



PERENCANAAN DESAIN *CALORIFIER* DENGAN *HEAT EXCHANGER*  
TIPE *PLATE AND FRAME HEAT EXCHANGER* PADA SISTEM DOMESTIK  
KAPAL LPD 120 METER SEBAGAI PENUNJANG OPERASIONAL  
PELAYARAN DI WILAYAH SUB-TROPIS

AGUNG HARDIARTO  
NRP. 04211940005018

PEMBIMBING:

Dr. Ir. Agoes Santoso, M.Sc., M.phil. CEng.  
Taufik Fajar Nugroho, S.T., M.Sc.

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





PLANNING OF CALORIFIER DESIGN WITH HEAT EXCHANGER TYPE  
OF PLATE AND FRAME HEAT EXCHANGER IN DOMESTIC SYSTEM  
OF 120 METER LPD SHIP AS SUPPORTING SHIPPING OPERATIONS IN  
SUB-TROPICAL AREA

AGUNG HARDIARTO  
NRP. 04211940005018

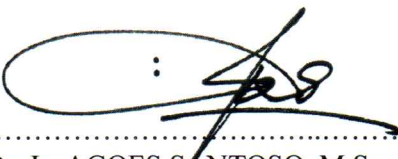
SUPERVISORS:

Dr. Ir. Agoes Santoso, M.Sc., M.phil. CEng.  
Taufik Fajar Nugroho, S.T., M.Sc.

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 I : Dr. Ir. AGOES SANTOSO, M.Sc., M.phil. CEng.  
NIP./NPP. : 196809281991021001  
Tanggal : 23 Agustus 2021

  
Tanda Tangan : .....  
Pembimbing II : TAUFIK FAJAR NUGROHO, S.T., M.Sc.  
NIP./NPP. : 197603102000031001  
Tanggal : 23 Agustus 2021

Disahkan oleh Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan:

  
Tanda Tangan : .....  
Nama : BENY CAHYONO, S.T., M.T., Ph.D.  
NIP./NPP. : 123456789012345670  
Tanggal : 23 Agustus 2021



PERENCANAAN DESAIN CALORIFIER DENGAN HEAT  
EXCHANGER TIPE PLATE DAN FRAME HEAT EXCHANGER  
PADA SISTEM DOMESTIK KAPAL LPD 120 METER SEBAGAI  
PENUNJANG OPERASIONAL PELAYARAN DI WILAYAH SUB-  
TROPIS

AGUNG HARDIARTO

Tugas Akhir diajukan untuk memenuhi  
salah satu syarat memperoleh gelar  
Sarjana Teknik  
(Teknik Sistem Perkapalan)

Fakultas Teknologi Kelautan  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
2021





*Halaman ini sengaja dikosongkan*

“Saya menyatakan bahwa Tugas Akhir berjudul *PERENCANAAN DESAIN CALORIFIER DENGAN HEAT EXCHANGER TIPE PLATE DAN FRAME HEAT EXCHANGER PADA SISTEM DOMESTIK KAPAL LPD 120 METER SEBAGAI PENUNJANG OPERASIONAL PELAYARAN DI WILAYAH SUB-TROPIS* 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 : AGUNG HARDIARTO  
NRP. : 04211940005018  
Tanggal : 23 Agustus 2021

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## PENGHARGAAN

Pertama penulis memanjatkan puji syukur kehadirat Tuhan Yang Maha Esa yang telah memberikan kemampuan serta kesehatan sehingga penulis mampu menyelesaikan tugas akhir ini dengan baik.

Tugas akhir ini bertujuan sebagai perencanaan pemanas air panas pada sistem domestik kapal LPD 120 meter dengan menggunakan alat penukar kalor. Penulis juga ingin menyampaikan penghargaan dan ucapan terimakasih yang tidak terhingga kepada pihak-pihak yang telah membantu dalam menyelesaikan tugas akhir ini:

1. Orangtua dan keluarga besar tercinta, atas limpahan kasih, sayang, doa, bantuan moril dan materiil kepada penulis selama ini yang tidak ternilai harganya.
2. Bapak Beny Cahyono, S.T., M.T., Ph.D selaku Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS, Surabaya.
3. Bapak Dr. Ir. Agoes Santoso, M.Sc. selaku Pembimbing 1 Tugas akhir penulis yang telah memberikan bantuan dan arahan yang sangat berarti, juga motivasi-motivasi yang membangun semangat penulis.
4. Bapak Taufik Fajar Nugroho, S.T., M.Sc. selaku pembimbing 2 Tugas akhir penulis yang telah memberikan arahan serta motivasi yang berarti bagi penulis.
5. Bapak Dr. Indra Ranu Kusuma, S.T., M.Sc. selaku dosen wali penulis selama menempuh pendidikan strata-1 di Departemen Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS, Surabaya.
6. Bapak Ir. Alam Baheramsyah, M.Sc. sebagai Kepala Laboratorium MMS Departemen Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS atas izin dalam pemanfaatan fasilitas laboratorium untuk tempat penulis melakukan penulisan dan tempat bernaung di area kampus.
7. M Dimitrie Arsenna Dasaad selaku partner tugas akhir yang telah membantu dalam proses pengerjaan dan penulisan tugas akhir ini.
8. Teman-teman Laboratorium MMS Departemen Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS yang telah menerima penulis dengan hangat untuk berada di laboratorium serta memberikan semangat dan candaan selama penulis berproses dalam melakukan penulisan tugas akhir ini.
9. Seluruh mahasiswa Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS atas kehangatan kalian menerima penulis untuk berdampingan melalui masa studi di kampus.
10. Banyak teman dan pihak diluar kampus yang tidak dapat saya sebutkan satu persatu pada kesempatan kali ini atas semua perhatian dan dukungan moral yang secara tidak langsung tersirat.

Penulis menyadari bahwa dalam penulisan Tugas Akhir ini masih jauh dari kata sempurna dan oleh sebab itu setiap saran dan ide yang membangun dari semua pihak sangat diharapkan.

Akhir kata, semoga Tuhan Yang Maha Esa melimpahkan selali rahmat, ridho, berkah serta kuasa-Nya kepada kita semua. Semoga tugas akhir ini mampu memberikan manfaat bagi semua orang.

## ABSTRAK

Awak Kapal merupakan komponen penting dalam dunia maritim, mereka yang memiliki mobilitas tinggi saat pengoperasian sebuah kapal saat kondisi berlayar. Oleh sebab itu kenyamanan awak kapal perlu diperhatikan dan diperbaiki. Kenyamanan merupakan faktor penting yang diperlukan agar awak kapal dapat melakukan kegiatannya dengan baik. Didasari oleh regulasi yang tertulis pada Marine Labour Convention Reg.3.1 tentang Akomodasi, fasilitas rekreasi, salah satu cara untuk meningkatkan kenyamanan awak kapal adalah dengan menyediakan fasilitas air hangat pada sistem domestik yang ada di kapal. Dengan mengadakan air hangat ini nantinya akan dimanfaatkan untuk aktifitas mandi dan cuci awak kapal selama berlayar.

Diproyeksikan kapal *Landing Platform Deck* (LPD) panjang 120 meter butuh pemanas air dengan memanfaatkan gas buang engine (*Waste Heat Recovery System*) pada sistem domestik menggunakan *Calorifier* dengan *Heat Exchanger* tipe *Plate and Frame*. Kapal LPD ini didesain untuk berlayar di perairan Sub-tropis yang mana temperature terendah mampu menyentuh 5°C. Dengan demikian diperlukan nilai dari kebutuhan kalor untuk memanaskan air dari temperatur lingkungan terendah menjadi 66°C sesuai dengan regulasi Marine Labour Convention 2006. Sumber daya alat penukar kalor yang didapat berasal dari daya gas buang yang dihasilkan dari *Auxilliary Engine*.

Tujuan utama dari tugas akhir ini adalah untuk mendapatkan desain calorifier dengan *heat exchanger* yang digunakan pada kapal LPD. Metode yang digunakan penulis dengan melakukan studi empiris serta mendesain menggunakan bantuan aplikasi perancang *Heat Exchanger*. Dengan demikian akan dilakukan komparasi terhadap hasil yang didapat dari desain empiris dan desain simulasi aplikasi. Dari hasil komparasi tersebut dari perhitungan studi empiris didapat Luas Permukaan penghantar kalor sebesar 130.41 m<sup>2</sup> dan dari hasil permodelan aplikasi didapat 125.11 m<sup>2</sup> atau 4.23% lebih kecil. Untuk nilai unjuk kerja dari *heat exchanger* dari perhitungan studi empiris didapat 840.9 Kw, dan hasil permodelan aplikasi 786.4 kW atau 6.93% lebih rendah. Kemudian jumlah plat dan *channel* dalam perhitungan studi empiris didapat 223 unit plat dengan 111 *channel* sedangkan dari hasil desain permodelan aplikasi didapat 203 unit plat dengan 101 *channel*. Nilai kebutuhan kalor pada sistem domestik kapal LPD sebesar 233.59 kW dapat terpenuhi oleh *heat exchanger* yang telah didesain.

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## ABSTRACT

Crew is an important component in the maritime world, those who have high mobility when operating a ship during sailing conditions. Therefore, the comfort of the crew needs to be considered and improved. Comfort is an important factor needed so that crew members can carry out their activities properly. Based on the regulations written in the Marine Labor Convention Reg.3.1 regarding Accommodation, recreational facilities, one way to increase the comfort of the crew is to provide warm water facilities in the domestic system on board. By holding this warm water, it will be used for bathing and washing activities for the crew during sailing.

It is projected that the 120 meter long Landing Platform Deck (LPD) vessel requires water heating by utilizing engine exhaust gas (Waste Heat Recovery System) in the domestic system using a Calorifier with Plate and Frame type Heat Exchanger. This LPD ship is designed to sail in sub-tropical waters where the lowest temperature can touch 5°C. Thus, it is necessary to value the heat requirement to heat water from the lowest ambient temperature to 66°C in accordance with the regulation of the Marine Labor Convention 2006. The heat exchanger resource obtained comes from the exhaust gas generated from the Auxiliary Engine.

The main objective of this final project is to obtain a calorifier design with a heat exchanger used in LPD vessels. The method used by the author is to conduct empirical studies and design using the help of a Heat Exchanger designer application. Thus, a comparison will be made against the results obtained from the empirical design and application simulation design. From the comparison results from the calculation of the empirical study, the surface area of the heat conductor is 130.41 m<sup>2</sup> and from the application modeling results it is 125.11 m<sup>2</sup> or 4.23% smaller. For the performance value of the heat exchanger from the calculation of the empirical study obtained 840.9 kW, and the results of the application modeling 786.4 kW or 6.93% lower. Then the number of plates and channels in the calculation of the empirical study obtained 223 plate units with 111 channels while the results of the application modeling design obtained 203 plate units with 101 channels. The value of the heat requirement in the domestic LPD ship system of 233.59 kW can be met by a heat exchanger that has been designed.



*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## DAFTAR ISI

PERNYATAAN.....	iii
PENGHARGAAN .....	v
ABSTRAK .....	vii
ABSTRACT .....	ix
DAFTAR ISI.....	xi
DAFTAR TABEL.....	xv
DAFTAR GAMBAR .....	xvii
DAFTAR SINGKATAN.....	xix
DAFTAR SIMBOL.....	xxi
BAB 1 PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang Penelitian .....	1
1.2 Pernyataan Masalah .....	1
1.3 Tujuan Penelitian .....	2
1.4 Ruang Lingkup Penelitian.....	2
1.5 Manfaat Penelitian .....	2
BAB 2 KAJIAN PUSTAKA.....	3
2.1 Pendahuluan .....	3
2.2 Studi Terkait.....	7
2.3 Teori Dasar.....	8
2.3.1 <i>Waste Heat Recovery System</i> .....	8
2.3.2 Sistem Domestik .....	9
2.3.3 <i>Heat Exchanger</i> .....	10
2.3.4 <i>HTRI Software</i> .....	10
2.4 Perhitungan %MCR Auxiliary Engine terhadap RPM.....	11
2.5 Menentukan daya Auxilliary Engine pada beban tertentu .....	11
2.6 Kebutuhan Kalor dan Air Hangat.....	11
2.7 Keseimbangan Kalor (Heat Balance).....	12
2.8 Heat Transfer.....	12
2.8.1 <i>Flow Pattern and Pass Arrangement</i> .....	14
2.8.2 Koefisien Perpindahan Panas Total .....	15
2.8.3 <i>Prandtl Number</i> .....	15
2.8.4 Log Mean Temperature Different (LMTD) .....	16
2.8.5 Arah Aliran Fluida .....	16
2.8.6 Area Perpindahan Panas Total .....	19
2.8.7 Jumlah Plate Pesawat Penukar Kalor.....	19
2.8.8 Jumlah Channel Pesawat Penukar Kalor .....	20
2.8.9 <i>Channel Velocity</i> .....	20
2.8.10 <i>Flow Area</i> .....	20
2.8.11 <i>High and Low Theta Plates</i> .....	22
2.8.12 <i>Heat Transfer Correlations</i> .....	23

2.8.13	<i>Reynolds Number</i> .....	23
2.8.14	Koefisien Perpindahan Panas Konveksi.....	24
2.8.15	<i>Pressure Drop</i> .....	24
2.9	Keseimbangan Kalor (Heat Balance) .....	25
2.10	Heat Insulation Material .....	25
2.11	Pipe Insulation.....	26
2.12	Heat Loss.....	27
BAB 3	METODOLOGI PENELITIAN .....	29
3.1	Pendahuluan .....	29
3.2	Diagram Alir Penelitian.....	29
3.3	Identifikasi Masalah .....	30
3.8	Perbandingan Desain.....	31
3.9	Hasil dan Diskusi.....	32
3.10	Kesimpulan dan Rekomendasi .....	32
BAB 4	HASIL DAN PEMBAHASAN .....	33
4.1	Data Kapal.....	33
4.2	Pembahasan .....	33
4.2.1	Menentukan RPM dan beban tertentu .....	34
4.2.2	Estimasi perhitungan daya pada beban % MCR Auxilliary Engine .....	34
4.2.3	Perhitungan Mass Flow Rate dari Gas Buang Auxilliary Engine .....	35
4.2.4	Perhitungan kebutuhan Fresh Water .....	36
4.2.5	Perhitungan Massa Air Hangat .....	36
4.2.6	Perhitungan Keseimbangan Kalor Fluida (Heat Balance) .....	37
4.2.7	Perhitungan Kebutuhan Kalor pada Sistem .....	38
4.2.8	Menentukan nilai <i>Thermal Effectiviness, Fouling Factor dan Correction Factor</i> .....	38
4.2.9	Perhitungan Overall Heat Transfer Coefficient .....	40
4.2.10	Prandtl Number .....	40
4.2.11	Log Mean Temperature Different (LMTD) .....	44
4.2.12	Heat Transfer Area.....	45
4.2.13	Konstruksi plat .....	45
4.2.14	Number of Plates.....	46
4.2.15	Number of Channels .....	46
4.2.16	Number of Transfer Units (NTU) .....	48
4.2.17	Reynolds Number .....	48
4.2.18	Nusselt Number.....	49
4.2.19	Heat Exchanger Duty .....	51
4.2.20	Pressure Drop.....	51
4.3	Desain Menggunakan HTRI Xchanger 7 .....	54
4.4	Perencanaan Insulasi Pipa .....	60
4.4.1	Dimensi Flange <i>Heat Exchanger</i> .....	60
4.4.2	Material Insulasi.....	60

4.4.3	Perhitungan Insulasi Sistem perpipaan Domestik.....	61
4.5	Heat loss .....	63
4.5.1	<i>Heat loss</i> pada <i>Engine Room</i> .....	63
4.5.2	<i>Heat loss</i> pada <i>Accommodation Deck</i> .....	64
BAB 5	KESIMPULAN DAN SARAN .....	65
5.1	Gambaran Umum Penelitian .....	65
5.2	Kesimpulan .....	65
5.3	Saran.....	66
DAFTAR PUSTAKA	.....	67

*Halaman sengaja dikosongkan*

## DAFTAR TABEL

Tabel 4.1 Tabel Koefisien perpindahan panas konveksi dan temperature fluida.....	40
Tabel 4.2 Sifat dari Fluida penghantar panas dan penerima panas .....	45
Tabel 4.3 Konstanta pressure loss berdasarkan nilai Reynolds Number.....	52
Tabel 4.4 Perbandingan hasil antara perhitungan empiris dengan analisa software.....	59

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Konstruksi Heat Exchanger tipe Plate.....	3
Gambar 2.2 Detail konstruksi dari Heat Exchanger tipe plate.....	4
Gambar 2.3 Perpindahan Panas secara konduksi.....	5
Gambar 2.4 Perpindahan Panas secara konveksi.....	6
Gambar 2.5 Perpindahan Panas secara radiasi.....	6
Gambar 2.6 Kapal Landing Platform Deck.....	7
Gambar 2.7 Waste Heat Recovery System.....	8
Gambar 2.8 Contoh Sistem domestic.....	9
Gambar 2.9 Contoh aplikasi sistem kerja plate heat exchanger.....	10
Gambar 2.10 Tampilan aplikasi HTRI.....	10
Gambar 2.11 Detail konstruksi Plate Heat Exchanger.....	13
Gambar 2.12 Kumpulan berbagai macam Plate Heat Exchanger.....	13
Gambar 2.13 Series flow n pass-n pass.....	14
Gambar 2.14 Single-pass looped.....	14
Gambar 2.15 Multipass with equal passes flow pattern.....	14
Gambar 2.16 2 pass-1 pass.....	15
Gambar 2.17 3 pass-1 pass.....	15
Gambar 2.18 Counter Flow.....	17
Gambar 2.19 Cocurrent Flow.....	17
Gambar 2.20 Mean Temperature difference relationship: counterflow.....	18
Gambar 2.21 Mean temperature difference relationships: Cocurrent.....	18
Gambar 2.22 Diagram Cocurrent Flow F terhadap P.....	19
Gambar 2.23 Geometri horizontal.....	21
Gambar 2.24 Geometri kombinasi.....	21
Gambar 2.25 Geometri vertical.....	21
Gambar 2.26 Dimensi utama plat.....	22
Gambar 2.27 Struktur plate tipe high theta.....	22
Gambar 2.28 Struktur plat tipe low theta.....	23
Gambar 2.29 Detail untuk insulasi panas.....	26
Gambar 2.30 Detail untuk insulasi dingin.....	26
Gambar 3.1 Diagram Alir Metodologi Penelitian.....	30
Gambar 4.1 Waste Heat Recovery System (WHRS MAN B&W).....	35
Gambar 4.2 Grafik hubungan <i>Mean temperature different</i> pada <i>Counterflow</i> .....	39
Gambar 4.3 Dimensi alat penukar kalor M15B-FG.....	45
Gambar 4.4 Laman untuk memasukkan data ringkas awal.....	55
Gambar 4.5 Laman untuk mengisi proses yang berjalan dalam alat penukar kalor.....	55
Gambar 4.6 Laman untuk mengisi dan memilih jenis beserta properties fluida panas.....	56
Gambar 4.7 Laman untuk mengisi dan memilih jenis beserta properties fluida dingin.....	56
Gambar 4.8 Laman untuk menentukan geometry dari plat penukar kalor.....	57
Gambar 4.9 Laman detail geometri plat yang akan digunakan.....	57



Gambar 4.10 Laman untuk menentukan susunan plat pada alat penukar kalor.....	58
Gambar 4.11 Laman menentukan letak port inlet fluida dan outlet fluida.....	58
Gambar 4.12 Laman hasil akhir dari simulasi yang dilakukan oleh aplikasi HTRI.....	59

## DAFTAR SINGKATAN

HTRI	: Heat Transfer Research Inc
LMTD	: Logarithmic mean temperature difference
LPD	: Landing Platform Dock
NTU	: Number of Transfer unit
MCR	: Maximum Continous Rating
ASME	: American Society Mechanical Engineering
AISI	: American Iron and Steel Institute
TIAC	: Thermal Insulation Association of Canada

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## DAFTAR SIMBOL

$\dot{m}$	- <i>Mass flow rate</i>
$Q$	- <i>Heat loss</i>
$C_p$	- <i>Specific heat gas</i>
$\rho_{sw}$	- <i>Berat jenis air laut</i>
$\eta_v$	- <i>Effisiensi</i>
$\rho_a$	- <i>Nilai densitas udara</i>
$V_s$	- <i>Displaced Volume</i>
Re	- <i>Reynould Number</i>
Pr	- <i>Prandlt Number</i>
$\mu_b$	- <i>Viscosity mean temperature</i>
$\mu_w$	- <i>Viscosity at wall temperature</i>
$D_e$	- <i>Nilai ekivalensi diameter dari aliran</i>
$n_s$	- <i>Angka dari substreams</i>

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

# BAB 1

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang Penelitian

Awak Kapal merupakan komponen penting dalam dunia maritim, mereka yang memiliki mobilitas tinggi saat pengoperasian sebuah kapal saat kondisi berlayar. Oleh sebab itu kenyamanan awak kapal perlu diperhatikan dan diperbaiki. Kenyamanan merupakan faktor penting yang diperlukan agar awak kapal dapat melakukan kegiatannya dengan baik. Salah satu cara untuk meningkatkan kenyamanan awak kapal dengan menyediakan fasilitas air hangat pada sistem domestik yang ada di kapal. Dengan mengadakan air hangat ini nantinya akan dimanfaatkan untuk aktifitas mandi dan cuci awak kapal selama berlayar. Hal ini didasari juga dari Marine Labour Convention Reg. 3.1 Accomodation, Recreational Facilities, kapal harus menyediakan akomodasi dan fasilitas rekreasi yang baik untuk mendukung kesehatan para awak kapal saat bekerja. Air hangat ini bisa didapatkan dengan menggunakan pemanasan air yang diambil dari boiler, *heat exchanger* dan electric heater (calorifier).

Kapal LPD (Landing Platform Dock) merupakan kapal pendukung dalam pelaksanaan operasi militer. Kemampuan dari kapal jenis ini mampu membuat efek kejut terhadap musuh melalui kapabilitas yang dimiliki untuk menerjunkan pasukan pendarat tempur secara cepat dan massif di garis pantai target. Menurut catatan, kapal ini mampu membawa lebih dari 500 personel dan beberapa kendaraan militer lain seperti kendaraan darat militer dan kendaraan udara militer seperti helikopter. Paten desain kapal LPD ini dikeluarkan oleh Kementerian Hukum dan Hak Asasi Manusia Republik Indonesia dengan nomor paten IDP000054364 pada 1 Nopember 2018 silam.

Saat ini sedang dilakukan desain kembali mengenai pembangunan kapal LPD ini, dengan ketentuan kapal seperti dalam keadaan patrol dan saat kapal dalam kondisi melakukan invasi untuk operasional di wilayah sub tropis. Dan penggambaran medan operasi di perairan yang akan dilalui, pada musim dingin temperature dapat mencapai 5°C. Umumnya, di negara-negara yang memiliki musim dingin kapal menggunakan boiler untuk menyuplai kebutuhan air hangat yang dibutuhkan. Dengan kondisi tersebut, penelitian ini dimaksudkan agar didapatkan desain yang tepat dan efisien pada penggunaan Calorifier pada sistem domestik yang akan diaplikasikan di kapal.

### 1.2 Pernyataan Masalah

Berdasarkan uraian di atas maka rumusan masalah tugas akhir ini adalah:

- a. Bagaimana perencanaan Calorifier pada sistem domestik dalam menunjang kebutuhan air panas kapal LPD?

- b. Bagaimana perbandingan perhitungan desain Calorifier plate heat exchanger dengan software permodelan *heat exchanger*?
- c. Apakah kebutuhan kalor pada sistem pemanas terpenuhi dengan adanya Calorifier plat heat exchanger?

### 1.3 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan dari penelitian tugas akhir ini adalah:

- a. Untuk mendapatkan desain Calorifier yang dibutuhkan pada sistem domestik kapal LPD 120 meter.
- b. Untuk mendapatkan nilai kalor dari hasil perhitungan desain pemanas heat exchanger tipe plate jika dibandingkan nilai dari software permodelan *heat exchanger*.
- c. Untuk mengetahui kalor yang dibutuhkan pada sistem domestik kapal LPD 120 meter dapat terpenuhi dengan desain Calorifier.

### 1.4 Ruang Lingkup Penelitian

- a. Perencanaan dan Desain yang dibuat hanya untuk keperluan sistem domestik pada kapal LPD 120 meter.
- b. Heat Exchanger yang di rancang menggunakan tipe Plate and Frame Heat Exchanger.
- c. Analisa dilakukan pada sistem air tawar (air panas) untuk mandi dan cuci di kapal LPD 120 meter dengan suhu sesuai dengan ketentuan.
- d. Perencanaan juga menggunakan software permodelan *heat exchanger*.
- e. Tidak menghitung analisa ekonomi.
- f. Kondisi kapal berlayar di perairan sub-tropis.
- g. Perencanaan difungsikan saat kapal sedang berlayar.

### 1.5 Manfaat Penelitian

- a. Mengetahui hasil dari perencanaan dan desain Calorifier pada sistem domestik kapal LPD 120 meter.
- b. Mendapatkan nilai kalor yang dibutuhkan untuk kebutuhan Calorifier pada sistem domestik kapal LPD 120 meter jika dimanfaatkan dalam pengoprasian patrol dan dalam keadaan kapal invasi.
- c. Mengetahui hasil simulasi dari perencanaan yang dilakukan software permodelan *heat exchanger*.
- d. Mengetahui desain heat exchanger yang diaplikasikan.

## BAB 2

### KAJIAN PUSTAKA

#### 2.1 Pendahuluan

Heat Exchanger merupakan perangkat perpindahan panas yang digunakan untuk mentransfer energi panas internal antara dua atau lebih cairan yang tersedia pada suhu yang berbeda. Pada kebanyakan Heat Exchanger, fluida dipisahkan oleh permukaan perpindahan panas, dan idealnya tidak bercampur. Heat Exchanger digunakan dalam proses, tenaga, minyak bumi, transportasi, AC, pendinginan, kriogenik, pemulihan panas, bahan bakar alternatif, dan industri lainnya. Contoh umum Heat Exchanger yang kita kenal dalam penggunaan sehari-hari adalah radiator mobil, kondensor, evaporator, pemanas awal udara, dan pendingin oli.

Secara umum, heat exchanger telah diklasifikasikan menurut konstruksi, proses transfer, derajat kekompakan permukaan, pengaturan aliran, pengaturan lintasan, fase fluida proses, dan mekanisme perpindahan panas. Klasifikasi ini dibahas secara singkat di sini. Menurut pengklasifikasian konstruksi, heat exchanger memiliki 4 bentuk seperti Tubular Heat Exchangers dengan pipa ganda, shell dan tabung, tabung berisikan gulungan; Plate Heat Exchangers dengan gasket, brazed, welded, spiral, panel coil, lamella; Extended Surface Heat Exchangers dengan tabung bersirip, plate bersirip; Regenerators dengan matriks tetap dan matriks putar.

Plate Heat Exchangers merupakan alat penukar panas yang kurang banyak digunakan jika dibandingkan dengan penukar panas tipe tubular namun tipe plate ini menawarkan kelebihan-kelebihan yang tidak dimiliki tipe tubular.

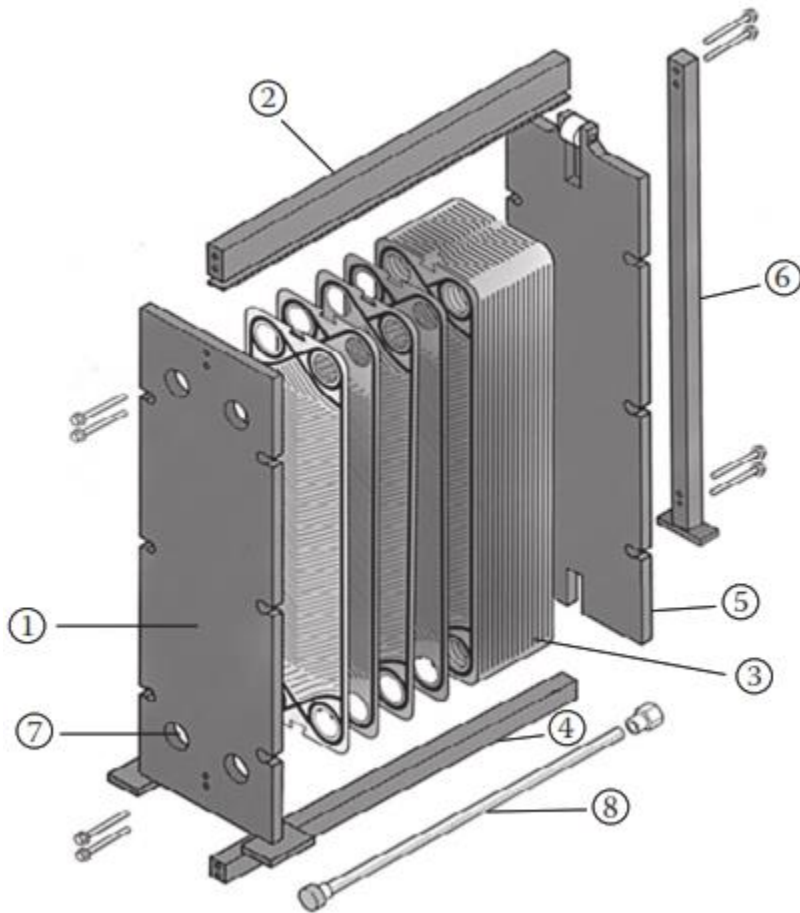


Gambar 2.1 Konstruksi Heat Exchanger tipe Plate (heat exchanger design handbook,2013)



Plate Heat Exchanger dapat diklasifikasikan hingga menjadi 3 kelompok secara prinsip seperti:

1. Plate and Frame atau PHE gasket digunakan sebagai alternatif pengganti tabung dan shell untuk aplikasi perpindahan panas cair-cair bertekanan rendah dan sedang.
2. Spiral Heat Exchanger digunakan sebagai alternatif pengganti shell and tube exchanger yang memerlukan perawatan rendah, terutama dengan cairan yang cenderung mengendap atau mengandung padatan dalam suspensi.
3. Panel heat exchanger terbuat dari pelat timbul untuk membentuk saluran atau kumparan untuk cairan yang digabungkan dengan sirip.



Gambar 2.2 Detail konstruksi dari Heat Exchanger tipe plate (heat exchanger design handbook,2013).

Dari gambar 2.2 dapat lihat bahwa terdapat setidaknya 8 komponen penyusun yang ada di dalam satu sistem alat penukar kalor atau heat exchanger tipe plate dengan penjelasan:

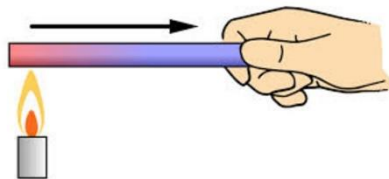
1. Fixed frame plate
2. Top Carrying bar
3. Plate Back
4. Bottom Carrying bar
5. Movable pressure plate
6. Support column
7. Fluids port
8. Tightenign bolts

*Waste Heat Recovery* merupakan salah satu contoh penghematan energi yang bertujuan untuk meningkatkan efisiensi penggunaan bahan bakar. Pada mesin diesel terdapat 3 sumber panas utama yang dapat dimanfaatkan, antara lain panas buangan yang dihasilkan dari mantel air, gas buang, dan juga dari air pendingin (Nizar FA, 2019)

*Waste Heat Recovery System* yakni sebuah cara untuk memulihkan energi panas dari gas buang. Banyak sumber gas buang di kapal seperti main engine, auxilary engine, boiler, dll. Sistem pemanfaatan kembali limbah panas merupakan salah satu metode penghematan energi terbaik untuk meningkatkan efisiensi penggunaan bahan bakar. Contoh saat berlayar, mesin diesel memiliki efisiensi sekitar 48-51% dan sisa energi masukan dilepaskan ke atmosfer melalui gas buang dan mantel air (Lusi,2017).

*Heat Transfer* adalah proses perpindahan panas atau kalor dikarenakan oleh perbedaan temperatur. Dimana panas akan pindah dari temperatur tinggi menuju temperatur yang rendah. Proses perpindahan ini akan terjadi secara kontinyu hingga kedua temperatur tersebut menjadiimbang (Nizar FA, 2019). Proses perpindahan panas dapat dibagi menjadi tiga, seperti Konduksi, Konveksi dan Radiasi.

Konduksi merupakan perpindahan panas yang terjadi tanpa diikuti perpindahan partikel perantaranya. Biasa terjadi pada medium padat atau pada fluida statis, terjadi karena adanya perbedaan suhu antara permukaan satu dengan permukaan lainnya.



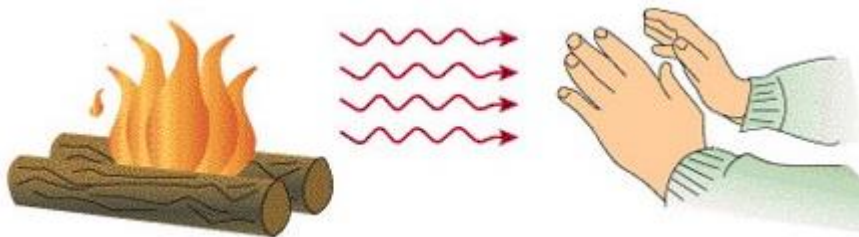
Gambar 2.3 Perpindahan Panas secara konduksi (Nizar,2019)

Konveksi adalah perpindahan panas yang terjadi ke fluida diam ke fluida yang mengalir, begitu pula sebaliknya yang terjadi karena perbedaan suhu.



Gambar 2.4 Perpindahan Panas secara konveksi (Nizar,2019)

Perpindahan panas radiasi dapat dikatakan sebagai proses perpindahan panas dari satu media ke media lainnya karena perbedaan suhu tanpa memerlukan media perantara.



Gambar 2.5 Perpindahan Panas secara radiasi (Nizar,2019)

Kapal Landing Platform Deck (LPD) merupakan kapal perang amfibi pendukung dalam pelaksanaan operasi militer. Dengan mengunggulkan efek kejut atau pendadakan terhadap musuh melalui kapabilitas yang dimiliki untuk menerjunkan seluruh pasukan secara massif dan cepat di daerah lawan. Didunia terdapat kurang lebih 49 kapal LPD yang masih aktif dari berbagai negara dan 23 kapal LPD milik beberapa negara yang telah dinonaktifkan dalam tugas yang diberikan oleh negara masing-masing. Menurut Albion Class LPD (R) kapal ini umumnya mampu mengangkut 325 awak kapal termasuk awak kapal untuk membantu pendaratan, ditambah dengan 300 hingga 650 pasukan penyerang serta 70 kendaraan militer pendukung.



Gambar 2.6 Kapal Landing Platform Deck (liputan6.com,2020)

## 2.2 Studi Terkait

(Nizar Febri, 2019) melakukan penelitian mengenai pemanfaatan waste heat recovery dari gas buang dan sistem pendingin untuk memanaskan air di sistem domestik kapal pesiar 48 meter. Kapal ini di desain untuk dapat membuat penumpang merasa nyaman. Dengan begitu kapal ditambahkan Calorifier di sistem domestik. Akan memerlukan energi yang besar untuk dapat memenuhi ketentuan tersebut jika memanfaatkan pemanas elektrik. Dari penelitian ini didapat kapasitas air panas yang diperlukan kapal pesiar 48 meter ini sebesar 3409 liter/hari dan memerlukan kalor sebesar 167.12 kJ/detik untuk menaikkan temperatur air dari 25°C menuju 66°C.

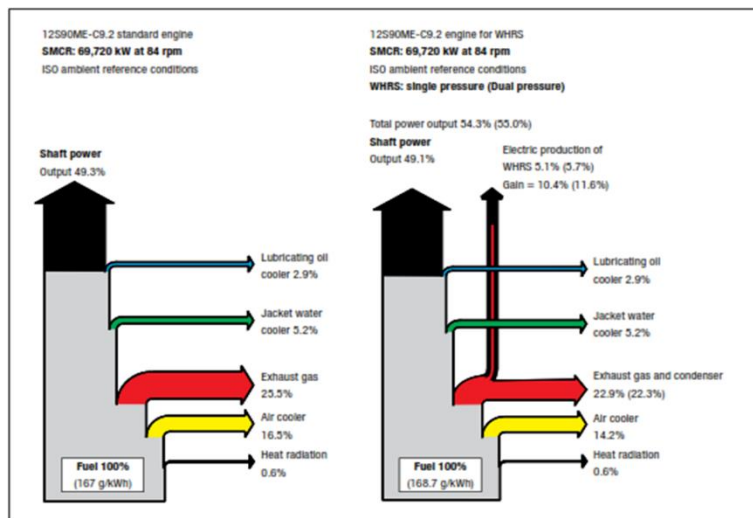
(Lusi Fadilah, 2017) melakukan penelitian terkait dengan desain tangki calorifier untuk sistem domestik di Kapal Perusak Kawal Rudal (PKR). Penulis memelajari tangka calorifier sebagai salah satu bagian dari sistem *waste heat recovery system*. Metode yang digunakan adalah perhitungan desain secara manual dan desain menggunakan software HTRI untuk kemudian dibandingkan kinerja sistem dan menganalisa segi ekonomi dari konsumsi bahan bakar dari auxillary engine kapal PKR. Dari hasil perbandingan didapat area perpindahan panas 640.076 ft<sup>2</sup> sedangkan jika menggunakan software HTRI 494.406 ft<sup>2</sup>. Untuk nilai koefisien perpindahan panas yang didapat dari perhitngan manual 6.5

btu/ft<sup>2</sup>.h.F dan dari hasil software HTRI adalah 6.96 btu/ft<sup>2</sup>.h.F dengan desain yang berlebih sebesar 6.13%.

### 2.3 Teori Dasar

#### 2.3.1 Waste Heat Recovery System

Sistem pemulihan panas limbah memulihkan energi panas dari gas buang. Banyak sumber gas buang di kapal seperti main engine, auxiliary engine, boiler, dll. Sistem pemanfaatan kembali limbah panas merupakan salah satu metode penghematan energi terbaik untuk meningkatkan efisiensi penggunaan bahan bakar. Contoh saat berlayar, mesin diesel memiliki efisiensi sekitar 48-51% dan sisa energi input dilepaskan ke atmosfer melalui gas buang dan mantel air (Lusi, 2017).



Gambar 2.7 Waste Heat Recovery System (Waste Heat Recovery (MAN B&W,2021))

Besarnya panas buangan yang tersedia pada gas buang ditentukan oleh temperatur dan laju aliran massa dari gas buang tersebut, sesuai dengan persamaan:

$$Q = \dot{m} \times C_p \times \Delta T \dots \dots \dots (2.1)$$

Dimana:

$Q = \text{Heat loss (kJ/min)}$

$\dot{m} = \text{Mass flow rate exhaust gas (kg/min)}$

$C_p = \text{Specific heat gas buang (kJ/kgK)}$

$\Delta T = \text{Perbedaan temperature (K)}$

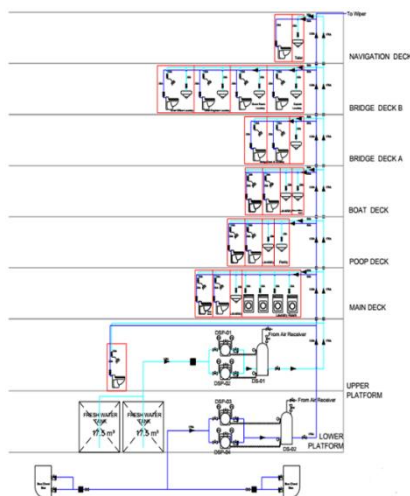
### 2.3.2 Sistem Domestik

Sistem Domestik Kapal didesain sebagai penunjang dan melayani kebutuhan air tawar dan air laut bagi para penumpang kapal selama pelayaran. Sistem domestik digunakan di beberapa ruangan misalnya:

1. Kamar Mandi
2. Tempat Mencuci
3. Dapur

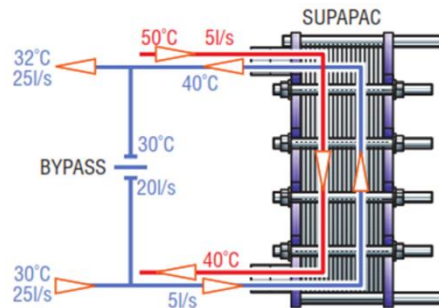
Dalam sistem domestic di kapal terbagi menjadi 2 sistem yaitu sistem penyediaan air tawar, dan sistem penyediaan air laut, dimana komponen-komponen sistem tersebut adalah sebagai berikut:

1. *Sea Chest* merupakan tempat masuknya air laut bagi kebutuhan sistem pasokan air laut di kapal.
2. Pompa air laut berfungsi untuk mengalirkan air laut peti laut ke hidrofor.
3. Hidrofor air laut merupakan tempat penyimpanan air laut sebelum didistribusikan untuk keperluan rumah tangga pada sebuah kapal.
4. Tangki air tawar merupakan tempat penyimpanan air tawar di atas kapal.
5. Pompa air tawar merupakan alat yang digunakan untuk memindahkan air tawar dari tangki air tawar hingga hidrofor.
6. Hidrofor air tawar adalah tempat menyimpan barang segar air sebelum didistribusikan untuk domestic kebutuhan sistem.



Gambar 2.8 Contoh Sistem domestik (doc.pribadi,2021)

### 2.3.3 Heat Exchanger

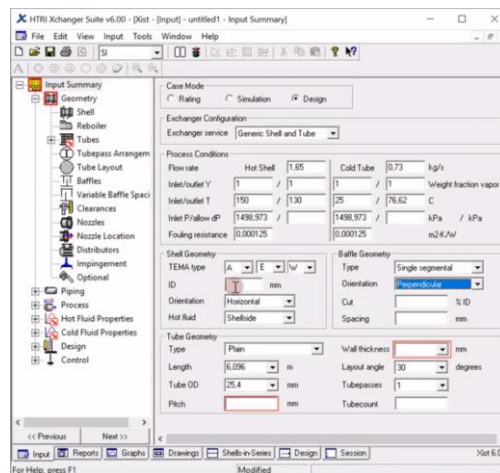


Gambar 2.9 Contoh aplikasi sistem kerja *plate heat exchanger* (SUPAPAC guidebook)

Diambil dari pembuat *heat exchanger* SUPAPAC, gambar 2.10 merupakan contoh sistem kerja dari alat penukar kalor jenis plat. Temperature rendah yang dimasukkan sebesar 30 deg C bersinggungan dengan air beremperatur tinggi yakni 50 deg C. Keluaran dari singgungan kedua fluida tersebut yang akan dimanfaatkan oleh desainer alat penukar kalor.

### 2.3.4 HTRI Software

HTRI adalah *software* yang digunakan untuk melakukan perancangan dan simulasi alat penukar kalor (*heat exchanger*) di dunia industry. Dengan kelebihan *software* ini diharapkan para *engineer* mendapatkan Tube perhitungan dan ketepatan yang tinggi untuk mendesain alat penukar kalor. Dan juga *software* ini mampu membantu para *engineer* dengan berbagai fitur dan tipe penukar kalor apapun yang akan digunakan, seperti jika menggunakan tipe *shell and tube* atau pun *plate heat exchanger*.



Gambar 2.10 tampilan aplikasi HTRI (youtube.com,2021)

**2.4 Perhitungan %MCR Auxiliary Engine terhadap RPM**

Untuk menghitung RPM dari %MCR *auxiliary engine* dapat menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{(n_1)^3}{(n_2)^3} \dots\dots\dots(2.2)$$

Dari persamaan (2), didapat RPM *auxiliary engine* berdasarkan seberapa banyak %MCR *engine* tersebut:

$$n_1 = \frac{(n_1)^3 P_2}{(n_2)^3} \dots\dots\dots(2.3)$$

dimana:

- n<sub>1</sub> = Rpm yang dijalankan
- n<sub>2</sub> = Rpm maksimal (100%)
- P<sub>1</sub> = % MCR saat n<sub>1</sub>
- P<sub>2</sub> = %MCR saat n<sub>2</sub>

**2.5 Menentukan daya Auxilliary Engine pada beban tertentu**

Untuk mencari daya pada RPM dan beban tertentu, dapat digunakan persamaan:

$$kW = \%MCR \times \text{daya maksimal A/E} \dots\dots\dots(2.4)$$

dimana:

- kW = daya *Auxiliary Engine*
- %MCR = %MCR *Auxiliary Engine*

**2.6 Kebutuhan Kalor dan Air Hangat**

Seperti yang tertulis pada MLC (Marine Labour Convention) 3.1 tentang akomodasi dan rekreasi awak kapal:

- Standard A 3.1 poin 11F, “air tawar panas dan dingin yang mengalir harus tersedia di semua tempat pencucian.”
- Standard B 3.1.3 poin 1 tentang *Heating*, “Sistem pemanas akomodasi pelaut harus beroperasi setiap saat ketika pelaut tinggal atau bekerja di kapal dan kondisi mengharuskan penggunaannya.”
- Standard B 3.1.3 poin 2 tentang *Heating*, “Di semua kapal yang memerlukan sistem pemanas, pemanasan harus dilakukan dengan air panas, udara hangat, listrik, uap atau sejenisnya. Namun, di dalam area akomodasi, steam tidak



boleh digunakan sebagai media transmisi panas. Sistem pemanas harus mampu menjaga suhu di akomodasi pelaut pada tingkat yang memuaskan dalam kondisi cuaca dan iklim normal yang kemungkinan besar akan dipenuhi dalam perdagangan di mana kapal tersebut terlibat. Otoritas yang kompeten harus menentukan standar yang akan diberikan”

- Standard B 3.1.9 poin 1B tentang *other facilities*, “dilengkapi dengan loker pakaian individu serta dengan bak atau pancuran atau keduanya dan wastafel dengan air tawar panas dan dingin mengalir.”

Untuk peraturan mengenai ketentuan temperature yang digunakan pada sistem sanitari di kapal telah tertulis pada MSN (Merchant Shipping Notice) 1848 MLC 2006 tentang Akomodasi Krew Kapal poin 18 *Sanitary Accomodation*:

- Poin 18.6, air tawar panas dan dingin yang mengalir harus tersedia di semua tempat pencucian.
- Poin 18.7, Air panas harus pada suhu konstan sekurang-kurangnya 66°C dan harus dipanaskan dengan kalor yang dikendalikan secara termostatis dengan kapasitas yang memadai atau dengan cara yang sama aman dan efisien.
- Poin 18.8, Setiap pancuran harus dilengkapi dengan katup pencampur anti panas yang harus diatur sedemikian rupa sehingga suhu air pancuran dapat diubah oleh orang yang menggunakannya ke suhu berapa pun antara suhu lingkungan dan suhu setidaknya:
  - o dalam hal katup pencampur yang dikontrol secara termostatis, 38°C tetapi tidak lebih dari 43°C; atau
  - o untuk katup pencampur lainnya, 35°C tetapi tidak lebih dari 40°C

## 2.7 Keseimbangan Kalor (Heat Balance)

Untuk mengetahui laju aliran massa pada Air Panas pada kalor penyimpanan kita dapat menggunakan rumus dari neraca panas di bawah ini:

$$Q_{\text{Hot Water}} = Q_{\text{Warm Water}} \dots \dots \dots (2.8)$$

$$\dot{m}_H \times C_p \times \Delta T_H = \dot{m}_W \times C_p \times \Delta T_W \dots \dots \dots (2.9)$$

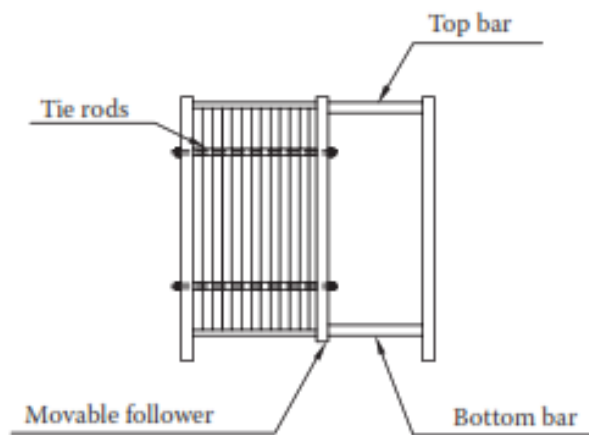
$$\dot{m}_H = \dot{m}_W \frac{\Delta T_W}{\Delta T_H} \dots \dots \dots (2.10)$$

## 2.8 Heat Transfer

Dalam penelitian ini, poin yang pelajari yaitu tentang heat transfer atau perpindahan panas antara satu media yang memiliki temperatur rendah dengan media temperatur tinggi. Dengan heat transfer ini diharapkan kebutuhan air panas pada kapal Landing Platform Deck dapat terpenuhi selama beroperasi. Dengan ketentuan sistem pemanas mampu memenuhi kebutuhan panas awak kapal sebanyak 138 personil saat keadaan patroli dan 638 personil saat dalam situasi invasi secara massif. Dan juga dengan

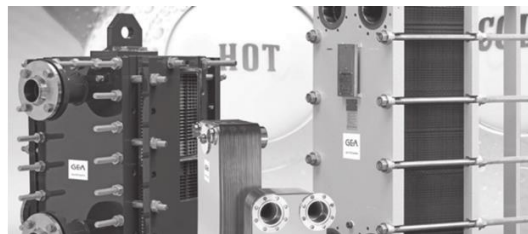
temperature perairan yang akan dilewati oleh kapal saat beroperasi diasumsikan mencapai 5°C. Dengan poin heat transfer tentu diperlukan alat penukar panas yang sesuai dan efisien dengan kebutuhan kapal tersebut. Dan alat penukar panas yang akan didalami yaitu penukar panas atau heat exchanger tipe plate and frame heat exchanger.

Plate Heat Exchanger (PHE), seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.10, biasanya terdiri dari tumpukan pelat logam bergelombang atau timbul dalam kontak timbal balik, masing-masing pelat memiliki empat lubang yang berfungsi sebagai port saluran masuk dan saluran keluar, dan segel yang dirancang sedemikian rupa untuk mengarahkan cairan di bagian aliran alternatif. Bagian aliran dibentuk oleh pelat yang berdekatan sehingga dua aliran bertukar panas saat melewati saluran alternatif. Saat dirakit, jarak antar pelat yang berdekatan berkisar antara 1,3 hingga 6,4 mm.



Gambar 2.11 Detail konstruksi Plate Heat Exchanger (heat exchanger design handbook,2013)

Jumlah dan ukuran pelat ditentukan oleh laju aliran, sifat fisik fluida, penurunan tekanan, dan program suhu. Kerutan pelat mendorong turbulensi fluida dan menopang pelat terhadap tekanan diferensial. Tumpukan pelat disatukan dalam bingkai dengan pengaturan tekanan.



Gambar 2.12 Kumpulan berbagai macam Plate Heat Exchanger (heat exchanger design handbook,2013)

Untuk setiap pengaturan aliran, perpindahan panas untuk dua aliran fluida dapat didapat dari persamaan:

$$q = C_h(t_{h,i}-t_{h,o}) = C_c(t_{c,o}-t_{c,i}) \dots \dots \dots (2.11)$$

dan persamaan untuk kecepatan perpindahan panas maksimum yang mungkin  $q_{max}$  adalah

$$q_{max} = C_{min}(t_{h,i}-t_{c,i}) \dots \dots \dots (2.12)$$

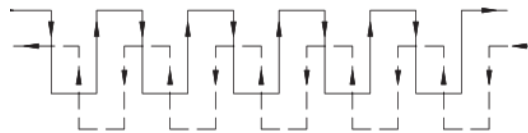
Laju perpindahan panas maksimum yang mungkin diperoleh dalam penukar panas aliran balik dengan luas permukaan yang sangat besar dan konduksi panas dinding longitudinal nol, dan kondisi operasi sebenarnya sama dengan kondisi teoritis.

**2.8.1 Flow Pattern and Pass Arrangement**

(Kuppan T. Heat Exchanger Design Handbook. 2013) pada Plate Heat Exchanger beberapa jenis flow pattern yang dapat dicapai:

a. Series flow Arrangement

Di mana aliran kontinu dan mengubah arah setelah setiap jalur vertikal, yaitu n lewat-n lintasan dengan lintasan individu per saluran.



Gambar 2.13 Series flow n pass-n pass (heat exchanger design handbook,2013)

b. Single-pass looped Arrangement

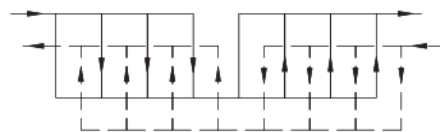
Pengaturan-U, pengaturan-Z, kedua fluida mengalir berlawanan arus melalui saluran paralel yang membentuk satu lintasan.



Gambar 2.14 Single-pass looped (heat exchanger design handbook,2013)

c. Multipass with equal passes

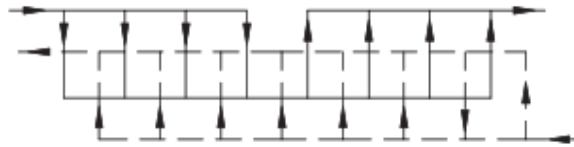
Dimana aliran terbagi menjadi sejumlah saluran aliran paralel dan kemudian bergabung kembali untuk mengalir melalui pintu keluar dalam satu aliran, yaitu, n pass-n pass



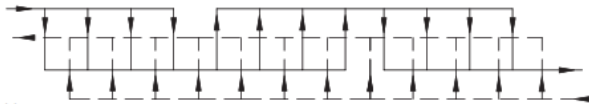
Gambar 2.15 Multipass with equal passes flow pattern (heat exchanger design handbook,2013)

d. Multipass with unequal pass

Seperti 2 pass-1pass, dan 3pass-1pass



Gambar 2.16 2 pass-1 pass (heat exchanger design handbook,2013)



Gambar 2.17 3 pass-1 pass (heat exchanger design handbook,2013)

**2.8.2 Koefisien Perpindahan Panas Total**

Koefisien perpindahan panas total didefinisikan sebagai koefisien hambatan termal total menuju perpindahan panas diantara dua fluida. Koefisien perpindahan panas total juga didefinisikan sebagai hasil gabungan proses konduksi dan konveksi dengan memperhitungkan hambatan diantara fluida yang dipisahkan oleh lapisan komposit dan dinding silinder. Sebelum mengetahui nilai koefisien perpindahan panas total, perlu dimengerti pesawat penukar kalor yang akan di desain nantinya akan mengalirkan fluida dengan tipe aliran *parallel, counter atau cross flow*. Alat penukar kalor jenis *plate heat exchanger* secara umum menggunakan jenis aliran *crossflow*. Untuk perasamaan mencari nilai Koefisien Perpindahan Panas Total (olga.dkk,2011) dapat ditentukan dengan:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{p1}} + \frac{1}{h_{p0}} + \left(\frac{\delta w}{\lambda w}\right) + R_f.....(2.13)$$

**2.8.3 Prandtl Number**

*Prandtl Number* (Pr) atau kelompok Prandtl adalah bilangan tak berdimensi, dinamai menurut fisikawan Jerman Ludwig Prandtl, yang didefinisikan sebagai rasio difusivitas momentum terhadap difusivitas thermal. Persamaan *Prandtl Number* dapat ditentukan sebagai:

$$Pr = \frac{c_p \times \mu}{k}.....(2.14)$$

Bilangan Reynolds dan bilangan Grashof disubskripsikan dengan variabel skala, bilangan Prandtl tidak berisi skala panjang seperti itu dan hanya bergantung pada fluida dan keadaan fluida. Nomor Prandtl sering ditemukan dalam tabel properti bersama dengan properti lain seperti viskositas dan konduktivitas termal.

### 2.8.4 Log Mean Temperature Different (LMTD)

Log mean temperature difference (juga dikenal dengan LMTD) difungsikan untuk menentukan kekuatan pendorong suhu untuk perpindahan panas dalam sistem aliran, terutama dalam penukar panas. LMTD adalah rata-rata logaritmik dari perbedaan suhu antara aliran panas dan dingin di setiap akhir pertukaran. Semakin besar nilai LMTD, semakin banyak panas yang ditransfer. Penggunaan LMTD muncul lugas dari analisis penukar panas dengan laju alir konstan dan sifat termal fluida. (Azwinur;Zulkifli.2019). (Ram Dhakar,2018) Untuk mencari nilai LMTD dapat ditentukan dengan persamaan berikut:

$$LMTD = \frac{(Th1 - Tc2) - (Th2 - Tc1)}{\ln\left(\frac{Th1-Tc2}{Th2-Tc1}\right)} \dots\dots\dots(2.15)$$

$$\Delta T_{lm,CF} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \dots\dots\dots(2.16)$$

Di sini  $\Delta T_1$  dan  $\Delta T_2$  mewakili perbedaan suhu antara dua cairan di kedua ujung (*inlet* dan *outlet* fluida) alat penukar kalor. Tidak ada bedanya ujung penukar panas yang mana ditunjuk sebagai inlet atau outlet.

$$\Delta T_{lm} = F \times \Delta T_{lm,CF} \dots\dots\dots(2.17)$$

Dimana:

F = Correction Factor

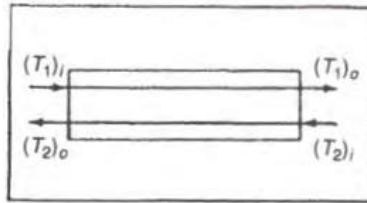
$\Delta T_{lm,CF}$  = Perbedaan suhu rata-rata log untuk kasus penukar panas aliran berlawanan dengan suhu masuk dan keluar yang sama.

### 2.8.5 Arah Aliran Fluida

Pertukaran kalor dapat terjadi, salah satu hal tersebut dapat terjadi adalah adanya proses singgungan antara 2 fluida atau lebih. Pada alat penukar kalor jenis *plate and frame* proses ini mejadi vital. Terdapat singgungan antara fluida panas dengan fluida dingin dengan arah aliran yang telah di rencanakan sesuai kebutuhan. Arah aliran fluida merupakan konfigurasi antara posisi kedua fluida tersebut saling bersinggungan. Pada alat penukar kalor, jenis arah aliran fluida terbagi menjadi 2 jenis aliran (Hewitt. F; Process Heat Transfer):

#### 1. Counter Flow

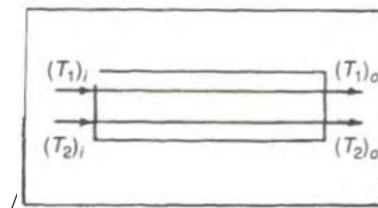
Counter flow merupakan jenis aliran yang mana fluida tersebut mengalir dari arah aliran yang berlawanan sisi satu sama lain.



Gambar 2.18 Counter Flow (Process Heat transfer)

2. Cocurrent Flow

Cocurrent Flow merupakan jenis aliran yang mana fluida tersebut mengalir dari arah aliran yang sama pada satu sisi.



Gambar 2.19 Cocurrent Flow (Process Heat Transfer)

2.8.5.1 Nilai *Thermal Effectiveness*

Nilai *Thermal Effectiveness* di notasikan dengan “P”, untuk mendapatkan nilai P harus ditentukan terlebih dahulu alat penukar kalor yang direncanakan menggunakan jenis aliran fluida Counter atau Cocurrent.

Persamaan untuk aliran Counter:

$$P = \frac{(T_2)_o - (T_2)_i}{(T_1)_i - (T_2)_i} \dots \dots \dots (2.18)$$

Persamaan untuk aliran Cocurrent:

$$P = \frac{(T_2)_o - (T_2)_i}{(T_1)_i - (T_2)_i} \dots \dots \dots (2.19)$$

2.8.5.2 *R value*

Berbeda dengan nilai *thermal effectiveness*, nilai R memiliki persamaan yang sama pada tiap jenis aliran fluida alat penukar kalor.

Persamaan nilai R untuk aliran Counter dan Cocurrent:

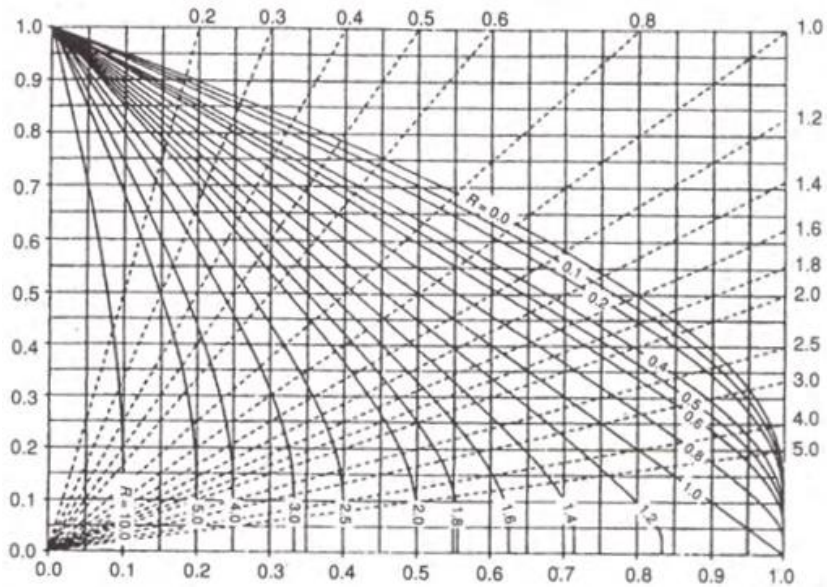
$$R = \frac{C_2}{C_1} = \frac{(T_1)_i - (T_1)_o}{(T_2)_o - (T_2)_i} \dots \dots \dots (2.20)$$

Dimana:

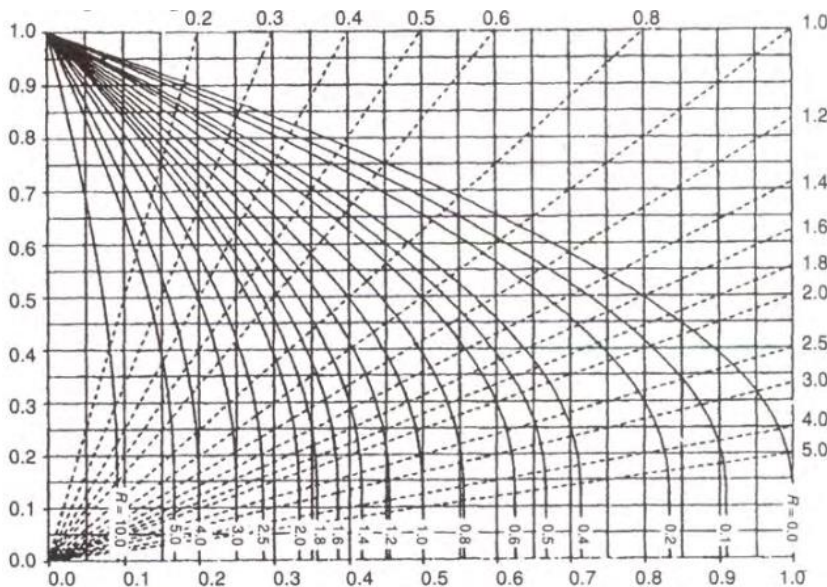
T<sub>1</sub> dan T<sub>2</sub> dapat saling ditukar

### 2.8.5.3 Correction Factor

Correction Factor dinotasikan dengan “F”, dimana nilai ini didapat dari diagram P dan  $\theta$  pada tiap jenis aliran fluida pada alat penukar kalor.

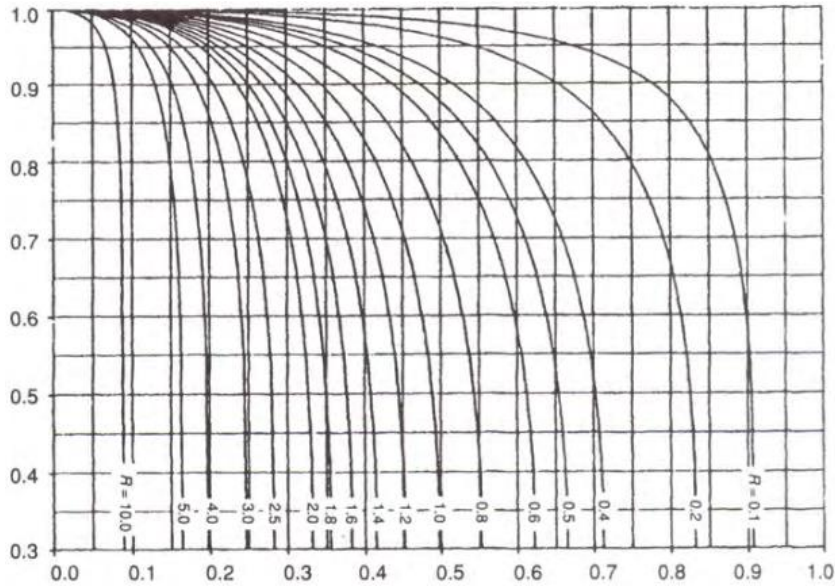


Gambar 2.20 Mean Temperature difference relationship: counterflow (Appendix 1; Process Heat Transfer)



Gambar 2.21 Mean temperature difference relationships: Cocurrent (Appendix 1; Process Heat Transfer)

Berikut adalah diagram Cocurrent flow F terhadap P:



Gambar 2.22 Diagram Cocurrent Flow F terhadap P (Appendix 1; Process Heat Transfer)

**2.8.6 Area Perpindahan Panas Total**

Persamaan Perkiraan total area perpindahan panas PHE:

$$A = Q/U \text{ LMTD } F \dots\dots\dots(2.16)$$

Dimana:

- Q = Heat transfer rate
- U = Koefisien perpindahan panas total
- F = LMTD Corresction factor

**2.8.7 Jumlah Plate Pesawat Penukar Kalor**

(Heat Exchanger Design Handbook, 2013) Untuk persamaan mencari jumlah plat yang akan di susun pada alat penukar kalor dapat menggunakan persamaan sabagai berikut:

$$N = A/A_p \dots\dots\dots(2.17)$$

Dimana:

- A = Area Perpindahan panas Total



Ap = Area efektif perpindahan panas  
 = L x W (L = panjang penukar kalor dan W = lebar penukar kalor)

**2.8.8 Jumlah Channel Pesawat Penukar Kalor**

(Heat Exchanger Design Handbook, 2013) Untuk persamaan mencari jumlah channels plat yang akan di susun pada alat penukar kalor dapat menggunakan persamaan sabagai berikut:

$$N = \frac{N-1}{2} \dots\dots\dots(2.18)$$

**2.8.9 Channel Velocity**

$$u_{h/c} = \frac{m_{h/c}}{\rho_{h/c} A_c N_{h/c}} \dots\dots\dots(2.19)$$

**2.8.10 Flow Area**

Jarak yang dekat dari pelat dengan celah nominal berkisar dari 2 sampai 5 mm (0,08 sampai 0,02 inci) memberikan diameter rata-rata hidrolik dalam kisaran 4–10 mm (0,15-0,4 inci). Pelat dibuat timbul sehingga tingkat turbulensi yang sangat tinggi tercapai. Bilangan Reynolds kritis berada dalam kisaran 10–400, tergantung pada geometrinya. Faktor-faktor ini berkontribusi untuk menghasilkan koefisien perpindahan panas yang sangat tinggi. Kecepatan nominal untuk cairan "seperti air" dalam aliran turbulen biasanya dalam kisaran 0,3–1,0 m / s (1–3,1 ft / s), tetapi kecepatan sebenarnya mungkin lebih tinggi dengan faktor tiga atau empat karena efek kerut. Semua perpindahan panas dan hubungan penurunan tekanan biasanya didasarkan pada kecepatan saluran. Kecepatan saluran dihitung dengan membagi aliran per saluran dengan luas penampang saluran. Luas penampang saluran, A<sub>s</sub>:

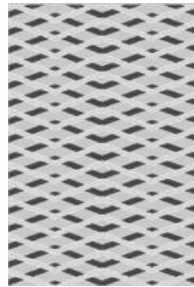
$$A_s = Wb \dots\dots\dots(2.20)$$

Dimana:

- b = Rerata jarak antar plat
- W = lebar efektif plat (gasket ke gasket)

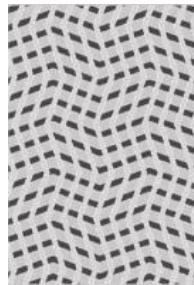
Terdapat 3 macam geometri plat yang biasa digunakan seperti:

1. Geometri Horizontal



Gambar 2.23 Geometri horizontal (heat exchanger design handbook,2013)

2. Geometri Kombinasi



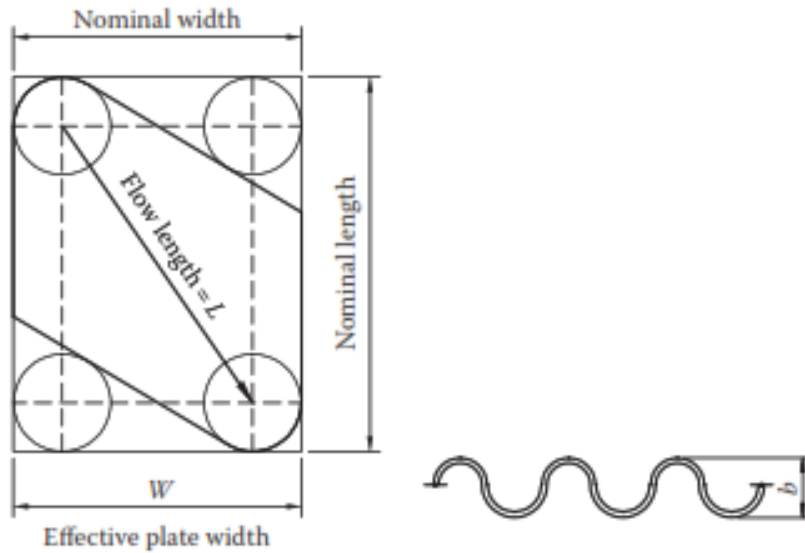
Gambar 2.24 Geometri kombinasi (heat exchanger design handbook,2013)

3. Geometri Vertikal



Gambar 2.25 Geometri vertical (heat exchanger design handbook,2013)

Kemudian untuk ilustrasi dimensi plat utama, meliputi lebar  $W$ -plat dan panjang  $L$ -aliran efektif seperti:

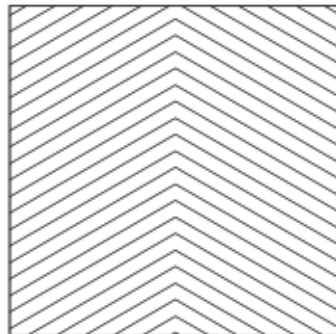


Gambar 2.26 Dimensi utama plat (heat exchanger design handbook,2013)

### 2.8.11 High and Low Theta Plates

#### 1. High theta plates

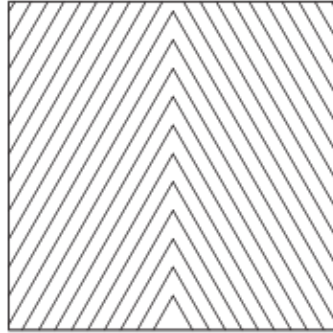
Bergelombang dengan sudut chevron tumpul, menghasilkan turbulensi yang sangat tinggi, laju perpindahan panas yang sangat tinggi, kehilangan tekanan tinggi.



Gambar 2.27 Struktur plate tipe high theta (heat exchanger design handbook,2013)

#### 2. Low theta plates

Bergelombang dengan sudut chevron akut, menghasilkan turbulensi yang lebih rendah, kecepatan perpindahan panas yang lebih rendah, dan kehilangan tekanan yang lebih sedikit.



Gambar 2.28 Struktur plat tipe *low theta* (*heat exchanger design handbook,2013*)

Dari tipe *theta* diatas didapat persamaan untuk *theta* dalam kondisi memanaskan ( $\theta_c$ ) atau mendinginkan ( $\theta_h$ ) seperti:

$$\Theta_{h/c} = NTU_{h/c} = \frac{UA}{\dot{m}_{h/c} C p_{h/c}} \dots\dots\dots(2.21)$$

**2.8.12 Heat Transfer Correlations**

$$Nu = C Re^n Pr^m \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^x \dots\dots\dots(2.22)$$

Dengan:

- Nu = Nusselt Number
- C = 0.15-0.40 (usually 0.374)
- n = 0.65-0.85 (usually 0.668)
- m = 0.30-0.45 (usually 0.333)
- x = 0.05-0.20 (usually 0.15)

$$D_e = \frac{4Wb}{2(W+b)} \dots\dots\dots(2.23)$$

$$D_h = \frac{4 \times \text{minimum free flow area}}{\text{wetted perimeter}} \dots\dots\dots(2.24)$$

**2.8.13 Reynolds Number**

Transisi dari aliran laminar ke aliran turbulen pada akhirnya disebabkan oleh mekanisme pemicu, seperti interaksi struktur aliran tidak stabil yang berkembang secara alami di dalam fluida atau gangguan kecil yang ada di banyak lapisan batas yang khas.

Gangguan ini dapat berasal dari fluktuasi aliran bebas, atau dapat disebabkan oleh kekasaran permukaan atau getaran permukaan yang kecil. Timbulnya turbulensi bergantung pada apakah mekanisme pemicu diamputi atau dilemahkan ke arah aliran fluida, yang pada gilirannya bergantung pada pengelompokan parameter tak berdimensi yang disebut bilangan Reynolds, di mana, untuk pelat datar, karakteristik panjangnya adalah  $x$ , jarak dari tepi depan. Nanti akan ditunjukkan bahwa bilangan Reynolds mewakili rasio inersia terhadap gaya kental. Jika bilangan Reynolds kecil, gaya inersia relatif tidak signifikan terhadap gaya kental. Gangguan tersebut kemudian menghilang, dan alirannya tetap laminar. Untuk bilangan Reynolds yang besar, bagaimanapun, gaya inersia dapat cukup untuk memperkuat mekanisme pemicuan, dan transisi ke turbulensi terjadi. Untuk mendapat nilai Reynolds Number, dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$Re = \frac{G \times D_e}{\mu} \dots\dots\dots(2.25)$$

Dimana:

- G = mass velocity  
=  $M/A_o$  (M = mass flow rate dari fluida)
- $D_e$  = hydraulic diameter
- $\mu$  = viscositas fluida

#### 2.8.14 Koefisien Perpindahan Panas Konveksi

Disebut juga sebagai nilai dari suatu konfigurasi aliran *single pass* untuk aliran pertukaran *counterflow* dan *crossflow*. Nilai tersebut dapat diketahui dengan persamaan berikut:

$$h = \frac{Nu \times k}{D_h} \dots\dots\dots(2.26)$$

dimana:

- Nu = Nusselt Number
- k = thermal konduktifitas fluida
- $D_h$  = diameter hydraulic

#### 2.8.15 Pressure Drop

$$f = \frac{C_2}{Re^y} \dots\dots\dots(2.27)$$

dimana:

$C_2$  = nilai konstan tiap tipe plat

$y$  = perbedaan jarak penutup

*Expression* untuk *pressure drop*

1. *Empirically*, dimana penurunan tekanan yang terkait dengan saluran masuk dan keluar manifold dan port,  $\Delta p_m$ , kira-kira 1,5 kali head kecepatan masuk per lintasan

$$\Delta P_{n_{h/c}} = 1,5 \left( \frac{\rho G_{h/c}}{2g} \right) N_{n_{h/c}} \dots \dots \dots (2.28)$$

2. Penurunan tekanan pada bagian dalam plat  
Jadi persamaan untuk penurunan tekanan atau *pressure drop* memiliki bentuk umum seperti dibawah ini:

$$\Delta p = \frac{4fLG^2}{2g_c \rho d_e} \left( \frac{\mu w}{\mu b} \right)^{0.14} \dots \dots \dots (2.29)$$

3. Total pressure drop  
Jadi persamaan yang didapat untuk mencari nilai total pressure drop:

$$\Delta P_{h/c} = \Delta p + \Delta P_{n_{h/c}} \dots \dots \dots (2.30)$$

**2.9 Keseimbangan Kalor (Heat Balance)**

Untuk mengetahui laju aliran massa pada Air Panas pada kalor penyimpanan kita dapat menggunakan rumus dari neraca panas di bawah ini:

$$Q_{\text{Exhaust Gas}} = Q_{\text{Fresh Water}} \dots \dots \dots (2.31)$$

$$\dot{m}_E \times C_{pE} \times \Delta T_E = \dot{m}_{FW} \times C_{pFW} \times \Delta T_{FW} \dots \dots \dots (2.32)$$

**2.10 Heat Insulation Material**

Isolasi dapat diartikan sebagai bahan atau kombinasi bahan yang akan menghambat aliran panas. Isolasi dapat memberikan beberapa manfaat, antara lain menghemat energi dengan mengurangi kehilangan panas, menjaga suhu permukaan, mencegah aliran uap dan kondensasi pada permukaan yang dingin. Terdapat 3 jarak temperature seperti:

1. Insulasi thermal temperatur rendah
  - Air Dingin (15 – 0°C)
  - Pendingin atau glycol (0 – 75°C)
2. Insulasi thermal temperatur sedang
  - Kondensat panas dan uap (16 – 100°C)

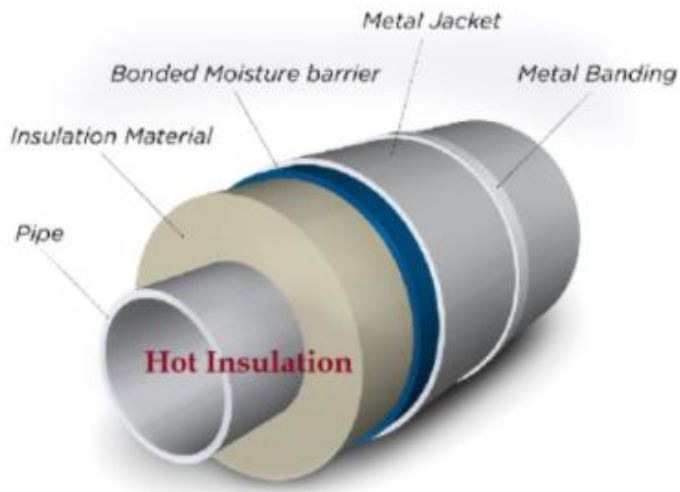
- Uap (101 – 815°C)

3. Insulasi thermal temperatur tinggi

Untuk turbin, gas buang, boiler dan incenator (316 – 815°C)

### 2.11 Pipe Insulation

Insulasi Pipa adalah bahan atau kombinasi bahan yang melilit pipa yang menghambat aliran energi panas. Isolasi pipa sebagian besar mengurangi kehilangan energi dan dengan demikian mengurangi biaya energi. Perpipaan harus diisolasi sesuai kelas insulasi, suhu operasi, dan ketebalan insulasi yang dinyatakan dalam P&ID.



Gambar 2.29 Detail untuk insulasi panas (whatspiping,2021)



Gambar 2.30 Detail untuk insulasi dingin (whatspiping, 2021)

Koefisien perpindahan panas dari isolasi pipa dapat ditemukan menggunakan persamaan (Z. K. Moray, D. D. Gvozdenac, Applied Industrial Energy and Environmental Management)

$$U = \frac{1}{\frac{D_3 \ln\left(\frac{D_3}{D_2}\right)}{2 \cdot k_{INSULATION}} + \frac{1}{h_{OUT}}} \dots \dots \dots (2.33)$$

Dimana:

U = Koefisien perpindahan panas (W/m<sup>2</sup>K)

D<sub>3</sub> = diameter luar insulasi (mm)

D<sub>2</sub> = diameter luar pipa (mm)

K<sub>insulation</sub> = nilai konduktifitas dari insulasi (W/mK)

h<sub>out</sub> = nilai koefisien perpindahan panas dari insulasi (W/m<sup>2</sup>K)

## 2.12 Heat Loss

Berikut adalah persamaan untuk menghitung heat loss yang terjadi dalam sistem:

$$\frac{Q}{L} = \pi \times D_3 \times U \times (T_{in} - T_{out}) \dots \dots \dots (2.34)$$



*Halaman ini sengaja dikosongkan*

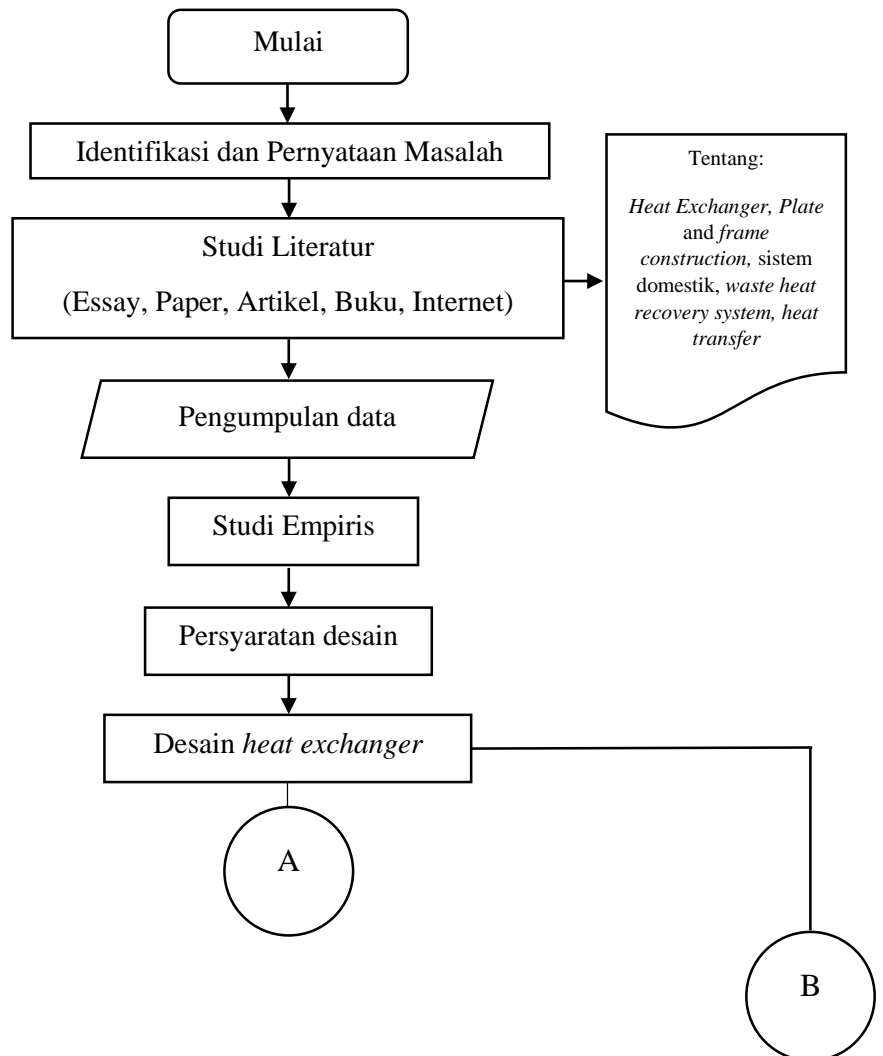
## BAB 3

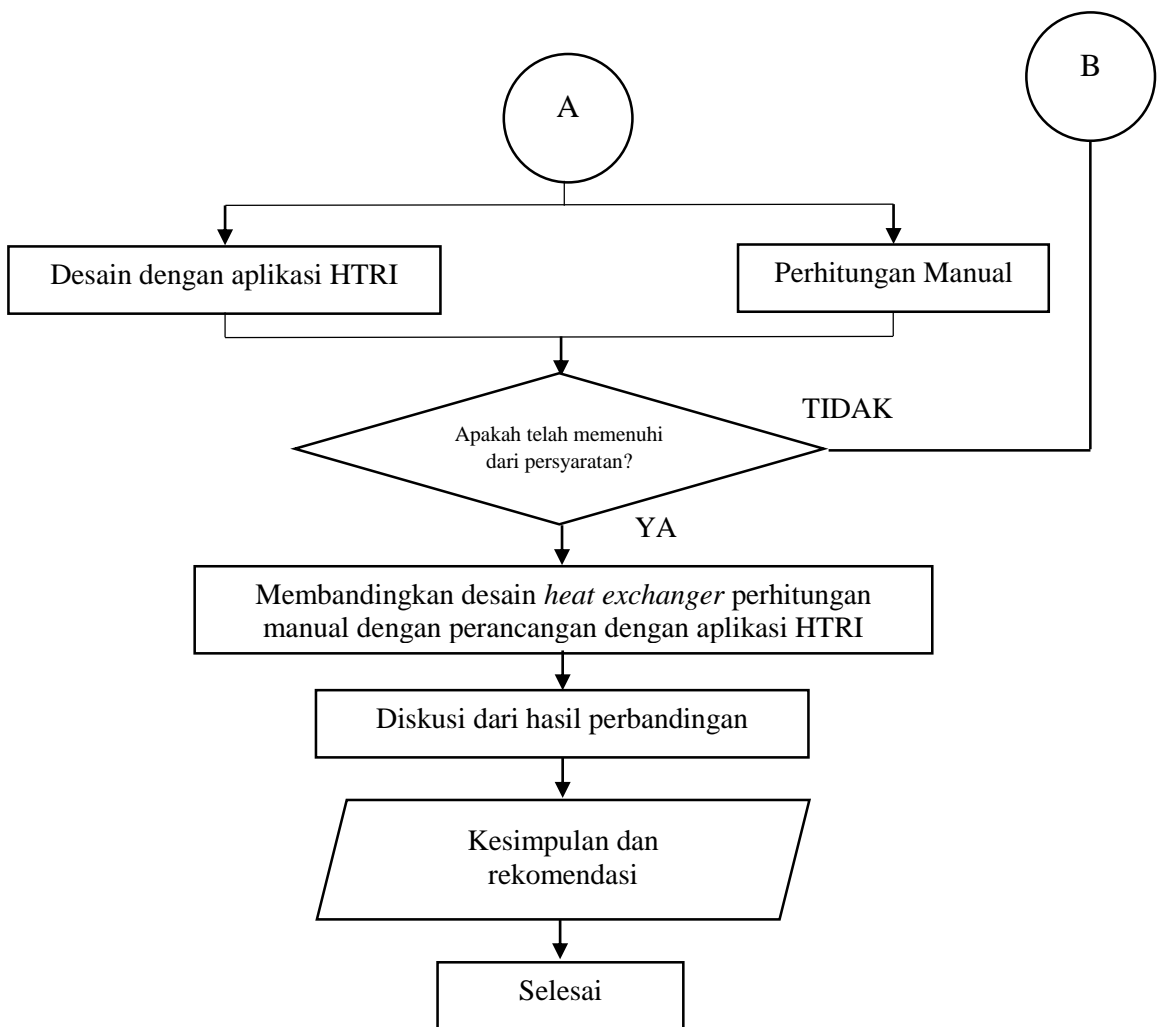
### METODOLOGI PENELITIAN

#### 3.1 Pendahuluan

Metodologi yang digunakan penulis dalam tugas akhir ini adalah perhitungan desain heat exchanger tipe Plate and Frame akan di bandingkan dengan perancangan yang dapat dilakukan pada Software HTRI kemudian akan ditinjau proses operasional heat exchanger tersebut untuk mengetahui performa dari sistem.

#### 3.2 Diagram Alir Penelitian





Gambar 3.1 Diagram Alir Metodologi Penelitian

### 3.3 Identifikasi Masalah

Identifikasi masalah terlebih dahulu dilakukan untuk mendapatkan rumusan masalah yang akan ditentukan. Dari penentuan rumusan masalah tersebut akan didapatkan tujuan akhir atau hasil dari suatu masalah yang harus diselesaikan. Identifikasi masalah dapat disebut sebagai langkah awal yang penting dalam proses penelitian, ditemukan lewat studi literatur seperti contoh topik penelitian ini mengenai *waste heat recovery system*, desain suatu alat penukar kalor, perhitungan kebutuhan kalor suatu sistem, dan juga permodelan suatu desain. Dari studi tersebut akan dilakukan komparasi

hasil dari desain alat penukar kalor secara manual dengan hasil permodelan suatu desain dengan memanfaatkan suatu aplikasi desain alat penukar kalor. Juga untuk mengetahui desain tersebut mampu memenuhi kebutuhan kalor suatu sistem tersebut.

### **3.4 *Literatur Review***

Setelah proses identifikasi terhadap masalah telah dilakukan, berikutnya dilakukan pengumpulan terhadap literatur yang diperoleh dari berbagai sumber antara lain buku atau text book, diktat yang mengacu pada referensi, jurnal ilmiah, Thesis yang berkaitan, dan media internet yang dapat membantu proses pengerjaan tugas akhir. Kegiatan ini dilakukan untuk melihat adakah kesamaan atau keterkaitan terhadap penelitian yang sebelumnya.

### **3.5 *Pengumpulan Data***

Langkah berikutnya merupakan pengumpulan data berupa informasi perihal data yang ada pada kapal LPD 120 meter dengan objek yaitu sistem domestik. Diantara data tersebut diperlukan kapasitas tangki air tawar pada kapal, rentan daya *auxiliary engine* yang akan digunakan, temperatur awal dan temperatur yang diinginkan.

### **3.6 *Studi Empiris***

Berikutnya merupakan langkah studi empiris, langkah yang dapat dilakukan dengan melakukan analisa tahap awal, kemudian perencanaan terhadap suatu masalah dan terakhir pemilihan spesifikasi alat penukar kalor yang akan direncanakan. Analisa tahap awal dilakukan untuk mengetahui pemanfaatan gas buang *auxiliary engine*. Kemudian melakukan perencanaan pada alat penukar kalor, dari material, spesifikasi plat, bentuk aliran, sisi *inlet* dan *outlet* fluida. Langkah terkahir merupakan proses perhitungan sesuai dengan hasil analisa serta desain yang telah ditentukan.

### **3.7 *Desain heat exchanger tipe plate and frame***

Pada langkah ini akan direncanakan desain alat penukar kalor (*heat exchanger*) pada sistem domestik kapal LPD 120 meter. Dengan memeralat aplikasi bantuan yakni HTRI, diharapkan akan memberikan hasil yang lebih baik dengan perodelan yang telah ditentukan dalam perhitungan empiris. Pada aplikasi tersebut dapat dilakukan simulasi terhadap unjuk kerja dari desain alat penukar kalor yang telah direncanakan sebelumnya.

### **3.8 *Perbandingan Desain***

Langkah ini merupakan langkah komparasi hasil terhadap studi empiris dengan proses yang memanfaatkan bantuan aplikasi HTRI. Desain yang dibandingkan adalah estimasi konstruksi dari alat penukar kalor yang telah direncanakan pada langkah pengumpulan data.

### **3.9 Hasil dan Diskusi**

Pada langkah ini dilakukan komparasi terhadap hasil yang didapat dari perhitungan studi empiris dengan proses pemanfaatan aplikasi HTRI. Unjuk kerja alat penukar kalor (*heat exchanger*) merupakan hasil yang akan dikomparasi.

### **3.10 Kesimpulan dan Rekomendasi**

Tahapan terakhir dalam pelaksanaan tugas akhir adalah kesimpulan dan rekomendasi. Proses ini dilakukam dari data dan hasil yang didapatkan dalam seluruh proses pengerjaan tugas akhir. Rekomendasi akan diberikan dengan melihat hasil yang didapat, bertujuan untuk dapat dilakukan evaluasi dan improvisasi lebih terhadap hasil dan topik tugas akhir ini.

## BAB 4

### HASIL DAN PEMBAHASAN

#### 4.1 Data Kapal

Objek kapal yang digunakan pada Tugas Akhir adalah Kapal LPD dan detail dapat dijelaskan pada rincian dibawah ini:

1. Dimensi

LoA : 120 meter

2. Ketentuan Kapal

Kebutuhan Freshwater : 2660 ton

Endurance : 30 Hari

Crew Kapal : 500 + 138 Personel (high mobilitation)

138 Personel (low mobilitation, saat sandar)

Daya A/E yang

dibutuhkan : 500kW

Kuantitas A/E : 4 unit

3. Auxilliary Engine Kapal

Generator : 4 sets x 561 kW \*max output\* (asumsi digunakan generator Perkins M-P625)

RPM : 1500

Dimensi Generator : 3245 x 1460 x 2197 (mm)

Berat : 3940 kg

Fuel Consumption : 217.7 g/kWh (100% load)

Exhaust gas flow : 129 m<sup>3</sup>/min

Exhaust highest temp : 570 deg C.

#### 4.2 Pembahasan

Data awal yang diketahui telah tertulis di sub-bab 4.1 Data Kapal, dari sub-bab tersebut nantinya akan dilakukan perencanaan dan perhitungan untuk mendesain kebutuhan heat exchanger pada kapal LPD 120 meter.

#### 4.2.1 Menentukan RPM dan beban tertentu

Proses perhitungan empiris untuk mencari RPM pada beban 75% MCR dapat menggunakan persamaan (2.2) atau (2.3):

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{(n_1)^3}{(n_2)^3}$$

$$P_2 (100\%) = 561 \text{ kW}$$

$$n_2 (100\%) = 1500 \text{ rpm}$$

$$\begin{aligned} n_1 &= \left( \frac{p_1(n_2)^3}{p_2} \right)^{1/3} \\ &= \left( \frac{75\%(1500)^3}{100\%} \right)^{1/3} \\ &= 1125 \text{ rpm} \end{aligned}$$

#### 4.2.2 Estimasi perhitungan daya pada beban % MCR Auxilliary Engine

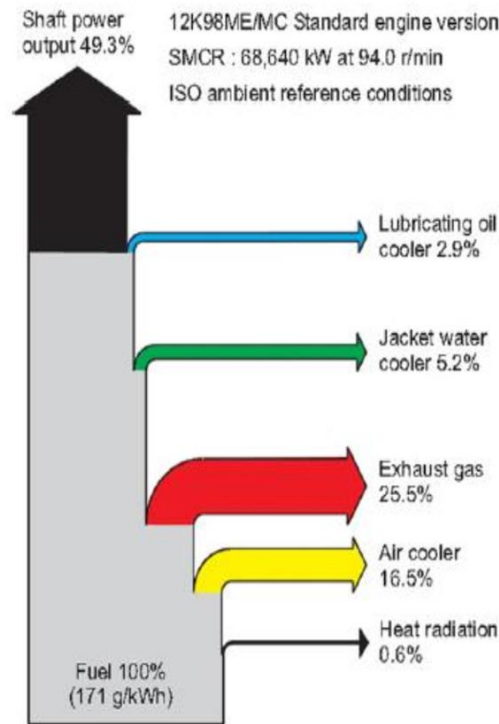
Untuk mencari daya pada rpm dan beban tertentu dari A/E dapat menggunakan persamaan (2.4):

$$\begin{aligned} \text{kW} &= \% \text{MCR} \times \text{daya maksimal 1 unit A/E} \\ &= 75\% \times 561 \text{ kW} \\ &= 420.75 \text{ kW} \end{aligned}$$

Dengan perencanaan jika A/E yang bekerja pada saat kapal berlayar adalah 2 set A/E, maka:

$$\begin{aligned} P \text{ total} &= 2 \times 420.75 \text{ kW} \\ &= 841.5 \text{ kW} \end{aligned}$$

### 4.2.3 Perhitungan Mass Flow Rate dari Gas Buang Auxilliary Engine



Gambar 4.1 Waste Heat Recovery System (WHRS MAN B&W)

Pada spesifikasi *auxiliary engine* yang digunakan telah diketahui, bahwa:

- $T_{\text{exhaust}}$  yang direncanakan akan di-*set* pada temperature  $250^{\circ}\text{C}$  atau  $523.15\text{ K}$ , yang berarti:  

$$250^{\circ}\text{C} / 570^{\circ}\text{C} \times 100\% = 43.85\%$$
- $T_{\text{exhaust}}$  setelah melalui *heat exchanger* diperkirakan pada  $40.8^{\circ}\text{C}$  atau  $313.95\text{ K}$
- Nilai *Density exhaust gas* ( $\rho_{\text{exhaust gas}}$ ) \*dari table 1 *physical properties of air* dengan  $p = 101.13\text{ kPa}$

	X	Y
1	500 K	0.696
2	523.15 K	X
3	600 K	0.58

$$\frac{x_2 - x_1}{x_3 - x_1} = \frac{y_2 - y_1}{y_3 - y_1}$$



$$\frac{523.15 - 500}{600 - 500} = \frac{x - 0.696}{0.58 - 0.696}$$

$$\frac{23.15}{100} = \frac{x - 0.696}{-0.16}$$

$$-2.6854 = 100x - 69.6$$

$$66.91 = 100x$$

$$0.669 = x$$

Jadi nilai densitas gas buang adalah 0.669 kg/m<sup>3</sup>

- Mass flow rate exhaust = 129 m<sup>3</sup>/min pada kondisi maksimal.  
= 7740 m<sup>3</sup>/h
- Dengan load yang dirancang pada tingkat 75%, maka mass flow rate exhaust menjadi = 5805 m<sup>3</sup>/h  
=  $\dot{m}_E \times \rho$   
= 5805 m<sup>3</sup>/h x 0.669 kg/m<sup>3</sup>  
= 3884.393 kg/h  
= 1.078 kg/s

#### 4.2.4 Perhitungan kebutuhan Fresh Water

Dari perancangan kapasitas tank untuk freshwater, kebutuhan fresh water sebesar: 2660 ton, dengan asumsi mampu memberikan pelayanan pada 638 personel (high mobilitation) dengan durasi kapal berlayar dari persayaratan pemilik selama 30 hari.

Untuk menghitung kebutuhan perhari:

$$\text{Kapasitas} = \text{konsumsi} \times \text{endurance}$$

$$2660 \text{ ton} = \text{konsumsi} \times 30 \text{ hari}$$

$$\text{Konsumsi} = 2660 \text{ ton} / 30 \text{ hari}$$

$$\text{Konsumsi} = 88.666 \text{ ton/hari}$$

$$= 88.666 \text{ m}^3/\text{hari}$$

#### 4.2.5 Perhitungan Massa Air Hangat

$$\dot{m}_w = V \times \rho \quad * \rho \text{ pada air temperature hangat (38}^\circ\text{C)} = 992.92 \text{ kg/m}^3$$

$$= 88.666 \text{ m}^3/\text{hari} \times 992.92 \text{ kg/m}^3$$

$$= 88038.91 \text{ kg/hari}$$

$$= 3668.29 \text{ kg/jam}$$

$$= 1.01897 \text{ kg/s}$$

#### 4.2.6 Perhitungan Kesenimbangan Kalor Fluida (Heat Balance)

Mengacu pada Merchant Shipping Notice MSN 1848 Marine Labour Merchant Shipping Notice MSN 1848 Marine Labour Convention 2006 - Crew Accommodation poin 18 Sanitary Accommodation, Desain temperature sistem:

$$\text{Temperature Fresh Water} = 5^{\circ}\text{C} = 278.15 \text{ K}$$

$$\text{Temperature Hot Water} = 66^{\circ}\text{C} = 339.15 \text{ K}$$

$$\text{Temperature Air Hangat} = 38^{\circ}\text{C} = 311.15 \text{ K}$$

$$\text{Temperatur Exhaust Out} = 40.8^{\circ}\text{C} = 313.95 \text{ K}$$

$$Q_{\text{Exhaust Gas}} = Q_{\text{Freshwater}}$$

$$\dot{m}_E \times C_{pE} \times \Delta T_E = \dot{m}_{FW} \times C_{pFW} \times \Delta T_{FW}$$

$$\dot{m}_E : \text{Laju aliran massa gas buang (kg/h)}$$

$$: 3884.39253 \text{ kg/h}$$

$$: 1.078997925 \text{ kg/s}$$

$$C_{pE} : \text{Kalor spesifik gas buang (kJ/kg.K)}$$

$$: 1.0348615 \text{ kJ/kg.K}$$

$$\Delta T_E : \text{Perbedaan suhu gas buang (K)}$$

$$: 523.15 \text{ K} \quad (\text{Suhu Awal})$$

$$: 313.95 \text{ K} \quad (\text{Suhu Akhir})$$

$$\Delta T_E : 209.2 \text{ K}$$

$$\dot{m}_{FW} : \text{Laju aliran massa air tawar (kg/h)}$$

$$C_{pFW} : \text{Kalor spesifik air laut (kJ/kg.K)}$$

$$: 4.2 \text{ kJ/kg.K}$$

$$\Delta T_{FW} : \text{Perbedaan suhu air laut (K)}$$

$$: 278.15 \text{ K} \quad (\text{Suhu Awal})$$

$$: 339.15 \text{ K} \quad (\text{Suhu Akhir})$$

$$\Delta T_{FW} : \quad 61$$

$$\dot{m}_E \times C_{pE} \times \Delta T_E = \dot{m}_{FW} \times C_{pFW} \times \Delta T_{FW}$$

$$1.078 \times 1.034 \times 209.2 = \dot{m}_{FW} \times 4.2 \times 61$$

$$233.595 = \dot{m}_{FW} \times 256.2$$

$$0.911 = \dot{m}_{FW}$$

Jadi mass flow rate freshwater adalah 0.911 kg/s

#### 4.2.7 Perhitungan Kebutuhan Kalor pada Sistem

$$\begin{aligned} Q_{\text{water}} &= \dot{m}_H \times C_{pFW} \times (T_2 - T_1) \\ &= 0.911 \times 4200 \times (339.15 - 278.15) \\ &= 233595.5 \text{ J/s} \\ &= 233.595 \text{ kJ/s} \\ &= 233.59 \text{ kW} \end{aligned}$$

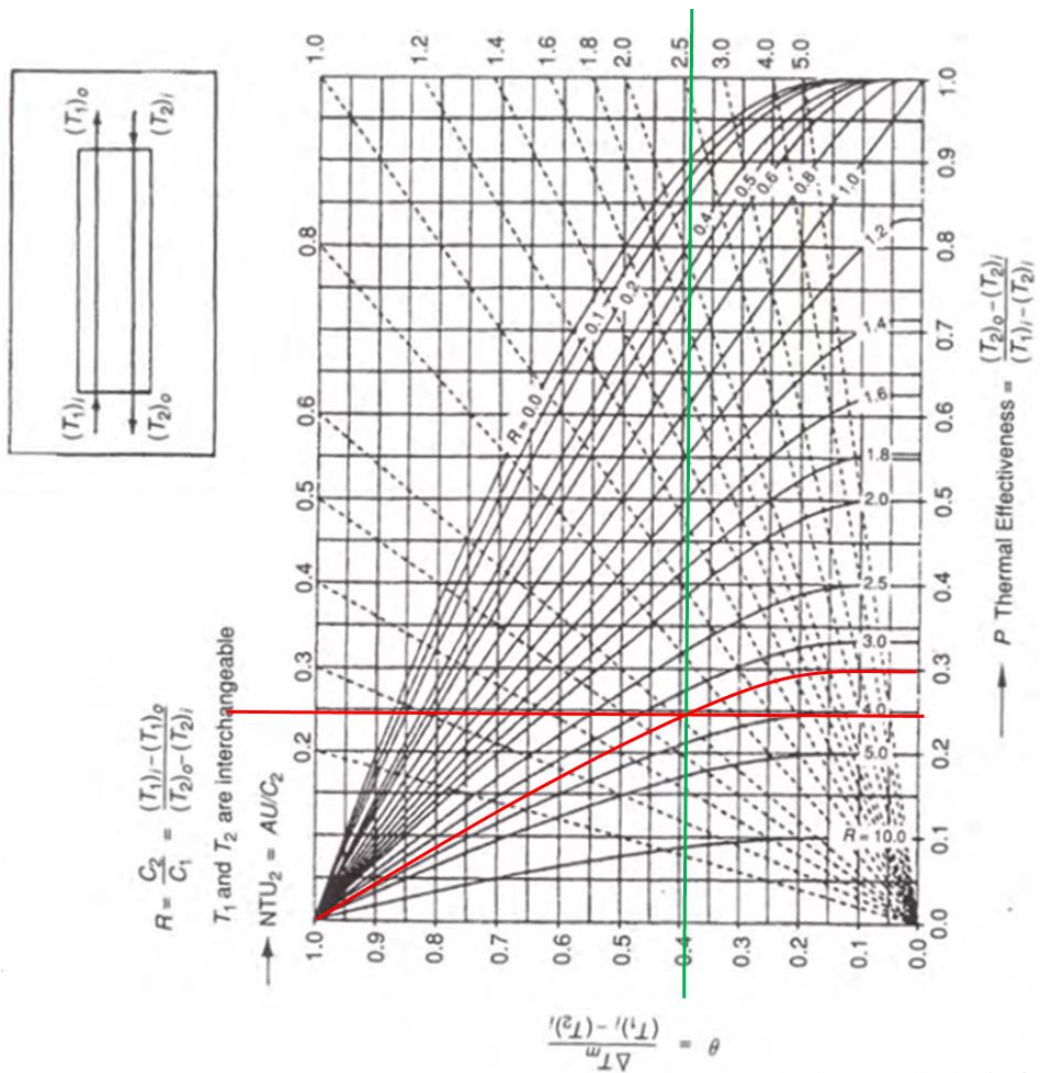
#### 4.2.8 Menentukan nilai *Thermal Effectiveness*, *Fouling Factor* dan *Correction Factor*

##### 4.2.8.1 *Thermal Effectiveness (P)*

$$\begin{aligned} P &= \frac{T_{c,out} - T_{c,in}}{T_{h,in} - T_{c,in}} \\ P &= \frac{339.15 - 278.15}{523.15 - 278.15} \\ P &= \frac{61}{245} \\ P &= 0.248 \end{aligned}$$

##### 4.2.8.2 *Fouling Factor (R)*

$$\begin{aligned} R &= \frac{T_{h,in} - T_{h,out}}{T_{c,out} - T_{c,in}} \\ R &= \frac{523.15 - 313.95}{339.15 - 278.15} \\ R &= \frac{209.2}{61} \\ R &= 3.429 \end{aligned}$$

4.2.8.3 Correction Factor ( $F$ )

Gambar 4.2 Grafik hubungan Mean temperature different pada Counterflow

Dari grafik pada gambar 4.2 didapat nilai untuk Correction factor adalah 0.5

#### 4.2.9 Perhitungan Overall Heat Transfer Coefficient

Tabel 4.1 Tabel Koefisien perpindahan panas konveksi dan temperature fluida

$h_{p1}$ (exhgas)	=	250	W/m <sup>2</sup> .K			
$h_{p0}$ (cold water)	=	20000	W/m <sup>2</sup> .K			
Th,in (43.85% of max exhaust temp)	=	250	C	=	523.15	K
Th,out (out from <i>heat exchanger</i> )	=	40.8	C	=	313.95	K
Tc,in (Temp fresh water)	=	5	C	=	278.15	K
Tc,out (require hot water)	=	66	C	=	339.15	K

$$1/U = 1/h_{p1} + 1/h_{p0} + tp/k \text{ materials Plat PHE} + R_{F1} \text{ exhaust gas} + R_{F0} \text{ cold water}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{p1}} + \frac{1}{h_{p0}} + \frac{tp}{k \text{ material plat PHE}} + R_{f1} \text{ exhaust gas} + R_{f0} \text{ cold water}}$$

$$= \frac{1}{0.004 + 0.00005 + 0.000164 + 0.00176 + 0.00018}$$

$$= \frac{1}{0.00615}$$

$$= 162.49 \text{ W/m}^2\text{K}$$

#### 4.2.10 Prandtl Number

$$Pr = \frac{C_p \times \mu}{k}$$

Temperature kedua fluida memiliki perbedaan, untuk temperature exhaust gas berada pada kondisi 523.15 K dan temperature *cold water* atau *freshwater* adalah 278.15 K. Pada table 1 buku “*The Properties of Gases and Liquids*” temperature exhaust gas tidak diketahui, dengan itu perlu melakukan perhitungan interpolasi untuk mencari nilai *Prandtl Number*.

*Specific heat at constant pressure* “Cp” (kJ/kg.K)

	X	Y
1	500 K	1.03
2	523.15 K	X
3	600 K	1.051

$$\frac{x_2 - x_1}{x_3 - x_1} = \frac{y_2 - y_1}{y_3 - y_1}$$

$$\frac{523.15 - 500}{600 - 500} = \frac{x - 1.03}{1.051 - 1.03}$$

$$\frac{23.15}{100} = \frac{x - 1.03}{0.021}$$

$$0.48615 = 100x - 103$$

$$103.486 = 100x$$

$$1.034 = x$$

Jadi nilai *Specific heat* saat tekanan konstan adalah 1.034 kJ/kg.K

*Viscosity* “ $\mu$ ” ( $10^{-4}$  Pa.s)

	X	Y
1	500 K	0.27
2	523.15 K	X
3	600 K	0.306

$$\frac{x_2 - x_1}{x_3 - x_1} = \frac{y_2 - y_1}{y_3 - y_1}$$

$$\frac{523.15 - 500}{600 - 500} = \frac{x - 0.27}{0.306 - 0.27}$$

$$\frac{23.15}{100} = \frac{x - 0.27}{0.036}$$

$$0.8334 = 100x - 27$$

$$27.83 = 100x$$

$$0.278 = x$$

Jadi nilai viskositas yang didapat adalah  $0.278 \times 10^{-4}$  Pa.s

*Thermal Conductivity* “k” (W/m.K)

	X	Y
1	500 K	0.0404
2	523.15 K	X
3	600 K	0.0466

$$\frac{x_2 - x_1}{x_3 - x_1} = \frac{y_2 - y_1}{y_3 - y_1}$$

$$\frac{523.15 - 500}{600 - 500} = \frac{x - 0.0404}{0.0404 - 0.0466}$$

$$\frac{23.15}{100} = \frac{x - 0.0404}{0.0062}$$

$$0.14353 = 100x - 4.04$$

$$4.183 = 100x$$

$$0.0418 = x$$

Jadi nilai konduktivitas thermal dari gas buang sebesar 0.0418 W/m.K

Dari persamaan 2.14, dapat ditentukan nilai *prandtl number* (*Pr*) gas buang:

$$\begin{aligned} Pr &= \frac{C_p \times \mu}{k} \\ &= \frac{1.034 \times 0.278}{0.0418} \\ &= 0.000689 \end{aligned}$$

Pada table *Engineering Properties of Water* temperature *cold water* atau *fresh water* tidak diketahui, dengan itu perlu melakukan perhitungan interpolasi untuk mencari nilai Prandtl Number. Dari mencari nilai *Specific Heat* (*C<sub>p</sub>*),  $\mu$ , dan konduktivitas thermal (*k*) pada table tersebut.

*Specific heat* (*C<sub>p</sub>*)

	X	Y
1	0	4.2176
2	5	x
3	20	4.1818

$$\frac{x_2 - x_1}{x_3 - x_1} = \frac{y_2 - y_1}{y_3 - y_1}$$

$$\frac{5 - 0}{20 - 0} = \frac{x - 4.2176}{4.1818 - 4.2176}$$

$$\frac{5}{20} = \frac{x - 4.2176}{-0.0358}$$

$$-0.179 = 20x - 84.35$$

$$84.173 = 20x$$

$$4.208 = x$$

Jadi nilai *specific heat* dari *freshwater* sebesar 4.208 kJ/kg.K

*Thermal Conductivity (k)*

	X	Y
1	0	561
2	5	x
3	20	598.4

$$\frac{x_2 - x_1}{x_3 - x_1} = \frac{y_2 - y_1}{y_3 - y_1}$$

$$\frac{5 - 0}{20 - 0} = \frac{x - 561}{598.4 - 561}$$

$$\frac{5}{20} = \frac{x - 561}{37.4}$$

$$187 = 20x - 1122$$

$$11407 = 20x$$

$$570.35 = x$$

Jadi nilai konduktifitas thermal *freshwater* adalah  $570.35 \times 10^{-3}$  W/m.K

*Dynamic Viscosity "μ" (10<sup>-3</sup> Pa.s)*

	X	Y
1	0	1.793
2	5	X
3	20	1.002

$$\frac{x_2 - x_1}{x_3 - x_1} = \frac{y_2 - y_1}{y_3 - y_1}$$

$$\frac{5 - 0}{20 - 0} = \frac{x - 1.793}{1.002 - 1.793}$$

$$\frac{5}{20} = \frac{x - 1.793}{-0.791}$$

$$-3.955 = 20x - 35.86$$

$$31.905 = 20x$$

$$1.595 = x$$

Jadi nilai viskositas dari *freshwater* adalah  $1.595 \times 10^{-3}$  Pa.s



Dari persamaan 2.14, dapat ditentukan nilai *prandtl number* (*Pr*) untuk *freshwater*:

$$\begin{aligned} Pr &= \frac{c_p \times \mu}{k} \\ &= \frac{4.208 \times 0.00159}{570.35} \\ &= 0.0117 \end{aligned}$$

#### 4.2.11 Log Mean Temperature Different (LMTD)

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

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= T_{h1} - T_{c2} \\ &= 523.15 \text{ K} - 339.15 \text{ K} \\ &= 184 \text{ K} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta T_2 &= T_{h2} - T_{c1} \\ &= 313.95 \text{ K} - 278.15 \text{ K} \\ &= 35.8 \text{ K} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta T_{lm, cf} &= \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \\ &= \frac{148.2}{1.636} \\ &= 90.53 \text{ K} \end{aligned}$$

Dikarenakan jenis aliran yang dirancang adalah counter flow, maka diperlukan koreksi pada nilai LMTD yang sudah diperoleh dengan menggunakan rumus :

$$\begin{aligned} \Delta T_{lm} &= F \times \Delta T_{lm, cf} \\ &= 0.39 \times 90.53 \text{ K} \\ &= 35.30 \text{ K} \end{aligned}$$

Tabel 4.2 Sifat dari Fluida penghantar panas dan penerima panas

Physical properties	exhaust gas (523.15 K)	water (278.15)
density (kg/m <sup>3</sup> )	0.669	0.999
Viscosity, (Pa.s)	0.0000027	0.0000015
Prandtl Number	0.000689	0.0117

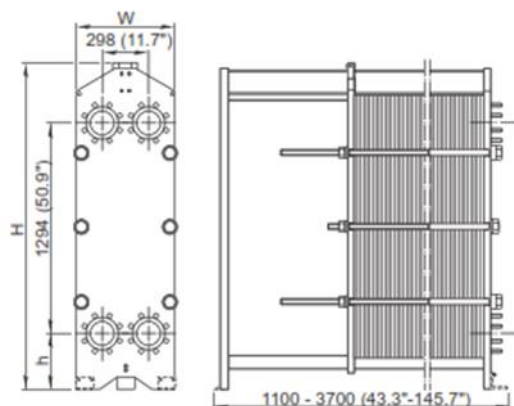
#### 4.2.12 Heat Transfer Area

$$\begin{aligned}
 A &= Q / U \times \text{LMTD} \times F \\
 &= (\dot{m}E \times C_p \times \Delta T (T_{h \text{ in}} - T_{c \text{ out}})) / U \times \text{LMTD} \times F \\
 &= (3884.39 \times 1.034 \times 209.2) / (487.47 \times 35.3 \times 0.39) \\
 &= 840943.89 / 6712.53 \\
 &= 125.27 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

#### 4.2.13 Konstruksi plat

Direncanakan *heat exchanger* menggunakan konstruksi milik produsen alfa laval dengan tipe M15B-FG sebagai berikut:

Measurements mm (inches)



Gambar 4.3 Dimensi alat penukar kalor M15B-FG

$$W = 298 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned}
 W^2 &= 88804 \text{ mm}^2 \\
 H &= 1941 \text{ mm} \\
 H^2 &= 3767481 \text{ mm}^2 \\
 L &= \sqrt{W^2 + H^2} \\
 &= \sqrt{298^2 + 1941^2} \\
 &= 1963.7426 \text{ mm} \\
 &= 1.9637426 \text{ m}
 \end{aligned}$$

#### 4.2.14 Number of Plates

$A_p$  = Effective heat transfer area of a plate

Nilai untuk mencari  $A_p$  mengacu pada dimensi pesawat penukar kalor milik Alfa laval type M15B.

$$\begin{aligned}
 A_p &= L \times W \\
 &= 1963.743 \text{ mm} \times 298 \text{ mm} \\
 &= 585195.3 \text{ mm}^2 \\
 &= 0.585 \text{ m}^2 \\
 N &= A/A_p \\
 &= 125.279 \text{ m}^2 / 0.585 \text{ m}^2 \\
 &= 214.08 \text{ units} \\
 &= 215 \text{ units}
 \end{aligned}$$

#### 4.2.15 Number of Channels

$$\begin{aligned}
 N_c &= (N - 1) / 2 \\
 N_c &= (215 - 1) / 2 \\
 &= 107 \text{ channels per pass}
 \end{aligned}$$

##### 4.2.15.1 Channel cross sectional area ( $A_c$ )

$$A_c = b \times W$$

Dimana:

b = plate spacing (mm)

W = plate width (mm)

$$\begin{aligned} A_c &= b \times W \\ &= 2.5 \times 298 \\ &= 745 \text{ mm}^2 \\ &= 0.000745 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

#### 4.2.15.2 Hydraulic mean diameter ( $D_h$ )

$$\begin{aligned} D_h &= \frac{4 \times A_c \times L}{A} \\ D_h &= \frac{4 \times 0.000745 \times 1.963}{125.27} \\ D_h &= \frac{0.0058}{125.27} \\ D_h &= 0.00004659 \text{ m} \end{aligned}$$

#### 4.2.15.3 Equivalent Diameter ( $D_e$ )

$$\begin{aligned} D_e &= \frac{4 \times W \times b}{2(W+b)} \\ D_e &= \frac{4 \times 298 \times 2.5}{2(298+2.5)} \\ D_e &= \frac{4 \times 298 \times 2.5}{2 \times 300.5} \\ D_e &= \frac{2980}{601} \\ D_e &= 4.958 \text{ mm} \\ D_e &= 0.004958 \text{ m} \end{aligned}$$

#### 4.2.15.4 Channel velocity

$$u_{h/c} = \frac{m_{h/c}}{\rho_{h/c} A_c N_{h/c}}$$

$m_{h/c}$  = Mass flow rate fluida (panas atau dingin)

$m_h$  = 1.0789 kg/s

$m_c$  = 0.9117 kg/s

$\rho_{h/c}$  = Massa jenis fluida (panas atau dingin)

$\rho_h$  = 0.669 kg/m<sup>3</sup>

$\rho_c$  = 0.999 kg/m<sup>3</sup>

$A_c$  = Luas Penampang plat

= 0.000745 m<sup>2</sup>

$N_{h/c}$  = Jumlah channel fluida (panas atau dingin)

$N_h$  = 107

$N_c$  = 107

Sehingga:

$u_h$  = 20.228 m/s

$u_c$  = 11.444 m/s

#### 4.2.16 Number of Transfer Units (NTU)

$$NTU_{\text{heating}} = \frac{(U \times A)_{\text{heating}}}{(m \times cp)_{\text{heating}}}$$

$$NTU_{\text{heating}} = \frac{162.49 \times 125.27}{3884.393 \times 1.034}$$

$$NTU_{\text{heating}} = 5.06$$

$$NTU_{\text{cooling}} = \frac{(U \times A)_{\text{cooling}}}{(m \times cp)_{\text{cooling}}}$$

$$NTU_{\text{cooling}} = \frac{162.49 \times 125.27}{3282.373 \times 4.2}$$

$$NTU_{\text{cooling}} = 1.47$$

Jadi konfigurasi nilai *chevron angle* pada plat adalah low theta atau 30°.

#### 4.2.17 Reynolds Number

$$Re = \frac{u_{\text{heating/cooling}} \times \rho_{\text{heating/cooling}} \times De}{\mu_{\text{heating/cooling}}}$$

Dimana:

$u_{h/c}$  = Channel Velocity

$$\begin{aligned}
 u_h &= 20.228 \text{ m/s} \\
 u_c &= 11.444 \text{ m/s} \\
 \rho_{h/c} &= \text{Massa jenis fluida panas atau dingin} \\
 \rho_h &= 0.669 \text{ kg/m}^3 \\
 \rho_c &= 0.999 \text{ kg/m}^3 \\
 D_e &= \text{Equivalent Diameter} \\
 &= 0.0049 \text{ m} \\
 \mu_{h/c} &= \text{Viskositas Fluida panas atau dingin} \\
 \mu_h &= 0.00002783 \text{ Pa.s} \\
 \mu_c &= 0.00159525 \text{ Pa.s}
 \end{aligned}$$

Sehingga:

$$\begin{aligned}
 Re_h &= 2411.32 \\
 Re_c &= 35551.53
 \end{aligned}$$

#### 4.2.18 Nusselt Number

$$Nu = 0.374 (Re)^{0.668} Pr^{0.33} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0.15}$$

Dimana:

$$\begin{aligned}
 Re &= \text{Reynold number} \\
 Pr &= \text{Pradtl number} \\
 \mu_b &= \text{viscosity hot fluida} \\
 \mu_w &= \text{viscosity cold fluida}
 \end{aligned}$$

Exhaust gas

$$Nu = 0.374 (2411.32)^{0.668} 0.000689^{0.33} (0.0149)^{0.15}$$

$$Nu = 36.26$$

Freshwater

$$Nu = 0.374 (35551.53)^{0.668} 0.0117^{0.33} (0.0149)^{0.15}$$

$$Nu = 143.44$$

Convective heat transfer coefficient exhaust gas aktual ( $hp_e$ )

$$hp_e = \frac{Nu_e \times k}{Dh}$$

$$hp_e = \frac{36.26 \times 0.041}{0.0000467}$$

$$hp_e = \frac{1.517}{0.0000467}$$

$$hp_e = 32477 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Convective heat transfer coefficient freshwater aktual ( $hp_{fw}$ )

$$hp_{fw} = \frac{Nu_{fw} \times k}{Dh}$$

$$hp_{fw} = \frac{143.44 \times 0.570}{0.0000467}$$

$$hp_{fw} = \frac{81.81}{0.0000467}$$

$$hp_{fw} = 1751513.146 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Jadi aktual overall coefficient adalah:

$$1/U = 1/h_{p1} + 1/h_{p0} + tp/k \text{ materials Plat PHE} + R_{F1} \text{ exhaust gas} + R_{F0} \text{ cold water}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{hp1} + \frac{1}{hpo} + \frac{tp}{k \text{ material plat PHE}} + Rf1 \text{ exhaust gas} + Rf0 \text{ cold water}}$$

$$= \frac{1}{3.07 \times 10^{-5} + 5.7 \times 10^{-5} + 0.000164 + 0.00176 + 0.00018}$$

$$= \frac{1}{0.00213}$$

$$= 468.27 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$A = Q / U \times \text{LMTD} \times F$$

$$= (\dot{m}E \times Cp \times \Delta T (\text{Th in} - \text{Tc out})) / U \times \text{LMTD} \times F$$

$$= (3884.39 \times 1.034 \times 209.2) / (468.27 \times 35.30 \times 0.39)$$

$$= 840943.89 / 6543.28$$

$$= 130.41 \text{ m}^2$$

Aktual plate numbers

$$\begin{aligned} N &= A/A_p \\ &= 130.41 \text{ m}^2 / 0.585 \text{ m}^2 \\ &= 222.86 \text{ units} \\ &= 223 \text{ units} \end{aligned}$$

Aktual plate channels

$$\begin{aligned} N_c &= (N - 1) / 2 \\ &= (223 - 1) / 2 \\ &= 111 \text{ channel} \end{aligned}$$

#### 4.2.19 Heat Exchanger Duty

$$\begin{aligned} A &= Q / U \times \text{LMTD} \times F \\ Q &= A \times U \times \text{LMTD} \times F \\ &= 130.41 \text{ m}^2 \times 468.27 \text{ W/m}^2\text{K} \times 35.30 \text{ K} \times 0.39 \\ &= 840943.8922 \text{ W} \\ &= 840.94 \text{ kW} \end{aligned}$$

#### 4.2.20 Pressure Drop

$$f = \frac{C_2}{Re^\gamma}$$

$$f = \frac{2.5}{Re^{0.3}}$$

##### 4.2.20.1 Perhitungan Friction Factor Heat Exchanger

$$f_{h/c} = \frac{K_p}{Re_{h/c}^m}$$



Dimana:

Table 4.3 Konstanta *pressure loss* berdasarkan nilai *Reynolds Number*

Chevron Angle (degree)	Heat Transfer			Pressure Loss		
	Reynolds Number	$C_h$	$n$	Reynolds Number	$K_p$	$m$
≤ 30	≤ 10	0.718	0.349	< 10	50.000	1.000
	> 10	0.348	0.663	10-100	19.400	0.589
				> 100	2.990	0.183
45	< 10	0.718	0.349	< 15	47.000	1.000
	10-100	0.400	0.598	15-300	18.290	0.652
	> 100	0.300	0.663	> 300	1.441	0.206
50	< 20	0.630	0.333	< 20	34.000	1.000
	20-300	0.291	0.591	20-300	11.250	0.631
	> 300	0.130	0.732	> 300	0.772	0.161
60	< 20	0.562	0.326	< 40	24.000	1.000
	20-400	0.306	0.529	40-400	3.240	0.457
	> 400	0.108	0.703	> 40	0.760	0.215
≥ 65	< 20	0.562	0.326	50	24.000	1.000
	20-500	0.331	0.503	50-500	2.800	0.451
	> 500	0.087	0.718	> 500	0.639	0.213

$Re_{h/c}$  = Reynold Number fluida (panas atau dingin)

$Re_h$  = 2411.32

$Re_c$  = 35551.53

$K_p$  = Konstanta Pressure Loss

= 2.5

$m$  = Konstanta Pressure Loss

= 0.3

Sehingga:

$f_h$  = 0.241

$f_c$  = 0.107

#### 4.2.20.2 Perhitungan Pressure Drop Nozzle Heat Exchanger

$$\Delta P n_{h/c} = 1,5 \left( \frac{\rho G_{h/c}}{2g} \right) N_{nh/c}$$

Dimana:

$\rho_{h/c}$  = Massa jenis fluida (panas atau dingin)

$\rho_h$  = 0.669 kg/m<sup>3</sup>

$$\begin{aligned} \rho_c &= 0.999 \text{ kg/m}^3 \\ G_{h/c} &= \text{Kecepatan fluida (panas atau dingin)} \\ G_h &= 25 \text{ m/s} \\ G_c &= 3 \text{ m/s} \\ N_{h/c} &= \text{Jumlah nozzle yang dialiri fluida (panas atau dingin)} \\ &= 2 \text{ (rancangan)} \end{aligned}$$

Sehingga:

$$\begin{aligned} \Delta P_{n_h} &= 25.09 \text{ N/m}^2 = 0.0036 \text{ psi} \\ \Delta P_{n_c} &= 4.49 \text{ N/m}^2 = 0.0006 \text{ psi} \end{aligned}$$

#### 4.2.20.3 Perhitungan Pressure Drop pada plat

$$\Delta p = \frac{4fLG^2}{2g_c\rho D_e} \left( \frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^{0.14}$$

Dimana:

$$\begin{aligned} f_{h/c} &= \text{Friction Factor fluida (panas atau dingin)} \\ f_h &= 0.241 \\ f_c &= 0.856 \\ L &= \text{Panjang efektif plat} \\ &= 1.963 \text{ m} \\ G_{h/c} &= \text{kecepatan fluida (panas atau fluida)} \\ G_h &= 25 \text{ m/s} \\ G_c &= 3 \text{ m/s} \\ D_e &= \text{Equivalent diameter} \\ &= 0.004980843 \text{ m} \end{aligned}$$

Sehingga:

$$\begin{aligned} \Delta P_{p_h} &= 9281.99 \times (17.44)^{0.14} \\ &= 13851.11 \text{ N/m}^2 \\ &= 2.008 \text{ psi} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \Delta P_{pc} &= 39.92 \times (17.44)^{0.14} \\
 &= 59.57 \text{ N/m}^2 \\
 &= 0.0086 \text{ psi}
 \end{aligned}$$

#### 4.2.20.4 Total Pressure Drop tiap Fluida

Estimasi nilai pressure drop untuk fluida gas yang tidak mengalami perubahan fase :  $\pm 2$  Psi

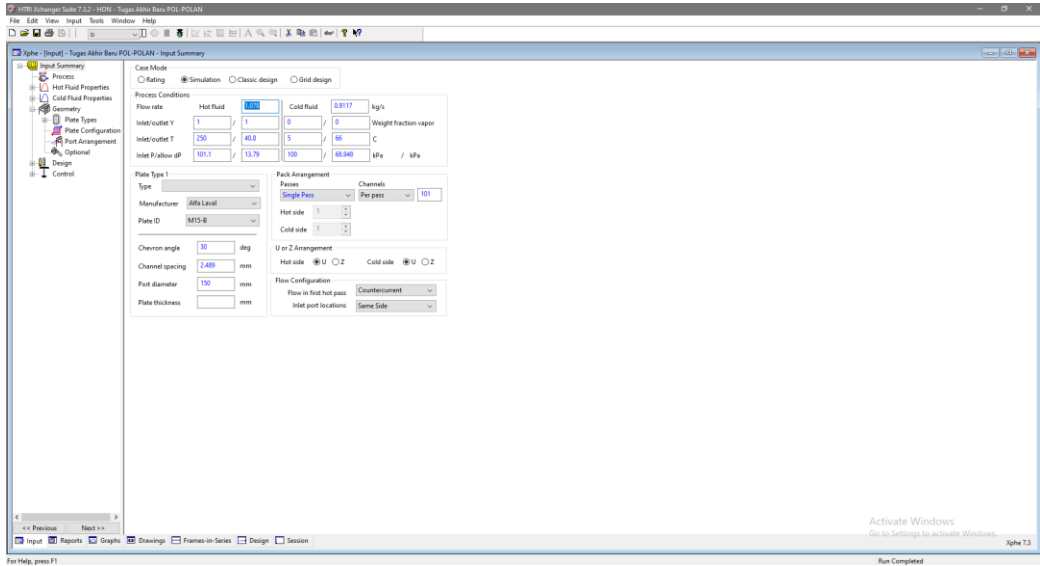
$$\begin{aligned}
 \Delta P_h &= \Delta P_{ph} + \Delta P_{nh} \\
 &= 2.01 \text{ psi} \\
 &= 13876.21 \text{ N/m}^2
 \end{aligned}$$

Estimasi nilai pressure drop untuk fluida gas yang tidak mengalami perubahan fase : **10** Psi

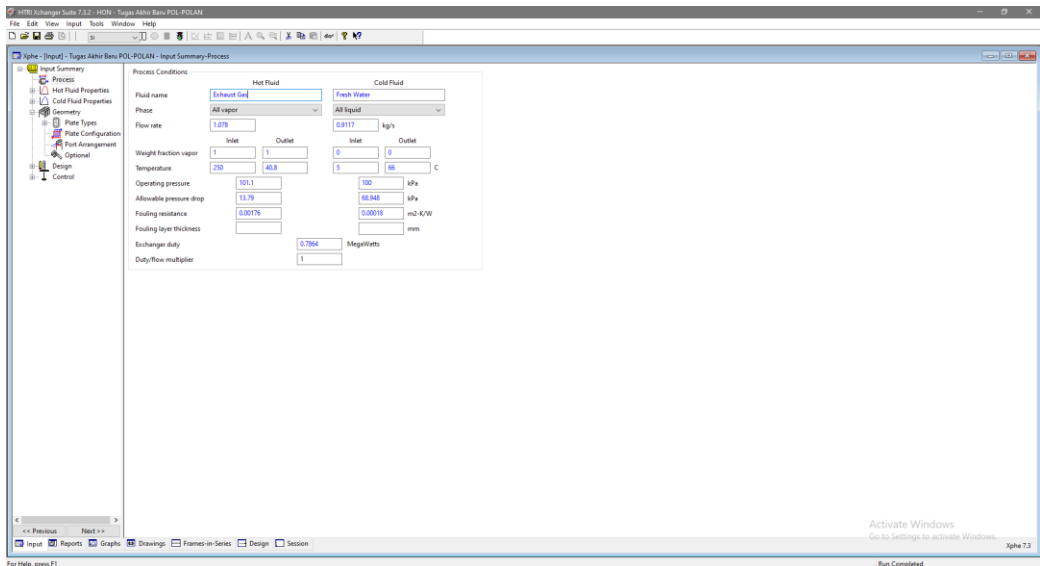
$$\begin{aligned}
 \Delta P_c &= \Delta P_{pc} + \Delta P_{nc} \\
 &= 0.0092 \text{ psi} \\
 &= 64.06 \text{ N/m}^2
 \end{aligned}$$

### 4.3 Desain Menggunakan HTRI Xchanger 7

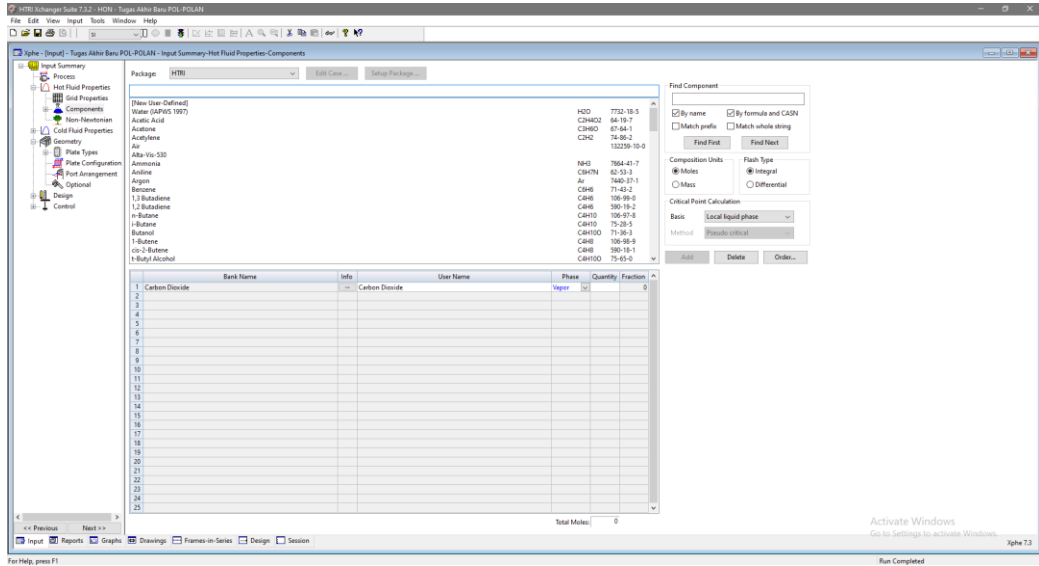
Perencanaan alat penukar kalor yang baru, telah ditentukan dengan melakukan berbagai perhitungan berdasarkan berbagai buku perpindahan panas secara manual dan buku panduan mendesain alat penukar kalor. Kemudian setelah dilakukan perhitungan secara manual, selanjutnya dengan menggunakan software Xchanger Suite 7 HTRI input data yang sama, penulis melakukan analisis komparatif dan perencanaan alat penukar kalor dan didapatkan hasil yang berbeda dengan input data secara keseluruhan sesuai dengan software perhitungan manual exchanger HTRI 7.



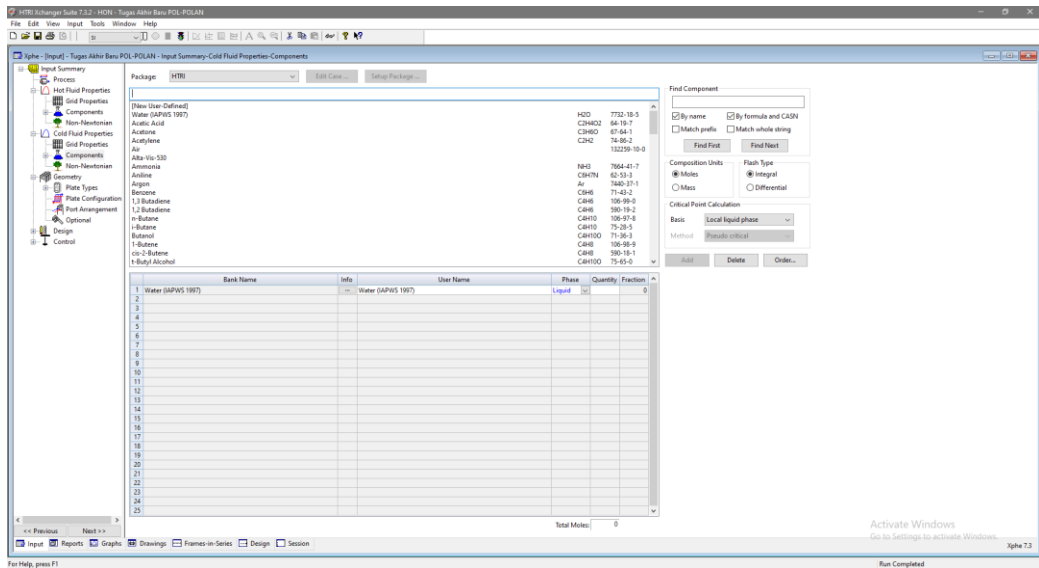
Gambar 4.4 Laman untuk memasukkan data ringkas awal



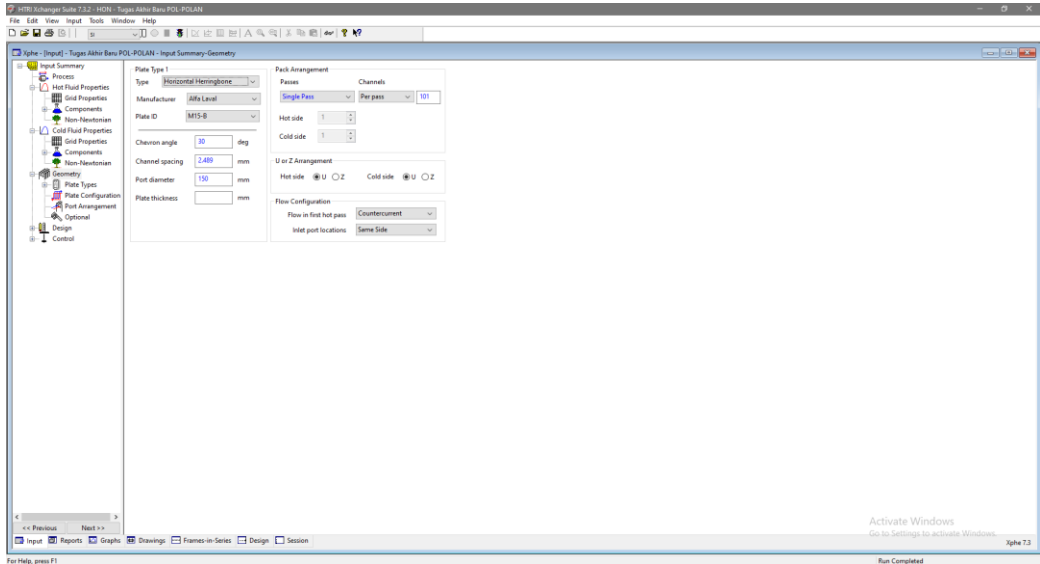
Gambar 4.5 Laman untuk mengisi proses yang berjalan dalam alat penukar kalor



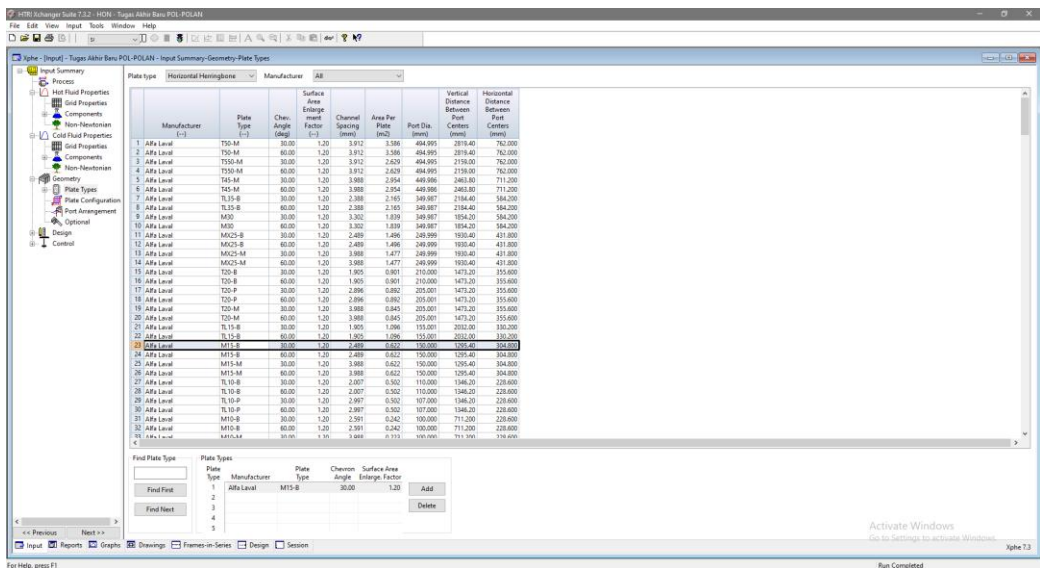
Gambar 4.6 Laman untuk mengisi dan memilih jenis beserta properties fluida panas



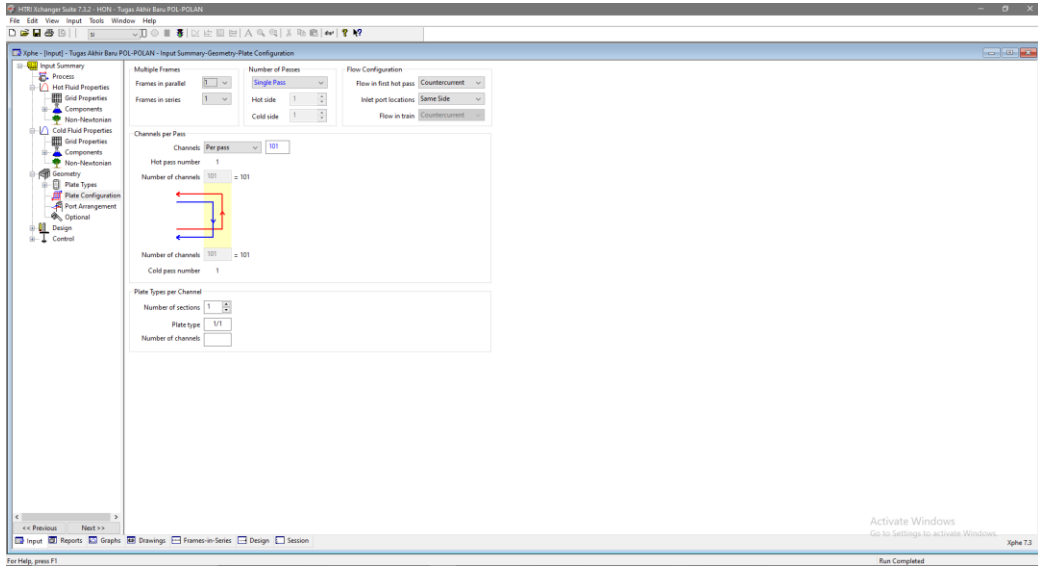
Gambar 4.7 Laman untuk mengisi dan memilih jenis beserta properties fluida dingin



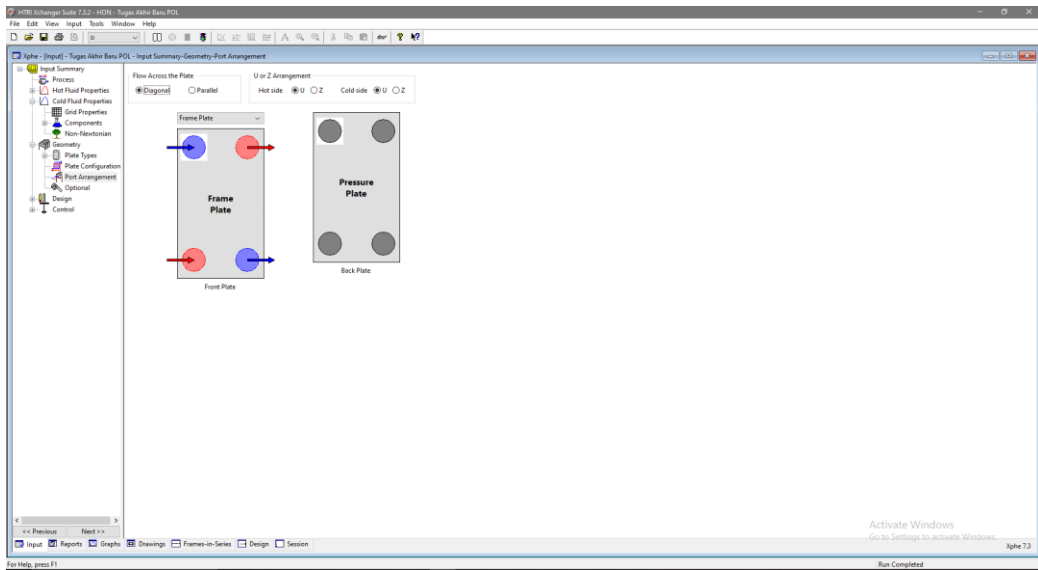
Gambar 4.8 Laman untuk menentukan geometry dari plat penukar kalor



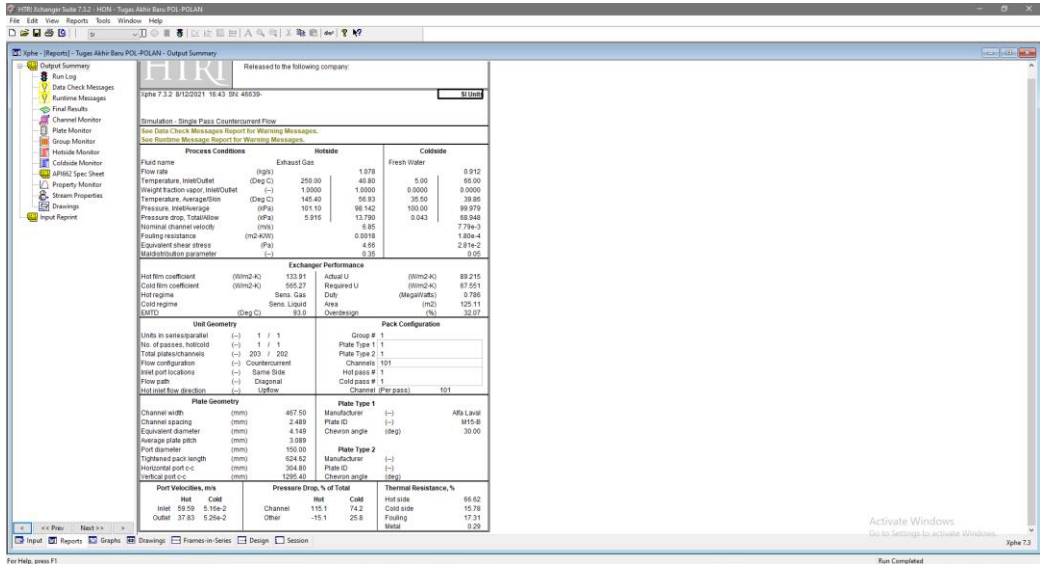
Gambar 4.9 Laman detail geometri plat yang akan digunakan



Gambar 4.10 Laman untuk menentukan susunan plat pada alat penukar kalor



Gambar 4.11 Laman menentukan letak port inlet fluida dan outlet fluida



Gambar 4.12 Laman hasil akhir dari simulasi yang dilakukan oleh aplikasi HTRI

Untuk melakukan perbandingan diperlukan data dari hasil perhitungan manual atau empiris dan hasil dari desain menggunakan software HTRI. Hasil data yang digunakan dari perhitungan empiris adalah hasil yang menggunakan data akhir atau data dengan nilai koefisien perpindahan konveksi yang aktual sesuai dengan nilai Nusselt Number, Prandtl Number dan Reynolds Number yang sesuai dengan pengondisian fluida yang mengalir pada *heat exchanger*. Diperoleh perbandingan secara umum perhitungan perbandingan manual dan *software*:

Tabel 4.4 Perbandingan hasil antara perhitungan empiris dengan analisa *software*

No	Data	Hasil Perhitungan Empiris	Hasil analisis <i>Software</i> HTRI	Perbandingan (%)
1	Luas Permukaan penghantar kalor (m <sup>2</sup> )	130.41	125.11	4.23%
2	Unjuk Kerja <i>Heat Exchanger</i> (kW)	840.94	786.4	6.93%
3	Jumlah Plat/Channel	220/110	203/101	7.27%

Sebagai perbandingan hasil perhitungan empiris dengan analisa *software* Heat Exchanger Research Inc. (HTRI) 7.0 dengan masukan yang sesuai. Dan hasil yang didapat pun terdapat perbedaan signifikan dengan perhitungan empiris. Menurut metode statistik, nilai perbandingan 10% atau kurang masih dapat diterima.



#### 4.4 Perencanaan Insulasi Pipa

Dari hasil perhitungan empiris dan analisis dari aplikasi HTRI, telah dilakukan penetapan standard dari *heat exchanger* dan tipe *heat exchanger*. Ditentukan jika *heat exchanger* menggunakan dimensi milik Alfa Laval M15B-FG. Dimana standard dari tipe M15B-FG merupakan standard ASME, dari segi dimensi plat hingga dimensi flange *inlet* dan *outlet* fluida. Semua telah mengacu terhadap rekomendasi yang telah tertera di panduan *heat exchanger* tip M15B-FG.

##### 4.4.1 Dimensi Flange *Heat Exchanger*

Dari panduan manual *heat exchanger* Alfa Laval, tipe M15B-FG memiliki standard dan dimensi ASME B16.5 Class150 NPS 6. Maksud dari notasi tersebut adalah Flange berstandard ASME B16.5 berdiameter dalam 150 mm dengan nominal diameter pipa luar yang dapat terpasang adalah 6". Dengan demikian dapat ditentukan bahwa:

OD pipe flange

$$\begin{aligned} 6 \times 25.4 &= 152.4 \text{ mm} \\ &= 0.1524 \text{ m} \end{aligned}$$

ID pipe *inlet/outlet heat exchanger* = 150 mm = 0.15 m

$$\begin{aligned} \text{Thickness pipe} &= \text{OD} - \text{ID} \\ &= 152.4 - 150 = 2.4 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter Flange

$$\begin{aligned} 11 \times 25.4 &= 279.4 \text{ mm} \\ &= 0.2794 \text{ m} \end{aligned}$$

##### 4.4.2 Material Insulasi

Diambil dari referensi “Thermal protective qualities of the combined material with reflective thermal insulation from aluminium foil - Nina Umnyakova 2020” insulasi akan menggunakan *polyurethane* yang akan di lapiasi kembali oleh aluminium foil. Metode yang digunakan adalah pelapisan multilayer, dengan berbagai variasi ketebalan insulasi dari 8mm, 16mm, 24mm dan 32mm. Dengan mengacu pada penelitian tersebut, *properties* material akan di tentukan seperti berikut:

$$\text{Density} = 37.2 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Thermal Conductivity (k)} = 0.027 \text{ W/m}^2\text{K (TIAC Standard)}$$

$$\text{Thickness per sisi} = 32 \text{ mm (based on paper)}$$

Kemudian berdasarkan standard TIAC, terdapat *covering* atau penutupan terhadap insulasi yang direncanakan dan akan di aplikasikan. Material yang sering digunakan untuk *covering* kebanyakan dari metal, dengan demikian akan ditentukan material untuk *covering* adalah *Stainless Steel*. Dengan *properties* material sebagai berikut:

$$\text{Material covering} = \text{Stainless Steel AISI 304}$$

$$\text{Density} = 7900 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Thermal Conducticity (k)} = 14.9 \text{ W/mK}$$

$$\text{Thickness per sisi} = 15 \text{ mm}$$

#### 4.4.3 Perhitungan Insulasi Sistem perpipaan Domestik

Insulasi akan dihitung dengan mengambil sample pipa sepanjang 1 meter.

$$\text{Inside Diameter Pipa} = 6 \text{ inch}$$

$$= 0.1524 \text{ m}$$

$$r \text{ ID} = 0.0762 \text{ m}$$

$$\text{Outside Diameter Pipa} = 6.625 \text{ inch}$$

$$= 0.168275 \text{ m}$$

$$r \text{ OD} = 0.0841375 \text{ m}$$

$$\text{Thickness pipa} = 0.015875 \text{ m}$$

$$\text{Thickness insulation (D2) Polyurethane} = 32 \text{ mm/sisi}$$

$$= 0.032 \text{ m/sisi}$$

$$r_2 = 0.1161375 \text{ m}$$

$$\text{Thickness insulation (D3) Stainless steel} = 15 \text{ mm/sisi}$$

$$= 0.015 \text{ m/sisi}$$

$$r_3 = 0.1311375 \text{ m}$$

$$\text{Material Pipa} = \text{Carbon Steel (ASME B36.10 Standard)}$$

$$\text{Material Insulasi 1} = \text{Polyurethane (PU)}$$

$$\text{Material Insulasi 2} = \text{Stainless Steel (AISI 304)}$$

Thermal conductivity pipa (K1)	= 60.5 W/mK (Table A.1)
Thermal conductivity insulasi (K2)	= 0.027 W/mK (Table 1.B TIAC Standard)
Thermal conductivity insulasi 2 (K3)	= 14.9 W/mK (Table A.1; AISI 304)
Koefisien Heat Transfer pipa (h1)	= 7.9 W/m <sup>2</sup> K
Koefisien Heat Transfer insulasi (h2)	= 0.25 W/m <sup>2</sup> K
Ambient Temperatur Accomodation Deck (tB1)	= 25°C
	= 298.15 K
Ambient Temperatur Engine Room (tB2)	= 38°C
	= 311.15 K
Temperatur fluida dalam pipa	= 66°C
	= 339.15 K

$$\begin{aligned}
 R_i &= R \text{ Konveksi} \\
 &= \frac{1}{h_1 \times A_1} \\
 &= \frac{1}{h_1 \times (2 \times \pi \times r \text{ ID pipa} \times L \text{ pipa})} \\
 &= \frac{1}{7.9 \times (2 \times \pi \times 0.0381 \times 1)} \\
 &= \frac{1}{1.89} \\
 &= 0.529 \text{ K/W}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 R_1 &= R \text{ pipa} \\
 &= \frac{\ln \frac{r_{OD}}{r_{ID}}}{2 \times \pi \times k_1 \times L \text{ insulasi pada pipa}} \\
 &= \frac{\ln \frac{0.084}{0.076}}{2 \times \pi \times 60.5 \times 1} \\
 &= \frac{0.099}{379.94} \\
 &= 0.00026 \text{ K/W}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 R_2 &= R \text{ insulasi polyurethane} \\
 &= \frac{\ln \frac{r_2}{r_{OD}}}{2 \times \pi \times k_2 \times L \text{ insulasi pada pipa}} \\
 &= \frac{\ln \frac{0.116}{0.084}}{2 \times \pi \times 0.027 \times 1} \\
 &= \frac{0.322}{0.169} \\
 &= 1.9 \text{ K/W}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 R_3 &= R \text{ stainless steel} \\
 &= \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2 \times \pi \times k_3 \times L \text{ insulasi pada pipa}} \\
 &= \frac{\ln \frac{0.131}{0.116}}{2 \times \pi \times 14.9 \times 1} \\
 &= \frac{0.121}{93.572} \\
 &= 0.0012 \text{ K/W}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 R_{\text{Total}} &= R_i + R_1 + R_2 + R_3 \\
 &= 0.529 + 0.00026 + 1.9 + 0.0012 \\
 &= 2.431 \text{ K/W}
 \end{aligned}$$

## 4.5 Heat loss

*Heat loss* merupakan fenomena perpindahan panas yang disengaja atau tidak disengaja dari satu bahan ke bahan lainnya. Hal ini dapat terjadi melalui konduksi, konveksi dan radiasi. Konduksi sering terjadi ketika komponen berinsulasi atau tidak berinsulasi bersentuhan langsung dengan komponen lain

### 4.5.1 Heat loss pada Engine Room

$$\begin{aligned}
 Q &= \frac{T_{\text{fluida}} - T_{b_2}}{R_{\text{Total}}} \\
 &= \frac{339.15 - 311.15}{2.431} \\
 &= \frac{28}{2.431} \\
 &= 11.515 \text{ W}
 \end{aligned}$$

$$Q = \frac{\dot{m}_{freshwater} \times C_{p_{freshwater}} \times T_{fluida} - T_2}{24 \times 3600}$$

$$11.515 = \frac{3282.37 \times 4200 \times 339.15 - T_2}{24 \times 3600}$$

$$0.072 = 339.15 - T_2$$

$$T_2 = 339.15 - 0.072$$

$$= 339.07 \text{ K}$$

Jadi per meter pipa, temperatur akan berkurang sebanyak 0.072 K

#### 4.5.2 Heat loss pada Accomodation Deck

$$Q = \frac{T_{b_2} - T_{b_1}}{R_{Total}}$$

$$= \frac{339.07 - 298.15}{2.431}$$

$$= \frac{40.927}{2.431}$$

$$= 16.832 \text{ W}$$

$$Q = \frac{\dot{m}_{freshwater} \times C_{p_{freshwater}} \times T_2 - T_1}{24 \times 3600}$$

$$16.832 = \frac{3282.373 \times 4200 \times 339.07 - T_1}{24 \times 3600}$$

$$0.105 = 339.07 - T_1$$

$$T_1 = 339.07 - 0.105$$

$$= 338.972 \text{ K}$$

Jadi per meter pipa, temperatur akan berkurang sebanyak 0.105 K

## BAB 5

### KESIMPULAN DAN SARAN

#### 5.1 Gambaran Umum Penelitian

Awak Kapal merupakan komponen penting dalam dunia maritim, mereka yang memiliki mobilitas tinggi saat pengoperasian sebuah kapal saat kondisi berlayar. Oleh sebab itu kenyamanan awak kapal perlu diperhatikan dan diperbaiki. Hal ini didasari juga dari Marine Labour Convention Reg. 3.1 Accomodation, Recreational Facilities, kapal harus menyediakan akomodasi dan fasilitas rekreasi yang baik untuk mendukung kesehatan para awak kapal saat bekerja.

Saat ini sedang dilakukan desain kembali mengenai pembangunan kapal LPD ini, dengan ketentuan kapal seperti dalam keadaan patrol dan saat kapal dalam kondisi melakukan invasi untuk operasional di wilayah sub tropis. Dan penggambaran medan operasi di perairan yang akan dilalui, pada musim dingin temperature dapat mencapai 5°C. Dengan menggunakan *Auxilliary Engine* berdaya 561kW sejumlah 4 unit dengan 2 unit yang bekerja selama berlayar dengan beban 75%, ternyata mampu untuk melakukan perpindahan kalor yang dibutuhkan *plate and frame heat exchanger* untuk memanaskan *freshwater* pada sistem domestik kapal LPD.

#### 5.2 Kesimpulan

1. Didapatkan hasil desain *heat exchanger* dari perhitungan empiris seperti nilai Area Perpindahan Panas sebesar 130.41 m<sup>2</sup>. Konfigurasi *heat exchanger* yang digunakan dalam desain adalah pola plat *low theta* (atau *chevron angle 30<sup>0</sup>*) horizontal dengan jarak antar plat 2.5 mm. Dimensi *heat exchanger* didapatkan tinggi 1963.74 mm dengan lebar 298 mm dan panjang total konstruksi plat 1105.72 mm, jumlah plat didapatkan jumlah plat 223 unit dengan 111 saluran. Untuk unjuk kerja dari *heat exchanger* mencapai 840.9kW. Dimensi *heat exchanger* mengacu pada Alfa Laval M-15B FG.
2. Dengan hasil perhitungan empiris, dilakukan komparasi dengan hasil desain permodelan *heat exchanger* pada aplikasi. Didapatkan dari desain menggunakan aplikasi permodelan *heat exchanger* bahwa untuk nilai Area Perpindahan Panas sebesar 125.11 m<sup>2</sup> atau 4.23% lebih kecil perbedaan hasil desain perhitungan empiris. Dengan konfigurasi dan geometri plat yang sama dengan yang digunakan pada perhitungan empiris didapatkan nilai unjuk kerja *heat exchanger* 786.4kW atau lebih kecil 6.93%. Untuk konstruksi *heat exchanger* didapatkan jumlah plat 203 unit dengan 101 saluran.

3. Dengan hasil yang didapat, desain *heat exchanger* mampu memenuhi kebutuhan dari kalor pada sistem kapal LPD yakni sebesar 233.59kW secara penuh.

### 5.3 Saran

Penelitian ini telah dilakukan dengan membandingkan unjuk kerja *shell and tube heat exchanger* yang akan direncanakan oleh sejawat dari penulis untuk menunjang kebutuhan air panas sistem domestik kapal LPD. Saran yang akan dipaparkan dengan menggunakan objek yang sama adalah dapat menggunakan variasi dari konfigurasi plat seperti *chevron angle* menjadi  $60^{\circ}$  (high theta). Juga dapat menggunakan variasi konfigurasi geometri yang belum diteliti seperti geometri kombinasi atau vertical.

## DAFTAR PUSTAKA

- Anggriawan, N. F., Sutopo. P. F., Agoes. S. (2019). "Waste Heat Recovery from Exhaust Gas and Cooling Water as Water Heater on Domestic System of a Cruise Ship 48 meters": Marine Engineering. Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
- Ardiansyah, R., Prastowo. H. (2015). "Perencanaan Thermosiphon Passive Solar Water Heater Sebagai Pemanas Air Pada Sistem Domestik MT. VANDA 6300 DWT": Marine Engineering. Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
- Arsenyeva, O.P., Tovazhnyansky, L. L., Kapustenko, P. O., Khavin, G. L. (2011). "Optimal design of plate and frame heat exchangers for efficient heat recovery in process industries," National Technical University 'Kharkiv Polytechnic Institute', 21 Frunze Str., 61002 Kharkiv, Ukraine.
- ASME/ANSI Standard for piping, America (2021).
- Azwinur., Zulkifli. (2019). "Kaji Eksperimental Pengaruh Baffle pada Alat Penukar Panas Aliran Searah dalam Upaya Optimasi Sistem Pengerling": Jurusan Teknik Mesin Politeknik Negeri Lhoksumawe.
- Bizzy, I., Setiadi, R. (2013). "Studi Perhitungan Alat Penukar Kalor Tipe Shell and Tube dengan Program Heat Transfer Research Inc,": Teknik Mesin. Universitas Sriwijaya.
- Buscher, S. (2019). "Visualization and modelling of flow pattern transitions in a cross-corrugated plate heat exchanger channel with uniform two-phase distribution," International Journal of Heat and Mass Transfer, 144, 118643. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118643.
- Engineering ToolBox, (2003). Convective Heat Transfer. [online] Available at: [https://www.engineeringtoolbox.com/convective-heat-transfer-d\\_430.html](https://www.engineeringtoolbox.com/convective-heat-transfer-d_430.html) [17-5-2021].
- Fadilah, L. (2017). "Storage Calorifier Design for Domestic Water Heating System Onboard PKR Ship": Marine Engineering. Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
- Frank P. Incropera. (2011). "Fundamentals of Heat and Mass Transfer". 7th Edition. John Wiley & Sons.
- G.F. Hewitt., G. L. Shires., T.R. Bott. (1994) "Process Heat Transfer": CRC Press LLC, USA.
- Hrnjak, P., Li, W., (2021) "Single-phase flow distribution in plate heat exchangers: experiments and models": Air Conditioning and Refrigeration Center, University of Illinois at Urbana-Champaign, 1206 West Green Street, Urbana, IL, USA.
- Lee, D., C., Song, K., S., Yun, S., Kim, Y. (2020). "Experimental evaluation of single- and two-phase pressure drops through inlet and outlet ports in a plate heat exchanger": Department of Mechanical Engineering, Korea University, 145 Anam-ro, Seongbuk-gu, Seoul 02841, Republic of Korea.
- Li, W. (2018). "An Experimentally Validated Model of SinglePhase Flow Distribution in Brazed Plate Heat Exchangers": Air-Conditioning and Refrigeration Center (ACRC), University of Illinois Urbana-Champaign, United States of America.



- Maerafat, M., Seddiq, M. (2020). "Analytical solution for heat transfer problem in a cross-flow plate heat exchanger": Faculty of Engineering and Technology, Liverpool John Moores University, Liverpool, United Kingdom; Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran.
- Naryono, I. S. T. (2008). "ANALISIS UNJUK KERJA ALAT PENUKAR KALOR PELAT KAPASITAS 2400 KW DENGAN ALIRAN BERLAWANAN (COUNTERFLOW)",: Universitas Muhammadiyah Jakarta, Jurusan Teknik Mesin, Jakarta.
- Rahman, M. F. K. (2019). "Optimalisasi Kerja pada calorifier dalam menunjang terpenuhnya kebutuhan air panas diatas kapal MV.GLOVIS DESIRE": Politeknik Ilmu Pelayaran, Semarang.
- Singh, D., V., Pedersen, E. (2015). "A review of waste heat recovery technologies for maritime applications ," Norwegian University of Science and Technology, Department of Marine Technology, 7491 Trondheim, Norway.
- Thakar, R., Bhosle, Dr., Lahane, Dr., (2018) "Design of Heat Exchanger for Waste Heat Recovery from Exhaust Gas of Diesel Engine,": Maharashtra Institute of Technology, Aurangabad-422013, India.
- Thulukkanam, K. (2013). Heat Exchanger Design Handbook 2nd edition, CRC Press.
- Umnyakova, N. (2020) "Thermal protective qualities of the combined material with reflective thermal insulation from aluminium foil": NIISF RAABS, MITU-MACI, Moscow, Russia.
- Waste Heat Recovery System "MAN B&W" (2021).
- TIAC Guideline for Insulation, Canada (2021).
- Wenzhe Li. (2016). "Single Phase Pressure Drop and Flow Distribution in Brazed Plate Heat Exchangers,": Purdue University.
- Yunus A. Cengel, Yunus Cengel (2002). "Heat transfer: a practical approach,": McGraw-Hill.
- Zahrani, S., A., Islam, M., S., Saha, S., C., (2021) "Heat transfer enhancement of modified flat plate heat exchanger": School of Mechanical and Mechatronic Engineering, University of Technology Sydney, Ultimo, NSW 2007, Australia ; Mechanical Engineering Department, Faculty of Engineering, Al Baha University, Saudi Arabia.
- Zhang, Q., Luo, Z., Zhao, Y., Pavel, S. (2021). "Thermodynamic analysis and multi-objective optimization of a transcritical CO<sub>2</sub> waste heat recovery system for cruise ship application" : School of Energy and Power Engineering, Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang 212003, China; Institute of Mechanics and Power Engineering, Ogarev Mordovia State University, Saransk 430005, Russia.

**LAMPIRAN A**

Tabel Properties Fluida  
HTRI Hasil dan Preview Data  
Tabel Material Insulasi Pipa

Composition	Melting Point (K)	Properties at 300 K					Properties at Various Temperatures (K)								
		$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$c_p$ (J/kg·K)	$k$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	100	200	400	600	800	1000	1200	1500	2000	2500
Nickel	1728	8900	444	90.7	23.0	164	107	80.2	65.6	67.6	71.8	76.2	82.6		
Pure	1672	8400	420	12	3.4	232	383	485	592	530	562	594	616		
Nichrome (80% Ni, 20% Cr)	1665	8510	439	11.7	3.1	8.7	10.3	13.5	17.0	20.5	24.0	27.6	33.0		
Inconel X-750 (73% Ni, 15% Cr, 6.7% Fe)								372	473	510	546	626			

### TYPICAL FOULING FACTORS

	COOLING WATER - Fouling Factors in [m <sup>2</sup> K/W]		SEVERAL FLUIDS - Fouling Factors in [m <sup>2</sup> K/W]	
	cooling water < 50 °C cooled fluid < 120 °C	cooling water > 50 °C cooled fluid > 120 °C	Group	Fluid
<b>Water velocity</b>	$v < 1$ m/s	$v > 1$ m/s	Oil	Gasol
				Transformer
				Lubrication
				Heat Transfer oil
				Hydraulic
			Gas and Vapour	Hydrogen
				Engine exhaust
				Steam
				Steam with oiltraces
				Cooling fluid vapours with oil traces
				Organic solvent vapours
				Compressed air
				Natural gas
				Stable top products
			Liquid	Cooling Fluid
				Organic heat transfer fluids
				Salts
				LPG, LNG
				MEA and DEA (Amines) solutions
				DEG and TEG (glycols) solutions
				Stable side products
				Stable bottom products
				Caulstics
				Vegetable Oils
<b>Type of Water</b>				
Sea	0.00009	0.00018		0.00018
Brackish	0.00035	0.00053		0.00035
Cooling tower with inhibitor	0.00018	0.00035		0.00018
Cooling tower without inhibitor	0.00053	0.00088		0.00035
City grid	0.00018	0.00035		0.00018
River minimum	0.00018	0.00035		0.00018
River average	0.00053	0.00035		0.00035
Engine jacket	0.00018	0.00018		0.00018
Dimeralized or distilled	0.00009	0.00009		0.00009
Treated Boiler Feedwater	0.00018	0.00009		0.00018
Boiler blowdown	0.00035	0.00035		0.00035

**TABLE 1.1** Typical values of the convection heat transfer coefficient

Process	$h$ (W/m <sup>2</sup> ·K)
Free convection	
Gases	2–25
Liquids	50–1000
Forced convection	
Gases	25–250
Liquids	100–20,000
Convection with phase change	
Boiling or condensation	2500–100,000

Table 1

Physical properties of air ( $p = 101.13 \text{ kPa}$ )

T temperature, K;  $\rho$  density,  $\text{kg/m}^3$ ; h specific enthalpy,  $\text{kJ/kg}$ ; s specific entropy,  $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ;  $C_p$  specific heat at constant pressure,  $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ;  $\mu$  viscosity,  $10^{-4} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ; k thermal conductivity,  $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$

T	$\rho$	h	s	$C_p$	$\mu$	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

### Engineering Properties of Water

Property of Water	0° C	20° C	40° C	60° C	80° C	100° C	Units
Density	999.84	998.21	992.22	983.20	971.82	958.40	$\text{kg m}^{-3}$
Thermal Expansion	-0.07	0.207	0.385	0.523	0.643	0.752	$\times 10^{-3} \text{ K}^{-1}$
Isothermal Compression (Volume Viscosity)	5.0879	4.5895	4.4241	4.4507	4.6418	4.9015	$\times 10^{-10} \text{ Pa}^{-1}$
Dynamic Viscosity	1.793	1.002	0.6532	0.4665	0.3544	0.2818	$\times 10^{-3} \text{ kg m}^{-1} \text{ s}^{-1} (\text{Pa s})$
Kinematic Viscosity	1.787	1.004	0.658	0.475	0.365	0.294	$\times 10^{-6} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$
Thermal Conductivity	561.0	598.4	630.5	654.3	670.0	679.1	$\times 10^{-3} \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$
Specific Heat at constant pressure $C_p$	4.2176	4.1818	4.1785	4.1843	4.1963	4.2159	$\times 10^3 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$
Specific Heat at constant volume $C_v$							$\times 10^3 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$
Specific Entropy e	0	0.296	0.581	0.832	1.076	1.307	$\times 10^3 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$
Specific Enthalpy	0	83.8	167.6	251.5	335.3	419.1	$\times 10^3 \text{ J kg}^{-1}$
Saturation Vapor Pressure	611.3	2,338.8	7,381.4	19,932	47,373	101,325	Pa
Surface Tension	75.64	72.75	69.60	66.24	62.47	58.91	$\times 10^{-3} \text{ N m}^{-1}$
Speed of Sound	1,403	1,481	1,526	1,552	1,555	1,543	$\text{m s}^{-1}$



## Output Summary

Page 1

Released to the following company:

Agunghardiarto

Xphe 7.3.2 8/12/2021 16:43 SN: 46639-

SI Units

Simulation - Single Pass Countercurrent Flow

[See Data Check Messages Report for Warning Messages.](#)

[See Runtime Message Report for Warning Messages.](#)

Process Conditions		Hotside		Coldside	
		Exhaust Gas		Fresh Water	
Fluid name					
Flow rate	(kg/s)	1.0000	1.078	0.912	0.912
Temperature, Inlet/Outlet	(Deg C)	250.00	40.80	5.00	66.00
Weight fraction vapor, Inlet/Outlet	(--)	1.0000	1.0000	0.0000	0.0000
Temperature, Average/Skin	(Deg C)	145.40	56.93	35.50	39.86
Pressure, Inlet/Average	(kPa)	101.10	98.142	100.00	99.979
Pressure drop, Total/Allow	(kPa)	5.916	13.790	0.043	68.948
Nominal channel velocity	(m/s)		6.85		7.79e-3
Fouling resistance	(m <sup>2</sup> -K/W)		0.0018		1.80e-4
Equivalent shear stress	(Pa)		4.66		2.81e-2
Maldistribution parameter	(--)		0.35		0.05

Exchanger Performance					
Hot film coefficient	(W/m <sup>2</sup> -K)	133.91	Actual U	(W/m <sup>2</sup> -K)	89.215
Cold film coefficient	(W/m <sup>2</sup> -K)	565.27	Required U	(W/m <sup>2</sup> -K)	67.551
Hot regime	Sens. Gas		Duty	(MegaWatts)	0.786
Cold regime	Sens. Liquid		Area	(m <sup>2</sup> )	125.11
EMTD	(Deg C)	93.0	Overdesign	(%)	32.07

Unit Geometry			Pack Configuration		
Units in series/parallel	(--)	1 / 1	Group #	1	
No. of passes, hot/cold	(--)	1 / 1	Plate Type 1	1	
Total plates/channels	(--)	203 / 202	Plate Type 2	1	
Flow configuration	(--)	Countercurrent	Channels	101	
Inlet port locations	(--)	Same Side	Hot pass #	1	
Flow path	(--)	Diagonal	Cold pass #	1	
Hot inlet flow direction	(--)	Upflow	Channel (Per pass)	101	

Plate Geometry			Plate Type 1		
Channel width	(mm)	467.50	Manufacturer	(--)	Alfa Laval
Channel spacing	(mm)	2.489	Plate ID	(--)	M15-B
Equivalent diameter	(mm)	4.149	Chevron angle	(deg)	30.00
Average plate pitch	(mm)	3.089			
Port diameter	(mm)	150.00			
Tightened pack length	(mm)	624.62	<b>Plate Type 2</b>		
Horizontal port c-c	(mm)	304.80	Manufacturer	(--)	
Vertical port c-c	(mm)	1295.40	Plate ID	(--)	
			Chevron angle	(deg)	

Port Velocities, m/s		Pressure Drop, % of Total		Thermal Resistance, %	
	Hot	Cold	Hot	Cold	Hot side
Inlet	59.59	5.16e-2	Channel	115.1	66.62
Outlet	37.83	5.26e-2	Other	15.1	15.78
					Fouling
					Metal
					0.29



## Final Results

Page 2

Released to the following company:

Agunghardiarto

Xphe 7.3.2 8/12/2021 16:43 SN: 46639-

SI Units

### Simulation - Single Pass Countercurrent Flow

Process Data		Hotside		Coldside	
Fluid name		Exhaust Gas		Fresh Water	
Fluid condition		Sens. Gas		Sens. Liquid	
Total flow rate	(kg/s)	1.078		0.912	
Weight fraction vapor, In/Out	(--)	1.0000	1.0000	0.0000	0.0000
Temperature, In/Out	(Deg C)	250.00	40.80	5.00	66.00
Temperature, Average/Skin	(Deg C)	145.40	56.93	35.50	39.86
Skin temperature, Max/Min	(Deg C)	239.66	16.75	97.68	5.50
Pressure, Inlet/Outlet	(kPa)	101.10	95.184	100.00	99.957
Pressure drop, Total/Allowed	(kPa)	5.916	13.790	0.043	68.948
Port pressure drop, In/Out	(kPa)	0.000	0.000	-7.9e-4	0.012
Port velocity, In/Out	(m/s)	59.59	37.83	5.16e-2	5.26e-2
Nominal channel velocity	(m/s)		6.85		7.79e-3
Average film coef.	(W/m2-K)		133.91		565.27
Heat transfer safety factor	(--)		1.0000		1.0000
Fouling resistance	(m2-K/W)		0.0018		1.80e-4
Fouling thickness	(mm)		0.000		0.000
Equivalent shear stress	(Pa)		4.66		2.81e-2
Maldistribution parameter	(--)		0.35		0.05

### Overall Performance Data

Overall coef, Design/Clean/Actual	(W/m2-K)	67.551 / 107.888 / 89.215
Heat duty, Calculated/Specified	(MegaWatts)	0.7864 / 0.7864
Effective mean temperature difference	(Deg C)	90.53 * 1.028 = 93.05

See Runtime Message Report for Warning Messages.

Unit Geometry		Common Plate Geometry	
Total effective area	(m2) 125.11	Channel width	(mm) 467.50
Number of units, series/parallel	(--) 1 / 1	Channel spacing	(mm) 2.489
Number of passes, hot/cold	(--) 1 / 1	Equivalent diameter	(mm) 4.149
Number of channels, total/per pass	(--) 202 / 202	Average plate pitch	(mm) 3.089
Number of plates, total/effective	(--) 203 / 201	Port diameter	(mm) 150.00
Number of plate types	(--) 1	Tightened pack length	(mm) 624.62
Number of channel types	(--) 1	Horizontal distance of port centers	(mm) 304.80
Flow configuration, first hot channel	(--) Countercurrent	Vertical distance of port centers	(mm) 1295.40
Flow path across plate	(--) Diagonal		

Port Geometry		Hot Inlet	Hot Outlet	Cold Inlet	Cold Outlet
Location (front/back)	(--)	Front	Front	Front	Front
Location (top/bottom)	(--)	Bottom	Top	Top	Bottom
Location (left/right)	(--)	Left	Right	Left	Right
Diameter	(mm)	150.00	150.00	150.00	150.00
Connection diameter	(mm)	150.00	150.00	150.00	150.00
Connection material	(--)	316 Stainless steel (17 Cr, 12 Ni)			



## Final Results

Released to the following company:

Agunghardiarto

Xphe 7.3.2 8/12/2021 16:43 SN: 46639-

SI Units

:  
Simulation - Single Pass Countercurrent Flow

Plate Type Geometry		Plate Type 1	Plate Type 2
Manufacturer	(--)	Alfa Laval	
Plate ID	(--)	M15-B	
Chevron angle	(deg)	30.00	
Surface area enlargement factor	(--)	1.2000	
Plate thickness	(mm)	0.600	
Area per plate	(m2)	0.622	
Plate material	(--)	316 Stainless steel (17 Cr, 12 Ni)	316 Stainless steel (17 Cr, 12 Ni)
Thermal conductivity	(W/m-C)	18.63	

### Pack Configuration

Group #	1
Plate Type 1	1
Plate Type 2	1
Channels	101
Hot pass #	1
Cold pass #	1

Heat Transfer Parameters		Hotside	Coldside
Overall wall correction factor	(--)	1.0252	1.0460
Average Prandtl number	(--)	0.74	5.85
Reynolds number	First group	1934	38
	Last group	1934.	38.

Pressure Drop, % of Total		Hotside	Coldside
Channel	(--)	115.1	74.2
Other	(--)	-15.1	25.8

Thermal Resistance, %				
Hotside	Coldside	Fouling	Plate	Over design
66.62	15.78	17.31	0.29	32.07



## API 662 Plate Heat Exchanger Specification Sheet (SI Units)

1	Prepared by <u>Agunghardiarto</u>	Job No. _____	
2	Customer _____	Ref No. _____	
3	Address _____	Proposal No. _____	
4	Plant Location _____	Date <u>8/12/2021</u> Rev _____	
5	Service of Unit _____	Item No. _____	
6	Model Number _____	Connected In <u>1 Parallel</u> <u>1 Series</u>	
7	Area Per Unit (m2) <u>125.11</u> Frames/Unit <u>1</u>	Area/Frame (m2): <u>125.11</u>	
<b>Performance of One Unit</b>			
8	Fluid Allocation	Hot Side	Cold Side
9	Fluid Name	Exhaust Gas	Fresh Water
10		Inlet	Outlet
11	Total Fluid Flow kg/hr	3880.8	3880.8
12	Vapor kg/hr	3880.8	3880.8
13	Liquid kg/hr	0.0	0.0
14	Steam kg/hr	0.0	0.0
15	Water kg/hr	0.0	0.0
16	Noncondensables kg/hr	0.0	0.0
17	Temperature deg C	250.00	40.80
18	Molecular Weight Vapor	44.010	44.010
19	Molecular Weight Noncondensables		
20	Density (Liquid/Vapor) kg/m3	/ 1.0237	/ 1.6125
21	Specific Heat (Liquid/Vapor) kJ/kg-C	/ 1.0215	/ 0.8654
22	Thermal Cond. (Liquid/Vapor) W/m-C	/ 0.0352	/ 0.0179
23	Viscosity (Liquid/Vapor) mN-s/m2	/ 0.0247	/ 0.0163
24	Latent Heat kJ/kg		
25	Overall Fouling Allowance % Excess Area	20.93	%
26	Wall Shear Stress, Average kPa/Velocity, mps	6.81e-4	0.0036
27	Corrosion Allowance - Wetted Carbon Steel only mm		
28	Inlet Pressure kPa	101.10	/ 100.00
29	Pressure Drop Allow ed/Calc'd kPa	13.790	/ 5.916
30	Design/Test Pressure kPaG	/	/
31	Design/MDMT Temperature deg C	/	/
32	No. Passes/ No. Channels Per Pass	1 / 101	1 / 101
33	Total No. Plates	203	Plate Chevron Angle(s) 30.00 /
34	Plate Thickness, mm	0.6	Nominal Plate Gap, mm 2.489
35	Heat Exchanged, W	786400	
36	LMTD, deg C	90.53	Corrected LMTD, deg C 93.05
37	Transfer Rate, W/m2-K, Clean	107.888	Service 89.215
<b>Materials of Construction</b>			
38	Fixed and Movable Covers	Plates 316 Stainless steel (17 Cr, 12 Ni)	316 Stainless steel (17 Cr, 12 Ni)
39	Tie Bolts	Gaskets	
40	Shroud	Gasket Type	Glue Nonglue
		Hot Side	Cold Side
41	Connections* Material	Size, Rating, & Facing	Size, Rating, & Facing
42	Inlet 316 Stainless steel (17 Cr, 12 Ni)	150.00 mm	150.00 mm
43	Outlet 316 Stainless steel (17 Cr, 12 Ni)	150.00 mm	150.00 mm
44	Code Requirements		
45	Frame Size: L x W x H, mm	Max Plate Capacity	
46	Unit Weights, kg, Dry	Filled with Water	
47	Remarks *State whether studded or flanged		
48	Remarks		
49	Remarks		





### Stream Properties

Released to the following company:

*Agunghardiarto*

Xphe 7.3.2 8/12/2021 16:43 SN: 46639-

SI Units

Simulation - Single Pass Countercurrent Flow

Hotside Fluid	Inlet			Outlet		
Fluid name	Exhaust Gas					
Temperature (C)	✓	250.00		✓	40.80	
Pressure (kPa)	✓	101.10		✓	95.184	
Weight fraction vapor	✓	1.0000		✓	1.0000	
<b>Vapor Properties</b>						
Density (kg/m3)	✓	1.0237		✓	1.6125	
Viscosity (mN-s/m2)	✓	0.0247		✓	0.0163	
Conductivity (W/m-C)	✓	0.0352		✓	0.0179	
Heat capacity (kJ/kg-C)	✓	1.0215		✓	0.8654	
Molecular weight	✓	44.010		✓	44.010	
<b>Liquid Properties</b>						
Density (kg/m3)		--			--	
Viscosity (mN-s/m2)		--			--	
Conductivity (W/m-C)		--			--	
Heat capacity (kJ/kg-C)		--			--	
Molecular weight		--			--	
Latent heat (kJ/kg)		--			--	
Surface tension (mN/m)		--			--	
<b>Molar Composition</b>						
1 Carbon Dioxide	✓	--	--	--	--	--



### Stream Properties

Released to the following company:

Agunghardiarto

Xphe 7.3.2 8/12/2021 16:43 SN: 46639-

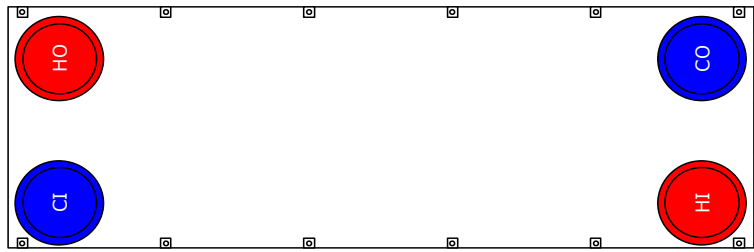
SI Units

Simulation - Single Pass Countercurrent Flow

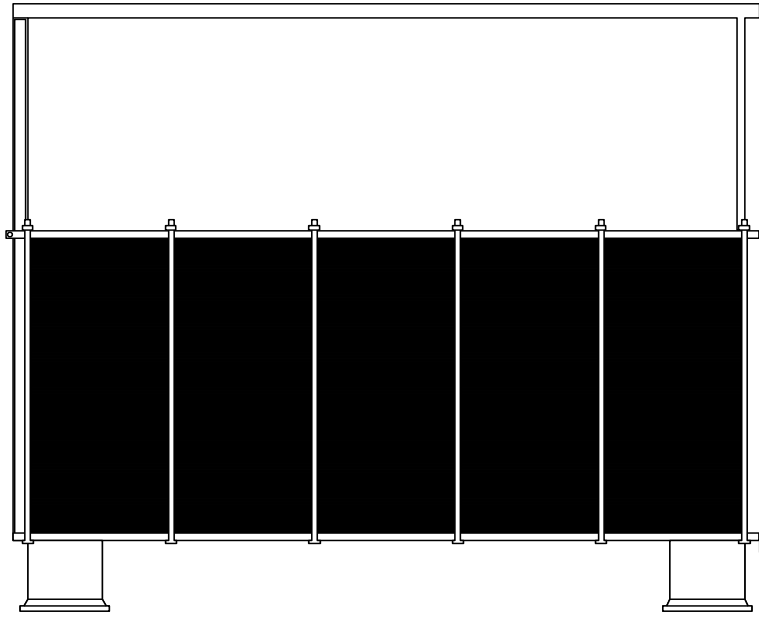
Coldside Fluid	Inlet			Outlet		
Fluid name	Fresh Water					
Temperature (C)	✓	5.00		✓	66.00	
Pressure (kPa)	✓	100.00		✓	99.957	
Weight fraction vapor (-)	✓	0.0000		✓	0.0000	
<b>Vapor Properties</b>						
Density (kg/m3)		--			--	
Viscosity (mN-s/m2)		--			--	
Conductivity (W/m-C)		--			--	
Heat capacity (kJ/kg-C)		--			--	
Molecular weight (-)		--			--	
<b>Liquid Properties</b>						
Density (kg/m3)	✓	999.97		✓	980.02	
Viscosity (mN-s/m2)	✓	1.5181		✓	0.4271	
Conductivity (W/m-C)	✓	0.5723		✓	0.6563	
Heat capacity (kJ/kg-C)	✓	4.2050		✓	4.1857	
Molecular weight (-)	✓	18.020		✓	18.020	
Latent heat (kJ/kg)		--			--	
Surface tension (mN/m)	✓	74.942		✓	65.190	
<b>Molar Composition</b>						
1 Water (IAPWS 1997)		--	--	--	--	--
	<b>Vapor</b>	<b>Liquid</b>	<b>K-Value</b>	<b>Vapor</b>	<b>Liquid</b>	<b>K-Value</b>

SI Units

Simulation - Single Pass Countercurrent Flow



Frame Plate





# Input Reprint

Released to the following company:

Agunghardiarto

Xphe 7.3.2 8/12/2021 16:43 SN: 46639-

SI Units

## Simulation - Single Pass Countercurrent Flow

### Unit Configuration Data

Run mode	Simulation
Number of units in parallel	1
Pass specification	Single Pass
Number of hot passes	1
Number of cold passes	1
Channels (Per pass)	101
Hot side U/Z arrangement	U
Cold side U/Z arrangement	U
Flow configuration in first hot channel	Countercurrent
Front plate type	Frame Plate
Hot inlet location	Front
Cold inlet location	Front
Flow direction in first hot channel	Upflow
Hot inlet port position	Left Side
Flow path	Diagonal

### Plate Data

#### Plate Type 1 Data

Plate databank	User defined
Plate Manufacturer	Alfa Laval
Plate ID	M15-B
Automatic plate databank code	23
Chevron angle	30.00 deg
Area per plate	0.622 m2
Surface area enlargement factor	1.2000
Plate material	316 Stainless steel (17 Cr, 12 Ni)

#### Plate Type 2 Data

Plate databank	User defined
Plate material	316 Stainless steel (17 Cr, 12 Ni)

#### Plate Type 3 Data

Plate databank	User defined
Plate material	316 Stainless steel (17 Cr, 12 Ni)

#### Plate Type 4 Data

Plate databank	User defined
Plate material	316 Stainless steel (17 Cr, 12 Ni)

#### Plate Type 5 Data

Plate databank	User defined
Plate material	316 Stainless steel (17 Cr, 12 Ni)

#### Common Plate Data

Port diameter	150.00 mm
Horizontal distance between ports	304.80 mm
Vertical distance between ports	1295.4 mm
Channel spacing	2.489 mm



### Input Reprint

Released to the following company:

Agunghardiarto

Xphe 7.3.2 8/12/2021 16:43 SN: 46639-

SI Units

#### Simulation - Single Pass Countercurrent Flow

Process Conditions Data	Hot Fluid	Cold Fluid
Flow rate	1.0780	0.9117 kg/s
Inlet temperature	250.00	5.00 C
Outlet temperature	40.80	66.00 C
Inlet s	101.10	100.00 kPa
Allowable pressure drop	13.790	68.948 kPa
Fouling resistance	0.0018	1.80e-4 m2-K/W
Exchanger Duty	0.7864	MegaWatts

Hot Fluid Property Data	Exhaust Gas
Fluid name	Program calculated
Physical property method	Program
Temperature interpolation option	Integral
Flash type	Moles
Quantity units	No
Pure component condensation	1
Number of components	HTRI
Property package	

Hot Fluid Component Data	
Component number	1
Component name	Carbon Dioxide
Comp. bank name	Carbon Dioxide
Component bank	HTRI
Component code	2
Component phase	Vapor

Cold Fluid Property Data	Fresh Water
Fluid name	Program calculated
Physical property method	Program
Temperature interpolation option	Integral
Flash type	Moles
Quantity units	1
Number of components	HTRI
Property package	

Cold Fluid Component Data	
Component number	1
Component name	Water (IAPWS 1997)
Comp. bank name	Water (IAPWS 1997)
Component bank	HTRI
Component code	1
Component phase	Liquid

Control Methods Data	
Pure component condensation	No
Condensing correlation	Literature
Component boiling method	Nucleate and convective
Number of increments	10



### Input Reprint

Released to the following company:

*Agunghardiarto*

Xphe 7.3.2 8/12/2021 16:43 SN: 46639-

SI Units

#### Simulation - Single Pass Countercurrent Flow

##### Control Safety Data

	Hot Fluid	Cold Fluid
Film coefficient multiplier	✔ 1.0000	✔ 1.0000
Friction factor multiplier	✔ 1.0000	✔ 1.0000

Type of multilayer material	Density, kg/m <sup>3</sup>	Thermal resistance, m <sup>2</sup> °C/W	Equivalent thermal conductivity, W/(m <sup>2</sup> °C)
Multilayer material made of foamed polyethylene with reflective thermal insulation from aluminum foil located between them with total sample thickness 8 mm	36.8	0.23	0.035
Multilayer material made of foamed polyethylene with reflective thermal insulation from aluminum foil located between them with total sample thickness 16 mm subsection	37.2	0.41	0.039
Multilayer material made of foamed polyethylene with reflective thermal insulation from aluminum foil located between them with total sample thickness 24 mm	35.5	0.66	0.037
Multilayer material made of foamed polyethylene with reflective thermal insulation from aluminum foil located between them with total sample thickness 32 mm	37.2	0.91	0.036

### Flange connections

Frame model	Connection standard
FL, pvcALS	EN 1092-1 DN150 PN10 JIS B2220 10K 150A
FM, pvcALS	EN 1092-1 DN150 PN10 ASME B16.5 Class 150 NPS 6 JIS B2220 10K 150A
FM, PED	EN 1092-1 DN150 PN10 ASME B16.5 Class 150 NPS 6
FG, pvcALS	EN 1092-1 DN150 PN16 ASME B16.5 Class 150 NPS 6 JIS B2220 16K 150A
FG, ASME	ASME B16.5 Class 150 NPS 6
FG, PED	EN 1092-1 DN150 PN16 ASME B16.5 Class 150 NPS 6
FD, pvcALS	EN 1092-1 DN150 PN25 ASME B16.5 Class 300 NPS 6 JIS B2220 20K 150A
FD, ASME	ASME B16.5 Class 300 NPS 6
FDc, ASME	
FD, PED	EN 1092-1 DN200 PN25 ASME B16.5 Class 300 NPS 6

Nominal Pipe Size NPS (inches)	Class 150				
	Diameter of Flange (inches)	No. of Bolts	Diameter of Bolts (inches)	Diameter of Bolt Holes (inches)	Bolt Circle (inches)
1/4	3-3/8	4	1/2	0.62	2-1/4
1/2	3-1/2	4	1/2	0.62	2-3/8
3/4	3-7/8	4	1/2	0.62	2-3/4
1	4-1/4	4	1/2	0.62	3-1/8
1-1/4	4-5/8	4	1/2	0.62	3-1/2
1-1/2	5	4	1/2	0.62	3-7/8
2	6	4	5/8	0.75	4-3/4
2-1/2	7	4	5/8	0.75	5-1/2
3	7-1/2	4	5/8	0.75	6
3-1/2	8-1/2	8	5/8	0.75	7
4	9	8	5/8	0.75	7-1/2
5	10	8	3/4	0.88	8-1/2
6	11	8	3/4	0.88	9-1/2
8	13-1/2	8	3/4	0.88	11-3/4
10	16	12	7/8	1	14-1/4
12	19	12	7/8	1	17
14	21	12	1	1.12	18-3/4
16	23-1/2	16	1	1.12	21-1/4
18	25	16	1-1/8	1.25	22-3/4
20	27-1/2	20	1-1/8	1.25	25
24	32	20	1-1/4	1.38	29-1/2



## BASIC TYPES OF INSULATION

### TABLE 1.A LOW TEMPERATURE

-75°C (-103°F) through 15°C (60°F)

Type	Form	Temp. Range	K-Factor* Metric/ Imperial	Mean Temp. C (F)	Notes
GLASS CELLULAR	Pipe Covering Block	-268°C to 427°C -450°F to 800°C	.048 (.33) @	4° (40°)	Good strength, water and vapour resistant, non-combustible, poor abrasion resistance.
GLASS FIBER	Pipe Covering Board Blanket	to 455°C to (850°F) to 538°C to (1000°F) to 538°C to (1000°F)	.035 (.24) @ .032 (.22) @ .030 (.21) @	4° (40°) 4° (40°) 4° (40°)	Good workability, non-combustible, water absorbent. Readily available. Vapour retarder required. Low compressive strength.
ELASTOMERIC FOAM	Pipe Sheet Roll	-40°C to 104°C -40°F to 220°F	.038 (.27) @	10° (50°)	Closed cell good workability, finish not required. Limited thickness to meet flame spread/smoke. Required UV protection.
POLYSTYRENE (Extruded)	Pipe Covering Board	-183°C to 74°C -297°F to 165°F	.035 (.24) @	4° (40°)	Lightweight, good, workability. Check manufacturers' data. Combustible. Some are treated for fire retardancy. All are closed cell except polystyrene expanded.
POLYSTYRENE (Expanded)	Pipe Covering Board	-40°C to 80°C -40°F to 175°F	.036 (.25) @	4° (40°)	
POLYURETHANE	Pipe Covering Sheet	-40°C to 107°C -40°F to 212°F	.025 (.18) @	4° (40°)	K-value may change as these materials age. Combustible.
POLYURETHANE	Pipe Covering Sheet Roll	-70° C to 100°C -94°C to 212°F	.036 (.25) @	10° (50°)	High flame spread and smoke.
POLYISOCYANURATE	Pipe Covering Sheet	-183°C to 140°C -297°F to 300°F	.025 (.18) @	4° (40°)	Lightweight, good workability. Check manufacturers' data. Some are treated for fire retardancy. K Values may change with age.

**NOTE:** Special attention must be given to installation and vapour seal.

\*K-Factor Metric = W/m.K (Imperial = Btu.in./h.ft. °F)

### TABLE 1.B INTERMEDIATE TEMPERATURES

15°C (60°F) through 315°C (600°F)

Type	Form	Temp. Range	K-Factor* Metric/ Imperial	Mean Temp. C (F)	Notes
CALCIUM SILICATE	Pipe Covering Block Segments Type I	to 649°C (1200°F)	.065 (.45) @	93° (200°)	High compression strength, good workability, water absorbent, non-combustible. High flexural strength. Resistant to abrasion. See manufacturers' data for shrinkage factors.
GLASS CELLULAR	Pipe Covering Block Segments	to 427°C (800°F)	.050 (.35) @ .063 (.44) @	24° (75°) 93° (200°)	Good strength, water and vapour resistant, non-combustible, poor abrasion resistance. Subject to thermal shock. For applications over 204°C (400°F) see manufacturers' specifications.
GLASS FIBER	Pipe Covering Board	to 455°C (850°F) to 538°C (1000°F)	.037 (.26) @ .033 (.23) @	24° (75°) 24° (75°)	Good workability, non-combustible, water absorbent. Low compression resistance.
GLASS FIBER	Blanket	to 538°C (1000°F)	.033 (.23) @	24° (75°)	General purpose material, many facings available.
MINERAL FIBER	Pipe Covering Board Blanket	to 649°C (1200°F) to 1035°C (1895°F) to 649°C (1200°F) to 649°C (1200°F)	.037 (.26) @ .037 (.26) @ .037 (.26) @ .048 (.33) @	24° (75°) 24° (75°) 24° (75°) 24° (75°)	Good workability, non-combustible. Water absorbent. Low compression resistance.
PERLITE (Expanded)	Pipe Covering Board	to 649°C (1200°F)	.076 (.53) @	93° (200°)	Good workability, non-combustible. Poor abrasion resistance. Special packaging required to protect materials. Corrosion inhibitor.
ELASTOMERIC FOAM	Pipe Covering-I Sheet-II Roll	-40°C to 105°C -40°F to 220°F	.043 (.30) @	24° (75°)	Closed cell, finish not required, good workability. May require UV protection. Flame spread/smoke limited)
POLYSTYRENE (Extruded)	Pipe Covering Board	-183°C to 74°C -297°F to 165°F	.037 (.26) @	24° (75°)	Lightweight, excellent workability, combustible although some are treated for fire retardancy (check manufacturers' data sheet for properties) High flame spread/smoke. Check manufacturers' data sheets for values. K value may change as these materials age.
POLYSTYRENE (Expanded)	Pipe Covering Board	-40°C to 80°C -40°F to 175°F	.039 (.27) @	24° (75°)	
POLYURETHANE	Pipe Covering	-40°C to 105°C -40°F to 225°F	.027 (.19) @	24° (75°)	
POLYETHYLENE	Pipe Covering	-70°C to 100°C -94°F to 212°F	.037 (.26) @	24° (75°)	
POLYISOCYANURATE	Pipe Covering Board	-183°C to 149°C -297°F to 300°F	.027 (.19) @	24° (75°)	Lightweight, good workability. Check manufacturers' data sheets. Some are treated for fire retardancy. K values may change with age.

CEMENTS – See Table 1.C

\*K-Factor Metric = W/m.K (Imperial = Btu.in./h.ft. °F)

**TABLE 1.C HIGH TEMPERATURE**  
**315°C (600°F) through 815°C (1500°F)**

Type	Form	Temp. Range	K-Factor* Metric/ Imperial	Mean Temp. C (F)	Notes
CALCIUM SILICATE	Pipe Covering Block Segments Type I Type II	to 649°C (1200°F) to 871°C (1600°F)	.087 (.60) @ .101 (.70) @	260° (500°) 260° (500°)	High compressive strength, good cutting characteristics, water absorbent, non-combustible. High flexural strength. Resistant to abrasion. See manufacturers' data for shrinkage factors.
CLASS CELLULAR HIGH TEMP	Pipe Covering Block Segments	to 427°C (800°F)	.103 (.72) @	260° (500°)	Good strength, water and vapour resistant, non-combustible, poor abrasion resistance. Subject to thermal shock. For application over 204°C (400°F), see manufacturers' specifications.
GLASS FIBER	Pipe Covering Board Blanket	to 455°C (850°F) to 538°C (1000°F) to 538°C (1000°F)	.083 (.58) @ .086 (.60) @ .086 (.60) @	260° (500°) 260° (500°) 260° (500°)	Good workability, water absorbent, non-combustible. Check manufacturers' data for specific properties. Low compression resistance.
MINERAL FIBER	Pipe Covering Block Board Blanket	to 649°C (1200°F) to 1035°C (1895°F) to 649°C (1200°F) to 649°C (1200°F)	.072 (.50) @ .092 (.64) @ .101 (.70) @ .101 (.70) @	260° (500°) 260° (500°) 260° (500°) 260° (500°)	Good workability, non-combustible. Low compressive resistance. Water absorbent.
PERLITE (Expanded)	Pipe Covering Block	to 649°C (1200°F)	.106 (.74) @	260° (500°)	Good workability, non-combustible, friable. Check manufacturers' data for specific properties. Poor abrasion resistance. Special packaging required to protect material. Corrosion inhibitor.
CERAMIC FIBER (Refractory Fiber)	Blanket Board	to 1260°C (2300°F) to 1260°C (2300°F)	.086 (.60) @ .080 (.56) @	260° (500°) 260° (500°)	Temperature range varies with manufacturer, style and type.
CEMENTS Hydraulic Setting Cement High Temperature Mineral Wool Finishing Cement (Mineral Fiber or Vermiculite)	Type I Type II Type III	38-649°C (100-1200°F) 38-870°C (100-1600°F) 38-980°C (100-1800°F)	.180 (1.05) @ .160 (1.12) @ .150 (1.26) @	250° (482°) 250° (482°) 250° (482°)	One coat application – insulating and finishing. Slow drying, rough texture – Pointing and insulating and filling. Used over basic insulation – Smooth finish usually 1/8" or 1/4" thick application.

### PROTECTIVE COVERINGS AND FINISHES

PLEASE NOTE: The following items are classified for use as weather barriers and/or vapour retarders. They also serve other purposes listed for protective coverings (i.e. mechanical abuse, corrosion, appearance, and hygienic), but each must be considered on its own merits for these aspects.

**TABLE 2.A WEATHER BARRIERS\***

Type	Composition	Fasteners	Notes
JACKETS:	1. Films laminated to felts or foil	Contact adhesives and/or tape	Corrosion resistant, bacteria and mildew resistant
	2. Stainless steel (various alloys – available with factory-applied moisture retarder)	Bands, screws or rivets	Excellent mechanical strength, corrosion, mildew and bacteria resistant. Excellent fire resistance.
	3. Galvanized steel (coated and with factory-applied moisture retarder)	Bands, screws or rivets	Good mechanical strength and fire resistance.
	4. Aluminum alloys (preferably with factory-applied moisture retarder)	Bands, screw or rivets	Good mechanical strength, good workability, poor fire resistance.
	5. Polyvinyl Chloride (PVC)	Mechanical fasteners, adhesive, or matching tape	May require protection from ultra-violet radiation. Resists chemicals and bacteria.
	6. High Impact Plastics (ABS)	ABS welding adhesive or mechanical fasteners	Washable surface for food processing applications.
	7. Plastic film (PVDC)	Adhesive or tape	Corrosion. Bacteria, mildew and chemical resistance. May require protection from ultra-violet radiation. Workable surface for food processing applications.
MASTICS:	1. Asphalt emulsion	Apply with reinforcing mesh	Water base, a breather mastic
	2. Asphalt cut-back	Apply with reinforcing mesh	Solvent base, also a vapour barrier
	3. Resin emulsion	Apply with reinforcing mesh	Tough, resilient film
	4. Polyvinyl acetate	Apply with reinforcing mesh	Tough, resilient film
	5. Acrylic	Apply with reinforcing mesh	Tough, resilient film

\*Covering shall not be termed a weather barrier unless its joint and overlaps are adequate to prevent the entry of rainwater (See Section 2.5)

**TABLE 2.B VAPOUR RETARDERS\***

Type	Composition	Notes
JACKETS:	1. Foil-Scrim Laminare	Seal joints. Mechanical strength is less than metal or plastic. Easy installation.
	2. High Impact Plastics (ABS)	Seal with welding adhesive.
	3. Film Laminare	Seal with contact adhesive and/or tape.
MASTICS:	1. Asphalt cut-back	Apply with reinforcing mesh. Combustible.
	2. Resins – solvent type	Brush or spray application.
	3. Elastomeric Polymer	Apply with reinforcing mesh. Combustible.

NOTE: A perm rating of 0.05 is recommended on mechanical insulation coverings to be considered a vapour retarder.

\*Covering shall not be termed a vapour retarder unless joints are sealed to prevent the entry of vapour.

## **LAMPIRAN B**

Project Guide *Auxilliary Engine*

Project Guide *Heat Exchanger*

## 2800 Series 2806C-E18TAG1A Diesel Engine – ElectropaK

598 kWm at 1800 rpm

The Perkins 2800 Series is a family of well-proven 6 cylinder 16 and 18 litre inline diesel engines, designed to address today's uncompromising demands within the power generation industry with particular aim at the standby market sector. Developed from a proven heavy-duty industrial base, the engine offers superior performance and reliability.

The 2806C-E18TAG1A is a turbocharged and air-to-air chargecooled, 6 cylinder diesel engine of 18 litres capacity. Its premium features provide economic and durable operation, low gaseous emissions and advanced overall performance and reliability.



Specification		
Number of cylinders	6 vertical in-line	
Bore and stroke	145 x 183 mm	5.7 x 7.2 in
Displacement	18.1 litres	1104 in <sup>3</sup>
Aspiration	Turbocharged and air-to-air chargecooled	
Cycle	4 stroke	
Combustion system	Direct injection	
Compression ratio	14.5:1	
Rotation	Anti-clockwise, viewed on flywheel	
Total lubricating capacity	62 litres	16.4 US gal
Cooling system	Water-cooled	
Total coolant capacity	61 litres	16.1 US gal

[www.perkins.com](http://www.perkins.com)

Photographs are for illustrative purposes only and may not reflect final specification. All information in this document is substantially correct at time of printing and may be altered subsequently. Final weight and dimensions will depend on completed specification.

Publication No. PN1722B/12/14 Produced in England ©2014 Perkins Engines Company Limited

 **Perkins**®

THE HEART OF EVERY GREAT MACHINE

## 2800 Series 2806C-E18TAG1A Diesel Engine – ElectropaK

598 kWm at 1800 rpm

### Features and benefits

#### Economic power

- Mechanically operated unit fuel injectors with electronic control combined with carefully matched turbocharging give excellent fuel atomisation and combustion with optimum economy
- Low emissions result from electronic control of fuel injected

#### Reliable power

- Developed and tested using the latest engineering techniques and finite element analysis for high reliability, low oil usage and low wear rates
- High compression ratios also ensure clean rapid starting in all conditions
- Perkins global product support is designed to enhance the customer experience of owning a Perkins powered machine. We deliver this through the quality of our distribution network, extensive global coverage and a range of Perkins supported OEM partnership options. So whether you are an end-user or an equipment manufacturer our engine expertise is essential to your success

#### Compact, clean and efficient power

- Exceptional power to weight ratio and compact size give optimum power density with easier installation and cost effective transportation
- Designed to provide excellent service access for ease of maintenance
- The availability of a low emissions specification allows minimum environmental impact through operation, and complies with all major emissions legislation. The standard specification model provides superior fuel consumption which maximises engine efficiency

#### Product support

- Perkins actively pursues product support excellence by ensuring our distribution network invest in their territory – strengthening relationships and providing more value to you, our customer
- Through an experienced global network of distributors and dealers, fully trained engine experts deliver total service support around the clock, 365 days a year. They have a comprehensive suite of web based tools at their fingertips covering technical information, parts identification and ordering systems, all dedicated to maximising the productivity of your engine
- Throughout the entire life of a Perkins engine, we provide access to genuine OE specification parts and service. We give 100% reassurance that you receive the very best in terms of quality for lowest possible cost ... wherever your Perkins powered machine is operating in the world

*Certified against the requirements of EU2007 Stage II (EU97/68/EC Stage II) legislation for non-road mobile machinery, powered by constant speed engines and is capable of meeting V. TA Luft (1980) emissions legislation.*

[www.perkins.com](http://www.perkins.com)

Photographs are for illustrative purposes only and may not reflect final specification.  
All information in this document is substantially correct at time of printing and may be altered subsequently.  
Final weight and dimensions will depend on completed specification.

Publication No. PN1722B/12/14 Produced in England ©2014 Perkins Engines Company Limited

 **Perkins®**

THE HEART OF EVERY GREAT MACHINE

## 2800 Series 2806C-E18TAG1A Diesel Engine – ElectropaK

598 kWm at 1800 rpm

### Technical information

#### Air inlet

- Mounted air filter

#### Fuel system

- Mechanically actuated electronically controlled unit fuel injectors with full authority electronic control
- Governing to ISO 8528-5 class G2 with isochronous capability
- Replaceable ‘Ecoplus’ fuel filter elements with primary filter/water separator
- Fuel cooler

#### Lubrication system

- Wet sump with filler and dipstick
- Full-flow replaceable ‘Ecoplus’ filter
- Oil cooler integral with filter header

#### Cooling system

- Gear-driven circulating pump
- Mounted belt-driven pusher fan
- Radiator incorporating air-to-air charge cooler, (supplied loose)
- System designed for ambients up to 50°C
- Low coolant level switch

#### Electrical equipment

- 24 volt starter motor and 24 volt 70 amp alternator with DC output
- ECM mounted on engine with wiring looms and sensors
- 3 level engine protection system

#### Flywheel and housing

- High inertia flywheel to SAE J620 size 18
- SAE ‘0’ flywheel housing

#### Mountings

- Front engine mounting bracket

#### Literature

- User’s Handbook

#### Optional equipment

- 110 volt/240 volt immersion heater
- Additional speed sensor
- Temperature and pressure sensors for gauges
- Electric hours counter
- Air filter rain hood
- Twin starters/facility for second starter
- Tool kit
- Parts manual/Workshop manual

---

[www.perkins.com](http://www.perkins.com)

Photographs are for illustrative purposes only and may not reflect final specification.  
All information in this document is substantially correct at time of printing and may be altered subsequently.  
Final weight and dimensions will depend on completed specification.

Publication No. PN1722B/12/14 Produced in England ©2014 Perkins Engines Company Limited

 **Perkins®**

THE HEART OF EVERY GREAT MACHINE

## 2800 Series 2806C-E18TAG1A Diesel Engine – ElectropaK

598 kWm at 1800 rpm



Engine package weights and dimensions		
Length	2545 mm	100 in
Width	1536 mm	60.5 in
Height	1808 mm	71 in
Weight (dry)	2050 kg	4519 lb

[www.perkins.com](http://www.perkins.com)

Photographs are for illustrative purposes only and may not reflect final specification.  
All information in this document is substantially correct at time of printing and may be altered subsequently.  
Final weight and dimensions will depend on completed specification.

Publication No. PN1722B/12/14 Produced in England ©2014 Perkins Engines Company Limited

 **Perkins**<sup>®</sup>  
THE HEART OF EVERY GREAT MACHINE



## 2800 Series 2806C-E18TAG1A Diesel Engine – ElectropaK

598 kWm at 1800 rpm

Speed rpm	Type of operation	Typical generator output (Net)		Engine power			
				Gross		Net	
		kVA	kWe	kWm	hp	kWm	hp
1800	Prime power	625	500	568	762	543	729
	Standby power	687	550	623	835	598	802

The above ratings represent the engine performance capabilities to conditions specified in ISO 8528/1, ISO 3046/1:1996, BS 5514. **Derating may be required for conditions outside these; consult Perkins Engines Company Limited.**

Generator powers are typical and are based on an average alternator efficiency and a power factor (cos.  $\phi$ ) of 0.8. **Fuel specification:** BS 2869; Part 2 1998 Class A2 or ASTM D975 D2. **Lubricating oil:** 15W40 to API CG4.

### Rating definitions

**Prime power:** Power available of variable load with a load factor not exceeding 80% of the prime power rating. Overload of 10% is permitted for 1 hour in every 12 hours operation. **Standby power:** Power available in the event of a main power network failure up to a maximum of 500 hours per year of which up to 300 hours may be run continuously. Load factor may be up to 100% of standby power. No overload is permitted.

Percent of prime power	Fuel consumption at 1800 rpm g/kWh	Fuel consumption at 1800 rpm l/hr
Standby power	207	144
Prime power	206	130
Baseload power	-	-
75%	212	100
50%	226	71

[www.perkins.com](http://www.perkins.com)

Photographs are for illustrative purposes only and may not reflect final specification. All information in this document is substantially correct at time of printing and may be altered subsequently. Final weight and dimensions will depend on completed specification.

Publication No. PN1722B/12/14 Produced in England ©2014 Perkins Engines Company Limited

 **Perkins®**

THE HEART OF EVERY GREAT MACHINE



## MAIN SPECIFICATIONS OF GENERATOR SETS

<i>Diesel Generator Set</i>	
<b>GENSET MODEL NOS.</b>	<b>M-P625</b>
Rated speed / frequency	1500 rpm / 50 Hz
Continuous output (KW/KVA)	440/550
Standby output (KW/KVA)	500/625
Voltage, Phase and wire	400V/230V, 3 Phase and 4 Wires
Rated power factor	0.8 (lagging)
Maximum output current(A)	793.9
Dimension(L*W*H) (mm)	3245X1460X2197
Weight(kg)	3940
<b>Rating Definitions</b> (Operation at Altitude $\leq$ 1000m, Ambient temperature $\leq$ 40°C)	
<b>Continuous Power</b>	
These ratings are applicable for supplying continuous electrical power (at variable load) in lieu of commercially purchased power. There is no limitation to the annual hours of operation and this model can supply 10% overload power for 1 hour in 12 hours.	
<i>Diesel Engine</i>	
<b>DIESEL ENGINE MODEL</b>	<b>2806C-E18TAG1 ( UK Perkins)</b>
<b>Engine Characters</b>	Water-cooled, 6 cylinders in line, 4-cycle, direct injection
The maximum output (kW)	561
Aspiration	Turbocharged
Bore(mm)× Stroke (mm)	145X183
Fuel consumption(g/kw.h)	217.7 (in full Load)
Cubic Capacity (Liters)	18.1
Exhaust air flow(m3/min)	702
Compress air flow(m3/min)	45
Exhaust gas flow(m3/min)	129
Exhaust highest temperature	570°C

Activate Windows



## Alfa Laval M15

### Gasketed plate heat exchanger for a wide range of applications

#### Introduction

Alfa Laval Industrial line is a wide product range that is used in virtually all types of industry.

Suitable for a wide range applications, this model is available with a large selection of plate and gasket types.

In addition to normal single plate configuration, this model is also available with double wall plates. Double wall plates are used as an extra precaution to avoid intermixing of fluids.

#### Applications

- Biotech and Pharmaceutical
- Chemicals
- Energy and Utilities
- Food and Beverages
- Home and Personal care
- HVAC and Refrigeration
- Machinery and Manufacturing
- Marine and Transportation
- Mining, Minerals and Pigments
- Pulp and Paper
- Semiconductor and Electronics
- Steel
- Water and Waste treatment

#### Benefits

- High energy efficiency – low operating cost
- Flexible configuration – heat transfer area can be modified
- Easy to install – compact design
- High serviceability – easy to open for inspection and cleaning and easy to clean by CIP
- Access to Alfa Laval's global service network

#### Features

Every detail is carefully designed to ensure optimal performance, maximum uptime and easy maintenance. Selection of available features, depending on configuration some features may not be applicable:



- Five-point alignment
- Corner guided alignment system
- Chocolate pattern distribution area
- Glued gasket



- Clip-on gasket
- Leak chamber
- Bearing boxes
- Fixed bolt head
- Key hole bolt opening
- Lifting lug
- Lining
- Lock washer
- Pressure plate roller
- Tightening bolt cover

#### Alfa Laval 360° Service Portfolio

Our extensive service offering ensure top performance from your Alfa Laval equipment throughout its life cycle. The Alfa Laval 360 Service Portfolio include installation services, cleaning and repair as well as spare parts, technical documentation and trouble shooting. We also offer replacement, retrofit, monitoring and much more.



## M15

### Plate heat exchanger

#### Applications

General heating and cooling duties.

#### Standard design

The plate heat exchanger consists of a pack of corrugated metal plates with portholes for the passage of the two fluids between which heat transfer will take place.

The plate pack is assembled between a fix frame plate and a movable pressure plate and compressed by tightening bolts. The plates are fitted with a gasket which seals the interplate channel and directs the fluids into alternate channels. The number of plates is determined by the flow rate, physical properties of the fluids, pressure drop and temperature program. The plate corrugations promote fluid turbulence and support the plates against differential pressure.

The plate and the pressure plate are suspended from an upper carrying bar and located by a lower guiding bar, both of which are fixed to a support column.

Connections are located in the frame plate or, if either or both fluids make more than a single pass within the unit, in the frame and pressure plates.

#### Typical capacities

##### Liquid flow rate

Up to 80 kg/s (1300 gpm), depending on media, permitted pressure drop and temperature program.

##### Plate types

M15B, M15E, M15M and M15BD

##### Frame types

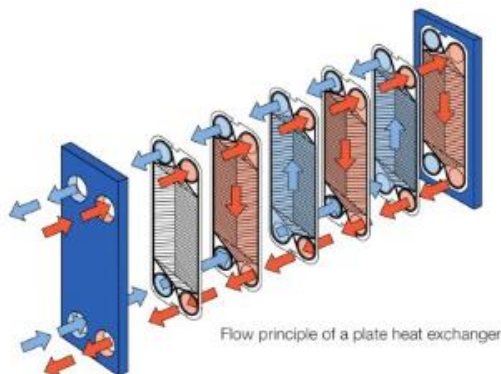
FL, FM, FG and FD

#### Working principle

Channels are formed between the plates and the corner ports are arranged so that the two media flow through alternate channels. The heat is transferred through the plate between the channels, and complete counter-current flow is created for highest possible efficiency. The corrugation of the plates provides the passage between the plates, supports each plate against the adjacent one and enhances the turbulence, resulting in efficient heat transfer.



M15B-FM



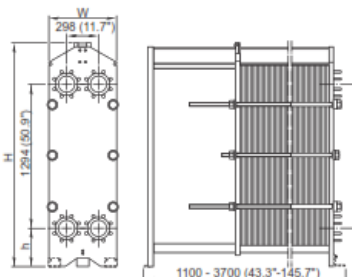
Flow principle of a plate heat exchanger

### General remarks for technical information

- The global offering presented in this leaflet may not be available for all regions
- All combinations may not be configurable

### Dimensional drawing

Measurements mm (inches)



Type	H	W	h
M15-FL	1815 (71.5")	610 (24.0")	275 (10.8")
M15-FM	max. 1941 (76.4")	610 (24.0")	275 (10.8")
M15-FG	max. 1941 (76.4")	650 (25.6")	275 (10.8")
M15-FD	max. 2036 (80.2")	650 (25.6")	370 (14.6")

The number of tightening bolts may vary depending on pressure rating.

### Technical data

Plates	Type	Free channel, mm (inches)
M15-B	Single plate	2.5 (0.098)
M15-M	Single plate	4.0 (0.16)
M15-BD	Double wall plate	2.5 (0.098)

### Materials

	304/304L, 316/316L, 904L, 254
Heat transfer plates	C-276, C-2000 825 Ni, Ti, TiPd
Field gaskets	NBR, EPDM, FKM, Q, HeatSeal Carbon steel
Flange connections	Metal lined: stainless steel, titanium Rubber lined: NBR, EPDM
Frame and pressure plate	Carbon steel, epoxy painted

Other materials may be available on request

### Operational data

Frame, PV-code	Max. design pressure (barg/psig)	Max. design temperature (°C/°F)
FL, pvcALS	6.0/87	130/266
FM, pvcALS	10.0/145	180/356
FM, PED	10.0/145	180/356
FG, pvcALS	16.0/232	180/356

This document and its contents are subject to copyrights and other intellectual property rights owned by Alfa Laval Corporate AB. No part of this document may be copied, re-produced or transmitted in any form or by any means, or for any purpose, without Alfa Laval Corporate AB's prior express written permission. Information and services provided in this document are made as a benefit and service to the user, and no representations or warranties are made about the accuracy or suitability of this information and these services for any purpose. All rights are reserved.

Frame, PV-code	Max. design pressure (barg/psig)	Max. design temperature (°C/°F)
FG, ASME	11.7/170	250/482
FG, PED	16.0/232	180/356
FD, pvcALS	30.0/435	180/356
FD, ASME	20.7/300	180/356
FD, PED	30.0/435	180/356

Extended pressure and temperature rating may be available on request.

### Flange connections

Frame model	Connection standard
FL, pvcALS	EN 1092-1 DN150 PN10
	JIS B2220 10K 150A
FM, pvcALS	EN 1092-1 DN150 PN10
	ASME B16.5 Class 150 NPS 6
FM, PED	JIS B2220 10K 150A
	EN 1092-1 DN150 PN10
FG, pvcALS	ASME B16.5 Class 150 NPS 6
	JIS B2220 16K 150A
	EN 1092-1 DN150 PN16
FG, ASME	ASME B16.5 Class 150 NPS 6
	EN 1092-1 DN150 PN16
FG, PED	ASME B16.5 Class 150 NPS 6
	EN 1092-1 DN150 PN25
FD, pvcALS	ASME B16.5 Class 300 NPS 6
	JIS B2220 20K 150A
FD, ASME	ASME B16.5 Class 300 NPS 6
FDc, ASME	
FD, PED	EN 1092-1 DN200 PN25
	ASME B16.5 Class 300 NPS 6

Standard EN1092-1 corresponds to GOST 12815-80 and GB/T 9115.