{1 - \phi}{(A_{root} / A_{fin}) + \phi} \times \left(\frac{1}{ho} \right) + R_{fo} \\ &= \frac{1 - 4,653}{0,0542 + 4,653} \times \left(\frac{1}{3678,67} \right) + 0,0005283 \\ &= -0,00062097 \text{ m}^2 \cdot \text{C/W} \end{aligned}$$

- **Tahanan material (Rm):**

$$\begin{aligned} R_m &= \frac{t_{do}}{k m x (d_i + t)} \\ &= \frac{0,001 \times 0,028575}{204 \times (0,026035 + 0,001)} \\ &= 7 \times 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{C/W} \end{aligned}$$

- **Perpindahan panas menyeluruh didapat (U) :**

$$\begin{aligned} U &= \frac{1}{R_i + R_o + R_{fi} + R_{fo} + R_{fin} + R_w} \\ &= \frac{1}{5 \times 10^{-4} + 1,2 \times 10^{-4} + 9 \times 10^{-5} + 5,28 \times 10^{-4} + 6,2097 \times 10^{-4} + 7 \times 10^{-6}} \\ &= 1637,17 \text{ kJ/h.m}^2 \cdot \text{C} \end{aligned}$$

- **Luas perpindahan panas (A) :**

$$\begin{aligned} Q &= 54862,45 \\ A &= \frac{Q}{U \times LMTD} \\ &= \frac{54862,45}{1637,17 \times 33,43} \\ &= 1,002 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

- **Panjang tube setelah penambahan fin (L) :**

Luasan fin per inchi panjang pipa :

$$A_{fin/inchi} = 2 \times \frac{\pi}{4} \times (d_f^2 - d_r^2) \times L \times N_f$$

$$= 2 \times \frac{3,14}{4} \times (0,064^2 - 0,029^2) \times 0,0254 \times 8$$

$$= 0,004 \text{ m}^2 / \text{in}$$

Luasan tube per inchi panjang pipa:

$$A_{\text{tube/inchi}} = \pi \times d \times L$$

$$= 3,14 \times 0,028575 \times 0,0254$$

$$= 0,002 \text{ m}^2 / \text{in}$$

Luasan per inchi:

$$A / \text{inchi} = \frac{A}{A_{\text{fin}} / \text{in} + A_{\text{tube}} / \text{in}}$$

$$= \frac{1,002}{0,004 + 0,002}$$

$$= 157,04 \text{ m}^2 / \text{in}$$

Panjang pipa (L) :

$$L = A / \text{inchi} \times 0,0254$$

$$= 157,04 \times 0,0254$$

$$= 3,989 \text{ m}$$

Jumlah spiral (Ns) :

$$N_s = \frac{L}{\pi \times d \times s}$$

$$= \frac{3,989}{3,14 \times 0,076}$$

$$= 16,67$$

$$\sim 17$$

Panjang Spiral (Ls) :

$$L_s = N_s \times d_f$$

$$= 17 \times 0,064$$

$$= 1,08 \text{ m}$$

- Pressure drop pada sisi shell :

Faktor gesekan (f) :

$$f = 0,002$$

Jumlah lintasan (n) :

$$n = 1$$

Massa jenis pada temperature rata – rata gas (ρ) :

$$310,4^{\circ}\text{C} = 583,55 \text{ K}$$

T($^{\circ}\text{K}$)	ρ (kg/m ³)
550.0	0.6423
583,55	?
600	0,5879

Interpolasi :

$$\frac{? - 0,6423}{0,588 - 0,6423} = \frac{583,6 - 550}{600 - 550}$$

$$\frac{? - 0,6423}{-0,0544} = \frac{35,55}{50}$$

$$\rho = 0,606 \text{ kg/m}^3$$

Pressure drop (ΔP) :

$$g = 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$\Delta P = \frac{f \cdot G s^2 \cdot n}{2 \cdot g \cdot \rho \cdot De \cdot (\mu / \mu_w)^{0.14}}$$

$$= \frac{0.22 \times 1447,99^2 \cdot 1}{2.9 \times 8 \times 0.606 \times 0,0127 \cdot (2.96 \times 10^{-5} / 2.96 \times 10^{-5})^{0.14}}$$

$$= 3884,7 \text{ N/m}^2$$

$$\sim 0,038847 \text{ bar}$$

- d). Pemanas air untuk temperatur 400 ($^{\circ}\text{C}$) dan flow 840 (m³/h)

Tabel. Perencanaan Fluida Sea Water Heater 5

Properti fluida	Fluida Panas	Fluida Dingin
Jenis fluida	Gas buang (ex)	Air laut (f)
Laju massa (kg/h)	840	1344,81
Temperatur masuk ($^{\circ}\text{C}$)	400	40
Temperatur keluar ($^{\circ}\text{C}$)	338,51	50

Perencanaan temperatur gas buang yang keluar :

- **Spesifik kalor air pada temperatur rata – rata :**

Temperatur rata – rata :

$$\begin{aligned} T_{rata} &= \frac{T_{a1} + T_{a2}}{2} \\ &= \frac{40 + 50}{2} \\ &= 45^{\circ}\text{C} \\ &= 113^{\circ}\text{F} \end{aligned}$$

Spesifik kalor pada temperatur rata – rata :

T(°F)	Cp(Btu/lbm.F)
100	0,998
113	?
150	1

Interpolasi :

$$\begin{aligned} \frac{? - 0,998}{1 - 0,998} &= \frac{113 - 100}{150 - 100} \\ \frac{? - 0,998}{0,002} &= \frac{13}{50} \end{aligned}$$

$$C_p = 0,999 \text{ Btu/lbm.F}$$

- **Spesifik kalor air laut :**

Menurut Perry :

$$C_p \text{ NaCl} = 0,1851874 + 7,206 \times 10^{-5} \times T$$

Kadar garam pada air laut yang digunakan adalah = 3 %

$$\begin{aligned} C_p \text{ air laut} &= 97\% \cdot C_p \text{ air} + 3\% \cdot C_p \text{ NaCl} \\ &= 0,97 \times 0,999 + 0,03 \times 0,193 \\ &= 0,974 \text{ Btu/lbm.F} \end{aligned}$$

$$1 \text{ kJ/kg.C} = 0,23884 \text{ Btu/lbm.F}$$

Maka :

$$C_p = 4,080 \text{ kJ/kg.C}$$

- **Spesifik kalor gas :**

Temperatur rata rata :

$$T_{rata} = \frac{T_{ex1} + T_{ex2}}{2}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{400 + 338,51}{2} \\
 &= 359,3^\circ\text{C} \\
 &= 642,35^\circ\text{K}
 \end{aligned}$$

Spesifik kalor pada temperatur rata – rata :

T(°K)	Cp(kJ/kg.C)
600	1,0551
642,4	?
650	1,0635

Interpolasi :

$$\begin{aligned}
 \frac{? - 1,0551}{1,0635 - 1,0551} &= \frac{642,35 - 600}{650 - 600} \\
 \frac{? - 1,0551}{0,0084} &= \frac{42,35}{50}
 \end{aligned}$$

$$C_p = 1,062 \text{ KJ/kg.C}$$

- Koreksi pada temperatur gas :

$$Q_{\text{gas buang}} = Q_{\text{air laut}}$$

$$M_g \times C_p \times (T_1 - T_2) = M_a \times C_p \times (T_2 - T_1)$$

$$840 \times 1,062 \times (400 - T_2) = 1344,79 \times 4,080 \times (50 - 40)$$

$$892,26 \times (400 - T_2) = 54862,45$$

$$400 - T_2 = 61,49$$

$$T_2 = 338,51^\circ\text{C}$$

Jadi perencanaan temperatur sudah benar.

Perhitungan Sea Water Heater :

- Penentuan LMTD

$$\begin{aligned}
 \text{Gas Buang } (\Delta T_a) &= \text{Suhu tinggi} - \text{suhu rendah} \\
 &= 400 - 338,51 \\
 &= 61,49^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Air Laut } (\Delta T_b) &= \text{Suhu tinggi} - \text{suhu rendah} \\
 &= 50 - 40 \\
 &= 10^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

$$\text{LMTD} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln(\Delta T_a / \Delta T_b)}$$

$$= \frac{61,49 - 10}{\ln(61,49/10)}$$

$$= 28,35$$

- **Film resistance di dalam tube :**

Temperatur rata-rata fluida dingin air laut (T_a) :

$$T_a = \frac{T_{a1} + T_{a2}}{2}$$

$$= \frac{40 + 50}{2}$$

$$= 45^\circ\text{C}$$

Viskositas air laut pada temperatur rata-rata (μ) :

Dari tabel :

$T(^{\circ}\text{C})$	$\mu(\text{kg/m.s})$
43,33	0,000616
45	?
48,89	0,000562

Interpolasi :

$$\frac{? - 0,000616}{0,000562 - 0,000616} = \frac{45 - 43,33}{48,89 - 43,33}$$

$$\frac{? - 0,000616}{-0,000054} = \frac{1,67}{5,56}$$

$$\mu = 0,00059978 \text{ kg/m.s}$$

Menurut kern viskositas air laut :

$$\mu \text{ air laut} = 2 \times \mu \text{ air}$$

$$= 2 \times 0,00059978$$

$$= 0,001199 \text{ kg/m.s}$$

Konduktifitas thermal air pada temperature rata-rata (k) :

Dari tabel :

$T(^{\circ}\text{C})$	$k(\text{W/m.c})$
43,33	0,637
45	?
48,89	0,644

Interpolasi :

$$\frac{? - 0,637}{0,644 - 0,637} = \frac{45 - 43,33}{48,89 - 43,33}$$

$$\frac{? - 0,637}{0,007} = \frac{1,67}{5,56}$$

$$k = 0,63910252 \text{ W/m.C}$$

Menurut kern k air laut yang melalui tube :

$$\begin{aligned} k \text{ air laut} &= 0,8 \times k \text{ air} \\ &= 0,8 \times 0,63910252 \\ &= 0,5113 \text{ W/m.C} \end{aligned}$$

Bilangan prandt pada temperature rata-rata (Pr) :

Dari tabel :

T(°C)	Pr
43,33	4,04
45	?
48,89	3,64

Interpolasi :

$$\frac{? - 4,04}{3,64 - 4,04} = \frac{45 - 43,33}{48,89 - 43,33}$$

$$\frac{? - 4,04}{-0,4} = \frac{1,67}{5,56}$$

$$Pr = 3,92$$

Viskositas air pada temperature dinding pipa (μ_w) :

Temperature dinding pipa menggunakan temperature rata-rata :

$$\begin{aligned} T_w &= \frac{T_{ex} + T_{air}}{2} \\ &= \frac{400 + 40}{2} \\ &= 220 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Dari tabel :

T(°C)	$\mu(\text{kg/m.s})$
204,4	0,000136

$$\begin{array}{r} 220 \\ 232,2 \end{array} \qquad \begin{array}{r} ? \\ 0,00012 \end{array}$$

Interpolasi :

$$\frac{? - 0,000136}{0,00012 - 0,000136} = \frac{220 - 204,4}{232,2 - 204,4}$$

$$\frac{? - 0,000136}{-0,000016} = \frac{15,6}{27,8}$$

$$\mu_w = 0,00012702 \text{ kg/m.s}$$

Menurut kern viskositas air laut :

$$\begin{aligned} \mu_w \text{ air laut} &= 2 \times \mu \\ &= 2 \times 0,00012702 \\ &= 2,54 \times 10^{-4} \text{ kg/m.s} \end{aligned}$$

Luas penampang tube (At) :

$$\begin{aligned} A_t &= 1/4 \cdot \pi \cdot d_i^2 \\ &= 1/4 \cdot \pi \cdot 0,0126035^2 \\ &= 5 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Laju aliran massa per satuan luas (Gt) :

$$\begin{aligned} G_t &= \frac{M_a}{A_t} \\ &= \frac{1344,81}{5 \times 10^{-4}} \\ &= 2527412,38 \text{ m}^2/\text{kg.h} \\ &= 702,1 \text{ m}^2/\text{kg.s} \end{aligned}$$

Angka Reynold (Re) :

$$\begin{aligned} Re &= \frac{d_i G_t}{\mu} \\ &= \frac{0,026035 \times 702,1}{0,001199} \\ &= 15237,33 \end{aligned}$$

Angka Nulselt (Nu) :

(turbulen Re : 15237,33 > 2300)

$$\begin{aligned}
 Nu &= 0,027 \times (Re^{0,8}) \times Pr^{0,33} \times (\mu/\mu_w)^{0,14} \\
 &= 0,027 \times (15237,33)^{0,8} \times 3,92^{0,33} \times \\
 &\quad (0,001199/2,54 \times 10^{-4})^{0,14} \\
 &= 116,91
 \end{aligned}$$

Koefisien tahanan film dalam tube (h_i) :

$$\begin{aligned}
 h_i &= Nu \times \frac{k}{d_i} \\
 &= 116,91 \times \frac{0,5113}{0,026035} \\
 &= 2295,88 \text{ kg/m.C}
 \end{aligned}$$

Jadi besarnya tahanan film di dalam sea water heater (R_i)

$$\begin{aligned}
 R_i &= \frac{d_o}{h_i \times d_i} \\
 &= \frac{0,028575}{2295,88 \times 0,026035} \\
 &= 5 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{C/W}
 \end{aligned}$$

- **Film resistance sisi luar tube sea water heater**

Temperatur rata-rata fluida panas adalah (T_{ex}):

$$\begin{aligned}
 T_{ex} &= \frac{T_{ex1} + T_{ex2}}{2} \\
 &= \frac{400 + 338,51}{2} \\
 &= 369,3 \text{ } ^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

Viskositas pada gas (μ) :

$$369,3 \text{ } ^\circ\text{C} = 642,35 \text{ K}$$

T(°K)	μ (kg/m.s)
600	0,00003018
642,35	?
650	0,00003177

Interpolasi :



$$\frac{? - 0,00003018}{0,00003177 - 0,00003018} = \frac{642,35 - 600}{650 - 600}$$

$$\frac{? - 0,00003018}{0,00000159} = \frac{42,35}{50}$$

$$\mu = 3,1527 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$$

Konduktifitas thermal pada gas (k) :

$$369,3^\circ\text{C} = 642,35 \text{ K}$$

T(°K)	k(W/m.c)
600	0,04659
624,35	?
650	0,04953

Interpolasi :

$$\frac{? - 0,04659}{0,04953 - 0,04659} = \frac{624,35 - 600}{650 - 600}$$

$$\frac{? - 0,04659}{0,00294} = \frac{42,35}{50}$$

$$k = 0,04908018 \text{ W/m.c}$$

Viskositas gas pada temperatur di dinding shell (μ_w) :

Dari tabel :

$$\mu_w = 3,1527 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$$

Angka prandt pada temperatur gas (Pr) :

$$369,3^\circ\text{C} = 642,35 \text{ K}$$

T(°K)	Pr
600	0,68
624,35	?
650	0,68

Interpolasi :

$$\frac{? - 0,68}{0,68 - 0,68} = \frac{624,35 - 600}{650 - 600}$$

$$\frac{? - 0,68}{0} = \frac{42,35}{50}$$

$$\text{Pr} = 0,682$$

Diameter hidrolik(Dh) :

$$\begin{aligned} Dh &= Di - (2df) \\ &= 0,1397 - (2 \times 0,064) \\ &= 0,0127 \text{ m} \end{aligned}$$

Luas aliran across fluida panas (As) :

$$\begin{aligned} As &= 1/4 \times \pi \times Dh^2 \\ &= 1/4 \times 3,14 \times 0,0127^2 \\ &= 1 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Laju aliran massa per satuan luas (Gs) :

$$\begin{aligned} Gs &= \frac{Mex}{As} \\ &= \frac{840}{1 \times 10^{-4}} \\ &= 6634408,17 \text{ m}^2 / \text{kg.h} \\ &= 1842,89 \text{ m}^2 / \text{kg.s} \end{aligned}$$

Angka Reynold (Re) :

$$\begin{aligned} Re &= \frac{Dh \times Gs}{\mu} \\ &= \frac{0,0127 \times 1842,89 \cdot 10^{-5}}{3,1527 \times 10^{-5}} \\ &= 742376,952 \end{aligned}$$

Angka Nulset :

$$\begin{aligned} &(\text{turbulen } Re : 742376,952 > 2300) \\ Nu &= 0,027 \times (Re^{0,8}) \times Pr^{0,33} \times (\mu / \mu_m)^{0,14} \\ &= 0,027 \times (742376,952)^{0,8} \times (0,682)^{0,33} \times \\ &\quad (3,1527 \times 10^{-5} / 3,1527 \times 10^{-5})^{0,14} \\ &= 1182,9 \end{aligned}$$

Koefisien tahanan film dalam tube :

$$h_o = Nu \times \frac{k}{di}$$

$$= 1182,9 \times \frac{0,046}{0,026035}$$

$$= 4571,41 \text{ kg/m.C}$$

Jadi besarnya tahanan film di luar sea water heater (Rf)

$$\begin{aligned} R_o &= \frac{Dh}{h_o d_o} \\ &= \frac{0,0127}{4571,41 \times 0,028575} \\ &= 9,7 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{C/W} \end{aligned}$$

- Fouling resistance sisi dalam dan luar tube penukar panas

Dari tabel pada lampiran didapatkan :

$$R_{fi} \text{ (air laut)} = 0,00009 \text{ m}^2 \cdot \text{C/W}$$

$$R_{fo} \text{ (gas)} = 0,0005283 \text{ m}^2 \cdot \text{C/W}$$

- Resistence dari fin

Aroot / Afin :

$$\begin{aligned} \frac{A_{root}}{A_{fin}} &= \frac{\pi d r x s x L x N_f}{2x(\pi/4)x(df^2 - dr^2)LxN_f} \\ &= \frac{\pi d r x s}{2x(\pi/4)x(df^2 - dr^2)} \\ &= \frac{3,14 \times 0,029 \times 0,003048}{2x(3,14/4)x(0,064^2 - 0,029^2)} \\ &= 0,0542 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Mencari nilai m :

$$\begin{aligned} m &= \sqrt{\frac{2xh_o}{(k m x Y)}} \\ &= \sqrt{\frac{2 \times 4571,41}{(204 \times 0,0005080)}} \\ &= 297 \end{aligned}$$

Mencari nilai ϕ :

$$\begin{aligned}\phi &= m \times (r_f - r_r) \\ &= 297 \times (0,03175 - 0,0142875) \\ &= 5,187\end{aligned}$$

Tahanan pada fin :

$$\begin{aligned}R_{fin} &= \frac{1 - \phi}{(A_{root} / A_{fin}) + \phi} \times \left(\frac{1}{ho} \right) + R_{fo} \\ &= \frac{1 - 5,187}{0,0542 + 5,187} \times \left(\frac{1}{4571,41} \right) + 0,0005283 \\ &= -0,00059682 \text{ m}^2 \cdot \text{C/W}\end{aligned}$$

- **Tahanan material (R_m):**

$$\begin{aligned}R_m &= \frac{t_{do}}{k m x (d_i + t)} \\ &= \frac{0,001 \times 0,028575}{204 \times (0,026035 + 0,001)} \\ &= 7 \times 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{C/W}\end{aligned}$$

- **Perpindahan panas menyeluruh didapat (U) :**

$$\begin{aligned}U &= \frac{1}{R_i + R_o + R_{fi} + R_{fo} + R_{fin} + R_w} \\ &= \frac{1}{5,1 \times 10^{-4} + 9,7 \times 10^{-5} + 9 \times 10^{-5} + 5,28 \times 10^{-4} + 5,9682 \times 10^{-4} + 7 \times 10^{-6}} \\ &= 1657,52 \text{ kJ/h.m}^2 \cdot \text{C}\end{aligned}$$

- **Luas perpindahan panas (A) :**

$$\begin{aligned}Q &= 54862,45 \\ A &= \frac{Q}{U \times LMTD} \\ &= \frac{54862,45}{1657,52 \times 28,35} \\ &= 1,168 \text{ m}^2\end{aligned}$$

- Panjang tube setelah penambahan fin (L) :

Luasan fin per inchi panjang pipa :

$$\begin{aligned}A_{\text{fin/inchi}} &= 2x \frac{\pi}{4} x (d_f^2 - d_r^2) L_x N_f \\ &= 2x \frac{3,14}{4} x (0,064^2 - 0,029^2) 0,0254 x 8 \\ &= 0,004 \text{ m}^2 / \text{in}\end{aligned}$$

Luasan tube per inchi panjang pipa:

$$\begin{aligned}A_{\text{tube/inchi}} &= \pi x d_o x L \\ &= 3,14 x 0,028575 x 0,0254 \\ &= 0,002 \text{ m}^2 / \text{in}\end{aligned}$$

Luasan per inchi:

$$\begin{aligned}A / \text{inchi} &= \frac{A}{A_{\text{fin/in}} + A_{\text{tube/in}}} \\ &= \frac{1,168}{0,004 + 0,002} \\ &= 182,93 \text{ m}^2 / \text{in}\end{aligned}$$

Panjang pipa (L) :

$$\begin{aligned}L &= A / \text{inchi} x 0,0254 \\ &= 182,93 x 0,0254 \\ &= 4,646 \text{ m}\end{aligned}$$

Jumlah spiral (Ns) :

$$\begin{aligned}N_s &= \frac{L}{\pi x d_s} \\ &= \frac{4,646}{3,14 x 0,076} \\ &= 19,42 \\ &\sim 20\end{aligned}$$

Panjang Spiral (Ls) :

$$\begin{aligned}L_s &= N_s x d_f \\ &= 20 x 0,064\end{aligned}$$

$$= 1,27 \text{ m}$$

- **Pressure drop pada sisi shell :**

Faktor gesekan (f) :

$$f = 0,002$$

Jumlah lintasan (n) :

$$n = 1$$

Massa jenis pada temperature rata – rata gas (ρ) :

$$369,3^\circ\text{C} = 642,35 \text{ K}$$

$T(^{\circ}\text{K})$	$\rho \text{ (kg/m}^3\text{)}$
600	0,5879
642,4	?
650	0,543

Interpolasi :

$$\frac{? - 0,5879}{0,543 - 0,5879} = \frac{642,4 - 600}{650 - 600}$$

$$\frac{? - 0,5879}{-0,0449} = \frac{42,35}{50}$$

$$\rho = 0,55 \text{ kg/m}^3$$

Pressure drop (ΔP) :

$$g = 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$\Delta P = \frac{f \cdot Gs^2 \cdot n}{2 \cdot g \cdot \rho \cdot De \cdot (\mu / \mu_w)^{0.14}}$$

$$= \frac{0.22 \times 1842.89^2 \cdot 1}{2.9 \times 8 \times 0.55 \times 0.0127 \cdot (3.15 \times 10^{-5} / 3.15 \times 10^{-5})^{0.14}}$$

$$= 6932,76 \text{ N/m}^2$$

$$\sim 0,06933 \text{ bar}$$

BIODATA PENULIS

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di kota marmer Tulungagung pada tanggal 13 Mei 1985 sebagai anak pertama dari tiga bersaudara dengan nama lengkap Meytika Ervinta. Pendidikan formal penulis diselesaikan di Tulungagung mulai dari SD sampai SMU. Penulis mengawali pendidikan formal di SDN II Bolorejo, kemudian dilanjutkan di SLTPN I Kauman, dan diselesaikan di SMUN I Gondang. Kemudian pada tahun 2003 penulis melanjutkan pendidikan Diploma - III di Jurusan Teknik Bangunan Kapal Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya (PPNS) – ITS melalui jalur Penelusuran Minat dan Kemampuan (PMDK). Pada semester akhir kuliah di Diploma, tepatnya pada tahun 2006 penulis berkesempatan menjadi bagian dari tim ITS sebagai Penyaji Tingkat Nasional pada Pekan Ilmiah Mahasiswa Tingkat Nasional (PIMNAS) XIX di Universitas Muhammadiyah Malang. Untuk meraih cita – cita sebagai sarjana maka pada tahun 2006 Penulis melanjutkan pendidikan Sarjana di Jurusan Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) melalui tes ujian masuk lintas jalur.