ANALISIS PERENCANAAN SISTEM *DESALINATION PLANT* DENGAN MEMANFAATKAN *WASTE HEAT RECOVERY* DARI *DIESEL GENERATOR SET* 300 KVA PADA KAPAL SAR 80 METER

KHAIRUDIN NAWAWI
NRP. 04211740000045

PEMBIMBING:
DR. IR. AGOES SANTOSO, M.SC., M.PHIL., CENG.

DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2021

DESALINATION PLANT SYSTEM PLAN ANALYSIS USING WASTE HEAT RECOVERY FROM 300 KVA DIESEL GENERATOR SET ON 80 METERS SAR VESSEL

KHAIRUDIN NAWAWI
NRP. 04211740000045

SUPERVISOR :
DR. IR. AGOES SANTOSO, M.SC., M.PHIL., CENG.

DEPARTMENT OF MARINE ENGINEERING
FACULTY OF MARINE TECHNOLOGY
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2021

"Dengan ini kami menyatakan bahwa kami telah membaca Tugas Akhir ini dan dalam penilaian kami Tugas Akhir ini cukup memadai dari segi ruang lingkup dan kualitas untuk mendapatkan gelar
Sarjana Teknik."

Tanda Tangan : .....
Pembimbing : Dr. Ir. AGOES SANTOSO, M.Sc., M.Phil., CEng.
NIP./NPP. : 196809281991021001
Tanggal : AGUSTUS 2021

Disahkan oleh Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan:

Tanda Tangan : .....
Nama : BENY CAHYONO, S.T., M.T., Ph. D.
NIP./NPP. : 197903192008011008
Tanggal : AGUSTUS 2021

ANALISIS PERENCANAAN SISTEM *DESALINATION PLANT* DENGAN MEMANFAATKAN *WASTE HEAT RECOVERY* DARI *DIESEL GENERATOR SET* 300 KVA PADA KAPAL SAR 80 METER

KHAIRUDIN NAWAWI

Tugas Akhir diajukan untuk memenuhi
salah satu syarat memperoleh gelar
Sarjana Teknik
(Bidang Studi Mesin Fluida dan Sistem)

Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
AGUSTUS 2021

Halaman ini sengaja dikosongkan

“Saya menyatakan bahwa Tugas Akhir berjudul *Analisis Perencanaan Sistem Desalination Plant Dengan Memanfaatkan Waste Heat Recovery dari Diesel Generator Set 300 kVA Pada Kapal SAR 80 Meter* ini adalah hasil penelitian saya sendiri kecuali kutipan yang tercantum dalam daftar pustaka. Tugas Akhir ini belum diterima untuk gelar apapun dan tidak secara bersamaan diserahkan untuk pencalonan gelar lainnya.”

Tanda Tangan : ……..……
Nama : KHAIRUDIN NAWAWI
NRP. : 04211740000045
Tanggal : AGUSTUS 2021

Halaman ini sengaja dikosongkan

PENGHARGAAN

Puji syukur kehadirat Tuhan Yang Maha Esa, yang telah memberikan berkat dan anugerah-Nya, sehingga penulis mampu menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul "Analisis Perencanaan Sistem *Desalination Plant* Dengan Memanfaatkan *Waste Heat Recovery* dari *Diesel Generator Set* 300 kVA Pada Kapal SAR 80 Meter" dengan baik. Tugas Akhir ini diajukan sebagai salah satu persyaratan kelulusan program studi sarjana Departemen Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Pada kesempatan kali ini, penulis menyampaikan rasa terima kasih kepada pihak-pihak di bawah ini, karena telah membantu penulis sepanjang proses studi, yaitu :

1. Orang tua saya Ibu Ida dan kedua kakak saya yang selalu memberikan dukungan moral maupun material sehingga Tugas Akhir ini dapat diselesaikan.
2. Bapak Beny Cahyono, S.T., M.T., Ph. D. selaku Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan dan Dosen Pembimbing Tugas Desain pertama saya, yang selalu memberikan ilmu – ilmu terbaiknya kepada saya.
3. Bapak Dr. Ir. Agoes Santoso, M.Sc., M.Phil., CEng. yang selalu mengarahkan dan membimbing saya dengan sabar selama pengerjaan Tugas Akhir ini, bahkan banyak sekali membantu saya selama proses belajar di Teknik Sistem Perkapalan ITS.
4. Bapak Prof. Semin, S.T., M.T., Ph.D. selaku dosen wali yang selalu memberikan dukungan dan motivasi selama di perkuliahan.
5. Kawan-kawan di Laboratorium *Marine Machinery Fluid and System* (MMS) yang saling membantu dalam mengerjakan Tugas Akhir walaupun di masa pandemi Covid-19.
6. Kawan-kawan Badrikara'17 yang juga saling mendukung dan mendo'akan satu sama lain.
7. Serta pihak yang tidak bisa disebutkan satu per satu, terima kasih atas segala bantuan dan dukungannya.

Penulis menyadari bahwa penelitian yang dilakukan dalam tugas akhir ini jauh dari kesempurnaan. Oleh karenanya, kritik dan saran terbuka luas agar menjadi karya yang lebih baik dan memberikan kebermanfaatan bagi seluruh pembaca di kemudian hari.

Surabaya, 08 Agustus 2021

Penulis

Halaman ini sengaja dikosongkan

ABSTRAK

Kapal SAR bisa beroperasi cukup lama di tengah laut ketika sedang menjalankan misi. Kebutuhan air tawar untuk para *crew* di atas kapal menjadi semakin banyak. Sehingga kemampuan menghasilkan air tawar sendiri di atas kapal SAR sangat diperlukan. Pada penelitian-penelitian sebelumnya telah banyak dilakukan perancangan sistem distilasi dengan memanfaatkan energi gas buang dari mesin induk pada kapal penumpang. Namun pola operasi kapal SAR berbeda dengan kapal penumpang, yaitu memungkinkan untuk kapal SAR mematikan mesin induk ketika operasi di tengah laut dan *diesel generator set* yang selalu aktif dan menyala secara *stationary.* Pada penelitian ini dilakukan perencanaan sistem desalinasi dengan memanfaatkan energi gas buang dari *diesel generator set* dengan kapasitas 300 kVA. Suhu gas buang *diesel generator set* sekitar 500 ^{0}C mampu menghasilkan energi sebesar 82.9 kW. Dengan perancangan *distiller* yang menggunakan prinsip *thermal process* pada *heat exchangers* berjenis *shell and tube* di dalamnya, mampu memproduksi air tawar sebanyak 2.78 Ton/hari. Dari total kapasitas air tawar pada kapal SAR 60 meter, sistem desalinasi yang dirancang mampu memenuhi sekitar 4.6% nya dengan satu genset. Sehingga mampu untuk memenuhi kebutuhan air minum di atas kapal. Dilakukan simulasi dengan *software* Aspen Hysys untuk mengetahui laju produksi air tawar dan dilakukan perbandingan hasil perhitungan manual dengan hasil simulasi *software* HTRI terhadap kinerja evaporator dan kondensor *distiller*. Adapun komponen utama yang diperlukan pada perancangan *distiller* yaitu evaporator dengan panjang *tube* 0.75 m dan diameter dalam *shell* 0.4 m, kondensor dengan panjang *tube* 0.75 m dan diameter dalam *shell* 0.134 m, *ejector pump* dengan kapasitas 5.5 m^3/h, dan *distillate pump* dengan kapasitas 0.1 m^3/h.

Halaman ini sengaja dikosongkan

ABSTRACT

SAR vessel can operate long enough in the middle of the sea while on a mission. The need for fresh water for the crew on board is increasing. So that the ability to produce their own fresh water on a SAR vessel is very necessary. In previous studies, distillation systems have been designed by utilizing exhaust gas energy from the main engine on passenger ships. However, the operation pattern of SAR vessel is different from that of passenger ships, in that it is possible for SAR vessel to turn off the main engine when operating in the middle of the sea and the diesel generator set which is always active and stationary. In this study, a desalination system was designed by utilizing exhaust gas energy from a diesel generator set with a capacity of 300 kVA. The exhaust gas temperature of the diesel generator set is around 500 ^{0}C capable of producing 82.9 kW of energy. By designing a distiller that uses the thermal process principle on shell and tube type heat exchangers inside, it is capable of producing 2.78 tons of fresh water/day. Of the total fresh water capacity on SAR vessel of 60 meters, the designed desalination system is able to meet about 4.6% with one generator set. So it is able to meet the needs of drinking water on board. Simulations were carried out with Aspen Hysys software to determine the rate of fresh water production and a comparison of the results of manual calculations and the simulation results of the HTRI software on the performance of the evaporator and distiller condenser was carried out. The main components needed in the design of the distiller are the evaporator with a tube length of 0.75 m and a shell inside diameter of 0.4 m, a condenser with a tube length of 0.75 m and a shell inside diameter of 0.134 m, an ejector pump with a capacity of 5.5 m^3/h, and a distillate pump with a capacity of 0.1 m^3/h.

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR ISI

PENGHARGAAN v
ABSTRAK vii
ABSTRACT ix
DAFTAR ISI xi
DAFTAR TABEL xiv
DAFTAR GAMBAR xvi
DAFTAR SINGKATAN xix
DAFTAR SIMBOL xxi
BAB 1 PENDAHULUAN 1
1.1 Latar Belakang Penelitian 1
1.2 Pernyataan Masalah 2
1.3 Tujuan Penelitian 2
1.4 Ruang Lingkup Penelitian 2
1.5 Manfaat Penelitian 3
BAB 2 KAJIAN PUSTAKA 4
2.1 Pendahuluan 4
2.2 Studi Terkait 4
2.2.1 Perancangan Sistem Distilasi Air Laut Dengan Memanfaatkan Panas Gas Buang Mesin Diesel Pada Kapal Penumpang KM. Nggapulu 4
2.2.2 Perancangan Sistem Distilasi Air Laut Dengan Memanfaatkan Panas Gas Buang Motor Diesel Yanmar Tf 85mh-Di 5
2.2.3 *Seawater Desalination Using Waste Heat Recovery on Passenger Ship* 5
2.3 Metode Desalinasi Air Laut 6
2.3.1 *Multi Stage Flash Distillation (MSF)* 7
2.4 Sumber Energi Panas 8
2.5 *Heat Exchangers* 9
2.6 Desain Pada *Evaporator* 10
2.7 Desain Pada *Condenser* 12
2.8 *Fouling Factor* 12
2.9 *Pressure Drop* 13
2.9.1 *Shell Side Pressure Drop* 13
2.9.1 *Tube Side Pressure Drop* 13
2.10 *Back Pressure* 14
2.11 *Software Analysis* 15
2.11.1 Aspen Hysys 15
2.11.2 HTRI (*Heat Transfer Research Inc.*) 15
2.12 Komponen-Komponen Pada Sistem 15
2.12.1 *Piping for Water Purification Unit* 15

2.12.2 *Distilled Storage Water Tank* 15
BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN 16
3.1 Pendahuluan 16
3.2 Diagram Alir Penelitian 16
3.3 Identifikasi Masalah 17
3.4 Studi Literatur 17
3.5 Pengumpulan Data 17
3.6 Studi Empiris 18
3.7 Perhitungan dan Perancangan Sistem 18
3.8 Analisis Sistem 18
3.9 Simulasi *Software* Aspen Hysys 18
3.10 Simulasi *Software* HTRI 18
3.11 Pembuatan P&ID Sistem dan Validasi Kesesuaian Dengan *General Arrangement* Kapal 19
3.12 Kesimpulan dan Saran 19
BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN 20
4.1 Pendahuluan 20
4.2 Spesifikasi Data Kapal SAR 80 Meter 20
4.3 Kebutuhan Air Tawar di Kapal 21
4.4 Spesifikasi Teknis *Diesel Generator Set* 300 kVA 21
4.5 Energi dari Gas Buang *Diesel Generator Set* 22
4.6 Perancangan *Distiller* 23
4.7 Perencanaan Pada Bagian Evaporator 24
4.7.1 Temperatur 25
4.7.2 Kesetimbangan Energi 25
4.7.3 *Tube Side* Pada Evaporator 26
4.7.4 *Shell Side* Pada Evaporator 31
4.7.5 *Fouling Factor* 34
4.7.6 *Clean Overall Heat Transfer Coefficient* (Uc) 35
4.7.7 *Design Overall Heat Transfer Coefficient* (U) 35
4.7.8 *Pressure Drop (Tube)* 36
4.7.9 *Pressure Drop (Shell)* 37
4.7.10 *Back Pressure* 37
4.8 Perencanaan Pada Bagian Kondensor 38
4.8.1 Temperatur 38
4.8.2 Kalor Uap Air Laut (Sebagai Pendingin) 38
4.8.3 Jumlah Air Pendingin 39
4.8.4 *Tube Side* Pada Kondensor 39
4.8.5 *Shell Side* Pada Kondensor 42
4.8.6 *Fouling Factor* 46
4.8.7 *Clean Overall Heat Transfer Coefficient* (Uc) 46
4.8.8 *Design Overall Heat Transfer Coefficient* (U) 46
4.8.9 *Pressure Drop (Tube)* 47

4.8.10 *Pressure Drop (Shell)* 48
4.9 Simulasi *Software* Aspen Hysys 48
4.10 Pengaruh Beban Kerja *Diesel Generator Set* 300 kVA Terhadap Produksi Air Tawar 51
4.10.1 Hasil Simulasi Dengan menggunakan 2 Genset dan 3 Genset 52
4.10.2 Hasil Produksi Air Tawar 52
4.11 Simulasi *Software* HTRI 54
4.12 Cara Kerja Sistem Desalinasi yang Direncanakan 59
4.13 Komponen Lain Terkait Sistem Desalinasi 60
4.13.1 Pompa 60
4.13.2 Sistem Perpipaan 63
4.13.3 Tangki 69
4.14 P&ID Sistem Desalinasi di Kapal SAR 80 Meter 70
BAB 5 KESIMPULAN 72
5.1 Gambaran Umum Penelitian 72
5.2 Kesimpulan 72
5.3 Saran 73
DAFTAR PUSTAKA 75
LAMPIRAN 77
1. Tabel *physical properties* untuk air laut 77
2. Tabel *physical properties* untuk gas buang 78
3. Tabel *physical properties* untuk uap 78
4. Tabel *physical properties* untuk *saturated water* 79
5. *Heat Exchanger Tube – Principal BWG sizes* 80
6. Spesifikasi Pompa *Centrifugal* 81
7. *Pipe specification* (JIS G3456) 82
8. *Pipe specification* (JIS G3454) 82
9. Hasil Simulasi Evaporator Dengan *software* HTRI 83
10. Hasil Simulasi Kondensor Dengan *software* HTRI 84
11. P&ID untuk *Desalination Plant* yang Direncanakan 85
12. *General Arrangement* Kapal SAR 80 Meter 86

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Rentang tipe dari koefisien *heat transfer* keseluruhan U (Forsberg, 2020)....11
Tabel 2 *Temperature setting* pada evaporator 25
Tabel 3 Perencanaan *tube* evaporator.....26
Tabel 4 *Temperature setting* pada kondensor.....38
Tabel 5 Perencanaan *tube* kondensor 39
Tabel 6 Data Persiapan Simulasi Evaporator 49
Tabel 7 Data Persiapan Simulasi Kondensor.....50
Tabel 8 *Thermal data* untuk evaporator 55
Tabel 9 *Thermal data* untuk kondensor.....55
Tabel 10 Perbandingan hasil simulasi dan perhitungan manual (evaporator) 56
Tabel 11 Perbandingan hasil simulasi dan perhitungan manual (kondensor) 57
Tabel 12 Spesifikasi *ejector pump*.....60
Tabel 13 Spesifikasi *distillate pump*.....62
Tabel 14 Spesifkasi pipa gas buang.....64
Tabel 15 Spesifkasi pipa gas buang jika menggunakan 2 genset 65
Tabel 16 Spesifkasi pipa gas buang jika menggunakan 3 genset 65
Tabel 17 Spesifikasi pipa air laut 66
Tabel 18 Spesifikasi pipa air laut jika menggunakan 2 genset.....66
Tabel 19 Spesifikasi pipa air laut jika menggunakan 3 genset.....67
Tabel 20 Spesifikasi pipa air tawar.....68
Tabel 21 Spesifikasi pipa air tawar jika menggunakan 2 genset 68
Tabel 22 Spesifikasi pipa air tawar jika menggunakan 3 genset 69

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Klasifikasi proses desalinasi air (Thimmaraju, et al., 2018).....6
Gambar 2.2 *Multi Stage Flash distillation* (MSF) (Thimmaraju, et al., 2018).....7
Gambar 2.3 Variasi *mass flow rate* gas buang dengan beban pada mesin (K.T, Senthil, & R., 2020).....8
Gambar 2.4 Skema representasi pada *shell-and-tube heat exchanger* (Faes, et al., 2018) 10
Gambar 2.5 Komponen utama pada evaporator (*stage*) (El-Ghonemy, 2017).....10
Gambar 2.6 *Final condenser flow diagram* (Choi, 2016) 12
Gambar 2.7 *U-tube heat exchanger* (Shell & tube heat exchanger pressure drop, 2019) 13
Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian 1.....16
Gambar 3.2 Diagram Alir Penelitian 2.....17
Gambar 4.1 Desain model kapal SAR 80 meter.....21
Gambar 4.2 Moteurs Baudouin 6W126S Genset 22
Gambar 4.3 *Shell and Tube Type Freshwater Generator (distiller)* 23
Gambar 4.4 *Tube Layout* pada *Heat Exchanger*.....27
Gambar 4.5 *Common Tube Layouts* 28
Gambar 4.6 Penentuan Konstanta K1 dan n1.....28
Gambar 4.7 *Shell-bundle clearance* 31
Gambar 4.8 *Typical values* untuk *fouling coefficients* dan *resistances* 35
Gambar 4.9 Skema Aliran Fluida Pada Evaporator.....49
Gambar 4.10 Aliran Fluida Pada Simulasi Evaporator 49
Gambar 4.11 *Worksheet* Hasil Simulasi Evaporator 50
Gambar 4.12 Skema Aliran Fluida Pada Kondensor.....50
Gambar 4.13 Aliran Fluida Pada Simulasi Kondensor.....51
Gambar 4.14 *Worksheet* Hasil Simulasi Kondensor.....51
Gambar 4.15 *Worksheet* Hasil Simulasi Dengan 2 Genset.....52
Gambar 4.16 *Worksheet* Hasil Simulasi Dengan 3 Genset.....52
Gambar 4.17 Desain Susunan *Tube* Evaporator.....58
Gambar 4.18 Desain Susunan *Tube* Kondensor 58
Gambar 4.19 *Drawing* Untuk *Distiller*.....59
Gambar 4.20 *Room layout (side view)*.....63
Gambar 4.21 *Room layout (top view)*.....63
Gambar 4.22 P&ID sistem desalinasi.....70

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR SINGKATAN

WHR	:	*Waste Heat Recovery*
DG	:	*Diesel Generator*
GA	:	*General Arrangement*
P&ID	:	*Piping and Instrumentation Diagram*
HTRI	:	*Heat Transfer Research Inc.*
LMTD	:	*Log Mean Temperature Difference*

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR SIMBOL

P	-	*Back pressure*
Psi	-	*Pound-force per square inch*
kPa	-	*Kilo Pascal*
L	-	*Total equipment length of pipe*
Q	-	*Exhaust gas flow*
S	-	*Density of gas*
Ps	-	*Pressure drop*
m_g	-	*Mass of flue gas*
C_g	-	*Specific heat capacity of flue gas*
T_{gi}	-	*Inlet temperature of flue gas in calorimeter*
T_{go}	-	*Outlet temperature of flue gas in calorimeter*
m_w	-	*Mass of water*
C_w	-	*Specific heat capacity of water*
T_{wi}	-	*Inlet water temperature in calorimeter*
T_{wo}	-	*Outlet water temperature in calorimeter*
L_w	-	*Latent heat* pada penguapan air
U	-	Koefisien *heat transfer* keseluruhan
A	-	*Heat transfer area*
T_f	-	Temperatur gas buang
Tb	-	Titik didih air
R_e	-	Reynold number
P_r	-	Prandtl number
N_u	-	Nusselt number

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang Penelitian

Pada tahun 2017, Antonio Guterres (Sekretaris Jenderal PBB) menyebutkan bahwa pada tahun 2050 permintaan terhadap air bersih diproyeksikan meningkat sebanyak lebih dari 40%. Tantangan menyediakan air bersih, aman, dan segar secara permanen adalah kunci kehidupan. Sedangkan dilema harga dan ketersediaan bahan bakar merupakan fakta yang tak terhindarkan. Untuk kapal penumpang sendiri, air tawar biasanya mewakili persentase bobot mati yang tinggi. Konsumsi air rata-rata per orang di kapal baru naik menjadi lebih dari 300 liter per hari (Hussein & Kandil, 2020). Fakta tersebut langsung mengarah pada konsep desalinasi air laut di atas kapal. Hal ini akan berdampak langsung pada pengurangan bobot mati dan biaya pembelian air.

Proses desalinasi air yaitu memisahkan garam terlarut dan mineral lainnya dari air. Pemanfaatan *waste heat recovery* yang diaplikasikan di kapal terjadi peningkatan dalam kegunaannya beberapa tahun terakhir. Karena metode termal membutuhkan sumber energi, limbah panas dari mesin diesel dapat digunakan sebagai sumber ini. Produksi *onboard freshwater* dengan sistem desalinasi adalah salah satu praktik terbaik memanfaatkan limbah panas dari mesin diesel kapal. Ini meningkatkan efisiensi mesin, mengurangi emisi, dan menciptakan sistem yang ramah lingkungan untuk pembangkit air tawar tanpa menggunakan sumber energi tambahan. Air hasil sulingan yang diproduksi dengan desalinasi air laut dapat digunakan untuk kebutuhan domestik kapal (*drinking water, grey water, black water*) (Yuksel, et al., 2019).

Sebelum memilih metode *waste heat recovery* yang tepat, kita harus mempertimbangkan ukuran mesin, jenis kapal, rute, *loading condition*, lingkungan sekitar, keseimbangan energi, pengaturan mesin, dan skenario pengoperasian. Perlu dicatat bahwa keseimbangan energi adalah faktor terpenting yang dipertimbangkan untuk *waste heat recovery* (Hussein & Kandil, 2020). Pada kapal penyelamat (*Search And Rescue Vessel*), bisa menempuh waktu operasi yang cukup lama di tengah laut. Pada salah satu contoh kasus, Kepala Badan SAR Nasional mengatakan untuk pencarian korban kecelakaan pesawat Sriwijaya Air SJ-182 yang jatuh pada tanggal 9 Januari 2021 di sekitar Kepulauan Seribu dilakukan selama 13 hari operasi. Selain itu, kapal ini bisa difungsikan sebagai bunker bahan bakar dan air bersih bagi kapal-kapal *rescue* lainnya.

Secara umum, mesin diesel mewakili mayoritas penggerak utama (*main engine*) dan alat bantu (*diesel generator set*) untuk kapal laut. Pada penelitian sebelumnya, telah banyak dilakukan sistem desalinasi dengan memanfaatkan gas buang dari mesin induk di kapal penumpang. Akan tetapi, pola operasi pada kapal SAR berbeda dengan kapal penumpang. Yang mana pada kapal SAR sering kali dilakukan variasi *load* yang rendah

dari mesin induk. Bahkan ketika sedang melakukan misi pencarian korban di laut, kapal SAR kelas 1 (panjang >40 meter) harus *stay* di titik tertentu dan mematikan mesin induk. Pada saat kondisi *load* rendah, kemudian aliran gas buang mesin induk digunakan pada sistem desalinasi maka berpengaruh terhadap berkurangnya produksi air tawar itu sendiri dan bisa menyebabkan *back pressure* pada saluran gas buang mesin induk. *Back pressure* adalah tekanan yang timbul akibat hambatan yang dialami gas buang selama proses penyalurannya dan merupakan pantulan dari gelombang tekanan gas buang yang telah dikeluarkan dari silinder menuju sistem penyaluran gas buang kembali ke arah silinder (Baharuddin, Sitepu, & Setiawan, 2011).

Pada Tugas Akhir ini, akan dilakukan penelitian terkait perencanaan sistem *desalination plant* dengan memanfaatkan *waste heat recovery* dari *diesel generator set* 300 kVA yang dipakai di kapal SAR 80 meter. Simulasi untuk sistem yang dirancang akan dilakukan dengan menggunakan *software* HTRI, juga akan diketahui berapa jumlah air tawar yang dihasilkan dengan *software* Aspen Hysys.

1.2 Pernyataan Masalah

Perumusan masalah dalam Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana rancangan sistem *desalination plant* dengan memanfaatkan *waste heat recovery* dari *diesel generator set* di kapal SAR 80 meter ?
2. Bagaimana pengaruh beban kerja *diesel generator set* 300 kVA terhadap produksi air tawar ?
3. Berapa kapasitas air tawar yang dihasilkan dari sistem *desalination plant* yang telah direncanakan ?

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan dalam penulisan Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Mendapatkan rancangan sistem *desalination plant* dengan memanfaatkan *waste heat recovery* dari *generator set* di kapal SAR 80 meter.
2. Mengetahui pengaruh beban kerja *diesel generator set* 300 kVA terhadap produksi air tawar.
3. Mengetahui kapasitas air tawar yang dihasilkan dari sistem *desalination plant* yang telah direncanakan.

1.4 Ruang Lingkup Penelitian

Agar lingkup penelitian menjadi lebih terfokus, maka batasan yang dirumuskan dalam Tugas Akhir ini yaitu :

1. Tidak dilakukan analisis dalam perancangan sistem dengan pemanfaatan *waste heat recovery* dari mesin induk.
2. Tidak menggambar 3D *drawing* dari masing-masing komponen pada sistem.
3. Menggunakan *software* Aspen Hysys dan *software* HTRI untuk simulasi.
4. Tidak dilakukan analisis keekonomian pada sistem yang direncanakan.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat yang dapat diperoleh dalam penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Untuk mengetahui efisiensi dan performa sistem desalinasi di kapal dengan memanfaatkan energi dari limbah panas *diesel generator set* 300 kVA.
2. Dapat dijadikan referensi untuk sistem desalinasi yang baru dan cocok untuk kapal-kapal khusus (SAR, Patroli, dan lain sebagainya).

BAB 2

KAJIAN PUSTAKA

2.1 Pendahuluan

Dalam bab ini, penulis menyajikan materi yang telah dirangkum terkait konsep teori dasar yang mendukung penelitian ini. Materi yang telah dirangkum ini merupakan hasil dari proses *literature review* dengan berbagai sumber referensi yaitu berita, jurnal, buku, dan dokumen lainnya. Pada bab ini juga disajikan metode dan model analisis yang akan digunakan untuk menjawab tujuan penelitian ini.

2.2 Studi Terkait

Berikut adalah beberapa ringkasan hasil penelitian terdahulu yang telah dilakukan dan dipandang relevan untuk dijadikan beberapa bahan pendukung dalam penelitian ini.

2.2.1 Perancangan Sistem Distilasi Air Laut Dengan Memanfaatkan Panas Gas Buang Mesin Diesel Pada Kapal Penumpang KM. Nggapulu

Penelitian tersebut telah dilakukan pada tahun 2020 oleh Satrio Meidianto Mustiko dari Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Dengan ringkasan hasil sebagai berikut :

Perancangan sistem distilasi dengan memanfaatkan panas dari gas buang mesin diesel (*main engine* 2 x 8520 KW). Untuk membuat sistem distilasi yang dapat diterapkan pada kapal penumpang KM. Nggapulu diperlukan beberapa komponen utama, yaitu : 1 buah *shell and tube evaporator* (FUNKE Series WRA 200) dengan diameter 1165 mm dan panjang 4383 mm, 2 buah *evaporator feed pump* (Evergush Eja 50) dengan kapasitas 10.8 m3/h dan *head* 10 m, 1 buah *shell and tube condenser* (Funke Series C 300) dengan diameter 540 mm dan panjang 3960 mm, dan 2 buah *condenser feed pump* (AMT 4260-98) dengan kapasitas 82.15 m3/h dan *head* 28.65 m. Kemudian Sistem distilasi yang dirancang mampu memproduksi air tawar sebanyak 0.935 kg/s. Apabila dibandingkan dengan kebutuhan total air tawar untuk menjalankan satu rute pelayaran dengan durasi pelayaran 265 jam yaitu sebesar 2.7 kg/s, maka sistem distilasi yang dirancang mampu memenuhi 34.46% dari kebutuhan total air tawar.

2.2.2 Perancangan Sistem Distilasi Air Laut Dengan Memanfaatkan Panas Gas Buang Motor Diesel Yanmar Tf 85mh-Di

Penelitian tersebut telah dilakukan pada tahun 2020 oleh Ardi Munawar Algiffari dari Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Dengan ringkasan hasil sebagai berikut :

Merancang sistem distilasi air laut yang memanfaatkan panas gas buang dari motor diesel Yanmar TF85MH-di (*power* : 7,5 KW) dan juga untuk mengetahui pengaruh gas buang yang dihasilkan terhadap kinerja sistem distilasi yang dirancang. Pengaruh gas buang terhadap kinerja sistem distilasi didapatkan dari analisis menggunakan *software* Aspen Hysys. Dari simulasi yang dilakukan dapat disimpulkan bahwa gas buang berpengaruh terhadap kinerja sistem distilasi. Semakin tinggi nilai suhu gas buang yang masuk kedalam *evaporator* maka nilai *vapor fraction* yang dihasilkan juga semakin tinggi. Nilai suhu gas buang yang semakin tinggi juga berpengaruh terhadap jumlah air yang akan dihasilkan oleh kondensor. Didapatkan nilai *vapor fraction* paling optimal pada suhu 257ºC dengan nilai sebesar 0.94 dan paling rendah pada suhu 167ºC dengan nilai 0,57. Analisis ini dilakukan dengan nilai *mass flow rate* gas buang sebesar 34.2 kg/h dan nilai *mass flow rate* air laut sebesar 2.16 kg/h.

Selain suhu, *mass flow rate* gas buang juga berpengaruh terhadap kinerja sistem destilasi. Dari simulasi yang telah dilakukan dapat disimpulkan bahwa semakin tinggi nilai *mass flow rate* gas buang yang masuk ke *evaporator* maka nilai *vapor fraction* yang dihasilkan *evaporator* akan semakin tinggi. Nilai *vapor fraction* paling tinggi senilai 0.94 didapatkan pada nilai laju aliran massa gas buang sebesar 34.2 kg/h. Sementara nilai *vapor fraction* paling rendah sebesar 0.91 didapatkan saat nilai laju aliran massa gas buang senilai 28.44 kg/h.

2.2.3 *Seawater Desalination Using Waste Heat Recovery on Passenger Ship*

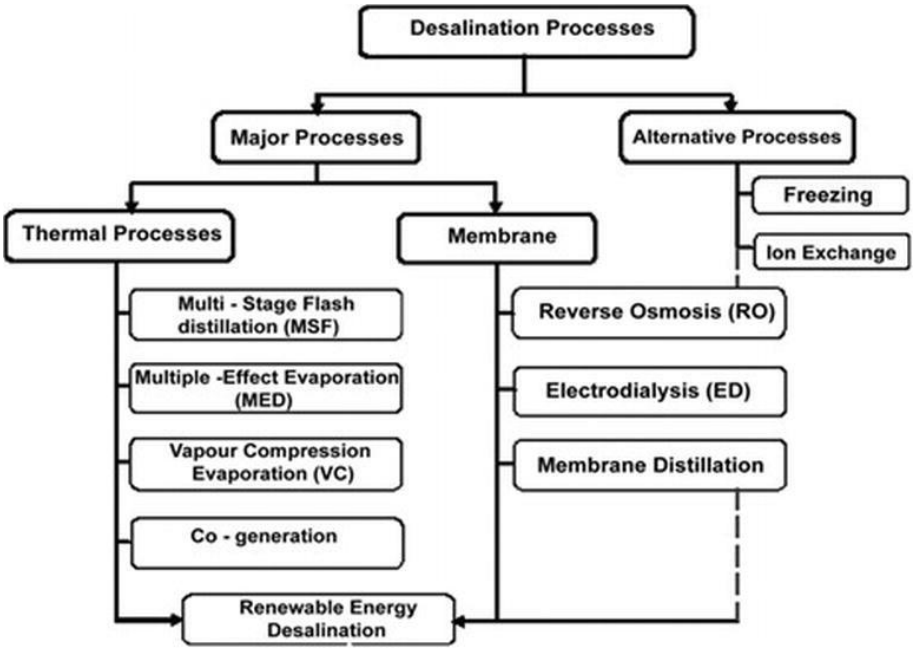
Penelitian tersebut telah dilakukan pada tahun 2020 oleh Arwa W. Hussein dan Hasnaa Kandil dari *Port Said University*, Mesir. Dengan ringkasan hasil sebagai berikut:

Tiga metode telah digunakan untuk perbandingan; *Forward Feed Multiple Effect Evaporation* (MEE-FF), *One Through Multi-Stage Flash* (MSF-OT), dan *Brine Circulation Multi-Stage Flash* (MSF-BC). Limbah panas dari mesin digunakan untuk pengoperasian *desalination plant*. Hasil penelitian menunjukkan bahwa MSF-BC memberikan luas perpindahan panas minimum untuk laju alir distilat yang dibutuhkan; 30% lebih sedikit dari dua metode lainnya. Diketahui bahwa *steam temperature* (T_s), *exhaust temperature* (T_{exh}), dan *top brine temperature* (T_0) berbanding terbalik dengan total luas perpindahan panas A_T. Akibatnya, variabel-variabel ini telah ditetapkan nilai maksimumnya sehingga area perpindahan panas diminimalkan. Sebaliknya *brine salinity* (Xb) berbanding lurus dengan luas A_T. Oleh karena itu, peningkatan salinitas biasanya menghasilkan peningkatan luas AT.

2.3 Metode Desalinasi Air Laut

Ini dapat didefinisikan sebagai proses apa pun yang menghilangkan kelebihan garam dan mineral dari air atau proses kimiawi mengubah air laut menjadi air minum disebut desalinasi. Sumber *feedwater* mungkin termasuk payau, air laut, sumur, permukaan (sungai), air limbah, industri pakan, dan air proses. .Desalinasi air laut berpotensi menghasilkan air minum yang cukup untuk mendukung populasi besar yang terletak di dekat pantai. Banyak pabrik desalinasi air laut filtrasi membran saat ini sedang dibangun atau dalam tahap perencanaan naik dan turun di pantai California yang kering, dengan Carlsbad *Desalination plant* menghasilkan 50 juta galon/hari (mgd) (K.T, Senthil, & R., 2020).

Desalinasi air biasanya dilakukan dengan salah satu dari dua metode; metode membran dan metode termal. Proses termal adalah salah satu metode desalinasi tertua yang didasarkan pada penguapan air. Air tawar terbentuk ketika uap kondensat terbentuk, sedangkan *brine* tetap dengan konsentrasi tinggi dan biasanya dibuang kembali ke laut. Karena metode termal membutuhkan sumber energi, limbah panas dari mesin dapat digunakan sebagai sumber ini. Ini meningkatkan efisiensi mesin, mengurangi emisi dan menciptakan sistem yang ramah lingkungan untuk pembangkit air tanpa menggunakan sumber energi tambahan (Hussein & Kandil, 2020).

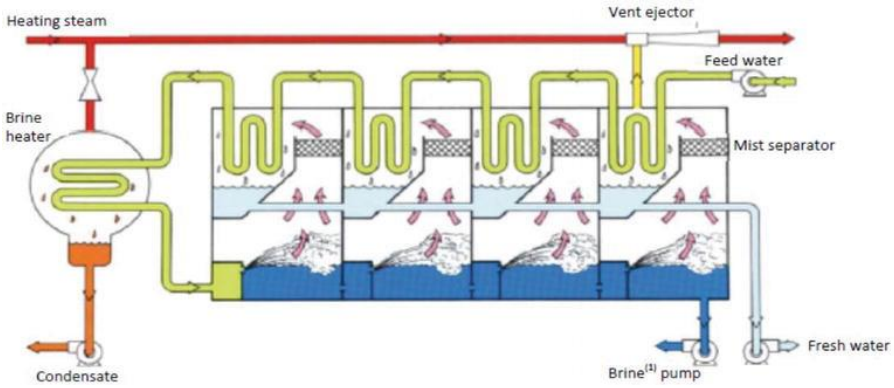


Gambar 2.1 Klasifikasi proses desalinasi air (Thimmaraju, et al., 2018)

2.3.1 *Multi Stage Flash Distillation (MSF)*

Prinsip pada proses *multi stage flash distillation* melibatkan distilasi melalui banyak ruang (*multistage*) (Gambar 2.2). Di sini setiap tahap yang berurutan dari *plant* berjalan dengan tekanan semakin rendah. *Feed water* awalnya dipanaskan pada tekanan tinggi dan dilewatkan ke *flash chamber* yang pertama. Di *flash chamber* yang pertama, tekanan dilepaskan yang menyebabkan air mendidih dengan cepat mengakibatkan penguapan atau *flashing*. Proses ini berlanjut di setiap tahap yang berurutan karena tekanan pada tahap selanjutnya lebih kecil dari tahap sebelumnya. Uap yang dihasilkan dengan *flashing* diubah menjadi air tawar dengan cara mengembunkannya pada pipa *heat exchanger* yang ada di setiap tahap. Tabung kemudian didinginkan oleh *feed water* dingin yang masuk. Pada proses MSF seperti terlihat pada Gambar, *feed water* (*saline water*) dipanaskan dalam wadah yang dikenal sebagai *brine heater* hingga mencapai temperatur di bawah *saturation boiling temperature*.

MSF memproduksi sekitar 64% dari total air desalinasi dunia saat ini. Meskipun proses ini adalah sumber yang paling dapat diandalkan untuk produksi air minum dari air laut, namun ini dianggap sebagai proses yang menuntut energi yang membutuhkan termal dan energi mekanik (Thimmaraju, et al., 2018).



Gambar 2.2 *Multi Stage Flash distillation* (MSF) (Thimmaraju, et al., 2018)

2.3.1.1 Kelebihan dan Kekurangan pada MSF

- MSF *plant* relatif sederhana untuk dibangun dan mudah dioperasikan.
- Tidak memiliki bagian yang bergerak, selain pompa konvensional, dan hanya berisi beberapa jumlah koneksi perpipaan.
- Kualitas air buangan mengandung 2–10 ppm padatan terlarut yang berarti tinggi tingkat pemurnian. Jadi mineralisasi ulang dalam proses *post-treatment* untuk membuatnya layak untuk dikonsumsi.
- Meskipun pengoperasian *plant* pada suhu yang lebih tinggi (lebih dari 115 ° C) meningkatkan efisiensinya tetapi menyebabkan masalah kerak karena garam

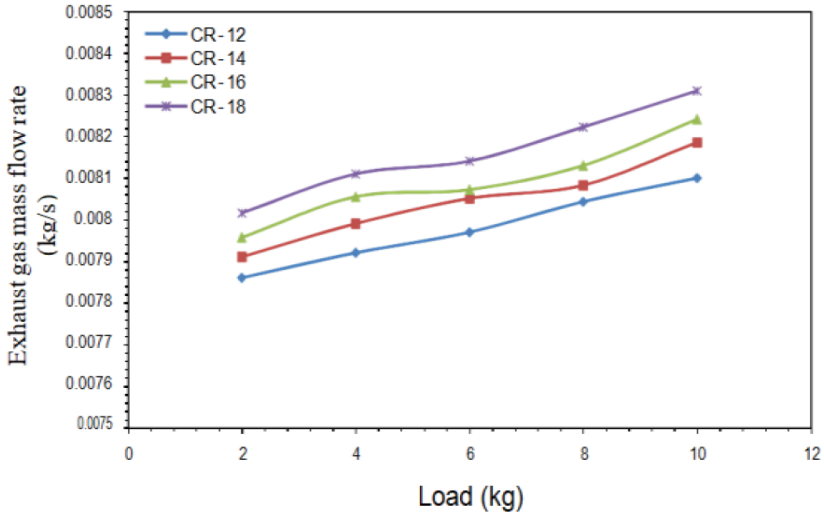
seperti kalsium sulfat mengendap di tabung permukaan dan menyebabkan masalah termal dan mekanis seperti penyumbatan tabung.

- MSF *Plant* rentan terhadap korosi kecuali menggunakan *stainless steel*.

2.4 Sumber Energi Panas

Jumlah energi panas yang dapat diperoleh kembali dari gas buang *internal combustion engine* bervariasi dengan rasio kompresi, beban, kecepatan, dan kapasitas mesin. Dengan kecepatan engine tetap konstan, kuantitas energi panas yang dapat diperoleh berubah hanya dengan rasio kompresi dan variasi beban *mass flow rate* gas buang dengan beban pada mesin digambarkan pada Gambar 2.3 (K.T, Senthil, & R., 2020).

Terlihat bahwa *mass flow rate* gas buang meningkat dengan bertambahnya beban pada mesin. Lonjakan juga diamati dengan rasio kompresi yang dimungkinkan karena peningkatan volume sapuan mesin dengan rasio kompresi, yang menghasilkan lebih banyak *mass flow rate* gas buang pada rasio kompresi yang lebih tinggi.



Gambar 2.3 Variasi *mass flow rate* gas buang dengan beban pada mesin (K.T, Senthil, & R., 2020)

Jumlah panas yang dapat diekstraksi dari gas buang pada beban yang berbeda dihitung dengan menggunakan Persamaan berikut.

$$Q_e = \dot{m}_e \; x \; C_e \; x \; (T_{ei} - T_{eo}) \tag{2.1}$$

Genset terdiri dari mesin diesel, generator dan sistem kendali, banyak digunakan di wilayah yang jauh dari jaringan listrik seperti pulau dan anjungan lepas pantai. Namun, itu hanya dapat mengkonversi sekitar 40% energi dari pembakaran *fuel* menjadi kerja, dan sisa energi dibuang ke lingkungan dalam bentuk limbah panas, yang mencakup 30%

dalam gas buang, 25% di dalam *jacket cooling water*, dan 5% *heat losses* lainnya. Jadi, memanfaatkan panas buangan dari mesin diesel untuk desalinasi akan ideal (Zhang, et al., 2016).

Energi yang tersedia dalam gas buang bervariasi dengan kapasitas, kecepatan, dan beban Mesin. Untuk mesin yang bekerja dengan kecepatan konstan, energi dari *exhaust* bervariasi hanya dengan beban pada mesin. Percobaan dilakukan pada mesin diesel pada berbagai macam beban untuk memperkirakan energi yang tersedia dalam gas buang dan massa gas buang dihitung dengan menggunakan sebuah *Water Calorimeter* (Maheswari, Murugavel, & Esakkimuthu, 2014).

$$m_g \; x \; C_g \; x \; \left(T_{gi} - T_{go}\right) = m_w \; x \; C_w \; x \; (T_{wi} - T_{wo}) \qquad (2.2)$$

m_g - Mass of flue gas

C_g - Specific heat capacity of flue gas

T_{gi} - Inlet temperature of flue gas in calorimeter

T_{go} - Outlet temperature of flue gas in calorimeter

m_w - Mass of water

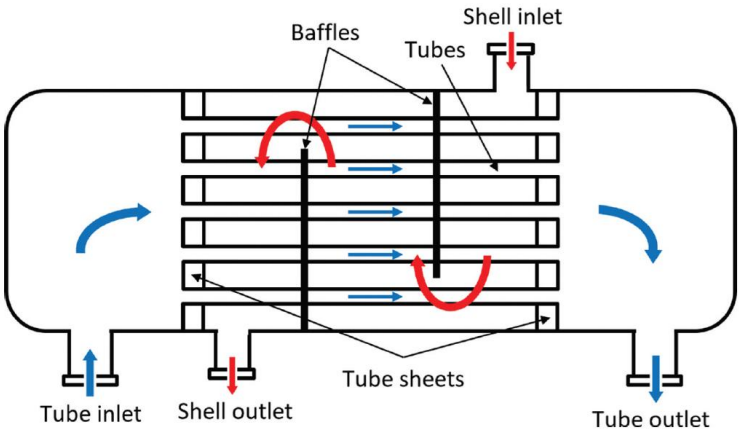
C_w - Specific heat capacity of water

T_{wi} - Inlet water temperature in calorimeter

T_{wo} - Outlet water temperature in calorimeter

2.5 *Heat Exchangers*

Heat exchanger adalah perangkat yang digunakan untuk mentransfer panas energi melalui permukaan perpindahan panas dari satu fluida ke cairan kedua pada suhu yang lebih rendah. Ada beberapa jenis *heat exchanger*, tetapi yang paling banyak tipe yang umum adalah *shell-and-tube heat exchanger* dan *plate heat exchanger*. Di dalam *shell-and-tube heat exchanger*, sejumlah tabung dipasang di *cylinder shell*, sejajar dengan sumbu *shell*. Biasanya, beberapa *vertical plates*, sekat, dimasukkan ke dalam *shell* untuk mengarahkan aliran di atas tabung dan untuk meningkatkan perpindahan panas. Skema representasi diberikan pada Gambar 2.3, dimana fluida dingin mengalir melalui *tubes* dan fluida panas mengalir melalu *shell* (Faes, et al., 2018).

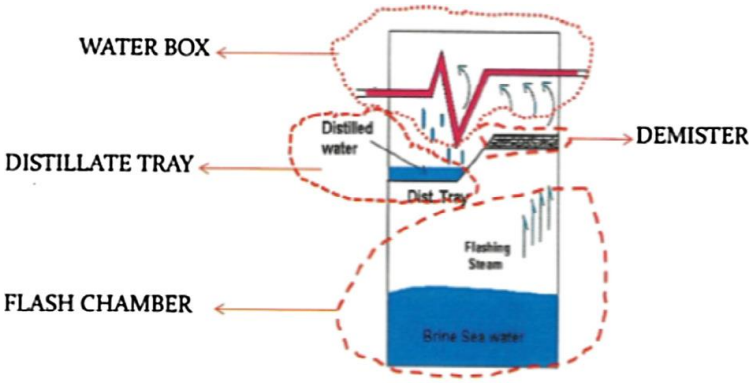


Gambar 2.4 Skema representasi pada *shell-and-tube heat exchanger* (Faes, et al., 2018)

Masalah *rating* dan *sizing* adalah masalah desain *heat exchanger* yang paling umum. Masalah *rating* digunakan untuk mengetahui suhu dan laju aliran fluida di outlet *heat exchanger* ketika luas permukaan perpindahan panas dan dimensi jalur aliran tersedia. Namun, masalah *sizing* digunakan untuk mengetahui area *heat exchanger*, jenis konstruksi, pengaturan aliran, dan bahan *shell* dan *tubes* untuk memenuhi persyaratan seperti suhu masuk fluida panas dan dingin, laju perpindahan panas, dan *pressure drop* (K.T, Senthil, & R., 2020).

2.6 Desain Pada *Evaporator*

Evaporator membutuhkan ruang tambahan untuk penguapan air, pada saat yang sama dengan energi panas yang tersedia rendah sehingga pengaturan ekstraksi panasnya juga dibuat di evaporator itu sendiri. Jadi *shell and tube* evaporator terdiri dari tabung-tabung di bagian bawah yang dirancang sedemikian rupa sehingga uap jenuh terkumpul di atasnya bagian atas level cairan (Maheswari, Murugavel, & Esakkimuthu, 2014).



Gambar 2.5 Komponen utama pada evaporator (*stage*) (El-Ghonemy, 2017)

Laju ekstraksi panas dari gas buang melalui WHR evaporator dihitung pada beban yang berbeda, dengan menggunakan :

$$Q_{ext} = m_g \; x \; C_g \; x \; (T_{gi} - T_{go}) \tag{2.3}$$

Dimana laju aliran massa gas buang, T_{gi}, T_{go} suhu gas buang di inlet dan outlet *submerged horizontal tube evaporator*.

Untuk distilasi desalinasi air, keduanya baik *sensible* dan *latent heat* diperlukan. Untuk menguapkan air dari suhu atmosfer (30^0C) energi yang dibutuhkan adalah :

$$Q = m_w \; x \; C_w \; x \; (\Delta T)_{water} + m_w \; x \; L_w \tag{2.4}$$

$(\Delta T)_{water}$ - Perubahan temperatur air

L_w - *Latent heat* pada penguapan air

Berdasarkan estimasi energi panas, *heat transfer area*, dan jumlah tabung dapat dihitung dengan :

$$Q = U \; x \; A \; x \; (T_f - T_b) \tag{2.5}$$

Dimana,

U - Koefisien *heat transfer* keseluruhan (W/m^{2}K)

A - Heat transfer area (m^2)

T_f - Temperatur gas buang

T_b - Titik didih air

Tabel 2.1 Rentang tipe dari koefisien *heat transfer* keseluruhan U (Forsberg, 2020)

Type of exchanger	**U (W/m^{2}C)**
Water-to-water	850-2500
Water-to-oil	100-400
Gas-to-gas	10-50
Gas-to-water	10-250
Steam-to-fuel oil	100-400
Oil-to-oil	50-400
Feedwater heater	1000-8500
Steam condenser	1000-6000
Finned tube (water/air)	30-60
Finned tube (steam/air)	30-300

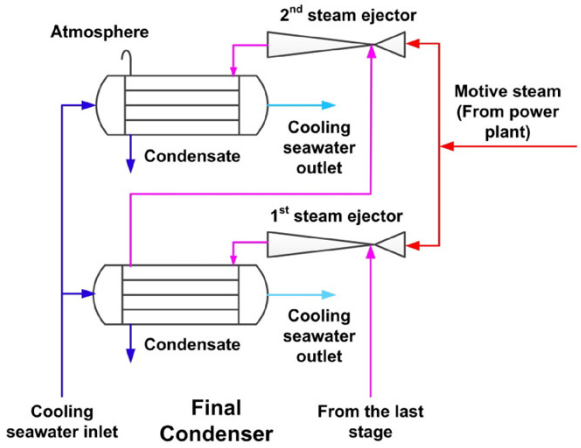
Submerged horizontal tube evaporator dirancang untuk menghindari hilangnya kinerja mesin karena pembatasan aliran gas buang. Evaporator dirancang dengan mempertimbangkan temperatur gas buang di outlet evaporator menjadi 120^0C. Selain itu, ruang tambahan untuk menampung uap air dibutuhkan di unit evaporasi. Jadi, tabung

tembaga dipasang di bagian bawah evaporator menjadikannya evaporator tipe *submerged*. Metode LMTD digunakan untuk tujuan perancangan (K.T, Senthil, & R., 2020).

2.7 Desain Pada *Condenser*

Uap yang terbentuk di evaporator dilewatkan melalui kondensor berpendingin air dimana tempat kondensasinya berlangsung. Di dalam kondensor, *groundwater* digunakan untuk mengambil panas dari uap dan air suling yang terbentuk ditampung di tangki penyimpanan. Setelah *groundwater* mengambil panas dari uap, lalu dialirkan ke tangki penyimpanan *hot groundwater*. Unit kondensasi dirancang berdasarkan laju penguapan. Rancangan didasarkan pada metode LMTD (K.T, Senthil, & R., 2020).

Uap air yang berasal dari evaporator tersebut terkondensasi di udara pendingin kondensor dengan memberikan panas latennya ke udara atmosfer yang melewatinya.



Gambar 2.6 *Final condenser flow diagram* (Choi, 2016)

2.8 *Fouling Factor*

Fouling factor mewakili ketahanan teoritis terhadap aliran panas karena penumpukan lapisan fouling pada permukaan tabung *heat exchanger*. Dalam praktiknya, *fouling factor* sering kali dilebih-lebihkan oleh pengguna akhir dalam upaya meminimalkan frekuensi pembersihan. Pada kenyataannya, bagaimanapun, penggunaan *fouling factor* yang salah sebenarnya dapat mengakibatkan kebutuhan untuk pembersihan lebih sering (Hale, 2019). Pengotoran yang sebenarnya dalam *heat exchanger* bergantung pada beberapa karakteristik, yaitu :

- Sifat fluida dan material yang diendapkan
- Kecepatan fluida
- Temperatur fluida

- Temperatur dinding tabung
- Material dinding tabung
- Permukaan dinding tabung (bersirip atau halus)
- Waktu sejak pembersihan terakhir

2.9 *Pressure Drop*

2.9.1 *Shell Side Pressure Drop*

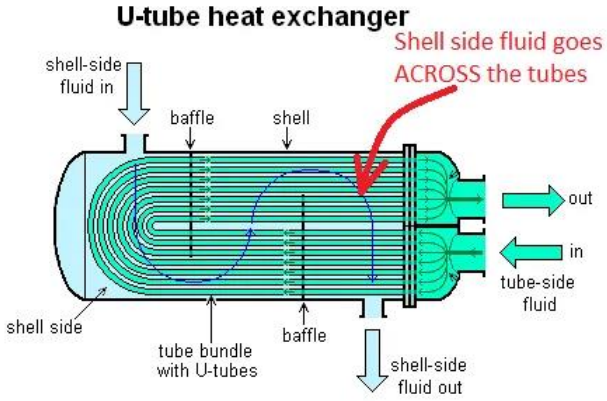
Sangat umum menggunakan *baffle* di sisi *shell* pada *shell and tube exchanger*. Sehingga menyebabkan cairan sisi *shell* melewati tabung. Hal ini menyebabkan kondisi '*cross flow*' dan mendorong perpindahan panas secara keseluruhan. Tetapi pada saat yang sama, cairan sisi *shell* harus mengatasi kendala tambahan berupa bundel tabung. Hal ini menyebabkan turbulensi dan kehilangan tekanan berlebih pada sisi *shell exchanger*. Terkadang turbulensi lebih disukai. Misalnya, adalah hal umum untuk menempatkan cairan yang lebih kental di sisi *shell*. Turbulensi yang dihasilkan membantu meningkatkan koefisien perpindahan panas di sisi fluida kental (Shell & tube heat exchanger pressure drop, 2019).

Berikut persamaan yang digunakan untuk mencari nilai *pressure drop* di bagian *shell* :

$$\Delta p_s = \frac{f_s {G_s}^2 (N_p+1) D_s}{2\rho_s {D_e}^{\varphi}{}_s} \tag{2.6}$$

2.9.1 *Tube Side Pressure Drop*

Berbeda dengan sisi *shell*, aliran pada sisi tabung jauh lebih efisien, sehingga menghasilkan *pressure drop* yang minimal.



Gambar 2.7 *U-tube heat exchanger* (Shell & tube heat exchanger pressure drop, 2019)

Aliran keseluruhan tabung dibagi menjadi beberapa tabung yang lebih kecil. Karenanya *pressure drop* pada sisi tabung dapat dikelola lebih lanjut dengan mengubah ukuran tabung atau menambah / mengurangi jumlah tabung. Karena *pressure drop* yang lebih rendah di sisi tabung, lebih disukai untuk layanan dimana memiliki *pressure drop* kecil yang diizinkan di seluruh *exchanger*.

Berikut adalah persamaan yang digunakan untuk menghitung nilai *pressure drop* di bagian *tube* :

$$\Delta p_t = (4f_t \frac{LN_p}{d_i} + 4N_p) \frac{\rho_t {v_t}^2}{2} \quad (2.7)$$

2.10 *Back Pressure*

Back pressure adalah tekanan yang timbul akibat hambatan yang dialami gas buang selama proses penyalurannya dan merupakan pantulan dari gelombang tekanan gas buang yang telah dikeluarkan dari silinder menuju sistem penyaluran gas buang kembali ke arah silinder. Akibat dari *back pressure* yang tinggi adalah kurang efektifnya langkah isap dan langkah buang sehingga mempengaruhi prestasi mesin. *Back pressure* ini akan mengembalikan gas yang sudah terbakar sebagian masuk kembali ke dalam ruang bakar saat terjadi *overlap* katup (Baharuddin, Sitepu, & Setiawan, 2011). Pada sistem desalinasi ini, *back pressure* sangat mungkin untuk terjadi dikarenakan sistem pengeluaran gas buang akan dialirkan menuju *heat exchanger*, dimana tekanan pada *heat exchanger* tersebut lebih rendah dibandingkan tekanan pada sistem pengeluaran gas buang. Perhitungan nilai *back pressure* bisa berdasarkan persamaan berikut (Exhaust Systems, 2013) :

$$\text{P (kPa)} = \frac{L\ x\ S\ x\ \text{Q}^2 x\ 3.6\ x\ 10^6}{\text{D}^5} + P_s \quad (2.8)$$

$$\text{P (in.}H_2\text{0)} = \frac{L\ x\ S\ x\ \text{Q}^2}{187\ x\ \text{D}^5} + P_s \quad (2.9)$$

Dimana :

P = Back pressure (kPa), (in.H_2O)

Psi = 0.0361 x in. water column

kPa = 0.00981 x mm water column

L = Total equipment length of pipe (m) (ft)

Q = Exhaust gas flow (m^3/min), (cfm)

S = Density of gas (kg/m^3), (lb/ft^3)

Ps = Pressure drop of silencer/raincap (kPa), (in.H_2O)

2.11 *Software Analysis*

2.11.1 Aspen Hysys

Aspen Hysys merupakan sebuah *engineering software* yang mampu melakukan simulasi rangkaian proses yang ada di dalam suatu pabrik yang menggunakan bahan kimia. Contoh proses yang mampu dicover *software* ini adalah yang melibatkan berbagai jenis reaksi dalam reaktor, proses pemisahan menggunakan berbagai jenis separator, dan proses pemurnian seperti distilasi dan absorbsi. Dalam Tugas Akhir ini, *Software* ini bertujuan untuk mengetahui kinerja dari sistem desalinasi yaitu kinerja evaporator dan kinerja kondensor. Dari *software* ini didapatkan data berupa uap yang dihasilkan evaporator dan air distilasi yang dihasilkan kondensor.

2.11.2 HTRI (*Heat Transfer Research Inc.*)

HTRI (*Heat Transfer Research Inc*) merupakan *software* yang digunakan untuk mendesain dan simulasi sebuah *heat exchanger*. Contohnya penentuan ukuran *heat exchanger*, pengaruh desain mekanik seperti konfigurasi *tube*, *shell*, dan *baffle* terhadap proses. Penggunaan HTRI memiliki keuntungan utama yaitu dapat menghemat waktu melakukan perhitungan-perhitungan dalam mendesain alat yang rumit dan kompleks tetapi sesuai dengan standar dan aman, dibandingkan apabila dikerjakan dengan perhitungan manual. Dalam pengoperasiannya, HTRI mengacu kepada beberapa standar, antara lain ANSI, API, ASME dan TEMA.

2.12 Komponen-Komponen Pada Sistem

2.12.1 *Piping for Water Purification Unit*

Pipa yang terbuat dari bahan berbeda digunakan untuk memasok uap dan air ke berbagai lokasi di unit pemurnian air. Suhu *steam* yang keluar dari unit evaporator cukup tinggi, dan pipa plastik sederhana tidak dapat digunakan untuk tujuan pengangkutan *steam*. Jadi, pipa *fleksibel stainless steel wire braided* digunakan.

2.12.2 *Distilled Storage Water Tank*

Uap yang terbentuk di unit evaporasi dikondensasi di kondensor sehingga terbentuk air suling. Air suling ini dikumpulkan di tangki penyimpanan air suling.

BAB 3

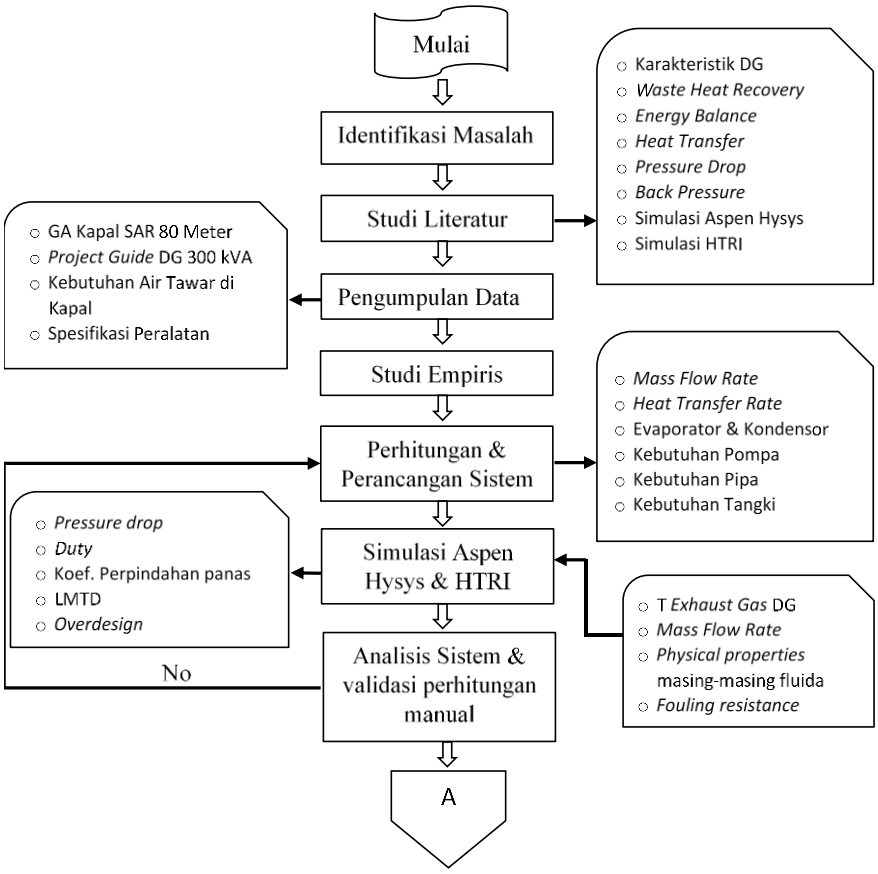
METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Pendahuluan

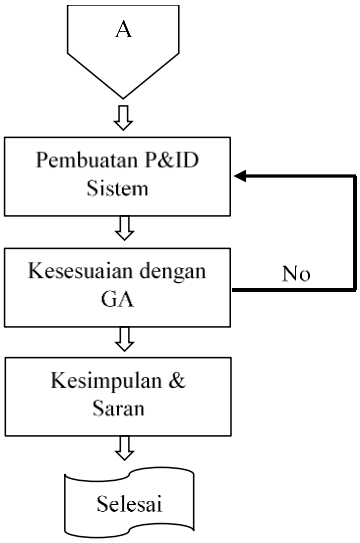
Metode Penelitian dilakukan dengan metode kuantitatif dimana dalam penelitian ini akan dilakukan analisis berdasarkan pada penelitian-penelitian sebelumnya dan desain perancangan sistem desalinasi serta dengan perhitungan yang terstruktur dan terperinci.

3.2 Diagram Alir Penelitian

Diagram alir adalah prosedur sistematis yang menjelaskan langkah dari pengerjaan riset yang harus dilakukan secara berurutan sesuai dengan yang direncanakan. Diagram alir yang digunakan dalam penelitian ini akan ditunjukkan pada Gambar di bawah.



Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian 1



Gambar 3.2 Diagram Alir Penelitian 2

3.3 Identifikasi Masalah

Masalah atau topik yang dibahas akan diformulasikan atau dirumuskan pada tahap ini. Pada penelitian ini, masalah yang akan dibahas adalah bagaimana analisis perencanaan sistem *desalination plant* di kapal SAR 80 meter dengan memanfaatkan energi dari gas buang *diesel generator set* dengan daya 300 kVA.

3.4 Studi Literatur

Studi Literatur adalah proses mengumpulkan informasi yang berhubungan dengan bidang dari Tugas Akhir ini. Proses ini harus menjelaskan, merangkum, mengevaluasi, dan memberikan teori dasar dari tema tugas akhir yang diambil. Pada tugas akhir ini, sumber literatur yang digunakan berasal dari *paper*, jurnal, buku, dan dari internet yang berkaitan dengan tema yang diangkat dan metode yang akan digunakan.

3.5 Pengumpulan Data

Data yang diambil berkaitan dengan kebutuhan air tawar keseluruhan, kebutuhan untuk *drinking water*, *project guide* dari *diesel generator set*, dan kebutuhan data peralatan yang akan digunakan pada sistem perlu diketahui sebagai sumber detail untuk mendapatkan spesifikasi data teknis.

3.6 Studi Empiris

Studi Empiris adalah tahap pengamatan dari penelitian serupa yang sebelumnya sudah pernah dilakukan. Pada tahap ini dilakukan pengulasan terkait penelitian sebelumnya yang berjudul "Perancangan Sistem Distilasi Air Laut Dengan Memanfaatkan Panas Gas Buang Mesin diesel Pada Kapal Penumpang KM. Nggapulu" yang disusun oleh Satrio Meidianto Mustiko. Pada penelitian tersebut panas gas buang yang dimanfatkan berasal dari mesin induk dengan daya 2x 8520 kW (Caterpillar). Kemudian didapatkan temperatur gas buang pada 6 kondisi *load*, yaitu 20%, 50%, 75%, 85%, 100%, dan 110%. Didapatkan 1 buah rancangan desain evaporator bertipe *shell and tube* dengan diameter 1165 mm dan panjang 4383 mm, 2 buah *evaporator feed pump* dengan kapasistas 10.8 m^3/h dan *head* nya 10 meter, I buah *shell and tube condenser* dengan diameter 540 mm dan panjang 3960 mm, dan 2 buah *condenser feed pump* dengan kapasitas 82.15 m^3/h dan *head* 28.65 meter. Dari sistem yang dirancang tersebut mmpu memproduksi air tawar sebanyak 0.935 kg/s.

3.7 Perhitungan dan Perancangan Sistem

Pada tahap ini dilakukan perhitungan berdasarkan data - data yang telah didapatkan dan diikuti dengan analisis dari hasil perhitungan tersebut. Sehingga dari analisis tersebut dapat ditentukan dimensi dan spesifikasi komponen yang sesuai dengan sistem desalinasi yang akan dirancang. Perhitungan yang dilakukan meliputi; Perhitungan energi yang didapatkan dari panas gas buang *diesel generator set*, Perhitungan kebutuhan *Heat Exchanger*, kebutuhan perpipaan, kebutuhan pompa, dan kebutuhan tangki.

3.8 Analisis Sistem

Pada tahap ini akan dilakukan analisis pada *mass flow rate*, laju produksi air tawar, *pressure drop*, dan *back pressure* terhadap suhu gas buang dari *diesel generator set* pada putaran 1500 RPM (*stationary*).

3.9 Simulasi *Software* Aspen Hysys

Dengan menggunakan *software* Aspen Hysys dapat diketahui bagaimana produksi air tawar yang dihasilkan sistem *desalination plant* yang memanfaatkan panas dari gas buang *diesel generator set*. Pada tahap ini data yang dimasukkan ke Aspen Hysys merupakan data yang didapatkan sebelumnya ketika perhitungan evaporator dan kondensor secara manual.

3.10 Simulasi *Software* HTRI

Dengan menggunakan *software* HTRI dapat diketahui bagaimana performa evaporator dan kondensor pada sistem *desalination plant* yang memanfaatkan panas dari

gas buang *diesel generator set*. Pada tahap memulai simulasi, data yang dimasukkan ke HTRI merupakan data yang sudah dihitung dan dipersiapkan sebelumnya secara manual. Data-data tersebut antara lain *mass flow rate* masing-masing fluida, temperatur, dan juga beberapa *physical properties* yang diperlukan untuk masing-masing fluida.

3.11 Pembuatan P&ID Sistem dan Validasi Kesesuaian Dengan *General Arrangement* Kapal

Membuat P&ID sistem *desalination plant* yang telah direncanakan secara lengkap, kemudian digunakan *General Arrangement* kapal SAR 80 meter terutama bagian *engine room layout* sebagai acuan skala penggambaran dan posisi penempatan komponen-komponen terkait. Pada tahap ini menggunakan *software* AutoCad 2020.

3.12 Kesimpulan dan Saran

Pada tahap ini, akan dituliskan kesimpulan dan rekomendasi yang diperoleh dari penelitian yang telah dilakukan sebelumnya. Saran yang dituliskan akan berkaitan dengan rancangan sistem desalinasi yang tepat untuk memenuhi kebutuhan air tawar di kapal-kapal khusus (SAR, Patroli, dan lain sebagainya).

BAB 4

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Pendahuluan

Dalam bab ini akan diuraikan secara terperinci bagaimana proses perhitungan untuk menentukan komponen-komponen sistem desalinasi dengan memanfaatkan gas buang *diesel generator set*. Setelah seluruh kriteria dalam perhitungan sudah sesuai, maka dibuat dalam sebuah diagram proses kerja sistem desalinasi yang dirancang. Kemudian membuat P&ID sistem desalinasi yang *match* dengan *General Arrangement* kapal SAR 80 meter.

4.2 Spesifikasi Data Kapal SAR 80 Meter

Principle Dimension	
Length Over All (LOA)	*: 80.00 m*
Length Water Line (LWL)	*: 72.25 m*
Length of Perpendicular (LPP)	*: 71.15 m*
Breadth (mld) Maximum	*: 14.00 m*
Height (mld) to Main Deck	*: 7.95 m*
Draft (Maximum)	*: 2.5 m*
Displacement	*: 1586 Ton*
Speed (Maximum)	*: 22 Knot*
Speed (Cruising)	*: 20 Knot*
Crews & Rescuer Teams	*: 74* Orang
Survivor Capacity	*: 40* Orang
Endurance (at cruising speed)	*: 3000 NM*
Gross Tonnage	*: 2000 GRT*
Machinery	
Main Engine	*: 2 x 4400 HP*
Gearbox	*: ZF23560* dengan *Gear Ratio 1: 3,577*
Diesel Generator Set	*: 3 x 300 kVA / 50 Hz / 1500 rpm*

Emergency Generator Set	*: 170 KVA / 50 Hz / 1500 rpm*
Harbour Generator Set	*: 85 KVA / 50 Hz / 1500 rpm*
Tank Capacity	
Fuel Oil Tank	*: 280,000 Liter*
Daily Fuel Oil Tank	*: 2 x 2 Ton*
Freshwater Tank	*: 60,000 Liter*
Lub. Oil Tank	*: 2 x 3 Ton*
Sludge Tank	*: 2 x 5 Ton*
Sewage Tank	*: 2 x 5 Ton*
Avtur Tank	*: 30 Ton*

Gambar 4.1 Desain model kapal SAR 80 meter

4.3 Kebutuhan Air Tawar di Kapal

Adapun rata-rata kebutuhan air tawar di atas kapal yaitu untuk *drinking water* dan *cleaning water*. Pasokan air dari kapal biasanya tidak cukup untuk seluruh durasi perjalanan. Kebutuhan tersebut sebagian ditutupi melalui pengisian ulang di pelabuhan perantara atau melalui produksi air tawar dengan *desalination plant*.

Estimasi kebutuhan *drinking water* di kapal yaitu 10-20 kg/orang/hari. Pada kapal SAR 80 meter ini diambil nilai kebutuhan yaitu 15 kg/orang/hari. Untuk total jumlah *crew* dan *rescuer teams* yang direncanakan berjumlah 74 orang. Sehingga estimasi total kebutuhan *drinking water* pada kapal SAR 80 meter ini yaitu 1.110 kg/hari atau setara dengan **1,1 Ton per hari.**

4.4 Spesifikasi Teknis *Diesel Generator Set* 300 kVA

Merk	*: Moteurs Baudouin*
Model	*: 6W126S*
Injection	*: Mechanical*

Cylinder Configuration	*: 6 in line*
Bore/Stroke	*: 126 x 155 mm*
Displacement	*: 11.56 L*
Rating	*: PRP (Prime Running Power)*
Frequency	*: 50 Hz*
RPM	*: 1500*
SFOC (PRP)	*: 192 g/kWh*
Exhaust stack gas temp.	*: 500 ^{0}C*
Exhaust system back pressure	*: 10 kPa (maximum allowable)*

Gambar 4.2 Moteurs Baudouin 6W126S Genset

Dalam sistem desalinasi yang akan dirancang, digunakan 1 buah *diesel generator set* dengan kapasitas 300 kVA yang bekerja secara *stationary* dengan putaran 1500 rpm. Namun tetap dalam penelitian ini akan dihitung berapa jumlah produksi air tawar yang dihasilkan jika dilakukan penggabungan 2 dan 3 genset.

4.5 Energi dari Gas Buang *Diesel Generator Set*

Untuk mesin diesel 4 *stroke*, digunakan persamaan berikut untuk menentukan *ideal exhaust flow rate* :

$$Q = L \text{ x } \left(\frac{R}{2}\right)\left(\frac{m^3}{\text{min}}\right)$$

Keterangan :

$L = Displacement\ (m^3)$ = 0.0116

$R = Revolutions\ Per\ Minutes\ (RPM)$ = 1500

Sehingga :

$Q = 8.67 \left(\frac{m^3}{\text{min}}\right)$ untuk 1 silinder, total ada 6 silinder.

$QTotal = 52.02 \left(\frac{m^3}{\text{min}}\right)$

Kemudian bisa ditentukan *mass flow rate* dari gas buang dengan persamaan berikut :

$\dot{m}_E = Exhaust\ flow\ rate\ x\ density$ of air

Sehingga :

$\dot{m}_E = 52.02 \left(\frac{m^3}{\text{min}}\right) x\ 0.435 \left(\frac{kg}{m^3}\right) = 22.63 \left(\frac{kg}{\text{min}}\right) = 0.377 \left(\frac{kg}{s}\right)$

4.6 Perancangan *Distiller*

Gambar 4.3 *Shell and Tube Type Freshwater Generator (distiller)*

Distilasi adalah metode produksi air murni dari air laut dengan menguapkan dan mengembunkan kembali. Oleh karena itu, digunakan sumber energi yang berasal dari panas gas buang *diesel generator set* ini.

A. Prinsip Kerja

- Pemindahan Panas

Panas akan mengalir dari bagian fluida yang bersuhu tinggi (gas buang genset) ke fluida yang bersuhu rendah (air laut), besarnya pemindahan panas tergantung dari :

1. Perbedaan suhu antara bahan yang memberi dan bahan yang menerima panas.
2. Luas permukaan dimana panas mengalir.
3. Koefisien penghantar panas dari bahan-bahan yang dilalui panas.

- Penguapan dan Pengembunan

Bila panas diberikan pada air luat dan terus ditambahkan maka suhu air laut akan naik hingga suatu titik yang disebut titik didih dan bila sudah mencapai titik tersebut masih diberikan panas maka air laut akan mendidih dan menguap. Apabila kemudian uap tersebut dikumpulkan dan diberi pendingin akan terjadi penyerapan panas dari uap ke bahan pendingin dalam suatu proses pengembunan, uap akan kembali menjadi wujud cair.

B. Bagian-bagian utama *distiller* ini terdiri atas :

1. *Heat exchanger*
2. *Distillate pump*
3. *Ejector pump*
4. *Air brine eductor*
5. *Salinometer*
6. *Demister*

Heat exchanger disini merupakan evaporator dan kondensor. Dalam penelitian ini digunakan jenis *shell and tube heat exchanger*. Berikut adalah *step-step* yang dilakukan untuk perancangan evaporator dan kondensor. Perhitungan manual yang dilakukan terlebih dahulu adalah untuk menentukan data awal yang diperlukan untuk simulasi dengan menggunakan *software* HTRI. Setelah itu dilakukan validasi terhadap hasil simulasi *software* dengan perhitungan manual.

4.7 Perencanaan Pada Bagian Evaporator

Terdapat beberapa ketentuan dalam perancangan evaporator untuk *distiller* ini, yaitu sebagai berikut.

1. Menggunakan jenis *shell and tube Heat Exchanger*. Dimana gas buang dari genset mengalir melalui *tube* sedangkan air laut mengalir melalui *shell*.
2. 1 *shell* dan 1 *pass*, dengan aliran fluida *counter flow*.

4.7.1 Temperatur

Tabel 2 *Temperature setting* pada evaporator

Gas/Liquid	Inlet Temperature (°C)	Outlet Temperature (°C)
Exhaust Gas	**500**	**300**
Seawater (feed)	**28**	**100**

Temperatur gas buang yang masuk ke evaporator terbilang cukup tinggi, yaitu sekitar 500°C. Untuk mesin-mesin diesel, suhu gas buang tidak boleh turun dibawah 180°C. Karena hal tersebut dapat menyebabkan penumpukan endapan di dalam *heat exchanger*, mengurangi efisiensi, dan memerlukan pembersihan untuk mengembalikan performa.

Suhu permukaan air laut rata-rata di Indonesia berkisar antara 26°C hingga 31.5°C. Pada penelitian ini, diambil 28°C untuk suhu air laut yang menjadi *feed water* atau air yang akan diuapkan. Pada *distiller* yang akan dirancang ini, diatur untuk bekerja pada tekanan 1 atm. Sehingga dibutuhkan suhu sekitar 100°C untuk mampu menguapkan air laut. Disamping itu, untuk memanfaatkan suhu gas buang genset yang cukup tinggi. Juga tidak diperlukan *vacuum ejector* untuk mengurangi tekanan, oleh karena itu sistem tetap bekerja pada tekanan 1 atm.

4.7.2 Kesetimbangan Energi

Berikut ini dilakukan perhitungan laju aliran massa air laut yang dapat diuapkan dengan bantuan panas gas buang.

$$Q_E = Q_f$$

$$Q_E = (\dot{m}_E \; x \; C_E \; x \; \Delta T_E)$$

$$Q_f = (\dot{m}_f \; x \; C_{pf} \; x \; \Delta T) + (\dot{m}_f \; x \; U) + (\dot{m}_f \; x \; C_u \; x \; \Delta T)$$

Keterangan :

$\dot{m}_E$ = Laju aliran massa gas buang $\left(\frac{kg}{s}\right)$ = 0.377

C_E = Kalor specific gas buang $\left(\frac{kJ}{kg.K}\right)$ = 1.099

ΔT_E = Perbedaan suhu gas buang (K) = (773.15 K – 573.15 K) = 200

Q_E = Jumlah kalor gas buang $\left(\frac{kJ}{s}\right)$ = 82.90

C_{pf} = Kalor jenis air laut $\left(\frac{kJ}{kg.K}\right)$ = 4.0026

U = Kalor uap $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$ = 2260

C_u = Kalor jenis uap air $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}\right)$ = 2.01

ΔT = Perbedaan suhu air laut (K) = (373.15 K – 301.15 K) = 72

Q_f = Jumlah kalor air laut $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{s}}\right)$

Sehingga :

$\dot{m}_f$ = Laju aliran massa air laut $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$ = **0.031**

4.7.3 *Tube Side* Pada Evaporator

4.7.3.1 Perencanaan Awal Desain *Tube*

Tabel 3 Perencanaan *tube* evaporator

Kategori	BWG 14
Length (m)	0.75
Diameter (OD) (m)	0.0254
Diameter (ID) (m)	0.0212
Wall thickness (m)	0.002108
Material	Stainless Steel

Ketebalan *tube* dinyatakan dalam ketentuan di BWG (*Birmingham Wire Gauge*). Ketebalan *tube* harus mencukupi untuk menahan tekanan internal bersamaan dengan korosi yang akan terjadi.

4.7.3.2 Penentuan Jumlah *Tube*

Jumlah *tube* pada sebuah *heat exchanger* bergantung pada :

1. *Flow rates* dari fluida.
2. *Pressure Drop* yang tersedia.

Batas kecepatan aliran yang lebih rendah sesuai dengan batasan terhadap *fouling*, sedangkan batas kecepatan aliran yang lebih tinggi sesuai dengan batasan terhadap laju erosi.

$$N_t = \frac{4\ x\ \dot{m}_E\ x\ N_p}{\pi\ d_i^{\,2}\ x\ \rho_E\ x\ \mathcal{V}_E}$$

Keterangan :

$\dot{m}_E$ = Laju aliran massa gas buang $\left(\frac{kg}{s}\right)$ = 0.377

N_p = Jumlah pass = 1

d_i = Diameter dalam tube (m) = 0.021

ρ_E = Massa jenis gas buang $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$ = 0.435

$\mathcal{V}_E$ = Kecepatan gas buang $\left(\frac{m}{s}\right)$ = 36

Sehingga :

N_t = Jumlah tube = 68

4.7.3.3 *Tube Pitch*

Tube pitch adalah jarak pusat ke pusat terpendek antar *tube* yang berdekatan.

$P_t = 1.25\ x\ d_o$

Keterangan :

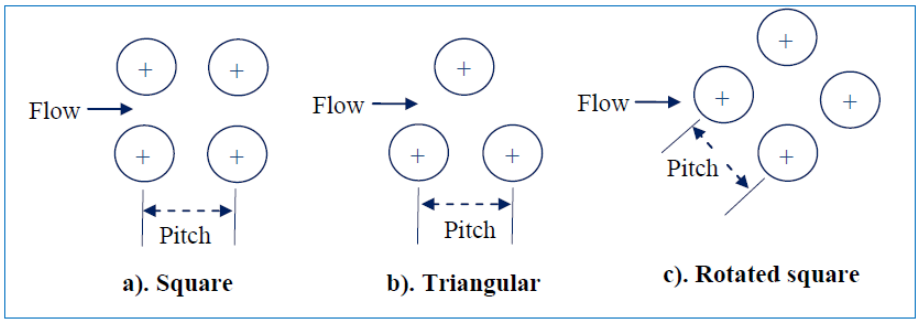
d_o = Diameter luar tube (m) = 0.0254

Sehingga :

P_t = Tube pitch (m) = 0.0318

Pitch Type = Square

Tube umumnya ditempatkan dalam pola persegi atau segitiga seperti yang ditunjukkan pada Gambar 4.4.



Gambar 4.4 *Tube Layout* pada *Heat Exchanger*

Tube OD, in	Pitch type	Tube pitch, in
3/4	Square	1
1		1 1/4
3/4	Triangular	15/16
3/4		1

Gambar 4.5 *Common Tube Layouts*

4.7.3.4 *Tube Bundle*

Tube Bundle merupakan kerangka penyangga yang akan mengatur susunan *tube*. Berikut persamaan untuk menentukan diameter *bundle* :

$$D_b = \mathrm{d}_o \left(\frac{N_t}{K_1}\right)^{1/\mathrm{n}_1}$$

Keterangan :

d_o = Diameter luar *tube* (m) = 0.0254

N_t = Jumlah *tube* = 68

K1 dan n1 diperoleh dari tabel berikut.

Triangular pitch, $p_t = 1.25d_o$					
No. passes	1	2	4	6	8
K_1	0.319	0.249	0.175	0.0743	0.0365
n_1	2.142	2.207	2.285	2.499	2.675
Square pitch, $p_t = 1.25d_o$					
No. passes	1	2	4	6	8
K_1	0.215	0.156	0.158	0.0402	0.0331
n_1	2.207	2.291	2.263	2.617	2.643

Gambar 4.6 Penentuan Konstanta K1 dan n1

$K_1 = 0.215$

$n_1 = 2.207$

Sehingga :

D_b = Diameter *bundle* (m) = 0.3

4.7.3.5 Reynold Number

$$R_e = \frac{d_i \, x \, \rho_E \, x \, \mathcal{V}_E}{\mu_E}$$

Keterangan :

d_i = Diameter dalam *tube* (m) = 0.021

ρ_E = Massa jenis gas buang $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$ = 0.435

$\mathcal{V}_E$ = Kecepatan gas buang $\left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$ = 36

μ_E = Viskositas gas buang (pa. s) = 0.000037

Sehingga :

R_e = Reynold number = 8966

Jenis aliran termasuk turbulen, karena nilai dari Reynold Number >2300.

4.7.3.6 Prandtl Number

$$P_r = \frac{C_{pE}\ x\ \mu_E}{k_E}$$

Keterangan :

C_{pE} = Kalor specific gas buang $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}\right)$ = 1.099

μ_E = Viskositas gas buang (pa. s) = 0.000037

k_E = Konduktifitas termal gas buang $\left(\frac{\text{W}}{\text{m.K}}\right)$ = 0.0577

Sehingga :

P_r = Prandtl number = 0.7

4.7.3.7 Nusselt Number

$$N_u = 0.683\ x\ {R_e}^{0.466} x\ {P_r}^{1/3}$$

Keterangan :

R_e = Reynold number = 8966

P_r = Prandtl number = 0.7

Sehingga :

N_u = Nusselt number = 42.24

4.7.3.8 Koefisien Perpindahan Panas Pada *Tube*

$$h_t = 0.023 \frac{k_E}{d_i} x\ R_e{}^{0.8} x\ P_r{}^{0.33} x\ \left(1 + \frac{d_i}{L_t}\right)^{0.7}$$

Keterangan :

k_E = Konduktifitas termal gas buang $\left(\frac{\text{W}}{\text{m.K}}\right)$ = 0.0577

d_i = Diameter dalam tube (m) = 0.021

R_e = Reynold number = 8966

P_r = Prandtl number = 0.7

L_t = Panjang tube (m) = 0.75

Sehingga :

h_t = Koefisien perpindahan panas pada *tube* $\left(\frac{\text{W}}{\text{m.K}}\right)$ = 82.66

4.7.3.9 LMTD

Log Mean Temperature Difference (LMTD) digunakan untuk menentukan gaya penggerak suhu untuk perpindahan panas dalam sistem aliran, terutama di dalam *heat exchanger*.

$$\text{LMTD} = \Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

Nilai ΔT dapat diperoleh dengan cara berikut :

$\Delta T_1 = T_{h1} - T_{c2}$ = 400

$\Delta T_2 = T_{h2} - T_{c1}$ = 272

Keterangan :

T_{h1} = Temperatur masuk gas buang (K) = 773.15

T_{h2} = Temperatur keluar gas buang (K) = 573.15

T_{c1} = Temperatur masuk air laut (K) = 301.15

T_{c2} = Temperatur keluar air laut (K) = 373.15

Sehingga :

LMTD = Log Mean Temperature Difference (K) = 331.9

4.7.4 *Shell Side* Pada Evaporator

4.7.4.1 Diameter *Shell*

$Ds = D_b + BDC$

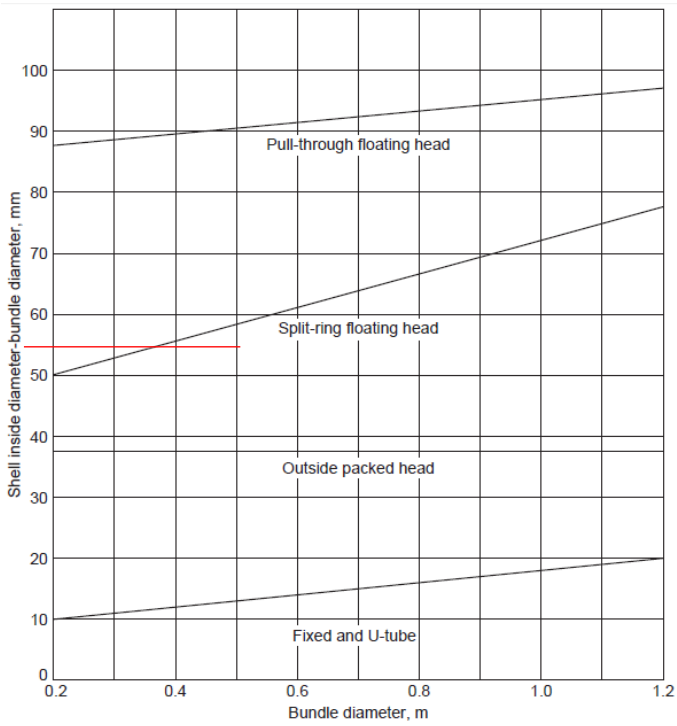
Keterangan :

D_b = Diameter bundle (m) = 0.35

BDC = Bundle diameter clearance sesuai Db (m) = 0.055

Sehingga :

Ds = Diameter shell (m) = 0.4



Gambar 4.7 *Shell-bundle clearance*

4.7.4.2 *Baffle Spacing*

Baffle digunakan untuk meningkatkan kecepatan fluida dengan mengalihkan aliran melintasi *tube bundle* untuk mendapatkan koefisien transfer yang lebih tinggi. Jarak antara *baffle* yang berdekatan disebut *baffle-spacing*. *Baffle-spacing* 0,2 hingga 1 kali diameter *inside shell* biasa digunakan.

$Bs = (0.2 - 1.0) x\ Diameter\ shell$

Sehingga :

$Bs = 0.7\ x\ Ds$ (m) = 0.7 x 0.4 = 0.28

4.7.4.3 *Cross Flow Area*

$$A_s = \frac{(P_t - d_o)\ x\ D_s\ x\ B_s}{P_t}$$

Keterangan :

$P_t = Tube\ pitch$ (m) = 0.0318

$d_o =$ Diameter luar $tube$ (m) = 0.0254

$Ds =$ Diameter $shell$ (m) = 0.4

$Bs =$ Jarak $baffle$ (m) = 0.3

Sehingga :

$A_s =$ Area cross flow (m^2) = 0.0225

4.7.4.4 *Mass Velocity*

$$G_s = \frac{\dot{m}_f}{A_s}$$

Sehingga :

$\dot{m}_f =$ Laju aliran massa air laut $\left(\frac{kg}{s}\right)$ = 0.031

$A_s =$ Area cross flow (m^2) = 0.0225

Sehingga :

$G_s = Mass\ velocity\ shell\ side\ \left(\frac{kg}{m^2.S}\right)$ = 1.37

4.7.4.5 *Equivalent Diameter*

Untuk jenis square pitch arrangement :

$$d_e = \frac{1.27}{d_o}\ ({p_t}^2 - 0.785{d_o}^2)$$

Keterangan :

$d_o =$ Diameter luar $tube$ (m) = 0.0254

$P_t = Tube\ pitch$ (m) = 0.0318

Sehingga :

$d_e = Shell\ equivalent\ Diameter$(m) = 0.025

4.7.4.6 Reynold Number

$$R_e = \frac{d_e\ x\ G_s}{\mu_f}$$

Keterangan :

$d_e = Shell\ equivalent\ Diameter$ (m) = 0.025

$G_s = Mass\ velocity\ shell\ side$ $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^2.\text{S}}\right)$ = 1.37

μ_f = Viskositas air laut $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m.s}}\right)$ = 0.000861

Sehingga :

R_e = Reynold number = 39.9

4.7.4.7 Prandtl Number

$$P_r = \frac{C_{pf}\ x\ \mu_f}{k_f}$$

Keterangan :

C_{pf} = Kalor jenis air laut $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}\right)$ = 4002.6

μ_f = Viskositas air laut $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m.s}}\right)$ = 0.000861

k_f = Konduktifitas termal air laut $\left(\frac{\text{W}}{\text{m.K}}\right)$ = 0.616

Sehingga :

P_r = Prandtl number = 5.59

4.7.4.8 Nusselt Number

$$N_u = 1.86\ x\ (R_e P_r)^{0.33} x\ (\frac{d_e}{\text{L}})^{0.33} x\ (\frac{\mu}{\mu_w})^{0.14}$$

Keterangan :

L = Panjang tube (m) = 0.75

R_e = Reynlod number = 39.9

P_r = Prandtl number = 5.59

μ = Viskositas air laut $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m.s}}\right)$ = 0.000861

μ_w = Viskositas air laut pada temperatur dinding *shell* (232 °C) $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m.s}}\right)$= 0.0002

d_e = *Shell equivalent Diameter*(m) = 0.025

$T_w = \frac{T_{ci}+T_{co}+T_{hi}+T_{ho}}{4}$ = 232 (°C)

T_{ci} = Suhu awal air laut (°C) = 28

T_{co} = Suhu akhir air laut (°C) = 100

T_{hi} = Suhu awal gas buang (°C) = 500

T_{ho} = Suhu akhir gas buang (°C) = 300

Sehingga :

N_u = Nusselt number = 4.4

4.7.4.9 Koefisien Perpindahan Panas Pada *Shell*

$h_s = \frac{N_u \, x \, K_f}{d_e}$

Keterangan :

N_u = Nusselt number = 4.4

k_f = Konduktifitas termal air laut $\left(\frac{\text{W}}{\text{m.K}}\right)$ = 0.613

d_e = *Shell equivalent Diameter*(m) = 0.025

Sehingga :

h_s = Koefisien perpindahan panas pada *shell* $\left(\frac{\text{W}}{\text{m.K}}\right)$ = 108.26

4.7.5 *Fouling Factor*

Penentuan nilai *Fouling Factor* berdasarkan ketetapan (*Rd,required*).

Sehingga diambil nilai :

$Fouling\ factor$ untuk $tube\ side$ $= 0.00035\ \left(\frac{m^2.°C}{W}\right)$

$Fouling\ factor$ untuk $shell\ side$ $= 0.0007\ \left(\frac{m^2.°C}{W}\right)$

Fluid	Coefficient ($W.m^{-2}.°C^{-1}$)	Resistance ($m^2.°C.W^{-1}$)
River water	3000-12,000	0.0003-0.0001
Sea water	1000-3000	0.001-0.0003
Cooling water (towers)	3000-6000	0.0003-0.00017
Towns water (soft)	3000-5000	0.0003-0.0002
Towns water (hard)	1000-2000	0.001-0.0005
Steam condensate	1500-5000	0.00067-0.0002
Steam (oil free)	4000- 10,000	0.0025-0.0001
Steam (oil traces)	2000-5000	0.0005-0.0002
Refrigerated brine	3000-5000	0.0003-0.0002
Air and industrial gases	5000-10,000	0.0002-0.000-1
Flue gases	2000-5000	0.0005-0.0002
Organic vapors	5000	0.0002
Organic liquids	5000	0.0002
Light hydrocarbons	5000	0.0002
Heavy hydrocarbons	2000	0.0005
Boiling organics	2500	0.0004
Condensing organics	5000	0.0002
Heat transfer fluids	5000	0.0002
Aqueous salt solutions	3000-5000	0.0003-0.0002

Gambar 4.8 *Typical values* untuk *fouling coefficients* dan *resistances*

4.7.6 *Clean Overall Heat Transfer Coefficient* (Uc)

$$U_c = \frac{h_t\ x\ h_s}{h_t + h_s}$$

Keterangan :

h_t = Koefisien perpindahan panas di $tube$ $\left(\frac{W}{m^2.°C}\right)$ = 82.7

h_s = Koefisien perpindahan panas di $shell$ $\left(\frac{W}{m^2.°C}\right)$ = 108.3

Sehingga :

$U_c = Clean\ Overall\ Heat\ Transfer\ Coefficient$ $\left(\frac{W}{m^2.°C}\right)$= 46.9

4.7.7 *Design Overall Heat Transfer Coefficient* (U)

$$U = \frac{Q}{A\ \Delta T_{lm}}$$

Keterangan :

Q = Energi panas (W) = 82896.5

A = Luas area perpindahan panas (m^2) = 4.09

A = $Nt\pi DoL$

Nt = Jumlah tube = 68

d_o = Diameter luar $tube$ (m) = 0.0254

L = Panjang $tube$ (m) = 0.75

$\Delta T_{lm} = Log\ Mean\ Temperature\ Difference$ (LMTD) = 331.9

Sehingga :

$U = Design\ Overall\ Heat\ Transfer\ Coefficient\ \left(\frac{W}{m^2.°C}\right)$ = 61.1

Berikut jika dilakukan perhitungan manual terhadap *Fouling factor*

$R_d = \frac{U_c - U}{U_c U}$

$U_c = Clean\ overall\ heat\ transfer\ coefficient \left(\frac{W}{m^2.°C}\right)$

$U = Design\ overall\ heat\ transfer\ coefficient \left(\frac{W}{m^2.°C}\right)$

Sehingga :

$R_d = 0.005 \left(\frac{m^2.°C}{W}\right)$

4.7.8 *Pressure Drop (Tube)*

$\Delta p_t = (4f_t \frac{LN_p}{d_i} + 4N_p) \frac{\rho_t \mu_t{}^2}{2}$

Keterangan :

$f_t = Friction\ factor$ = 0.0081

$f_t = (1.58 \text{ x } \ln\text{Ret} - 3.28)^{-2}$

L = Panjang $tube$ (m) = 0.75

N_p = Jumlah pass = 1

d_i = Diameter dalam $tube$ (m) = 0.021

ρ_t = Massa jenis fluida di dalam $tube$ $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$ = 0.435

μ_t = Kecepatan fluida di dalam $tube$ $\left(\frac{m}{s}\right)$ = 36

$\Delta p_t = Tube\ side\ pressure\ drop$ (Pa) = 1451.52 = 1.45 kPa

4.7.9 *Pressure Drop (Shell)*

$$\Delta p_s = \frac{f_s {G_s}^2 (N_b+1) D_s}{2\rho_s D_e \varphi_s}$$

$f_s = Friction\ factor = 0.9$

$f_t = \exp(0.576 - 0.19 lnRes)$

$G_s = Mass\ velocity\ \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^2.\text{s}}\right)$ = 1.37

$N_b =$ Jumlah $baffle$ = 3

$Ds =$ Diameter $shell$ (m) = 0.4

$\rho_s =$ Massa jenis fluida di dalam $shell$ $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$ =1.025

$D_e = Equivalent\ diameter$(m) =0.025

$\varphi_s =$ Rasio viskositas = .123

$\varphi_s = \left(\frac{\mu}{\mu_f}\right)^{0.14}$ =$\left(\frac{0.000861}{0.0002}\right)^{0.14}$ = 1.23

Sehingga :

$\Delta p_s = Pressure\ Drop\ (Shell) = 38.66$ Pa $= 0.039$ kPa

4.7.10 *Back Pressure*

$$P = \frac{\text{L x s x } Q^2 x\ 3.6\ x\ 10^6}{D^5} + P_s$$

L = Panjang pipa (m) = 0.75

s = Massa jenis gas buang $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$ = 0.435

$Q =$ Debit gas buang $\left(\frac{\text{m}^3}{\text{min}}\right)$ = 52.02

$D =$ Diameter dalam $tube\ inlet$ (mm) = 130

$P_s = Pressure\ drop$ pada $tube\ side$ (kPa) = 1.452

Sehingga :

$P = Back\ pressure$ (kPa) $= 1.54$

Batas nilai *back pressure* yang dizinkan oleh *maker* dari *diesel generator set* nya adalah sebesar 10 kPa. Sehingga dengan hasil perhitungan *back pressure* 1.54 kPa masih memenuhi.

4.8 Perencanaan Pada Bagian Kondensor

Terdapat beberapa ketentuan dalam perancangan kondensor untuk *distiller* ini, yaitu sebagai berikut.

1. Menggunakan jenis *shell and tube Heat Exchanger*. Dimana hasil uap air laut mengalir melalui bagian *shell* sedangkan air laut sebagai pendingin mengalir melalui *tube*.
2. 1 *shell* dan 1 *pass*, dengan aliran fluida *counter flow*.

4.8.1 Temperatur

Tabel 4 *Temperature setting* pada kondensor

Gas/Liquid	Inlet Temperature (°C)	Outlet Temperature (°C)
Uap	**100**	**80**
Seawater (pendingin)	**28**	**40**

4.8.2 Kalor Uap Air Laut (Sebagai Pendingin)

$$Q_{f2} = \left(\dot{m}_f \; x \; C_u \; x \; \Delta T\right) + \left(\dot{m}_f \; x \; U\right) + \left(\dot{m}_f \; x \; C_{f2} \; x \; \Delta T\right)$$

Keterangan :

$\dot{m}_f$ = Laju aliran massa air laut $\left(\frac{kg}{s}\right)$ = 0.031

C_u = Kalor jenis uap air laut $\left(\frac{kJ}{kg.K}\right)$ = 2.01

ΔT = Perbedaan suhu uap air laut (K) = (373.15 K – 353.15 K) = 20

U = Kalor uap air laut $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$ = 2260

C_{f2} = Kalor jenis air laut $\left(\frac{kJ}{kg.K}\right)$ = 4.0026

Sehingga :

Q_{f2} = Jumlah kalor uap air laut $\left(\frac{kJ}{s}\right)$ = 73.27

4.8.3 Jumlah Air Pendingin

$Q_{f2} = Q_c$

$Q_c = \dot{m}_c \; x \; C_{pf} \; x \; \Delta T$

Keterangan :

Q_{f2} = Jumlah kalor uap air laut $\left(\frac{kJ}{s}\right)$ = 73.27

C_{pf} = Kalor jenis air laut $\left(\frac{kJ}{kg.K}\right)$ = 4.0026

ΔT = Perbedaan suhu air pendingin (K) = (313.15 K – 301.15 K) = 12

Q_c = Jumlah kalor air pendingin $\left(\frac{kJ}{s}\right)$

Sehingga :

$\dot{m}_c$ = Laju aliran massa air pendingin $\left(\frac{kg}{s}\right)$ = 1.53

4.8.4 *Tube Side* Pada Kondensor

4.8.4.1 Perencanaan Awal Desain *Tube*

Tabel 5 Perencanaan *tube* kondensor

Kategori	BWG 14
Length (m)	0.75
Diameter (OD) (m)	0.0254
Diameter (ID) (m)	0.0212
Wall thickness (m)	0.002108
Material	Carbon steel

4.8.4.2 Penentuan Jumlah *Tube*

$$N_t = \frac{4 \; x \; \dot{m}_c \; x \; N_p}{\pi \; d_i^2 \; x \; \rho_c \; x \; V_c}$$

Keterangan :

$\dot{m}_c$ = Laju aliran massa air pendingin $\left(\frac{kg}{s}\right)$ = 1.53

N_p = Jumlah pass = 1

d_i = Diameter dalam *tube* (m) = 0.021

ρ_c = Massa jenis air pendingin $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$ = 1018

$\mathcal{V}_c$ = Kecepatan air pendingin $\left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$ = 1.5

Sehingga :

N_t = Jumlah tube = 3

4.8.4.3 *Tube Pitch*

$P_t = 1.25\ x\ \mathrm{d}_o$

Keterangan :

d_o = Diameter luar *tube* (m) = 0.0254

Sehingga :

P_t = *Tube pitch* (m) = 0.0318

Dengan tipe *pitch* yaitu *square*.

4.8.4.4 *Tube Bundle*

$$D_b = \mathrm{d}_o \left(\frac{N_t}{K_1}\right)^{1/\mathrm{n}_1}$$

Keterangan :

d_o = Diameter luar *tube* (m) = 0.0254

N_t = Jumlah *tube* = 3

K1 dan n1 diperoleh dari tabel pada Gambar 6 (Penentuan Konstanta K1 dan n1).

$K_1 = 0.215$

$n_1 = 2.207$

Sehingga :

D_b = Diameter *bundle* (m)= 0.0838

4.8.4.5 Reynold Number

$$R_e = \frac{d_i \, x \, \rho_c \, x \, \mathcal{V}_c}{\mu_c}$$

Sehingga :

d_i = Diameter dalam *tube* (m) = 0.021

ρ_c = Massa jenis air pendingin $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$ = 1018.2

$\mathcal{V}_c$ = Kecepatan air pendingin $\left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$ = 1.5

μ_c = Viskositas air pendingin (pa. s) = 0.000861

Sehingga :

R_e = Reynold number = 37577.6

4.8.4.6 Prandtl Number

$$P_r = \frac{C_{pc} \, x \, \mu_c}{k_c}$$

Keterangan :

C_{pc} = Kalor jenis air pendingin $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}\right)$ = 4.0026

μ_c = Viskositas air pendingin (pa. s) = 0.000861

k_c = Konduktifitas termal air pendingin $\left(\frac{\text{W}}{\text{m.K}}\right)$ = 0.616

Sehingga :

P_r = Prandtl number = 5.6

4.8.4.7 Nusselt Number

$$N_u = 0.683 \, x \, {R_e}^{0.466} x \, {P_r}^{1/3}$$

Keterangan :

R_e = Reynlod number = 37577.6

P_r = Prandtl number = 5.6

Sehingga :

N_u = Nusselt number = 164.28

4.8.4.8 Koefisien Perpindahan Panas Pada *Tube*

$$h_t = 0.023 \frac{k_c}{d_i} x\ R_e{}^{0.8} x\ P_r{}^{0.33} x\ \left(1 + \frac{d_i}{L_t}\right)^{0.7}$$

Keterangan :

k_c = Konduktifitas termal air pendingin $\left(\frac{\text{W}}{\text{m.K}}\right)$ = 0.616

d_i = Diameter dalam *tube* (m) = 0.021

R_e = Reynold number = 37577.61

P_r = Prandtl number = 5.6

L_t = Panjang *tube* (m)= 0.75

h_t = Koefisien perpindahan panas pada *tube* $\left(\frac{\text{W}}{\text{m.K}}\right)$ = 5501.41

4.8.4.9 LMTD

$$\text{LMTD} = \Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

Keterangan :

$\Delta T_1 = T_{h1} - T_{c2}$

$\Delta T_2 = T_{h2} - T_{c1}$

T_{h1} = Temperatur masuk air pendingin (K) = 301.15

T_{h2} = Temperatur keluar air pendingin (K) = 313.15

T_{c1} = Temperatur masuk uap air laut (K) = 373.15

T_{c2} = Temperatur keluar uap air laut (K) = 353.15

Sehingga :

LMTD = *Log Mean Temperature Difference* (K) = 55.9

4.8.5 *Shell Side* Pada Kondensor

4.8.5.1 Diameter *Shell*

$$Ds = D_b + BDC$$

Keterangan :

D_b = Diameter *bundle* (m) = 0.08

BDC = *Bundle diameter clearance*(m) = 0.05

BDC didapatkan dengan bantuan grafik yang ada pada Gambar 7 (*Shell-bundle clearance*).

Sehingga :

Ds = Diameter *shell* (m) = 0.134

4.8.5.2 *Baffle Spacing*

Keterangan :

$Bs = (0.2 - 1.0) x\ Diameter\ shell$

$Bs = 0.5\ x\ Ds$ (m) = 0.07

4.8.5.3 *Cross Flow Area*

$$A_s = \frac{(P_t - d_o)\ x\ D_s\ x\ B_s}{P_t}$$

Keterangan :

$P_t = Tube\ pitch$ (m) = 0.0318

d_o = Diameter luar *tube* (m) = 0.0254

Ds = Diameter *shell* (m) = 0.13

Bs = Jarak *baffle* (m) = 0.07

Sehingga :

A_s = Area cross flow (m^2) = 0.002

4.8.5.4 *Mass Velocity* Pada *Shell*

$$G_s = \frac{\dot{m}_f}{A_s}$$

Keterangan :

$\dot{m}_f$ = Laju aliran massa air laut $\left(\frac{kg}{s}\right)$ = 0.031

A_s = Area cross flow (m^2) = 0.002

Sehingga :

G_s = Mass velocity *shell side* $\left(\frac{kg}{m^2.S}\right)$ = 17.18

4.8.5.5 *Equivalent Diameter* Pada *Shell*

Untuk jenis square pitch arrangement :

$$d_e = \frac{1.27}{d_o}\ ({p_t}^2 - 0.785{d_o}^2)$$

Keterangan :

d_o = Diameter luar *tube* (m) = 0.0254

P_t = *Tube pitch* (m) = 0.0318

Sehingga :

d_e = *Shell equivalent Diameter*(m) = 0.025

4.8.5.6 Reynold Number

$$R_e = \frac{d_e\ x\ G_s}{\mu_{f2}}$$

Keterangan :

d_e = *Shell equivalent Diameter*(m) = 0.025

G_s = Mass velocity *shell side* $\left(\frac{kg}{m^2.S}\right)$ = 17.18

μ_{f2} = Viskositas uap air laut $\left(\frac{kg}{m.s}\right)$ = 0.000309

Sehingga :

R_e = Reynold number = 1394.7

4.8.5.7 Prandtl Number

$$P_r = \frac{C_{f2}\ x\ \mu_{f2}}{k_{f2}}$$

Keterangan :

C_{f2} = Kalor jenis uap air laut $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}\right)$ = 2010

μ_{f2} = Viskositas uap air laut $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m.s}}\right)$ = 0.000309

k_{f2} = Konduktifitas termal uap air laut $\left(\frac{\text{W}}{\text{m.K}}\right)$ = 0.675

Sehingga :

P_r = Prandtl number = 0.92

4.8.5.8 Nusselt Number

$$N_u = 1.86\ x\ (R_e P_r)^{0.33} x\ (\frac{d_e}{\text{L}})^{0.33} x\ (\frac{\mu}{\mu_w})^{0.14}$$

Keterangan :

L = Panjang *tube* (m) = 0.75

R_e = Reynlod number = 1394.7

P_r = Prandtl number = 0.92

μ = Viskositas uap air laut $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m.s}}\right)$ = 0.000309

μ_w = Viskositas air laut pada temperatur dinding *shell* $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m.s}}\right)$ = 0.000502

d_e = *Shell equivalent Diameter*(m) = 0.025

$$T_w = \frac{T_{ci} + T_{co} + T_{hi} + T_{ho}}{4}$$

Dimana :

T_{ci} = Suhu awal air laut (°C) = 28

T_{co} = Suhu akhir air laut (°C) = 40

T_{hi} = Suhu awal gas buang (°C) = 100

T_{ho} = Suhu akhir gas buang (°C) = 80

Sehingga :

N_u = Nusselt number = 6.0

4.8.5.9 Koefisien Perpindahan Panas Pada *Shell*

$h_s = \frac{N_u \; x \; K_{f2}}{d_e}$

Keterangan :

N_u = Nusselt number = 6.0

k_{f2} = Konduktifitas termal uap air laut $\left(\frac{\text{W}}{\text{m.K}}\right)$ = 0.675

$d_e = Shell\ equivalent\ Diameter$(m) = 0.025

Sehingga :

h_s = Koefisien perpindahan panas pada $shell$ $\left(\frac{\text{W}}{\text{m.K}}\right)$ = 161.71

4.8.6 *Fouling Factor*

Penentuan nilai *Fouling Factor* berdasarkan ketetapan (Rd,required).

Sehingga diambil nilai :

$Fouling\ factor$ untuk $tube\ side$ $= 0.00065 \left(\frac{\text{m}^2.°\text{C}}{\text{W}}\right)$

$Fouling\ factor$ untuk $shell\ side$ $= 0.00044 \left(\frac{\text{m}^2.°\text{C}}{\text{W}}\right)$

Nilai didapatkan dari tabel yang sama pada Gambar 8 (*Typical values* untuk *fouling coefficients* dan *resistances*).

4.8.7 *Clean Overall Heat Transfer Coefficient* (Uc)

$U_c = \frac{h_t \; x \; h_s}{h_t + h_s}$

Keterangan :

h_t = Koefisien perpindahan panas di $tube$ $\left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2.°\text{C}}\right)$ = 5501.4

h_s = Koefisien perpindahan panas di $shell$ $\left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2.°\text{C}}\right)$ = 161.7

Sehingga :

$U_c = Clean\ Overall\ Heat\ Transfer\ Coefficient$ $\left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2.°\text{C}}\right)$= 157.1

4.8.8 *Design Overall Heat Transfer Coefficient* (U)

$U = \frac{\text{Q}}{\text{A}\ \Delta T_{lm}}$

Keterangan :

Q = Energi panas (W) = 73271.9

A = Luas area perpindahan panas (m^2) = 0.18

A = $Nt\pi DoL$

Dimana :

Nt = Jumlah *tube* = 3

d_o = Diameter luar *tube* (m) = 0.0254

L = Panjang *tube* (m) = 0.75

$\Delta T_{lm} = Log\ Mean\ Temperature\ Difference$ (LMTD) = 55.9

Sehingga :

$U = Design\ Overall\ Heat\ Transfer\ Coefficient\ \left(\frac{W}{m^2.°C}\right)$ = 7303.7

Fouling factor

Berikut jika dilakukan perhitungan manual terhadap *Fouling factor*

$R_d = \frac{U_c - U}{U_c U}$

$U_c = Clean\ overall\ heat\ transfer\ coefficient \left(\frac{W}{m^2.°C}\right)$ = 157.1

$U = Design\ overall\ heat\ transfer\ coefficient \left(\frac{W}{m^2.°C}\right)$ = 7303.7

Sehingga :

$R_d = 0.006 \left(\frac{m^2.°C}{W}\right)$

4.8.9 *Pressure Drop (Tube)*

$\Delta p_t = (4f_t \frac{LN_p}{d_i} + 4N_p) \frac{\rho_t \mu_t^2}{2}$

Keterangan :

$f_t = Friction\ factor$

$f_t = (1.58 \text{ x } \ln Ret - 3.28)^{-2} = 0.0056$

L = Panjang *tube* (m) = 0.75

N_p = Jumlah pass = 1

d_i = Diameter dalam *tube* (m) = 0.021

ρ_t = Massa jenis fluida di dalam $tube$ $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$ = 1022

μ_t = Kecepatan fluida di dalam $tube$ $\left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$ = 1.5

Sehingga :

$\Delta p_t = Tube\ side\ pressure\ drop$ (Pa) = 5510.69 = 5.5 kPa

4.8.10 *Pressure Drop (Shell)*

$$\Delta p_s = \frac{f_s {G_s}^2 (N_b+1) D_s}{2\rho_s D_e \varphi_s}$$

Keterangan :

$f_s = Friction\ factor$

$f_t = \exp(0.576 - 0.19 lnRes)$ = 0.4

$G_s = Mass\ velocity$ $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^2.\text{s}}\right)$ = 17.18

N_b = Jumlah $baffle$ = 11

Ds = Diameter $shell$ (m) = 0.13

ρ_s = Massa jenis fluida di dalam $shell$ $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$ = 0.9842

$D_e = Equivalent\ diameter$(m) = 0.025

φ_s = Rasio viskositas

$\varphi_s = \left(\frac{\mu}{\mu_f}\right)^{0.14} = \left(\frac{0.000309}{0.000502}\right)^{0.14}$ = 0.93

Sehingga :

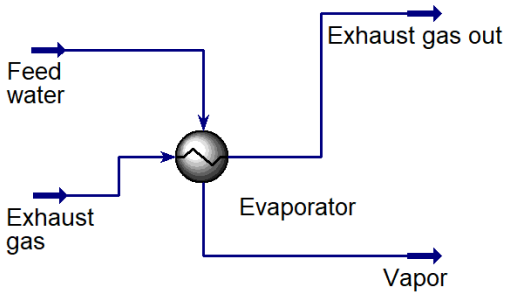
$\Delta p_s = Pressure\ Drop\ (Shell) = 4641.438$ Pa $= 4.6$ kPa

4.9 Simulasi *Software* Aspen Hysys

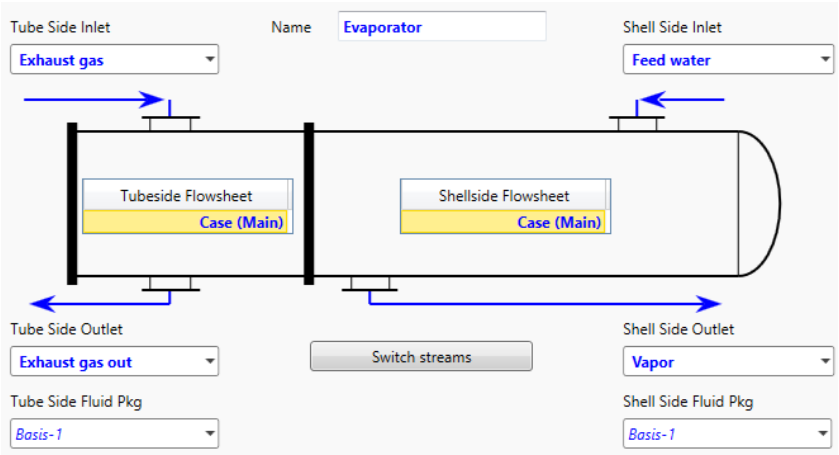
Dengan bantuan *software* Aspen Hysys ini, bisa untuk menentukan berapa jumlah uap yang dihasilkan evaporator dan berapa jumlah air laut yang diperlukan kondensor sebagai pendingin. Tabel dibawah ini berisi data-data yang diperlukan untuk menjalankan simulasi. Data-data tersebut didapatkan pada perhitungan manual sebelumnya.

Tabel 6 Data Persiapan Simulasi Evaporator

Evaporator		
	Exhaust gas	Seawater (feed)
Temperatur (in) °C	500	28
Temperatur (out) °C	300	100
Tekanan (kPa)	101,325	101,325
Pressure drop (kPa)	1,452	0,039
Laju aliran (Kg/h)	1357,72	?



Gambar 4.9 Skema Aliran Fluida Pada Evaporator



Gambar 4.10 Aliran Fluida Pada Simulasi Evaporator

Gambar diatas merupakan skema evaporator dan menunjukan arah aliran dua fluida. Setelah *properties* fluida telah terdefinisi, maka simulasi bisa dijalankan.

Berikut merupakan *worksheet* hasil simulasi evaporator dari Aspen Hysys. Air laut yang dijadikan sebagai *feed water* berhasil diuapkan keseluruhan dengan *mass flow* sebesar 115.9 kg/h. Dengan mengasumsikan sistem yang dirancang bekerja secara ideal dimana 100% fluida berhasil diuapkan.

Worksheet | Performance | Dynamics | Rigorous Shell&Tube

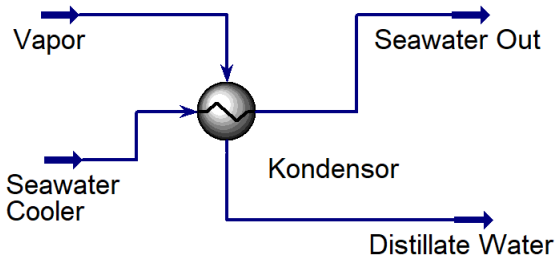
Name	Exhaust gas	Exhaust gas out	Feed water	Vapor
Vapour	1,0000	1,0000	0,0000	1,0000
Temperature [C]	500,0	300,0	28,00	100,0
Pressure [kPa]	101,3	101,3	101,3	101,2
Molar Flow [kgmole/h]	48,45	48,45	6,435	6,435
Mass Flow [kg/h]	1357	1357	115,9	115,9
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	1,698	1,698	0,1162	0,1162
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-9,627e+004	-1,025e+005	-2,860e+005	-2,393e+005
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	187,7	178,4	54,48	181,2
Heat Flow [kJ/h]	-4,664e+006	-4,964e+006	-1,840e+006	-1,540e+006

Gambar 4.11 *Worksheet* Hasil Simulasi Evaporator

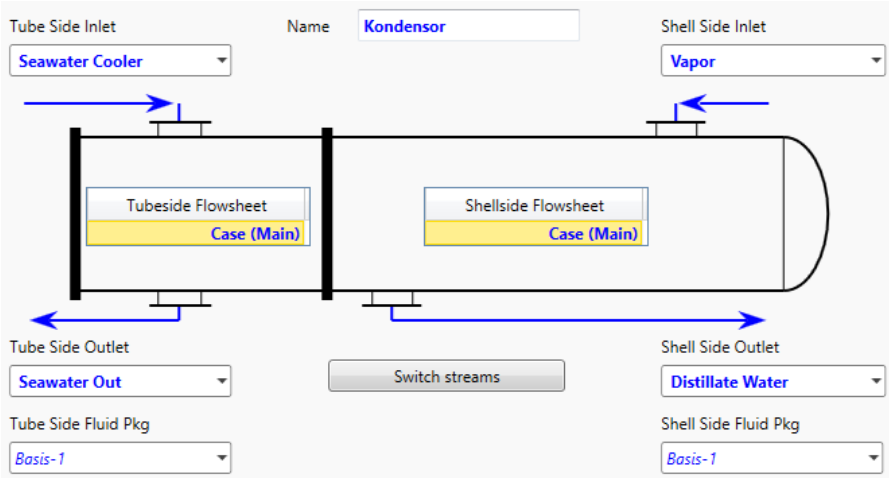
Simulasi dilakukan juga pada kondensor dengan langkah-langkah yang sama seperti evaporator. Hanya saja pada kondensor ini yang akan dicari adalah berapa besar laju aliran air laut yang diperlukan sebagai pendingin.

Tabel 7 Data Persiapan Simulasi Kondensor

Kondensor		
	Uap	Seawater cooler
Temperatur (in) °C	100	28
Temperatur (out) °C	80	40
Tekanan (kPa)	101,325	101,325
Pressure drop (kPa)	4,6	5,5
Laju aliran (Kg/h)	115,9	?



Gambar 4.12 Skema Aliran Fluida Pada Kondensor



Gambar 4.13 Aliran Fluida Pada Simulasi Kondensor

Pada *worksheet* hasil simulasi kondensor, diketahui bahwa uap air dengan laju aliran sebesar 115.9 kg/h akan terkondensasi seluruhnya menjadi air distilasi dengan membutuhkan laju aliran *seawater cooler* sebesar 5292 kg/h.

Worksheet | Performance | Dynamics | Rigorous Shell&Tube

Name	Seawater Cooler	Seawater Out	Vapor	Distillate Water
Vapour	0,0000	0,0000	1,0000	0,0000
Temperature [C]	28,00	40,00	100,0	80,00
Pressure [kPa]	101,3	101,3	101,3	101,3
Molar Flow [kgmole/h]	293,8	293,8	6,433	6,433
Mass Flow [kg/h]	5292	5292	115,9	115,9
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	5,303	5,303	0,1161	0,1161
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-2,860e+005	-2,851e+005	-2,393e+005	-2,819e+005
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	54,48	57,52	181,2	66,90
Heat Flow [kJ/h]	-8,401e+007	-8,374e+007	-1,540e+006	-1,814e+006

Gambar 4.14 *Worksheet* Hasil Simulasi Kondensor

4.10 Pengaruh Beban Kerja *Diesel Generator Set* 300 kVA Terhadap Produksi Air Tawar

Berikut ini dilakukan juga simulasi ketika sistem desalinasi memanfaatkan energi gas buang dari 2 genset dan 3 genset sekaligus. Karena di atas kapal SAR 80 meter ini tersedia 3 genset dengan spesifikasi yang sama. Simulasi tetap dilakukan dengan menggunakan *software* Aspen Hysys untuk mengetahui berapa jumlah produksi air tawar yang dihasilkan.

4.10.1 Hasil Simulasi Dengan menggunakan 2 Genset dan 3 Genset

Tabel *worksheet* dibawah ini merupakan hasil simulasi pada evaporator yang memanfaatkan energi panas gas buang dengan konfigurasi 2 genset dan 3 genset yang digunakan.

Worksheet | Performance | Dynamics | Rigorous Shell&Tube

Name	Exhaust gas	Exhaust gas out	Feed water	Vapor
Vapour	1,0000	1,0000	0,0000	1,0000
Temperature [C]	500,0	300,0	28,00	100,0
Pressure [kPa]	101,3	101,3	101,3	101,2
Molar Flow [kgmole/h]	96,93	96,93	12,87	12,87
Mass Flow [kg/h]	2715	2715	231,9	231,9
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	3,396	3,396	0,2324	0,2324
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-9,627e+004	-1,025e+005	-2,860e+005	-2,393e+005
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	187,7	178,4	54,48	181,2
Heat Flow [kJ/h]	-9,331e+006	-9,931e+006	-3,681e+006	-3,081e+006

Gambar 4.15 *Worksheet* Hasil Simulasi Dengan 2 Genset

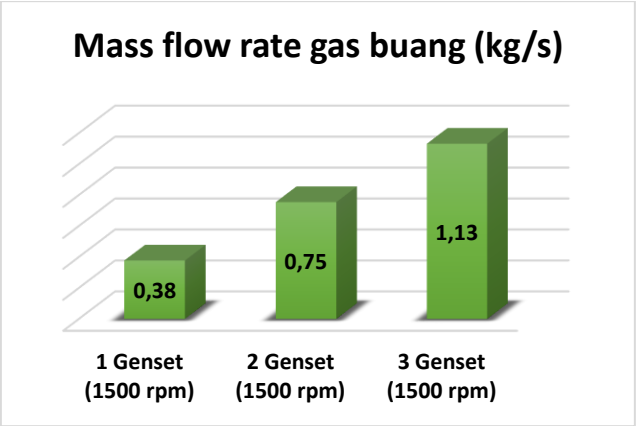
Worksheet | Performance | Dynamics | Rigorous Shell&Tube

Name	Exhaust gas	Exhaust gas out	Feed water	Vapor
Vapour	1,0000	1,0000	0,0000	1,0000
Temperature [C]	500,0	300,0	28,00	100,0
Pressure [kPa]	101,3	101,3	101,3	101,2
Molar Flow [kgmole/h]	145,4	145,4	19,31	19,31
Mass Flow [kg/h]	4073	4073	347,9	347,9
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	5,095	5,095	0,3486	0,3486
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-9,627e+004	-1,025e+005	-2,860e+005	-2,393e+005
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	187,7	178,4	54,48	181,2
Heat Flow [kJ/h]	-1,400e+007	-1,490e+007	-5,523e+006	-4,622e+006

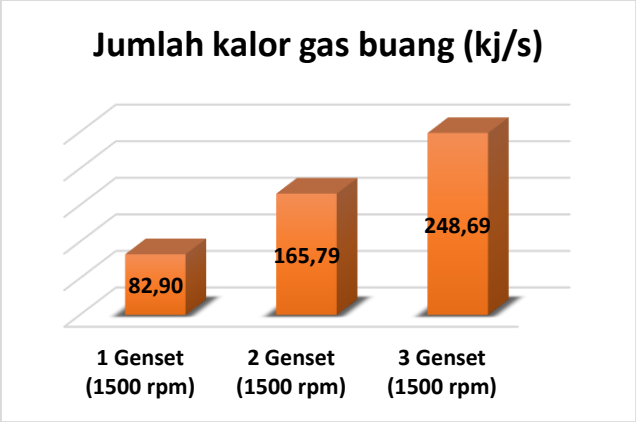
Gambar 4.16 *Worksheet* Hasil Simulasi Dengan 3 Genset

4.10.2 Hasil Produksi Air Tawar

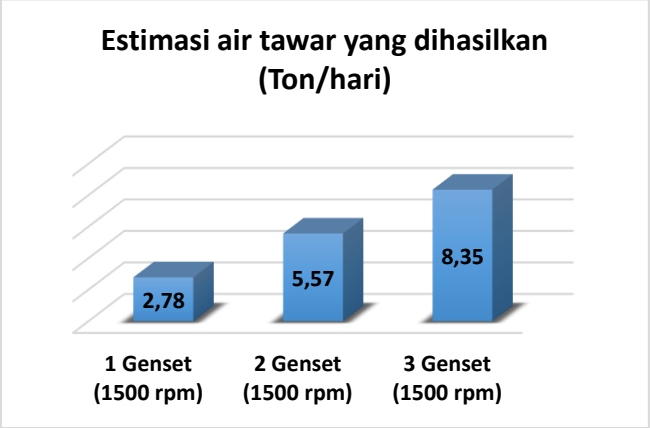
Dari hasil simulasi yang dilakukan pada evaporator, yaitu memanfaatkan energi gas buang ketika menggunakan 1 genset, 2 genset, dan 3 genset yang beroperasi sekaligus. Ada tiga hal yang dibandingkan, yaitu *mass flow rate* dari gas buang, jumlah kalor gas buang, dan jumlah air tawar yang dihasilkan per hari. Hasil perbandingan dapat dilihat pada grafik dibawah ini.



Grafik 1 Perbandingan *Mass Flow rate* Gas Buang

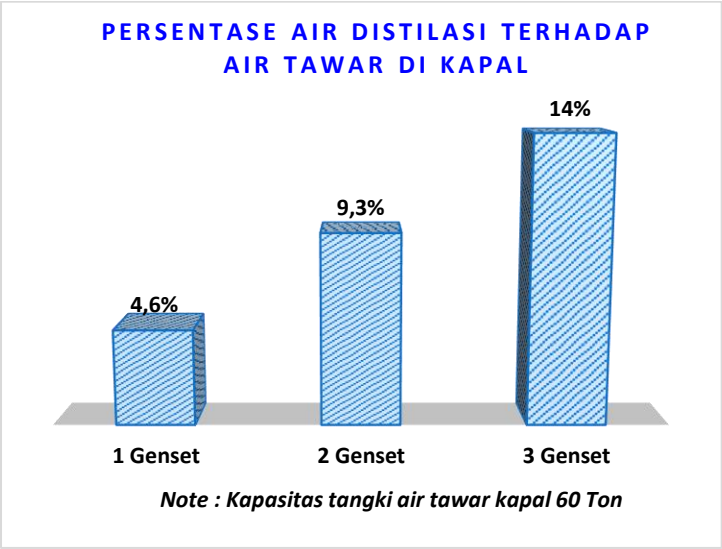


Grafik 2 Perbandingan Jumlah Kalor Gas Buang



Grafik 3 Perbandingan Air Tawar Yang Dihasilkan

Kemudian grafik dibawah ini menunjukan persentase air tawar yang dihasilkan sistem pada tiga kondisi tersebut terhadap total air tawar yang dibawa di kapal. Sebelumnya telah diketahui bahwa kapal SAR 80 meter ini memiliki kapasitas tangki air tawar sebanyak 60 ton.



Grafik 4 Persentase Air Hasil Distilasi

4.11 Simulasi *Software* HTRI

Simulasi *software* HTRI ini dilakukan untuk validasi apakah evaporator dan kondensor yang dirancang dengan perhitungan manual sudah sesuai atau belum dengan kriteria model *heat exchanger* yang diinginkan (*Shell and tube Heat Exchanger*). Data awal dan perhitungan manual yang diperlukan untuk simulasi dirangkum dalam tabel berikut ini.

Tabel 8 *Thermal data* untuk evaporator

THERMAL DATA							
EVAPORATOR							
SHELL SIDE				TUBE SIDE			
Fluid Name	***Sea Water***			Fluid Name	***Exhaust Gas***		
Mass Flow	0,0322		kg/s	Mass Flow	0,377		kg/s
Temperature	28	100	C	Temperature	500	300	C
Density	1022,44	984	kg/m^3	Density	0,435	0,58	kg/m^3
Specific Heat	4,0026	4,0436	kj/kg.K	Specific Heat	1,099	1,051	kj/kg.K
Thermal Conductivity	0,616	0,67	W/m.K	Thermal Conductivity	0,0577	0,0466	W/m.K
Dynamic Viscosity	0,000898	0,00031	Pa.s	Dynamic Viscosity	3,7E-05	3,06E-05	Pa.s
Fouling Resistance	0,0007		m^2.K/W	Fouling Resistance	0,00035		m^2.K/W
TEMA Type	AEW			Length of Tube	750		mm
Shell Inside Diameter	400,68		mm	Tube Outside Diameter	25,4		mm
Baffle Type	Single Segmental			Thickness	2,108		mm
Baffle Spacing	280,478		mm	BWG	14		
Baffle Cut	25		%ID	Tube Layout	90		degree
TEMA Fluid Service	R			Tube Pitch	31,75		mm

Tabel 9 *Thermal data* untuk kondensor

THERMAL DATA							
KONDENSOR							
SHELL SIDE				TUBE SIDE			
Fluid Name	Uap			Fluid Name	Sea water		
Mass Flow	0,0322		kg/s	Mass Flow	1,47		kg/s
Temperature	100	80	C	Temperature	28	40	C
Density	960,63		kg/m^3	Density	1022,44	1014	kg/m^3
Specific Heat	4,217		kj/kg.K	Specific Heat	4,0026	4,01	kj/kg.K
Thermal Conductivity	0,68		W/m.K	Thermal Conductivity	0,616	0,639	W/m.K
Dynamic Viscosity	0,000279		Pa.s	Dynamic Viscosity	0,0009	0,000594	Pa.s
Fouling Resistance	0,0004		m^2.K/W	Fouling Resistance	0,00065		m^2.K/W
TEMA Type	AEW			Length of Tube	750		mm
Shell Inside Diameter	133,85		mm	Tube Outside Diameter	25,4		mm
Baffle Type	Single Segmental			Thickness	2,108		mm
Baffle Spacing	66,9		mm	BWG	14		
Baffle Cut	25		%ID	Tube Layout	90		degree
TEMA Fluid Service	R			Tube Pitch	31,75		mm

Tabel diatas merupakan data-data yang dibutuhkan untuk bisa menjalankan simulasi di *software* HTRI. Sehingga dari simulasi dihasikan nilai-nilai sebagai berikut.

Tabel 10 Perbandingan hasil simulasi dan perhitungan manual (evaporator)

Performa Evaporator				
No.	**Data**	**Hasil Simulasi**	**Hasil Perhitungan**	**Nilai Maksimum**
1	Jumlah Tube	68		-
2	Tube side pressure drop (kPa)	2.23	1.45	13 kPa
3	Shell side pressure drop (kPa)	0.000152	0.039	6 kPa
4	Duty (MW)	0.041	0.083	-
5	Required U (W/m2.K)	45.21	46.87	-
6	Koef. Perpindahan panas pada tube (W/m2.K)	75.16	82.66	-
7	Koef. Perpindahan panas pada shell (W/m2.K)	203.76	108.26	-
8	LMTD (C)	240.3	328.58	-
9	over design (%)	0.16%	-	10%
10	Back Pressure pada sistem (kPa)	-	1.5	10 kPa

Dari perbandingan antara hasil simulasi dan hasil perhitungan manual diatas, terlihat bahwa rata-rata data yang dibandingkan mempunyai nilai yang tidak jauh berbeda. Untuk *over design* sebesar 0.16% merupakan hasil yang dapat diterima, karena maksimum nilai *over design* adalah 10% yang artinya semakin mendekati 0% maka rancangan evaporator semakin efisien.

Ada beberapa data yang mempunyai perbedaan nilai perbandingan yang terlampau jauh. Pada *shell side pressure drop* hasil simulasi menunjukan nilai yang sangat kecil dibandingkan hasil perhitungan manual, yaitu 0.000152 kPa. Hal tersebut disebabkan karena perbedaan metode yang digunakan antara *software* HTRI dan perhitungan manual. Terutama perbedaan terkait *operating pressure* pada fluida. Kemudian pada HTRI adanya pertimbangan perubahasan fase ketika simulasi dijalankan. Namun, nilai *pressure drop* hasil simulasi dan validasi dengan perhitungan dapat diterima karena tidak melebihi nilai maksimum.

Ketika sebuah aliran terganggu, *pressure drop* dibuat, yaitu tekanan aliran di awal bagian lebih tinggi daripada di ujungnya. *Pressure drop* merupakan fenomena dengan konsekuensi positif dan negatif untuk proses perpindahan panas. Nilai *pressure drop* bergantung pada nilai kecepatan aliran fluida dan aliran massanya. Tingginya nilai *pressure drop* merupakan salah satu indikator dan penyebab terjadinya endapan.

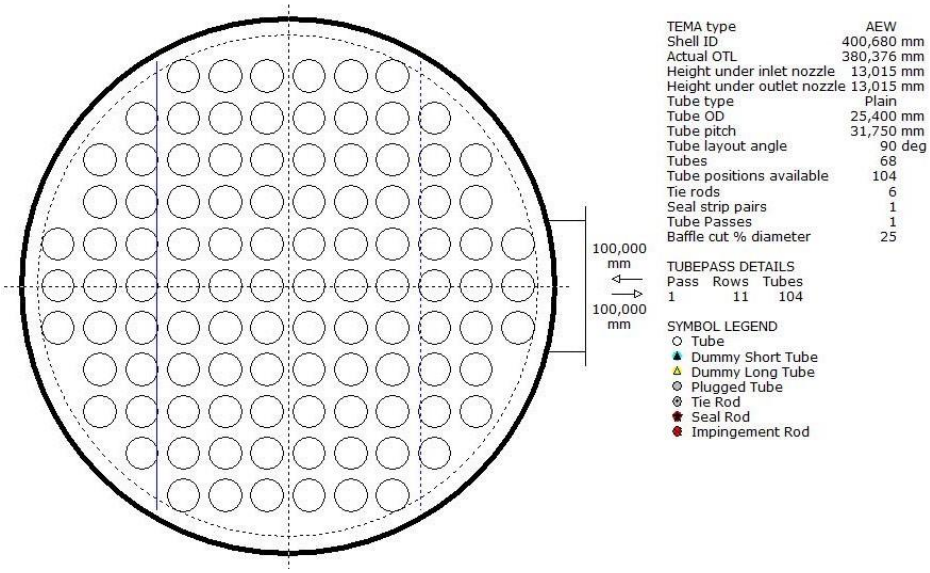
Tabel 11 Perbandingan hasil simulasi dan perhitungan manual (kondensor)

Performa Kondensor				
No.	**Data**	**Hasil Simulasi**	**Hasil Perhitungan**	**Nilai Maksimum**
1	Jumlah Tube	3		-
2	Tube side pressure drop (kPa)	7.091	5.511	50 kPa
3	Shell side pressure drop (kPa)	0.00623	4.641	6 kPa
4	Duty (MW)	0.0024	0.073	-
5	Required U (W/m2.K)	238.52	157.09	-
6	Koef. Perpindahan panas pada tube (W/m2.K)	5728	5501.41	-
7	Koef. Perpindahan panas pada shell (W/m2.K)	364.37	161.71	-
8	LMTD (C)	62.2	55.90	-
9	over design (%)	0.47%	-	10%

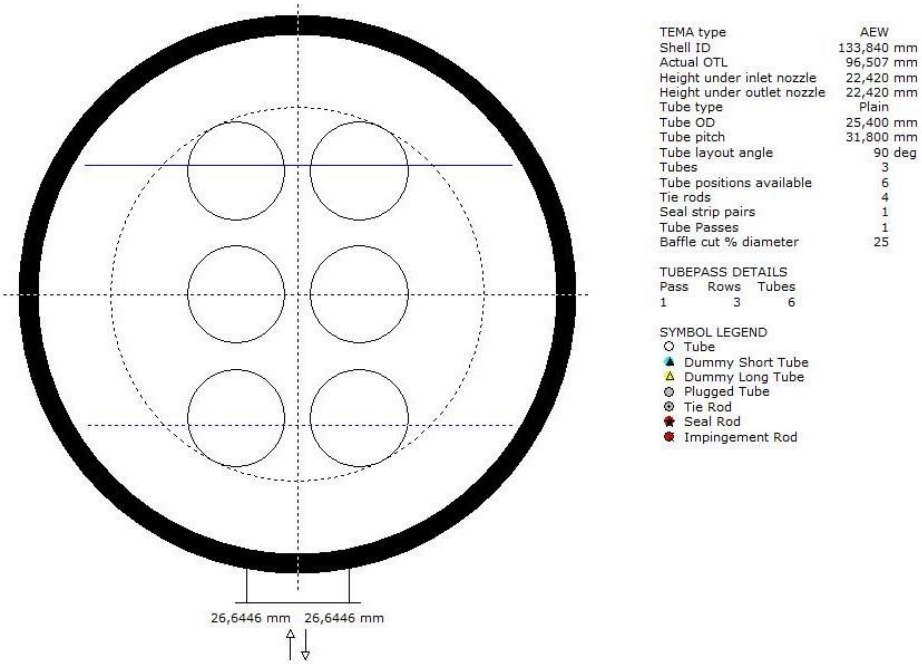
Dari perbandingan antara hasil simulasi dan hasil perhitungan manual diatas, terlihat bahwa rata-rata data yang dibandingkan mempunyai nilai yang tidak jauh berbeda. Untuk *over design* sebesar 0.47% merupakan hasil yang dapat diterima, karena maksimum nilai *over design* adalah 10% yang artinya semakin mendekati 0% maka rancangan kondensor semakin efisien.

Pada hasil simulasi kondensor ini memiki *case* yang sama dengan evaporator. Yaitu nilai *shell side pressure drop* yang terlampau lebih kecil berdasarkan hasil perhitungan manual. Namun tetap dapat diterima karena nilai *pressure drop* tidak melebihi nilai maksimum.

Gambar di bawah ini merupakan penampang *shell* dan *tube* pada evaporator dan kondensor hasil simulasi HTRI. Terlampir juga keterangan dimensi dan jumlah *tube* pada masing-masing *heat exchanger*.

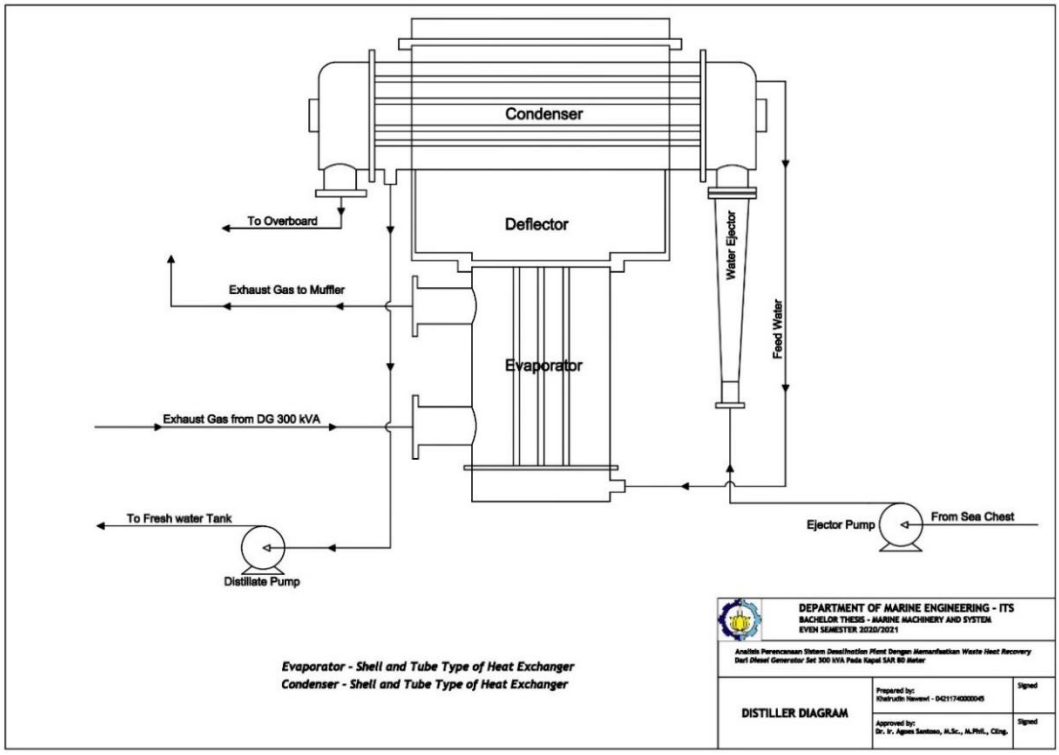


Gambar 4.17 Desain Susunan *Tube* Evaporator



Gambar 4.18 Desain Susunan *Tube* Kondensor

4.12 Cara Kerja Sistem Desalinasi yang Direncanakan



Gambar 4.19 *Drawing* Untuk *Distiller*

Adapun cara kerja sistem desalinasi yang dirancang adalah sebagai berikut.

1. Konfigurasi yang digunakan adalah dengan menggunakan satu genset, gas buang sebelum menuju *muffler* diarahkan terlebih dahulu menuju *inlet nozzle* pada evaporator *distiller*. Hal tersebut bertujuan untuk memanaskan air laut (*feed water*) sampai menguap pada suhu 100 ^{0}C dengan tekanan 1 atm.
2. Air laut yang menjadi *feed water* dan pendingin, berasal dari *sea chest* yang dipompa oleh *ejector pump*.
3. Uap yang dihasilkan oleh evaporator dan masih bercampur dengan air laut akan dipisahkan oleh komponen deflektor di dalam *distiller*. Kemudian uap tersebut dikumpulkan bersama untuk menuju kondensor.
4. Air laut yang sebagai pendingin dialirkan menuju *tube inlet* pada kondensor *distiller* kemudian dikeluarkan menuju *overboard*. Hal ini bertujuan untuk mengkondensasi uap yang terkumpul di dalam *shell* kondensor.

5. Kemudian air tawar yang sudah terbentuk dialirkan menuju *fresh water tank* dengan *distillate pump*.
6. Air laut yang sebagai pendingin dialirkan menuju *overboard* dengan suhu sekitar 40 ^{0}C dan gas buang keluar menuju *outlet nozzle* evaporator lalu menuju *muflller* dengan suhu 300 ^{0}C.

4.13 Komponen Lain Terkait Sistem Desalinasi

4.13.1 Pompa

Guna mengalirkan air laut menuju *distiller*, maka diperlukan pompa. Berikut ini adalah perhitungan untuk menentukan spesifikasi pompa yang sesuai.

4.13.1.1 Perhitungan *Ejector Pump*

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

Keterangan :

$\dot{m} = \text{Laju aliran massa air laut } \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}}\right) = 5408$

$\rho = \text{Massa jenis air laut } \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) = 1025$

Sehingga :

$Q = \text{Kapasitas } \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}}\right) = \mathbf{5.3} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}}\right)$

Didapatkan spesifikasi pompa sebagai berikut.

Tabel 12 Spesifikasi *ejector pump*

Type	Centrifugal Pump
Maker	Tapflo
Model	CTV 25-9.8
Capacity (m^3/h)	5.5
Head (m)	11
Power (kW)	0.75
Speed (rpm)	2900 (50 Hz)

Berikut ini dilakukan perhitungan juga terhadap kebutuhan *ejector pump* jika sistem desalinasi menggunakan 2 genset dan 3 genset.

Untuk 2 genset :

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

Keterangan :

$\dot{m}$ = Laju aliran massa air laut $\left(\frac{kg}{h}\right)$= 10822

ρ = Massa jenis air laut $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$ = 1025

Sehingga :

Q = Kapasitas $\left(\frac{m^3}{h}\right)$= **10.6** $\left(\frac{m^3}{h}\right)$

Untuk 3 genset :

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

Keterangan :

$\dot{m}$ = Laju aliran massa air laut $\left(\frac{kg}{h}\right)$= 16238

ρ = Massa jenis air laut $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$ = 1025

Sehingga :

Q = Kapasitas $\left(\frac{m^3}{h}\right)$= **15.8** $\left(\frac{m^3}{h}\right)$

4.13.1.2 Perhitungan *Distillate Pump*

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

Keterangan :

$\dot{m}$ = Laju aliran massa air distilasi $\left(\frac{kg}{h}\right)$= 115.9

ρ = Massa jenis air distilasi $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$= 1000

Sehingga :

Q = Kapasitas $\left(\frac{\mathrm{m}^3}{\mathrm{h}}\right)$ =**0.1**

Didapatkan spesifikasi pompa sebagai berikut.

Tabel 13 Spesifikasi *distillate pump*

Type	Centrifugal Pump
Maker	Tapflo
Model	CTV 20-9
Capacity (m^3/h)	0.1
Head (m)	10
Power (kW)	0.55
Speed (rpm)	2900 (50 Hz)

Berikut ini dilakukan perhitungan juga terhadap kebutuhan *distillate pump* jika sistem desalinasi menggunakan 2 genset dan 3 genset.

Untuk 2 genset :

$$Q = \frac{\dot{\mathrm{m}}}{\rho}$$

Keterangan :

$\dot{\mathrm{m}}$ = Laju aliran massa air distilasi $\left(\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{h}}\right)$= 231.9

ρ = Massa jenis air distilasi $\left(\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{m}^3}\right)$= 1000

Sehingga :

Q = Kapasitas $\left(\frac{\mathrm{m}^3}{\mathrm{h}}\right)$ =**0.2**

Untuk 3 genset :

$$Q = \frac{\dot{\mathrm{m}}}{\rho}$$

Keterangan :

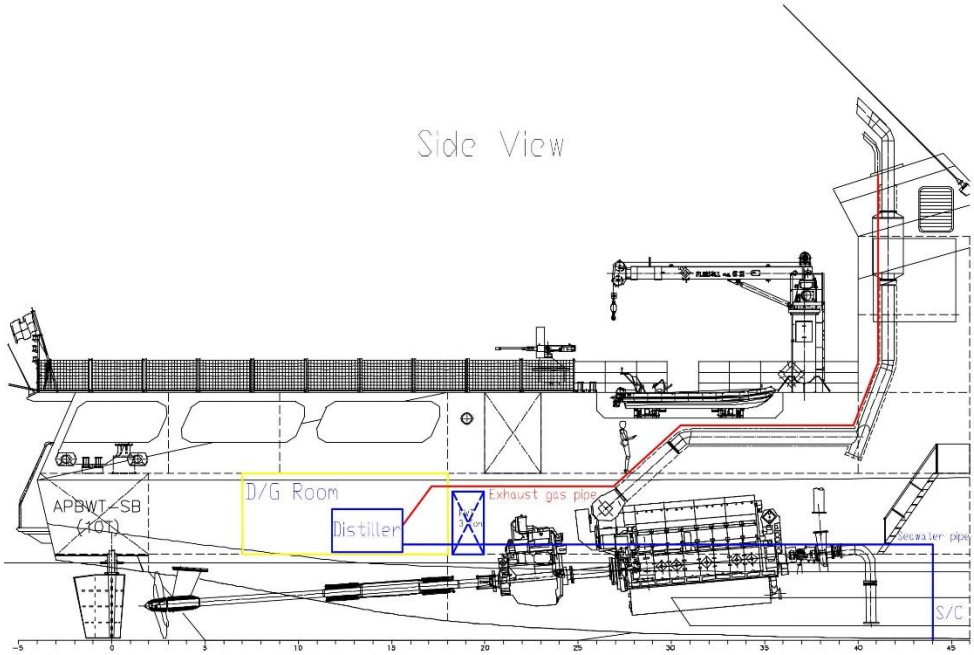
$\dot{\mathrm{m}}$ = Laju aliran massa air distilasi $\left(\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{h}}\right)$= 347.9

ρ = Massa jenis air distilasi $\left(\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{m}^3}\right)$= 1000

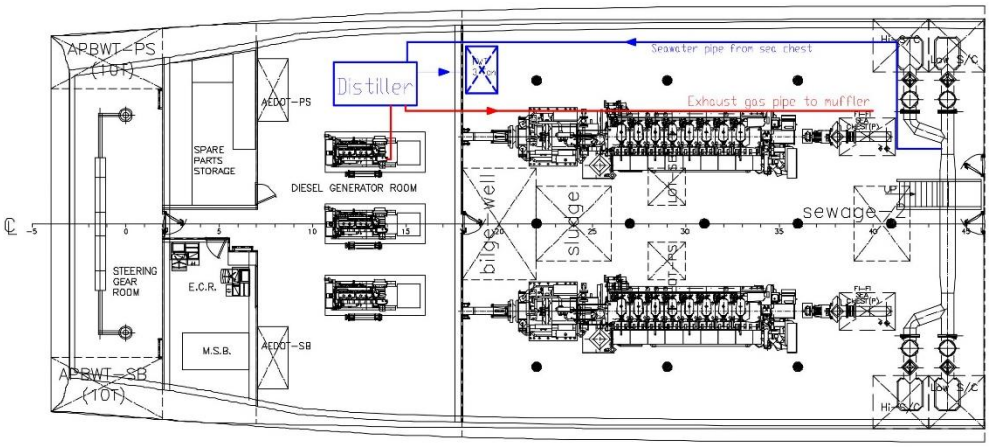
Sehingga :

$$Q = \text{Kapasitas} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}}\right) = \mathbf{0.3}$$

4.13.2 Sistem Perpipaan



Gambar 4.20 *Room layout (side view)*



Gambar 4.21 *Room layout (top view)*

4.13.2.1 Perhitungan Pipa Gas Buang (Keluar dari *Genset*)

$d_i = \sqrt{4\dot{m}/\pi\mathcal{V}\rho}$

Keterangan :

$\dot{m}$ = Laju aliran massa gas buang $\left(\frac{kg}{s}\right)$= 0.377

$\mathcal{V}$ = Kecepatan aliran gas buang $\left(\frac{m}{s}\right)$ = 36

ρ = Massa jenis gas buang $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$ = 0.435

Sehingga :

d_i = Diameter dalam pipa (m)= **0.175**

Berikut spesifikasi pipa yang dipilih berdasarkan standard JIS.

Tabel 14 Spesifkasi pipa gas buang

Type	JIS-G3456
Nominal	200 A
Schedule	Sch-100
O.D (mm)	216
I.D (mm)	185.8
Thickness (mm)	15.1

Dilakukan perhitungan juga jika sistem menggunakan 2 genset, yaitu sebagai berikut.

$d_i = \sqrt{4\dot{m}/\pi\mathcal{V}\rho}$

Keterangan :

$\dot{m}$ = Laju aliran massa gas buang $\left(\frac{kg}{s}\right)$= 0.754

$\mathcal{V}$ = Kecepatan aliran gas buang $\left(\frac{m}{s}\right)$ = 36

ρ = Massa jenis gas buang $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$ = 0.435

Sehingga :

d_i = Diameter dalam pipa (m)= **0.248**

Tabel 15 Spesifkasi pipa gas buang jika menggunakan 2 genset

Type	JIS-G3456
Nominal	250 A
Schedule	Sch-40
O.D (mm)	267,4
I.D (mm)	248,8
Thickness (mm)	9,3

Perhitungan juga jika sistem menggunakan 3 genset, yaitu sebagai berikut.

$d_i = \sqrt{4\dot{\mathrm{m}}/\pi\mathcal{V}\rho}$

Keterangan :

$\dot{\mathrm{m}} =$ Laju aliran massa gas buang $\left(\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{s}}\right)$= 1.131

$\mathcal{V} =$ Kecepatan aliran gas buang $\left(\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}\right)$ = 36

$\rho =$ Massa jenis gas buang $\left(\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{m}^3}\right)$ = 0.435

Sehingga :

$d_i =$ Diameter dalam pipa (m)= **0.303**

Tabel 16 Spesifkasi pipa gas buang jika menggunakan 3 genset

Type	JIS-G3456
Nominal	300 A
Schedule	Sch-30
O.D (mm)	318,5
I.D (mm)	302
Thickness (mm)	8,4

4.13.2.2 Perhitungan Pipa Air Laut (*Sea Chest – Distiller*)

$d_i = \sqrt{4\dot{\mathrm{m}}/\pi\mathcal{V}\rho}$

Keterangan :

$\dot{\mathrm{m}} =$ Laju aliran massa air laut $\left(\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{s}}\right)$= 1.502

$\mathcal{V}$ = Kecepatan aliran air laut $\left(\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}\right)$ = 1.5

ρ = Massa jenis air laut $\left(\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{m}^3}\right)$ = 1025

Sehingga :

d_i = Diameter dalam pipa (m)=0.04

Berikut spesifikasi pipa yang dipilih berdasarkan standard JIS.

Tabel 17 Spesifikasi pipa air laut

Type	JIS-G3454
Nominal	32 A
Schedule	Sch-40
O.D (mm)	42.7
I.D (mm)	35.5
Thickness (mm)	3.6

Untuk 2 genset :

$d_i = \sqrt{4\dot{\mathrm{m}}/\pi\mathcal{V}\rho}$

Keterangan :

$\dot{\mathrm{m}}$ = Laju aliran massa air laut $\left(\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{s}}\right)$= 3.006

$\mathcal{V}$ = Kecepatan aliran air laut $\left(\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}\right)$ = 1.5

ρ = Massa jenis air laut $\left(\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{m}^3}\right)$ = 1025

Sehingga :

d_i = Diameter dalam pipa (m)=0.05

Tabel 18 Spesifikasi pipa air laut jika menggunakan 2 genset

Type	JIS-G3454
Nominal	50 A
Schedule	Sch-40
O.D (mm)	60,5
I.D (mm)	52,7
Thickness (mm)	3,9

Untuk 3 genset :

$d_i = \sqrt{4\dot{m}/\pi\mathcal{V}\rho}$

Keterangan :

$\dot{m}$ = Laju aliran massa air laut $\left(\frac{kg}{s}\right)$= 4.511

$\mathcal{V}$ = Kecepatan aliran air laut $\left(\frac{m}{s}\right)$ = 1.5

ρ = Massa jenis air laut $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$ = 1025

Sehingga :

d_i = Diameter dalam pipa (m)=0.06

Tabel 19 Spesifikasi pipa air laut jika menggunakan 3 genset

Type	JIS-G3454
Nominal	65 A
Schedule	Sch-40
O.D (mm)	76,3
I.D (mm)	65,9
Thickness (mm)	5,2

4.13.2.3 Perhitungan Pipa Air Tawar (Kondesor – *Fresh Water Tank*)

$d_i = \sqrt{4\dot{m}/\pi\mathcal{V}\rho}$

Keterangan :

$\dot{m}$ = Laju aliran massa air distilasi $\left(\frac{kg}{s}\right)$ = 0.032

$\mathcal{V}$ = Kecepatan aliran air distilasi $\left(\frac{m}{s}\right)$ = 1.5

ρ = Massa jenis air distilasi $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$ = 1000

Sehingga :

d_i = Diameter dalam pipa (m)= 0.0052

Berikut spesifikasi pipa yang dipilih berdasarkan standard JIS.

Tabel 20 Spesifikasi pipa air tawar

Type	JIS-G3454
Nominal	6A
Schedule	Sch-60
O.D (mm)	10.5
I.D (mm)	6.1
Thickness (mm)	2.2

Untuk 2 genset :

$d_i = \sqrt{4\dot{m}/\pi \mathcal{V} \rho}$

Keterangan :

$\dot{m}$ = Laju aliran massa air distilasi $\left(\frac{kg}{s}\right)$ = 0.064

$\mathcal{V}$ = Kecepatan aliran air distilasi $\left(\frac{m}{s}\right)$ = 1.5

ρ = Massa jenis air distilasi $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$ = 1000

Sehingga :

d_i = Diameter dalam pipa (m)= 0.0074

Tabel 21 Spesifikasi pipa air tawar jika menggunakan 2 genset

Type	JIS-G3454
Nominal	6A
Schedule	Sch-40
O.D (mm)	10,5
I.D (mm)	7,1
Thickness (mm)	1,7

Untuk 3 genset :

$d_i = \sqrt{4\dot{m}/\pi \mathcal{V} \rho}$

Keterangan :

$\dot{m}$ = Laju aliran massa air distilasi $\left(\frac{kg}{s}\right)$ = 0.097

$\mathcal{V}$ = Kecepatan aliran air distilasi $\left(\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}\right)$ = 1.5

ρ = Massa jenis air distilasi $\left(\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{m}^3}\right)$ = 1000

Sehingga :

d_i = Diameter dalam pipa (m)= 0.0091

Tabel 22 Spesifikasi pipa air tawar jika menggunakan 3 genset

Type	JIS-G3454
Nominal	8A
Schedule	Sch-40
O.D (mm)	13,8
I.D (mm)	9,4
Thickness (mm)	2,2

4.13.3 Tangki

Untuk perhitungan volume tanki air tawar khusus hasil distilasi ini, dilakukan penyesuaian sisa ruangan yang tersedia berdasarkan *general arrangement* kapal. Sehingga Volume FWT menjadi :

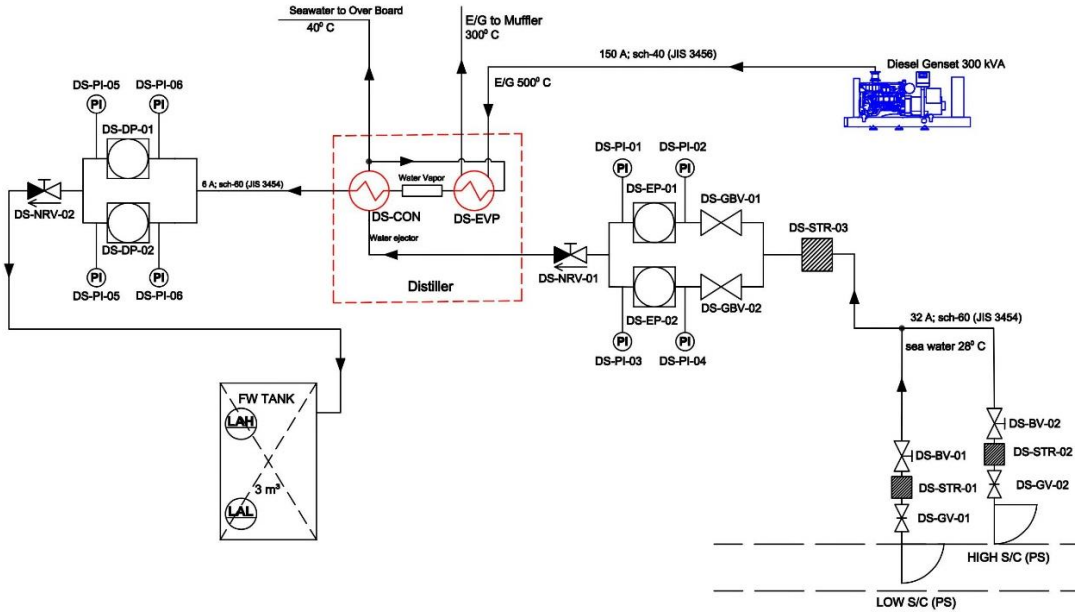
Panjang :1 meter

Lebar :1.5 meter

Tinggi : 2 meter

Volume : 3 m^3 = 3 Ton

4.14 P&ID Sistem Desalinasi di Kapal SAR 80 Meter



Gambar 4.22 P&ID sistem desalinasi

Komponen *distiller* berada di dalam *generator room* dan diposisikan berada di *port side*. Air laut dari *sea chest* dialirkan melalui pipa menuju *generator room*. Untuk tangki air tawar hasil distilasi berada di *engine room* dan masih satu *deck* yang sama dengan *distiller*.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB 5

KESIMPULAN

5.1 Gambaran Umum Penelitian

Berdasarkan latar belakang yang telah dipaparkan sebelumnya, telah dilakukan penelitian terkait perencanaan sistem *desalination plant* dengan memanfaatkan *waste heat recovery* berupa gas buang dari *diesel generator set* 300 kVA yang dipakai di kapal SAR 80 meter. Dilakukan perhitungan terhadap *heat exchangers* yang diperlukan untuk *distiller*. Simulasi untuk sistem yang dirancang telah dijalankan dengan menggunakan *software* Aspen Hysys untuk mengetahui laju produksi air tawar yang dihasilkan dan *software* HTRI untuk mengetahui performa dari evaporator dan kondensor yang dirancang.

5.2 Kesimpulan

Didapatkan hasil perhitungan dan perencanaan sistem desalinasi di kapal SAR 80 meter, sehingga dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut.

1. Dalam perencanaan sistem desalinasi di atas kapal SAR 80 meter, terdapat komponen-komponen utama yang sudah sesuai dalam satu sistem. Komponen tersebut antara lain :

   a. *Distiller*, terdapat berbagai komponen dalam satu buah *distiller* dan secara khusus dipesan pada *maker* tertentu. Adapun dalam penelitian ini memperhitungan pada kedua *heat exchanger* nya. Didapatkan rancangan evaporator dengan panjang *tube* 0.75 meter yang berjumlah 68 buah dan diameter dalam *shell* 0.4 meter. Kemudian rancangan kondensor dengan panjang *tube* 0.75 meter yang berjumlah 3 buah dan diameter dalam *shell* 0.134 meter.

   b. *Ejector Pump*, satu buah pompa *centrifugal* (Tapflo Pump CTV-25-9.8) dengan kapasitas 5.5 m^3/h, *head* 11 m, dan *power* sebesar 0.75 kW.

   c. *Distillate pump*, satu buah pompa *centrifugal* (Tapflo Pump CTV-20-9) dengan kapasitas 0.1 m^3/h, *head* 10 m, dan *power* sebesar 0.55 kW.

   d. *Freshwater tank*, dibuat tangki air hasil distilasi yang terpisah dari tangki air tawar utama pada kapal. Tangki memiliki kapasitas 3 ton dengan dimensi panjang x lebar x tinggi = 1 meter x 1.5 meter x 2 meter.

2. Diketahui pengaruh beban kerja pada genset terhadap jumlah produksi air tawar yang dihasilkan oleh sistem. Dengan 1 genset beroperasi mampu menghasilkan air tawar sebanyak 2.78 ton/hari, 2 genset beroperasi mampu

menghasilkan 5.57 ton/hari, dan 3 genset beroperasi mampu menghasilkan 8.35 ton/hari.

3. Sistem yang telah direncanakan mampu memenuhi kebutuhan air tawar untuk minum. Hasil tersebut dapat diterima karena estimasi total kebutuhan *drinking water* pada kapal SAR 80 meter ini yaitu sebesar 1.1 Ton/hari. Persentase air tawar yang dihasilkan oleh sistem terhadap total air tawar yang dibawa di kapal yaitu 4.6% ketika menggunakan 1 genset, 9.3% ketika menggunakan 2 genset, dan 14% ketika menggunakan 3 genset.

5.3 Saran

Berikut ini saran terkait topik tugas akhir ini yang mungkin untuk dilakukan penelitian lebih lanjut.

1. Desain *distiller* dengan tipe *Heat exchanger* yang berbeda namun tetap memanfaatkan *waste heat recovery* dari *diesel generator set* kapal.

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR PUSTAKA

Baharuddin, Sitepu, A. H., & Setiawan, W. (2011). Analisa Back Pressure Terhadap Prestasi Mesin Diesel Nanchang 2105 A-3. *Hasil Penelitian Fakultas Teknik*.

Choi, S.-H. (2016). On the brine re-utilization of a multi-stage flashing (MSF) desalination plant. *Desalination*, 64-76.

El-Ghonemy, A. (2017). Performance test of a sea water multi-stage flash distillation plant: Case study. *Alexandria Engineering Journal*, 2401-2413.

Exhaust Systems. (2013). In CAT, *Application and Installation Guide* (p. 16). Caterpillar.

Faes, W., Lecompte, S., Ahmed, Z. Y., Bael, J. V., Salenbien, R., Verbeken, K., & Paepe, M. D. (2018). Corrosion and corrosion prevention in heat exchanger. *DE GRUYTER*, 1-25.

Forsberg, H. C. (2020). Heat Transfer Principles and Applications. In H. C. Forsberg, *Heat Transfer Principles and Applications* (pp. 305-341). Elsevier.

Hale, M. (2019, November 12). *Understanding and preventing heat exchanger fouling*. Retrieved from Water Technology: https://www.watertechonline.com/process-water/article/14071807/understanding-and-preventing-heat-exchanger-fouling

Hussein, A. W., & Kandil, H. (2020). Seawater Desalination Using Waste Heat Recovery on Passenger Ship. *Port-Said Engineering Research Journal, 24*, 82-101.

K.T, A. S., Senthil, P., & R., E. (2020). Investigation and Development of Waste Heat Recovery for Sea Water Desalination. *SSRG International Journal of Mechanical Engineering*, 17-31.

Maheswari, K., Murugavel, K. K., & Esakkimuthu, G. (2014). Desalination through Diesel Engine Exhaust Waste Heat. *International Conference on*

Computation of Power, Energy, Information and Communication (ICCPEIC), 142-147.

Shell & tube heat exchanger pressure drop. (2019). Retrieved from EnggCyclopedia : https://www.enggcyclopedia.com/2019/05/shell-tube-heat-exchanger-pressure-drop/

Thimmaraju, M., Sreepada, D., Babu, G. S., Dasari, B. K., Velpula, S. K., & Vallepu, N. (2018). Desalination of Water. *IntechOpen*, 333-347.

Yuksel, O., Gulmez, Y., Konur, O., Korkmaz, S., Erdogan, A., & Colpan, C. (2019). Performance assessment of a marine freshwater generator through exergetic optimization. *Journal of Cleaner Production*, 325-335.

Zhang, F., Shu, S., Feng, D., Chen, S., Du, R., Su, C., & Shen, B. (2016). A low-temperature multi-effect desalination system powered by the cooling water of a diesel engine. *Desalination*, 112-120.

LAMPIRAN

1. Tabel *physical properties* untuk air laut

Dynamic viscosity of seawater x 10^3, kg/m s — **P = P0 (1 atm for t <=100°C, Seawater vapor pressure for t > 100 °C)** — **2**

	Salinity, g/kg													
Temp, °C	**0**	**10**	**20**	**30**	**35**	**40**	**50**	**60**	**70**	**80**	**90**	**100**	**110**	**120**
0	1.791	1.820	1.852	1.887	1.906	1.925	1.965	2.008	2.055	2.104	2.156	2.210	2.268	2.328
10	1.306	1.330	1.355	1.382	1.397	1.412	1.443	1.476	1.511	1.548	1.586	1.627	1.669	1.714
20	1.002	1.021	1.043	1.065	1.077	1.089	1.114	1.140	1.168	1.197	1.227	1.259	1.292	1.326
25	0.890	0.908	0.928	0.948	**0.959**	0.970	0.993	1.016	1.041	1.068	1.095	1.123	1.153	1.184
30	0.797	0.814	0.832	0.851	0.861	0.871	0.891	0.913	0.936	0.960	0.984	1.010	1.037	1.064
40	0.653	0.667	0.683	0.699	0.707	0.716	0.734	0.752	0.771	0.791	0.812	0.833	0.855	0.878
50	0.547	0.560	0.573	0.587	0.594	0.602	0.617	0.633	0.649	0.666	0.684	0.702	0.721	0.740
60	0.466	0.478	0.490	0.502	0.508	0.515	0.528	0.542	0.556	0.571	0.586	0.602	0.618	0.635
70	0.404	0.414	0.425	0.436	0.441	0.447	0.459	0.471	0.484	0.497	0.510	0.524	0.538	0.553
80	0.354	0.364	0.373	0.383	0.388	0.393	0.404	0.415	0.426	0.437	0.449	0.462	0.474	0.487
90	0.315	0.323	0.331	0.340	0.345	0.349	0.359	0.369	0.379	0.389	0.400	0.411	0.422	0.434
100	0.282	0.289	0.297	0.305	0.309	0.313	0.322	0.331	0.340	0.350	0.359	0.369	0.380	0.390
110	0.255	0.262	0.269	0.276	0.280	0.283	0.291	0.299	0.308	0.316	0.325	0.334	0.344	0.354
120	0.232	0.238	0.245	0.251	0.255	0.258	0.265	0.273	0.280	0.288	0.297	0.305	0.314	0.323

Thermal conductivity of seawater, W/m K — **P = P0 (1 atm for t <=100°C, Seawater vapor pressure for t > 100 °C)** — **7**

	Salinity, g/kg												
Temp, °C	**0**	**10**	**20**	**30**	**40**	**50**	**60**	**70**	**80**	**90**	**100**	**110**	**120**
0	0.572	0.571	0.570	0.570	0.569	0.569	0.568	0.568	0.567	0.566	0.566	0.565	0.565
10	0.588	0.588	0.587	0.587	0.586	0.585	0.585	0.584	0.584	0.583	0.583	0.582	0.582
20	0.604	0.603	0.602	0.602	0.601	0.601	0.600	0.600	0.599	0.599	0.598	0.598	0.597
30	0.617	0.617	0.616	0.616	0.615	0.615	0.614	0.614	0.613	0.613	0.612	0.612	0.611
40	0.630	0.629	0.629	0.628	0.628	0.627	0.627	0.626	0.626	0.625	0.625	0.624	0.624
50	0.641	0.640	0.640	0.639	0.639	0.638	0.638	0.637	0.637	0.636	0.636	0.635	0.635
60	0.650	0.650	0.649	0.649	0.648	0.648	0.647	0.647	0.647	0.646	0.646	0.645	0.645
70	0.658	0.658	0.658	0.657	0.657	0.656	0.656	0.655	0.655	0.655	0.654	0.654	0.653
80	0.665	0.665	0.665	0.664	0.664	0.663	0.663	0.663	0.662	0.662	0.661	0.661	0.661
90	0.671	0.671	0.670	0.670	0.670	0.669	0.669	0.669	0.668	0.668	0.667	0.667	0.667
100	0.676	0.675	0.675	0.675	0.674	0.674	0.674	0.673	0.673	0.673	0.672	0.672	0.672
110	0.679	0.679	0.679	0.678	0.678	0.678	0.677	0.677	0.677	0.676	0.676	0.676	0.675
120	0.682	0.681	0.681	0.681	0.680	0.680	0.680	0.679	0.679	0.679	0.679	0.678	0.678

Density of seawater, kg/m^3 — **P = P0 (1 atm for t <=100°C, Seawater vapor pressure for t > 100 °C)** — **21**

	Salinity, g/kg													
Temp, °C	**0**	**10**	**20**	**30**	**35**	**40**	**50**	**60**	**70**	**80**	**90**	**100**	**110**	**120**
0	999.9	1007.9	1016.0	1024.0	1028.0	1032.0	1040.0	1048.0	1056.1	1064.1	1072.1	1080.1	1088.1	1096.2
10	999.5	1007.4	1015.2	1023.0	1027.0	1030.9	1038.7	1046.6	1054.4	1062.2	1070.1	1077.9	1085.7	1093.6
20	998.0	1005.7	1013.4	1021.1	1024.9	1028.8	1036.5	1044.1	1051.8	1059.5	1067.2	1074.9	1082.6	1090.3
25	996.9	1004.5	1012.2	1019.8	**1023.6**	1027.4	1035.0	1042.6	1050.3	1057.9	1065.5	1073.1	1080.7	1088.4
30	995.6	1003.1	1010.7	1018.2	1022.0	1025.8	1033.4	1040.9	1048.5	1056.1	1063.6	1071.2	1078.7	1086.3
40	992.2	999.7	1007.1	1014.6	1018.3	1022.1	1029.5	1037.0	1044.5	1052.0	1059.4	1066.9	1074.4	1081.8
50	988.1	995.5	1002.9	1010.3	1014.0	1017.7	1025.1	1032.5	1039.9	1047.3	1054.7	1062.1	1069.5	1076.9
60	983.2	990.6	998.0	1005.3	1009.0	1012.7	1020.0	1027.4	1034.7	1042.1	1049.5	1056.8	1064.2	1071.5
70	977.8	985.1	992.5	999.8	1003.5	1007.1	1014.5	1021.8	1029.1	1036.5	1043.8	1051.2	1058.5	1065.8
80	971.8	979.1	986.5	993.8	997.5	1001.1	1008.5	1015.8	1023.1	1030.5	1037.8	1045.1	1052.5	1059.8
90	965.3	972.6	980.0	987.3	991.0	994.7	1002.0	1009.4	1016.8	1024.1	1031.5	1038.8	1046.2	1053.5
100	958.3	965.7	973.1	980.5	984.2	987.9	995.2	1002.6	1010.0	1017.4	1024.8	1032.2	1039.6	1047.0
110	950.9	958.3	965.8	973.2	976.9	980.6	988.1	995.5	1003.0	1010.4	1017.8	1025.3	1032.7	1040.2
120	943.0	950.6	958.1	965.6	969.3	973.1	980.6	988.1	995.6	1003.1	1010.6	1018.1	1025.6	1033.1

2. Tabel *physical properties* untuk gas buang

Physical properties of air (p = 101.13 kPa)

T temperature, K; **ρ** density, kg/m^3; **h** specific enthalpy, kJ/kg; **s** specific entropy, kJ/(kg·K); **C_p** specific heat at constant pressure, kJ/(kg·K); **μ** viscosity, 10^{-4} Pa·s; **k** thermal conductivity, W/(m·K)

T	ρ	h	s	C_p	μ	k
260	1.340	260.0	6.727	1.006	0.165	0.0231
280	1.245	280.2	6.802	1.006	0.175	0.0247
300	1.161	300.3	6.871	1.007	0.185	0.0263
350	0.995	350.7	7.026	1.009	0.208	0.0301
400	0.871	401.2	7.161	1.014	0.230	0.0336
450	0.774	452.1	7.282	1.021	0.251	0.0371
500	0.696	503.4	7.389	1.030	0.270	0.0404
600	0.580	607.5	7.579	1.051	0.306	0.0466
800	0.435	822.5	7.888	1.099	0.370	0.0577
1000	0.348	1046.8	8.138	1.141	0.424	0.0681
1200	0.290	1278	8.349	1.175	0.473	0.0783
1400	0.249	1515	8.531	1.207	0.527	0.0927

3. Tabel *physical properties* untuk uap

Nama Zat	Titik Didih (°C)	Kalor Uap (J kg^{-1})
alkohol	78	1.100.000
air	100	2.260.000
raksa	357	272.000
tembaga	1.187	5.069.000
timah hitam	1.750	871.000
perak	2.193	2.336.000
emas	2.660	1.578.000
besi	3.023	6.340.000

4. Tabel *physical properties* untuk *saturated water*

Temp. T, °C	Saturation Pressure P_{sat}, kPa	Density ρ, kg/m³ Liquid	Density ρ, kg/m³ Vapor	Enthalpy of Vaporization h_{fg}, kJ/kg	Specific Heat c_p, J/kg·K Liquid	Specific Heat c_p, J/kg·K Vapor	Thermal Conductivity k, W/m·K Liquid	Thermal Conductivity k, W/m·K Vapor	Dynamic Viscosity μ, kg/m·s Liquid	Dynamic Viscosity μ, kg/m·s Vapor	Prandtl Number Pr Liquid	Prandtl Number Pr Vapor	Volume Expansion Coefficient β, 1/K Liquid
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2501	4217	1854	0.561	0.0171	1.792×10^{-3}	0.922×10^{-5}	13.5	1.00	-0.068×10^{-3}
5	0.8721	999.9	0.0068	2490	4205	1857	0.571	0.0173	1.519×10^{-3}	0.934×10^{-5}	11.2	1.00	0.015×10^{-3}
10	1.2276	999.7	0.0094	2478	4194	1862	0.580	0.0176	1.307×10^{-3}	0.946×10^{-5}	9.45	1.00	0.733×10^{-3}
15	1.7051	999.1	0.0128	2466	4185	1863	0.589	0.0179	1.138×10^{-3}	0.959×10^{-5}	8.09	1.00	0.138×10^{-3}
20	2.339	998.0	0.0173	2454	4182	1867	0.598	0.0182	1.002×10^{-3}	0.973×10^{-5}	7.01	1.00	0.195×10^{-3}
25	3.169	997.0	0.0231	2442	4180	1870	0.607	0.0186	0.891×10^{-3}	0.987×10^{-5}	6.14	1.00	0.247×10^{-3}
30	4.246	996.0	0.0304	2431	4178	1875	0.615	0.0189	0.798×10^{-3}	1.001×10^{-5}	5.42	1.00	0.294×10^{-3}
35	5.628	994.0	0.0397	2419	4178	1880	0.623	0.0192	0.720×10^{-3}	1.016×10^{-5}	4.83	1.00	0.337×10^{-3}
40	7.384	992.1	0.0512	2407	4179	1885	0.631	0.0196	0.653×10^{-3}	1.031×10^{-5}	4.32	1.00	0.377×10^{-3}
45	9.593	990.1	0.0655	2395	4180	1892	0.637	0.0200	0.596×10^{-3}	1.046×10^{-5}	3.91	1.00	0.415×10^{-3}
50	12.35	988.1	0.0831	2383	4181	1900	0.644	0.0204	0.547×10^{-3}	1.062×10^{-5}	3.55	1.00	0.451×10^{-3}
55	15.76	985.2	0.1045	2371	4183	1908	0.649	0.0208	0.504×10^{-3}	1.077×10^{-5}	3.25	1.00	0.484×10^{-3}
60	19.94	983.3	0.1304	2359	4185	1916	0.654	0.0212	0.467×10^{-3}	1.093×10^{-5}	2.99	1.00	0.517×10^{-3}
65	25.03	980.4	0.1614	2346	4187	1926	0.659	0.0216	0.433×10^{-3}	1.110×10^{-5}	2.75	1.00	0.548×10^{-3}
70	31.19	977.5	0.1983	2334	4190	1936	0.663	0.0221	0.404×10^{-3}	1.126×10^{-5}	2.55	1.00	0.578×10^{-3}
75	38.58	974.7	0.2421	2321	4193	1948	0.667	0.0225	0.378×10^{-3}	1.142×10^{-5}	2.38	1.00	0.607×10^{-3}
80	47.39	971.8	0.2935	2309	4197	1962	0.670	0.0230	0.355×10^{-3}	1.159×10^{-5}	2.22	1.00	0.653×10^{-3}
85	57.83	968.1	0.3536	2296	4201	1977	0.673	0.0235	0.333×10^{-3}	1.176×10^{-5}	2.08	1.00	0.670×10^{-3}
90	70.14	965.3	0.4235	2283	4206	1993	0.675	0.0240	0.315×10^{-3}	1.193×10^{-5}	1.96	1.00	0.702×10^{-3}
95	84.55	961.5	0.5045	2270	4212	2010	0.677	0.0246	0.297×10^{-3}	1.210×10^{-5}	1.85	1.00	0.716×10^{-3}
100	101.33	957.9	0.5978	2257	4217	2029	0.679	0.0251	0.282×10^{-3}	1.227×10^{-5}	1.75	1.00	0.750×10^{-3}
110	143.27	950.6	0.8263	2230	4229	2071	0.682	0.0262	0.255×10^{-3}	1.261×10^{-5}	1.58	1.00	0.798×10^{-3}
120	198.53	943.4	1.121	2203	4244	2120	0.683	0.0275	0.232×10^{-3}	1.296×10^{-5}	1.44	1.00	0.858×10^{-3}
130	270.1	934.6	1.496	2174	4263	2177	0.684	0.0288	0.213×10^{-3}	1.330×10^{-5}	1.33	1.01	0.913×10^{-3}
140	361.3	921.7	1.965	2145	4286	2244	0.683	0.0301	0.197×10^{-3}	1.365×10^{-5}	1.24	1.02	0.970×10^{-3}
150	475.8	916.6	2.546	2114	4311	2314	0.682	0.0316	0.183×10^{-3}	1.399×10^{-5}	1.16	1.02	1.025×10^{-3}
160	617.8	907.4	3.256	2083	4340	2420	0.680	0.0331	0.170×10^{-3}	1.434×10^{-5}	1.09	1.05	1.145×10^{-3}
170	791.7	897.7	4.119	2050	4370	2490	0.677	0.0347	0.160×10^{-3}	1.468×10^{-5}	1.03	1.05	1.178×10^{-3}
180	1,002.1	887.3	5.153	2015	4410	2590	0.673	0.0364	0.150×10^{-3}	1.502×10^{-5}	0.983	1.07	1.210×10^{-3}
190	1,254.4	876.4	6.388	1979	4460	2710	0.669	0.0382	0.142×10^{-3}	1.537×10^{-5}	0.947	1.09	1.280×10^{-3}
200	1,553.8	864.3	7.852	1941	4500	2840	0.663	0.0401	0.134×10^{-3}	1.571×10^{-5}	0.910	1.11	1.350×10^{-3}
220	2,318	840.3	11.60	1859	4610	3110	0.650	0.0442	0.122×10^{-3}	1.641×10^{-5}	0.865	1.15	1.520×10^{-3}
240	3,344	813.7	16.73	1767	4760	3520	0.632	0.0487	0.111×10^{-3}	1.712×10^{-5}	0.836	1.24	1.720×10^{-3}
260	4,688	783.7	23.69	1663	4970	4070	0.609	0.0540	0.102×10^{-3}	1.788×10^{-5}	0.832	1.35	2.000×10^{-3}
280	6,412	750.8	33.15	1544	5280	4835	0.581	0.0605	0.094×10^{-3}	1.870×10^{-5}	0.854	1.49	2.380×10^{-3}
300	8,581	713.8	46.15	1405	5750	5980	0.548	0.0695	0.086×10^{-3}	1.965×10^{-5}	0.902	1.69	2.950×10^{-3}
320	11,274	667.1	64.57	1239	6540	7900	0.509	0.0836	0.078×10^{-3}	2.084×10^{-5}	1.00	1.97	
340	14,586	610.5	92.62	1028	8240	11,870	0.469	0.110	0.070×10^{-3}	2.255×10^{-5}	1.23	2.43	
360	18,651	528.3	144.0	720	14,690	25,800	0.427	0.178	0.060×10^{-3}	2.571×10^{-5}	2.06	3.73	
374.14	22,090	317.0	317.0	0	—	—	—	—	0.043×10^{-3}	4.313×10^{-5}			

Note 1: Kinematic viscosity ν and thermal diffusivity α can be calculated from their definitions, $\nu = \mu/\rho$ and $\alpha = k/\rho c_p = \nu/\mathrm{Pr}$. The temperatures 0.01°C, 100°C, and 374.14°C are the triple-, boiling-, and critical-point temperatures of water, respectively. The properties listed above (except the vapor density) can be used at any pressure with negligible error except at temperatures near the critical-point value.

Note 2: The unit kJ/kg·°C for specific heat is equivalent to kJ/kg·K, and the unit W/m·°C for thermal conductivity is equivalent to W/m·K.

Source: Viscosity and thermal conductivity data are from J. V. Sengers and J. T. R. Watson, *Journal of Physical and Chemical Reference Data* 15 (1986), pp. 1291–1322. Other data are obtained from various sources or calculated.

5. *Heat Exchanger Tube – Principal BWG sizes*

Outside Diameter			Birmingham Wire Gauge (BWG)								
			20	18	16	15	14	13	12	11	10
			(0.889 mm)	(1.245 mm)	(1.651 mm)	(1.829 mm)	(2.108 mm)	(2.413 mm)	(2.769 mm)	(3.048 mm)	(3.403 mm)
in		mm	Weight, kg/m (average wall[1])								
1/4	0.250	6.350	0.12	0.16	0.19	-	-	-	-	-	-
5/16	0.313	7.950	0.15	0.21	0.25	0.28	-	-	-	-	-
3/8	0.375	9.525	0.19	0.25	0.31	0.34	0.39	-	-	-	-
1/2	0.500	12.700	0.25	0.34	0.45	0.49	0.55	0.61	0.68	0.72	-
5/8	0.625	15.875	0.33	0.45	0.58	0.64	0.71	0.80	0.89	0.97	-
3/4	0.750	19.050	0.40	0.55	0.72	0.77	0.88	0.98	1.12	1.20	1.31
7/8	0.875	22.225	0.46	0.64	0.83	0.92	1.04	1.18	1.32	1.44	1.58
1	1.000	25.400	0.54	0.74	0.97	1.06	1.21	1.37	1.55	1.68	1.92
1 1/8	1.125	28.575	0.61	0.83	1.10	1.21	1.37	1.56	1.76	1.92	2.11
1 1/4	1.250	31.750	0.68	0.94	1.23	1.35	1.53	1.76	1.96	2.16	2.40
1 3/8	1.375	34.925	0.74	1.03	1.35	1.49	1.70	1.93	2.19	2.40	2.65
1 1/2	1.500	38.100	0.82	1.13	1.49	1.64	1.87	2.17	2.40	2.63	2.92
1 3/4	1.750	44.450	0.97	1.32	1.74	1.92	2.20	2.50	2.84	3.10	3.44
2	2.000	50.800	-	1.52	1.99	2.20	2.53	2.89	3.27	3.59	3.97
2 1/4	2.250	57.150	-	1.73	2.26	2.48	2.87	3.26	3.70	4.06	4.51
2 3/8	2.375	60.325	-	1.81	2.38	2.63	3.02	3.44	3.93	4.30	4.78
2 1/2	2.500	63.500	-	1.91	2.52	2.78	3.18	3.66	4.14	4.54	5.04
2 7/8	2.875	73.025	-	2.20	2.90	3.20	3.68	4.20	4.79	5.25	5.83
3	3.000	76.200	-	2.31	3.04	3.35	3.85	4.39	5.00	5.49	6.10
3 1/2	3.500	88.900	-	2.69	3.56	3.93	4.51	5.15	5.86	6.44	7.17
4	4.000	10.160	-	-	4.11	4.54	5.21	5.95	6.80	7.47	8.30

6. Spesifikasi Pompa *Centrifugal*

CTV - stainless steel series

Materials, data and limits

Casing	AISI 316L stainless steel
Impeller	AISI 316L stainless steel
Casing O-ring	EPDM, FKM or FEP/Silicone
Motor*	IEC standard, 3-phase, 2-pole, IP55
Temperature	max 100 °C
Particles	max diameter is Ø 6 mm

*other motor options available on request

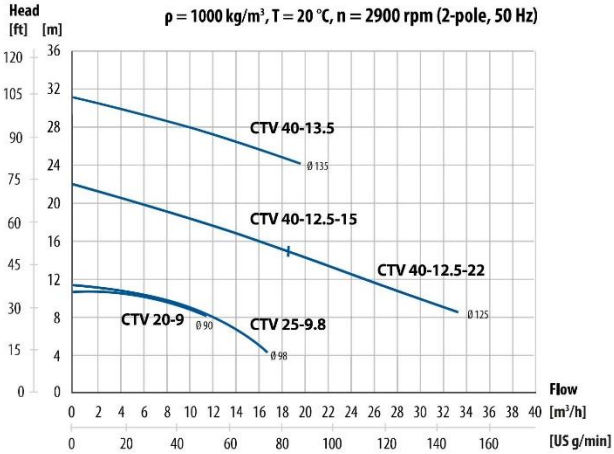
Connection dimensions

Model	BSPT (R) male thread (standard)	
	Inlet	Outlet
CTV 20-9	1″	¾″
CTV 25-9.8	1 ½″	1″
CTV 40-12.5	1 ½″	1 ½″
CTV 40-13.5	1 ½″	1 ½″

on request ANSI and DIN flanges

Performance curves

The performance curves are based on water.



CTV Pump code

I. Tapflo vertical centrifugal pump	II. Pump size		III. Impeller size	IV. Pump housing material		V. Pump options		VI. Motor power	VII. Motor options
CTV	25	-	10	P	-	2V	-	07	R

7. *Pipe specification* (JIS G3456)

Nominal diam.		Out-side diam. (mm)	Nominal wall thickness																			
			Schedule 10		Schedule 20		Schedule 30		Schedule 40		Schedule 60		Schedule 80		Schedule 100		Schedule 120		Schedule 140		Schedule 160	
A	B		Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m
6	1/8	10.5	—	—	—	—	—	—	1.7	0.369	—	—	2.4	0.479	—	—	—	—	—	—	—	—
8	1/4	13.8	—	—	—	—	—	—	2.2	0.629	—	—	3.0	0.799	—	—	—	—	—	—	—	—
10	3/8	17.3	—	—	—	—	—	—	2.3	0.851	—	—	3.2	1.11	—	—	—	—	—	—	—	—
15	1/2	21.7	—	—	—	—	—	—	2.8	1.31	—	—	3.7	1.64	—	—	—	—	—	—	4.7	1.97
20	3/4	27.2	—	—	—	—	—	—	2.9	1.74	—	—	3.9	2.24	—	—	—	—	—	—	5.5	2.94
25	1	34.0	—	—	—	—	—	—	3.4	2.57	—	—	4.5	3.27	—	—	—	—	—	—	6.4	4.36
32	1 1/4	42.7	—	—	—	—	—	—	3.6	3.47	—	—	4.9	4.57	—	—	—	—	—	—	6.4	5.73
40	1 1/2	48.6	—	—	—	—	—	—	3.7	4.10	—	—	5.1	5.47	—	—	—	—	—	—	7.1	7.27
50	2	60.5	—	—	—	—	—	—	3.9	5.44	—	—	5.5	7.46	—	—	—	—	—	—	8.7	11.1
65	2 1/2	76.3	—	—	—	—	—	—	5.2	9.12	—	—	7.0	12.0	—	—	—	—	—	—	9.5	15.6
80	3	89.1	—	—	—	—	—	—	5.5	11.3	—	—	7.6	15.3	—	—	—	—	—	—	11.1	21.4
90	3 1/2	101.6	—	—	—	—	—	—	5.7	13.5	—	—	8.1	18.7	—	—	—	—	—	—	12.7	27.8
100	4	114.3	—	—	—	—	—	—	6.0	16.0	—	—	8.6	22.4	—	—	11.1	28.2	—	—	13.5	33.6
125	5	139.8	—	—	—	—	—	—	6.6	21.7	—	—	9.5	30.5	—	—	12.7	39.8	—	—	15.9	48.6
150	6	165.2	—	—	—	—	—	—	7.1	27.7	—	—	11.0	41.8	—	—	14.3	53.2	—	—	18.2	66.0
200	8	216.3	—	—	6.4	33.1	7.0	36.1	8.2	42.1	10.3	52.3	12.7	63.8	15.1	74.9	18.2	88.9	20.6	99.4	23.0	110
250	10	267.4	—	—	6.4	41.2	7.8	49.9	9.3	59.2	12.7	79.8	15.1	93.9	18.2	112	21.4	130	25.4	152	28.6	168
300	12	318.5	—	—	6.4	49.3	8.4	64.2	10.3	78.3	14.3	107	17.4	129	21.4	157	25.4	184	28.6	204	33.3	234
350	14	355.6	6.4	55.1	7.9	67.7	9.5	81.1	11.1	94.3	15.1	127	19.0	158	23.8	195	27.8	225	31.8	254	35.7	282
400	16	406.4	6.4	63.1	7.9	77.6	9.5	93.0	12.7	123	16.7	160	21.4	203	26.2	246	30.9	286	36.5	333	40.5	365
450	18	457.2	6.4	71.1	7.9	87.5	11.1	122	14.3	156	19.0	205	23.8	254	29.4	310	34.9	363	39.7	409	45.2	459
500	20	508.0	6.4	79.2	9.5	117	12.7	155	15.1	184	20.6	248	26.2	311	32.5	381	38.1	441	44.4	508	50.0	565
550	22	558.8	—	—	—	—	—	—	15.9	213	22.2	294	28.6	374	34.9	451	41.3	527	47.6	600	54.0	672
600	24	609.6	—	—	—	—	—	—	17.5	256	24.6	355	31.0	442	38.9	547	46.0	639	52.4	720	59.5	807
650	26	660.4	—	—	—	—	—	—	18.9	299	26.4	413	34.0	525	41.6	635	49.1	740	56.6	843	64.2	944

8. *Pipe specification* (JIS G3454)

Nominal diameter		Out-side dia.	Nominal wall thickness											
			Schedule 10		Schedule 20		Schedule 30		Schedule 40		Schedule 60		Schedule 80	
A	B	mm	Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m	Wall thick. mm	Unit mass kg/m
6	1/8	10.5	—	—	—	—	—	—	1.7	0.369	2.2	0.450	2.4	0.479
8	1/4	13.8	—	—	—	—	—	—	2.2	0.629	2.4	0.675	3.0	0.799
10	3/8	17.3	—	—	—	—	—	—	2.3	0.851	2.8	1.00	3.2	1.11
15	1/2	21.7	—	—	—	—	—	—	2.8	1.31	3.2	1.46	3.7	1.64
20	3/4	27.2	—	—	—	—	—	—	2.9	1.74	3.4	2.00	3.9	2.24
25	1	34.0	—	—	—	—	—	—	3.4	2.57	3.9	2.89	4.5	3.27
32	1 1/4	42.7	—	—	—	—	—	—	3.6	3.47	4.5	4.24	4.9	4.57
40	1 1/2	48.6	—	—	—	—	—	—	3.7	4.10	4.5	4.89	5.1	5.47
50	2	60.5	—	—	3.2	4.52	—	—	3.9	5.44	4.9	6.72	5.5	7.46
65	2 1/2	76.3	—	—	4.5	7.97	—	—	5.2	9.12	6.0	10.4	7.0	12.0
80	3	89.1	—	—	4.5	9.39	—	—	5.5	11.3	6.6	13.4	7.6	15.3
90	3 1/2	101.6	—	—	4.5	10.8	—	—	5.7	13.5	7.0	16.3	8.1	18.7
100	4	114.3	—	—	4.9	13.2	—	—	6.0	16.0	7.1	18.8	8.6	22.4
125	5	139.8	—	—	5.1	16.9	—	—	6.6	21.7	8.1	26.3	9.5	30.5
150	6	165.2	—	—	5.5	21.7	—	—	7.1	27.7	9.3	35.8	11.0	41.8
200	8	216.3	—	—	6.4	33.1	7.0	36.1	8.2	42.1	10.3	52.3	12.7	63.8
250	10	267.4	—	—	6.4	41.2	7.8	49.9	9.3	59.2	12.7	79.8	15.1	93.9
300	12	318.5	—	—	6.4	49.3	8.4	64.2	10.3	78.3	14.3	107	17.4	129
350	14	355.6	6.4	55.1	7.9	67.7	9.5	81.1	11.1	94.3	15.1	127	19.0	158
400	16	406.4	6.4	63.1	7.9	77.6	9.5	93.0	12.7	123	16.7	160	21.4	203
450	18	457.2	6.4	71.1	7.9	87.5	11.1	122	14.3	156	19.0	205	23.8	254
500	20	508.0	6.4	79.2	9.5	117	12.7	155	15.1	184	20.6	248	26.2	311
550	22	558.8	6.4	87.2	9.5	129	12.7	171	15.9	213	—	—	—	—
600	24	609.6	6.4	95.2	9.5	141	14.3	210	—	—	—	—	—	—
650	26	660.4	7.9	127	12.7	203	—	—	—	—	—	—	—	—

9. Hasil Simulasi Evaporator Dengan *software* HTRI

HTRI

Output Summary Page 1

Released to the following company:
ITS Surabaya
Khairudin Nawawi

Xist 7.3.2 10/08/2021 13:52 SN: 46639- **SI Units**

Simulation - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AEW Shell With Single-Segmental Baffles

See Data Check Messages Report for Informative Messages.
See Runtime Message Report for Warning Messages.

Process Conditions		Cold Shellside		Hot Tubeside	
Fluid name			feed water		Exhaust gas
Flow rate	(kg/s)		0,0322		0,3770
Inlet/Outlet Y	(Wt. frac vap.)	0,0000	0,0000	1,0000	1,0000
Inlet/Outlet T	(Deg C)	28,00	340,67 *	500,00	399,47 *
Inlet P/Avg	(kPa)	101,33	101,33	101,33	100,21
dP/Allow.	(kPa)	1,52e-4	0,000	2,234	0,000
Fouling	(m2-K/W)		0,000700		0,000350

Exchanger Performance

Shell h	(W/m2-K)	203,76	Actual U	(W/m2-K)	45,28
Tube h	(W/m2-K)	75,16	Required U	(W/m2-K)	45,21
Hot regime	(--)	Sens. Gas	Duty	(MegaWatts)	0,0412
Cold regime	(--)	Sens. Liquid	Eff. area	(m2)	3,794
EMTD	(Deg C)	240,3	Overdesign	(%)	0,16

Shell Geometry			Baffle Geometry		
TEMA type	(--)	AEW	Baffle type		Single-Seg.
Shell ID	(mm)	400,68	Baffle cut	(Pct Dia.)	25
Series	(--)	1	Baffle orientation	(--)	Perpend.
Parallel	(--)	1	Central spacing	(mm)	0,000
Orientation	(deg)	0,00	Crosspasses	(--)	2

Tube Geometry			Nozzles		
Tube type	(--)	Plain	Shell inlet	(mm)	100,00
Tube OD	(mm)	25,400	Shell outlet	(mm)	100,00
Length	(m)	0,750	Inlet height	(mm)	13,015
Pitch ratio	(--)	1,2500	Outlet height	(mm)	13,015
Layout	(deg)	90	Tube inlet	(mm)	130,00
Tubecount	(--)	68	Tube outlet	(mm)	130,00
Tube Pass	(--)	1			

Thermal Resistance; %		Velocities; m/s			Flow Fractions	
			Min	Max		
Shell	22,22	Tubeside	32,18	35,27	A	0,017
Tube	72,24	Crossflow	1,19e-3	1,34e-3	B	0,822
Fouling	5,07	Window	1,43e-3	1,68e-3	C	0,055
Metal	0,47				E	0,106
					F	0,000

10. Hasil Simulasi Kondensor Dengan *software* HTRI

HTRI

Output Summary Page 1

Released to the following company:
ITS Surabaya
Khairudin Nawawi

Xist 7.3.2 10/08/2021 13:53 SN: 46639- **SI Units**

Simulation - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AEW Shell With Single-Segmental Baffles

See Data Check Messages Report for Informative Messages.
See Runtime Message Report for Warning Messages.

Process Conditions		Hot Shellside		Cold Tubeside	
Fluid name			Uap		Seawater cooler
Flow rate	(kg/s)		0,0322		1,4700
Inlet/Outlet Y	(Wt. frac vap.)	1,0000	1,0000	0,0000	0,0000
Inlet/Outlet T	(Deg C)	100,00	82,05 *	28,00	28,41 *
Inlet P/Avg	(kPa)	101,33	101,32	101,33	97,779
dP/Allow.	(kPa)	6,23e-3	0,000	7,091	0,000
Fouling	(m2-K/W)		0,000400		0,000650

Exchanger Performance

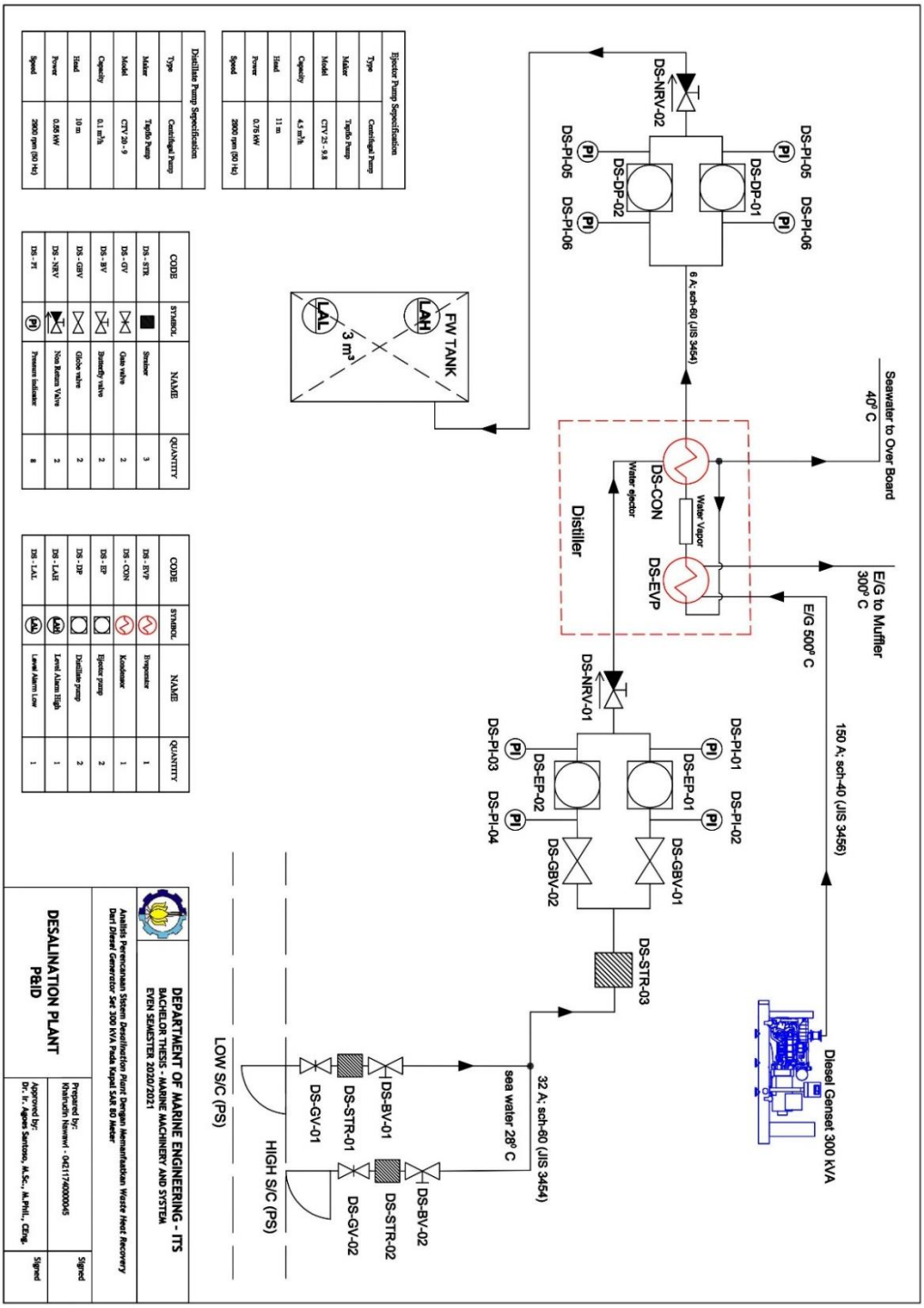
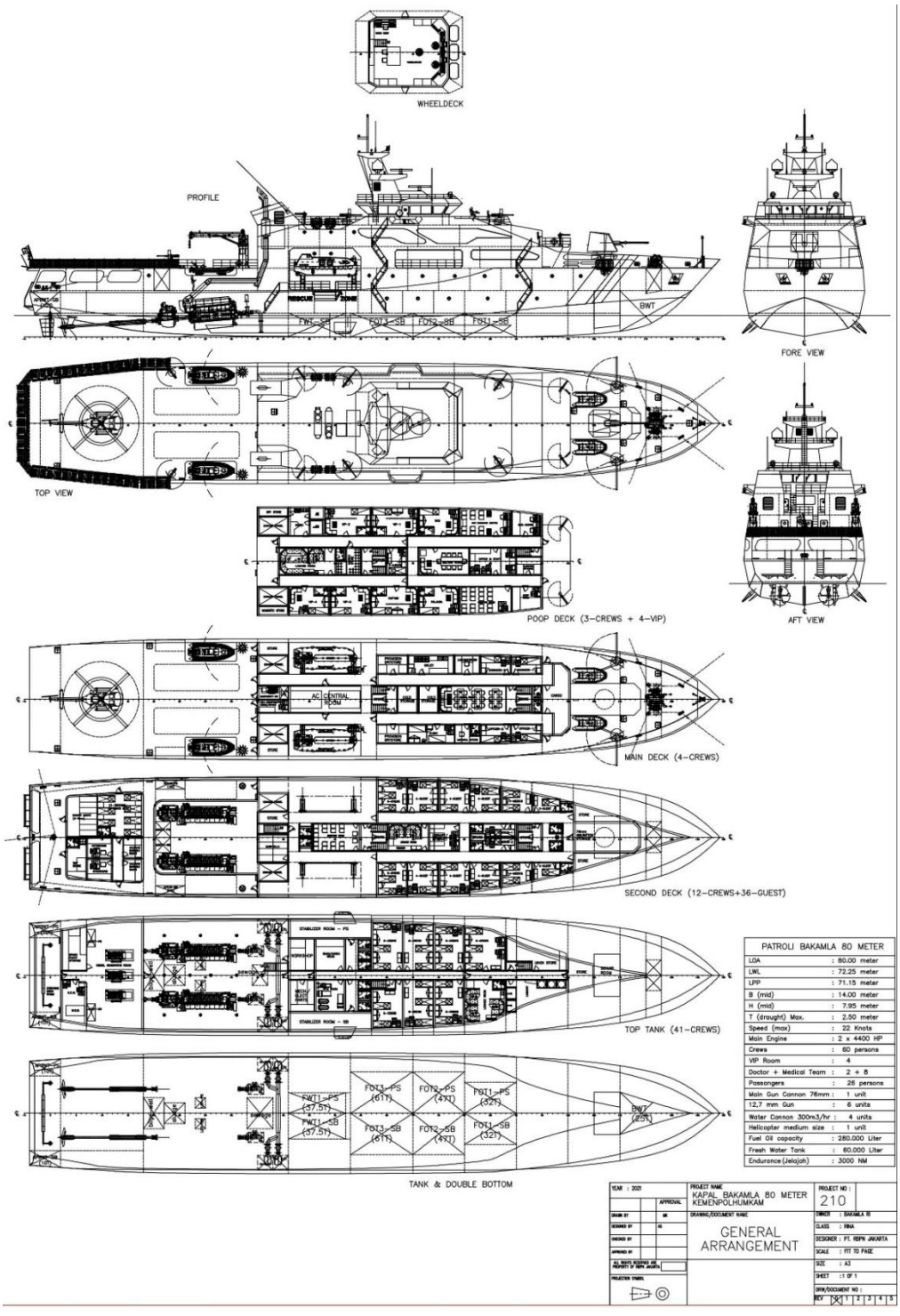
Shell h	(W/m2-K)	364,37	Actual U	(W/m2-K)	239,63
Tube h	(W/m2-K)	5728,0	Required U	(W/m2-K)	238,52
Hot regime	(--)	Sens. Gas	Duty	(MegaWatts)	0,0024
Cold regime	(--)	Sens. Liquid	Eff. area	(m2)	0,164
EMTD	(Deg C)	62,2	Overdesign	(%)	0,47

Shell Geometry			Baffle Geometry		
TEMA type	(--)	AEW	Baffle type		Single-Seg.
Shell ID	(mm)	133,84	Baffle cut	(Pct Dia.)	25
Series	(--)	1	Baffle orientation	(--)	Perpend.
Parallel	(--)	1	Central spacing	(mm)	70,000
Orientation	(deg)	0,00	Crosspasses	(--)	4

Tube Geometry			Nozzles		
Tube type	(--)	Plain	Shell inlet	(mm)	26,645
Tube OD	(mm)	25,400	Shell outlet	(mm)	26,645
Length	(m)	0,750	Inlet height	(mm)	22,420
Pitch ratio	(--)	1,2520	Outlet height	(mm)	22,420
Layout	(deg)	90	Tube inlet	(mm)	26,645
Tubecount	(--)	3	Tube outlet	(mm)	26,645
Tube Pass	(--)	1			

Thermal Resistance; %		Velocities; m/s			Flow Fractions	
Shell	65,76		**Min**	**Max**	A	0,011
Tube	5,02	Tubeside	1,36	1,36	B	0,384
Fouling	28,26	Crossflow	4,25e-3	1,53e-2	C	0,484
Metal	0,97	Window	9,55e-3	1,92e-2	E	0,121
					F	0,000

11. P&ID untuk *Desalination Plant* yang Direncanakan



12. *General Arrangement* Kapal SAR 80 Meter