

TUGAS AKHIR - TM184835

***RE-DESIGN LUBE OIL COOLER JENIS PLATE HEAT EXCHANGER PADA TURBIN UAP
(STUDI KASUS PT. PJB MUARA KARANG)***

**NIKOLAS PADAN ARITONANG
NRP 0211184000072**

Dosen Pembimbing
Bambang Arip Dwiyantoro, ST., MSc.Eng., Ph.D
NIP 197804012002121001

**Program Studi Sarjana Teknik Mesin
Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2022**



TUGAS AKHIR - TM184835

***RE-DESIGN LUBE OIL COOLER JENIS PLATE
HEAT EXCHANGER PADA TURBIN UAP
(STUDI KASUS PT. PJB MUARA KARANG)***

**NIKOLAS PADAN ARITONANG
NRP 0211184000072**

Dosen Pembimbing
Bambang Arip Dwiyanoro, ST., MSc.Eng., Ph.D
NIP 197804012002121001

**Program Studi Sarjana Teknik Mesin
Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri Dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2022**

“Halaman ini sengaja dikosongkan”



FINAL PROJECT - TM184835

**RE-DESIGN LUBE OIL COOLER TYPE PLATE
HEAT EXCHANGER ON A STEAM TURBINE
(STUDY CASE PT. PJB MUARA KARANG)**

NIKOLAS PADAN ARITONANG
NRP 0211184000072

Advisor
Bambang Arip Dwiyantoro, ST., MSc.Eng., Ph.D
NIP 197804012002121001

Undergraduate Study Program of Mechanical Engineering
Mechanical Engineering Department
Faculty of Industrial Technology and Systems Engineering
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2022

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

HALAMAN PENGESAHAN

RE-DESIGN LUBE OIL COOLER JENIS PLATE HEAT EXCHANGER PADA TURBIN UAP (STUDI KASUS PT. PJB MUARA KARANG)

TUGAS AKHIR

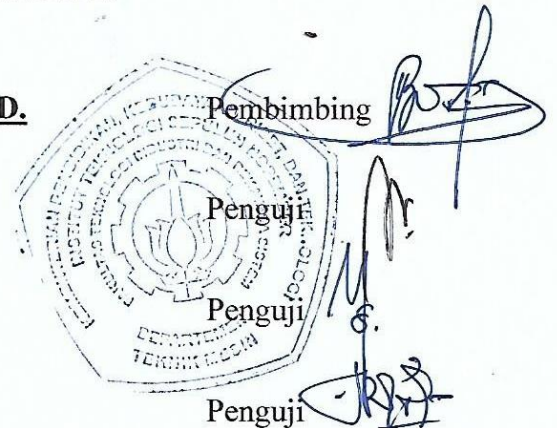
Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana
Program Studi S-1
Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

Nikolas Padan Aritonang
NRP. 0211184000072

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. **Bambang Arip Dwiyantoro, S.T., MSc.Eng., Ph.D.**
2. **Ary Bachtiar Krishna Putra, S.T., M.T., Ph.D.**
3. **Dr. Is Bunyamin Suryo, S.T., M.Sc.**
4. **Tri Vicca Kusumadewi, S.T., M.Sc**



SURABAYA
Juli, 2022

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

APPROVAL SHEET

RE-DESIGN LUBE OIL COOLER TYPE PLATE HEAT EXCHANGER ON A STEAM TURBINE (STUDY CASE PT. PJB MUARA KARANG)

FINAL PROJECT

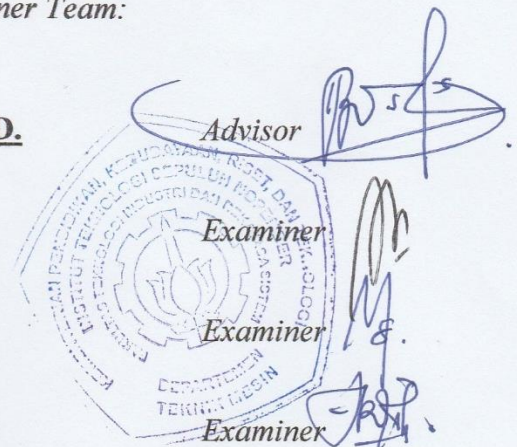
*Submitted to fulfill one of the requirements
for obtaining a degree Bachelor of Engineering at
Undergraduate Study Program of Mechanical Engineering
Mechanical Engineering Department
Faculty of Industrial Technology and System Engineering
Sepuluh Nopember Institute of Technology*

By:

Nikolas Padan Aritonang
NRP. 0211184000072

Approved by Final Project Examiner Team:

1. **Bambang Arip Dwiyantoro, S.T., MSc.Eng., Ph.D.**
2. **Ary Bachtiar Krishna Putra, S.T., M.T., Ph.D.**
3. **Dr. Is Bunyamin Suryo, S.T., M.Sc.**
4. **Tri Vicca Kusumadewi, S.T., M.Sc**



SURABAYA
July, 2022

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama mahasiswa / NRP : Nikolas Padan Aritonang / 0211184000072
Departemen : Teknik Mesin FT-IRS ITS
Dosen Pembimbing / NIP : Bambang Arip Dwiyantoro S.T., M.Sc.Eng., Ph.D. /
197804012002121001

Dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul "***Re-Design Lube Oil Cooler Jenis Plate Heat Exchanger Pada Turbin Uap (Studi Kasus Pt. Pjb Muara Karang)***" adalah hasil karya sendiri, bersifat orisinal, dan ditulis dengan mengikuti kaidah penulisan ilmiah.

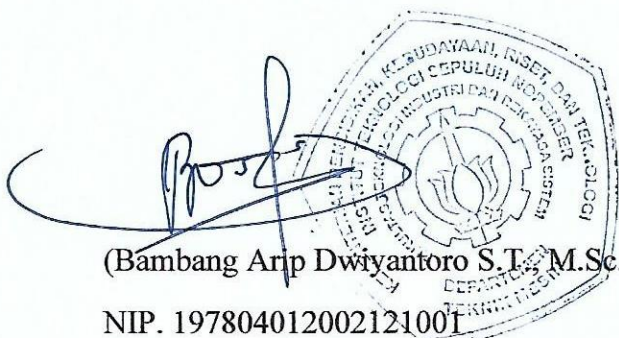
Bilamana di kemudian hari ditemukan ketidaksesuaian dengan pernyataan ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai dengan ketentuan yang berlaku di Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Surabaya, 27 Juli 2021

Mengetahui

Dosen Pembimbing

Mahasiswa,



(Bambang Arip Dwiyantoro S.T., M.Sc.Eng., Ph.D.)
NIP. 197804012002121001



(Nikolas Padan Aritonang)

NRP. 0211184000072

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

STATEMENT OF ORIGINALITY

Yang The undersigned below:

Name of Student / NRP : Nikolas Padan Aritonang / 0211184000072
Departement : Teknik Mesin FT-IRS ITS
Advisor / NIP : Bambang Arip Dwiyantoro S.T., M.Sc.Eng., Ph.D. /
197804012002121001

Hereby declare that the Final Project with the title of **“Re-Design Lube Oil Cooler Type Plate Heat Exchanger On A Steam Turbine (Study Case Pt. Pjb Muara Karang)”** is the result of my own work, is original, and is written by following the rules of scientific writing.

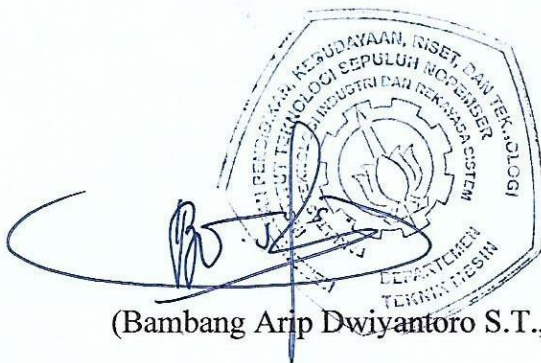
If in the future there is a discrepancy with this statement, then I am willing to accept sanctions in accordance with the provisions that apply at Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Surabaya, 29 Juli 2022

Acknowledged.

Advisor

Student,



(Bambang Arip Dwiyantoro S.T., M.Sc.Eng., Ph.D.)

NIP. 197804012002121001

(Nikolas Padan Aritonang)

NRP. 0211184000072

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

ABSTRAK

RE-DESIGN LUBE OIL COOLER JENIS PLATE HEAT EXCHANGER PADA TURBIN UAP (STUDI KASUS PT. PJB MUARA KARANG)

Nama Mahasiswa : Nikolas Padan Aritonang
NRP : 0211184000072
Departemen : Teknik Mesin FTIRS - ITS
Dosen Pembimbing : Bambang Arip Dwiyantoro, ST., MSc.Eng., Ph.D

Abstrak

Sistem pembangkit tenaga gas dan uap merupakan sebuah sistem yang memiliki pergerakan atau perputaran yang tinggi. Dalam pergerakannya, tentu terjadi banyak gesekan, oleh karena itu, peranan pelumas menjadi sangat krusial dalam menjaga performa pembangkit tetap optimal. Tidak hanya itu, suhu dari pelumas yang digunakan juga tidak kalah penting dari pelumasan itu sendiri, dikarenakan apabila suhu oli pelumas terlalu tinggi, pelumasan tidak dapat dilakukan secara maksimal, oleh karena itu, diperlukan adanya *lube oil cooler*. *Lube oil cooler* merupakan *heat exchanger*, pada penelitian ini bertipe *plate heat exchanger U-arrangement, single pass*, yang digunakan untuk mendinginkan *lube oil* yang bekerja pada pendingin, fluida pendingin yang digunakan berjenis *make up water*. Saat *oil cooler* beroperasi, didapati bahwa perubahan suhu (Δt) pendinginan dari *lube oil* masih dibawah dari yang seharusnya, hal ini dapat menyebabkan pembangkit tidak bekerja pada kondisi optimal, dan bahkan dapat menyebabkan *shutdown*. Oleh karena itu, diperlukan analisa pada kondisi pendinginan *lube oil* yang telah ada, dan dilakukan *redesign* pada *lube oil cooler* tersebut, untuk meningkatkan efektivitas.

Penelitian ini meliputi analisa dari *lube oil cooler existing* dan juga *redesign lube oil cooler*. Pada analisa ditelaah perpindahan panas aktual dan juga efektivitas. Sementara *redesign* dilakukan dengan mem-variasikan *mass flow rate* dari fluida pendingin, dan juga divariasikan sudut chevron untuk *plate heat exchanger U-arrangement, single pass*, dengan Batasan yang ada adalah volume dari plate dan heat exchanger. Perancangan ini menggunakan metode *log mean temperatur difference* dan juga NTU.

Setelah dilakukan penelitian, didapati bahwa berdasarkan batasan-batasan yang telah ditentukan, maka dari perhitungan dipilih hasil *redesign* yang sesuai yaitu dengan *chevron angle* 30 derajat, dan laju aliran massa *water* 22.301 kg/s, dimana dengan *chevron angle* 30 derajat dan, laju aliran massa *water* 22.301 kg/s, performa yang didapatkan adalah *heat transfer actual* 631105.29 watt, temperatur keluar oli 310.42 K, *effectiveness* 89%, NTU 2.82. Dan untuk mengembalikan performa *heat exchanger* pada kondisi desain, digunakan desain Dengan *chevron angle* 30 derajat, dan laju aliran massa *water* 18.301 kg/s.

Kata kunci: *Lube Oil Cooler, Plate Heat Exchanger, U-arrangement, single pass, LMTD, NTU, Overall Heat Transfer Coefficient, Effectiveness.*

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

ABSTRACT

RE-DESIGN LUBE OIL COOLER JENIS PLATE HEAT EXCHANGER PADA TURBIN UAP (STUDI KASUS PT. PJB MUARA KARANG)

Nama Mahasiswa : Nikolas Padan Aritonang
NRP : 0211184000072
Departemen : Teknik Mesin FTIRS - ITS
Dosen Pembimbing : Bambang Arip Dwiyantoro, ST.,MSc.Eng., Ph.D

Abstract

Combined cycle powerplant is categorized as a system that has a high movement ratio, during that cycle, it is expected that a lot of friction occurs in the moving parts of the turbine, hence, lubrication system is very important in a combined cycle power plant to keep it performing optimally. Not only lubrication system that's important. But the temperatur of the lubricant has a important part during this cycle. Because when the temperatur of the lubricant is high, the lubrication cycle cannot be maximally performed. Hence why we needed a lube oil cooler. Lube oil cooler is an heat exchanger device, in this research, we focuses on a plate heat exchanger U-arrangement, single pass, that being used to cool the lubrication oil that works on a turbine, and the coolant used in this oil cooler is make up water, during its work. We noticed that the difference between the oil temperatur inlet and outlet (Δt) is not far enough, this can has an effect to the turbine, it can cause the turbine not working at the optimal condition, or even cause a shutdown. That's a performance analysis needed to be performed, as with redesigning the lube oil cooler.

This research consist of performance analysis for the current lube oil cooler, in the analysis, the effectiveness and actual heat transfer is being analysed. As for the redesign is done with variation of the cold fluid mass flow rate, also the chevron angle for plate heat exchanger U-arrangement, single pass is being varied. The scope of problem in this study is the volume of the heat exchanger. The redesigning uses a log mean temperatur difference and also NTU method.

After the research was done, the result is concluded, that with the boundary set at the beginning of the research, the best design suited for the purpose is *chevron angle* 30 degrees, and mass flow rate 22.301 kg/s, the research concluded that with this combination, the peak performance of the heat exchanger is obtained, such as; heat transfer actual 631105.29 watt, outlet temperatur of hot fluid 310.42 K, effectiveness 89% and NTU 2.82. But, to restore the heat exchanger performance to it's initial state on a design condition, the design that's appropriate are chevron angle 30 degree, and mass flow rate 18,301 kg/s.

Keywords: Lube Oil Cooler, Plate Heat Exchanger, U-arrangement, single pass, LMTD, NTU, Overall Heat Transfer Coefficient, Effectiveness.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

KATA PENGANTAR

Segala puji bagi penulis ucapkan kepada Tuhan YME. karena hanya dengan limpahan rahmat, hidayah, dan karunia-Nya, penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir dengan maksimal. Melalui kesempatan ini penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah membantu dan mendukung dalam proses penyelesaian tugas akhir ini baik moril maupun material, antara lain:

1. Kepada kedua orang tua penulis, yang selalu memberi semangat dan dukungan. serta Doa dan Kasih sayangnya yang selalu tercurah bagi penulis. Sehingga, penulis bisa menyelesaikan Tugas Akhir ini dengan baik.
2. Kepada kakak penulis, yang selalu menjadi *rolemodel* dan panutan dari penulis, dan juga yang menjadi motivasi bagi penulis agar dapat menyelesaikan studi penulis dengan baik.
3. Bapak **Bambang Arip Dwiyantoro, ST., M.Eng., Ph.D.** selaku dosen pembimbing tugas akhir yang telah memberikan saran, motivasi, dan ilmu-ilmu yang bermanfaat bagi penulis.
4. Bapak **Ary Bachtiar Krishna Putra, S.T., M.T., Ph.D., Ibu Tri Vicca Kusumadewi, S.T., M.Sc., dan Bapak Dr. Is Bunyamin Suryo, S.T., M.Sc.,** selaku dosen penguji tugas akhir penulis, terima kasih atas saran-saran dan juga arahan yang telah diberikan.
5. Bapak **M. Khoirul Efendi, S.T., M.Sc** selaku Dosen wali penulis, terima kasih atas arahan, kebaikan dan kesabaran bapak selama empat tahun ini.
6. Sahabat-sahabat penulis, (**Daniel, Bima, Daffa, Prambudi, Ekky, Karanka, Abiyu, Alvin,** dan **Hafid**) terima kasih atas cerita dan motivasi yang selalu memberikan inspirasi dan semangat penulis untuk selalu menjadi pribadi yang lebih baik.
7. Kepada seluruh teman-teman 3M (**Ade, Fadhil, Ekky, Tata, Yafi, Dhau, Denyta,** dan **Timo**) terima kasih atas motivasi, bantuan, ilmu, serta semangat yang selalu diberikan untuk penulis selama 4 tahun perkuliahan.
8. Rekan satu bimbingan tugas akhir penulis, (**Francis, Reves, Otniel, Abdillah, Pray, Dito, Fajar,** dan **Hanif**) yang memberikan dukungan, motivasi, bantuan, dan ilmu dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
9. Saudara-saudaraku seperjuangan di kampus merah Teknik Mesin, M61 terima kasih untuk kebersamaan dan solidaritas selama ini.
10. Adik-adik M62, dan M63, terima kasih atas doa dan dukungannya, semoga cepat menyelesaikan studi.
11. Seluruh Dosen, Karyawan, dan Civitas Akademik jurusan Teknik Mesin ITS.
12. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan satu-persatu oleh penulis.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini, oleh karena itu saran dan masukan dari semua pihak sangat penulis harapkan. Penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Surabaya, Juli 2022
Penulis

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR ISI

HALAMAN PENGESAHAN	vi
APPROVAL SHEET	viii
PERNYATAAN ORISINALITAS	x
STATEMENT OF ORIGINALITY	xii
ABSTRAK	xiv
ABSTRACT	xvi
KATA PENGANTAR	xviii
DAFTAR ISI	xx
DAFTAR GAMBAR	xxii
DAFTAR TABEL	xxiv
DAFTAR SIMBOL	xxvi
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Tujuan	3
1.4 Batasan Masalah	3
1.5 Manfaat	3
BAB 2 DASAR TEORI	5
2.1 Penelitian Terdahulu	5
2.2.1 Siti Duratun Nasiqiati Rosady (2014) Re-Design Lube Oil Cooler pada Turbin Gas dengan Analisa Termodinamika dan Perpindahan Panas	5
2.2.2 M.Kan., et al (2015) plate heat exchangers as a compact design and optimization of different channel angles	6
2.2.3 Yusuf A. Al-Turki., et al (2021) Thermal, frictional and exergetic analysis of non-parallel configurations for plate heat exchangers	7
2.2 Dasar Teori	9
2.2.1 Pembangkit Listrik Tenaga Gas Uap	9
2.2.2 Sistem Pelumasan Pada Turbin Uap	10
2.2.3 Heat Exchanger	12
2.2.4 Analisa Perhitungan	14
2.2.4.1 LMTD (Log Mean Temperatur Difference)	14
2.2.4.2 Perhitungan panas	16
2.2.4.3 Pressure drop	19
2.2.4.4 Overall Heat Transfer Coefficient	20
2.2.4.5 Perhitungan data analysis lube oil cooler baru	20
BAB 3 METODOLOGI	23
3.1 Metode Yang Digunakan	23
3.1.1 Flowchart perhitungan performa <i>lube oil cooler existing</i>	23
3.1.2 Flowchart perhitungan performa <i>lube oil cooler redesign</i>	24
3.2 Bahan dan Peralatan Yang Digunakan	27
3.3 Urutan Pelaksanaan Penelitian/Perancangan	30
3.3.1 Perancangan <i>lube oil cooler</i> menggunakan metode ΔT_{LMTD}	31
3.3.2 Perancangan <i>lube oil cooler</i> menggunakan metode NTU atau <i>Number of Transfer Unit</i>	31
3.3.3 Parameter Yang Divariasikan	32

BAB 4 ANALISIS DATA & PEMBAHASAN	33
4.1 Perhitungan performa <i>lube oil cooler</i>	33
4.1.1 Tinjauan Termodinamika	34
4.1.2 Tinjauan Perpindahan Panas	34
4.2 Analisa Perencanaan <i>Lube Oil Cooler</i> dengan Metode ΔT_{LMTD}	38
4.2.1 Analisa Perpindahan Panas	39
4.2.1.1 Dimensi dari Heat Exchanger	39
4.2.1.2 Koefisien Konveksi	40
4.2.1.3 Pressure Drop	41
4.2.2 Perpindahan Panas <i>Actual</i> (q_{act})	42
4.2.3 Temperatur Keluar Oli ($T_{h,o}$)	43
4.3 Pembahasan Hasil Perhitungan Metode ΔT_{LMTD}	43
4.3.1 Grafik heat transfer actual fungsi cold side Reynolds number	43
4.3.2 Grafik temperatur keluar oli fungsi <i>cold side</i> Reynolds number	44
4.4 Analisa performa <i>redesign lube oil cooler</i> dengan metode <i>NTU</i>	46
4.4.1 Effectiveness	46
4.5 Perbandingan <i>Lube Oil Cooler Existing</i> dan Hasil <i>Redesign</i>	49
4.5.1 Temperatur keluar oli	49
4.5.2 Effectiveness	50
BAB 5 PENUTUP	53
5.1 Kesimpulan	53
5.2 Saran	53
DAFTAR PUSTAKA	55
LAMPIRAN	57
BIODATA PENULIS	71

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1. UP Muara Tawar, dengan urutan Blok 1-5.	1
Gambar 2.1. Perbandingan geometri surface terhadap heat transfer actual. (Rosady & Dwiyanoro, 2014).....	5
Gambar 2.2. Grafik perbandingan effectiveness terhadap geometri surface. (Rosady & Dwiyanoro, 2014).....	5
Gambar 2.3. Persebaran temperatur untuk mass flow rate yang berbeda, dengan channel angel 30° (atas) 45° (tengah), dan 60° (bawah). (Kan, Osman, & Gurel, 2015)	7
Gambar 2.4. General view untuk variasi konfigurasi plate (Al-Turki, et al., 2021).....	8
Gambar 2.5. Grafik overall heat transfer coefficient dengan hot fluid mass flow rate. (Al-Turki, et al., 2021)	8
Gambar 2.6. Perubahan overall heat transfer coefficient terhadap hot fluid mass flow rate. (Al-Turki, et al., 2021)	9
Gambar 2.7. Combined Cycle Power Plant (Kachhwaha, Attri, Dev, & Samsher, 2015).....	10
Gambar 2.8. Sistem pelumasan di steam turbine (Feryanto, 2015)	11
Gambar 2.9. Lube Oil Cooler (Littler, 1991).....	12
Gambar 2.10. Concentric tube heat exchanger a) paralel flow b) crossflow (Incropera, Bergman, & Lavine, 2011).....	13
Gambar 2.11. Plate heat exchanger with chevron angle (Incropera, Bergman, & Lavine, 2011)	13
Gambar 2.12. Gasketed plate heat exchanger (Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012)	14
Gambar 2.13. Distribusi temperatur pada peralatan heat exchanger dengan konfigurasi aliran counterflow.....	15
Gambar 2.14. Distribusi temperatur pada peralatan heat exchanger dengan aliran paralel flow. (Incropera, Bergman, & Lavine, 2011)	16
Gambar 2.15. Dimensi dari plate heat exchanger (Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012) ..	16
Gambar 2.16. Perbedaan sudut chevron angle (β) 30° (kiri) 45° (tengah), dan 60° (kanan). (Kan, Osman, & Gurel, 2015)	18
Gambar 2.17. Effectiveness untuk single pass, cross flow heat exchanger dengan kedua fluids unmixed (Incropera, Bergman, & Lavine, 2011)	22
Gambar 3.1. Flowchart perhitungan existing	23
Gambar 3.2. Flowchart redesign lube oil cooler	26
Gambar 3.3. Gambar dan dimensi Lube Oil Cooler ST Blok 5 UP Muara Tawar.	28
Gambar 3.4. Gambar dan dimensi Lube Oil Cooler ST Blok 5 UP Muara Tawar.	28
Gambar 3.5. Lube oil cooler pada blok 5 UP Muara Tawar.	30
Gambar 3.6. Skema Proses	31
Gambar 4.1. Distribusi Temperatur pada lube oil cooler.....	33
Gambar 4.2. Grafik NTU terhadap effectiveness.	35
Gambar 4.3. Grafik perbandingan Reynolds number water terhadap $T_{h,o}$	36
Gambar 4.4. Grafik fungsi NTU terhadap effectiveness existing.....	38
Gambar 4.5. Grafik fungsi Reynolds number cold fluid terhadap Heat transfer actual.	44
Gambar 4.6. Grafik fungsi Reynolds number cold fluid terhadap temperatur keluar oli.	45
Gambar 4.7. Grafik fungsi Reynolds number cold fluid terhadap effectiveness.....	48
Gambar 4.8. Grafik fungsi Reynolds number cold fluid terhadap $T_{h,o}$ existing dan redesign.	50

Gambar 4.9. Grafik fungsi Reynolds number cold fluid terhadap effectiveness existing dan redesign..... 51

DAFTAR TABEL

Tabel 1.1. Analisa data lapangan	2
Tabel 2.1. Tabel variasi dan juga output dari penelitian (Kan, Osman, & Gurel, 2015).....	6
Tabel 2.2. Korelasi chevron angle terhadap rumus. (Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012)	19
Tabel 3.1. Data operating dan desain berdasarkan manual book.....	27
Tabel 3.2. Data operating dan desain berdasarkan manual book.....	27
Tabel 3.3. Parameter operasi di lapangan	29
Tabel 3.4. Properties fluida data desain.	29
Tabel 3.5. Properties fluida data lapangan.....	29
Tabel 3.6. Data input dan output dari penelitian.....	32
Tabel 3.7. Variasi laju mass flow rate dari cold fluid(<i>water</i>).	32
Tabel 3.8. Konfigurasi <i>chevron angle</i> untuk plate heat exchanger.....	32
Tabel 4.1. Hasil perhitungan $T_{h,o}$ existing	36
Tabel 4.2. Hasil perhitungan effectiveness dan NTU existing.	37
Tabel 4.3. Data properties lapangan fluida dingin dan fluida panas.....	39
Tabel 4.4. Korelasi chevron angle terhadap rumus.....	40
Tabel 4.5. Perhitungan pressure drop channel dan port pada cold side.....	42
Tabel 4.6. Perhitungan pressure drop channel dan port pada hot side.....	42
Tabel 4.7. Nilai perpindahan panas actual pada variasi chevron angle.	43
Tabel 4.8. Temperatur keluar oli dan water pada variasi chevron angle.	45
Tabel 4.9. NTU dan effectiveness dalam variasi chevron angle.....	47

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR SIMBOL

ϕ	Rasio <i>projected area</i> efektif dari <i>corrugated plate</i>
A_1	<i>Single plate effective area</i> , m ²
A_{1p}	<i>Single plate projected area</i> , m ²
L_p	Panjang dari <i>projected plate</i> , m
L_w	Lebar <i>plate</i> didalam <i>gasket</i> , m
L_v	Jarak <i>vertical port</i> , m
L_h	jarak port horizontal, m
L_c	<i>compressed plate pact length</i> (antara <i>head plate</i>), m
N_t	No of passes
D_p	diameter port, m
b	<i>mean mass channel gap</i>
p	<i>plate pitch</i>
Re_h	Reynolds number hot fluid
Re	Reynolds number
Nu	Nusselt number
μ	Viskositas fluida
H_h	Koefisien konveksi, W/m ² K
f	koefisien gesek
Pr	Prandtl number
μ_b	<i>dynamic viscosity of oil</i>
μ_w	<i>dynamic viscosity of water</i>
B	<i>chevron plate angle</i>
ΔP	<i>Pressure Drop channel</i> (Pa)
f	<i>friction coefficient</i>
L_{eff}	Panjang efektif <i>heat exchangers</i> antara inlet&outlet, m
ρ	massa jenis fluida <i>channel</i> , kg/m ³
N_p	No of passes
D_h	<i>Diameter</i> , m
G_c	<i>maximum mass velocity channel</i>
\dot{m}	Laju aliran massa fluida dingin, kg/s
\dot{m}_h	Laju aliran massa fluida panas, kg/s
U_c	<i>overall heat transfer coefficient</i> , W/m ² K
h_h	<i>Heat transfer coefficient hot fluid</i>
h_c	<i>heat transfer coefficient cold fluid</i>
k_w	konstanta
$T_{c,i}$	Temperatur masuk fluida dingin, K
$T_{c,o}$	Temperatur keluar fluida dingin, K
$T_{h,i}$	Temperatur masuk fluida panas,
$T_{h,o}$	Temperatur keluar fluida panas, K
ΔT_{LMTD}	Perbedaan temperatur rata – rata logaritmik, K

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Listrik memang sudah tidak bisa dipisahkan lagi dari kehidupan manusia, dalam dunia yang semakin hari semakin berkembang ini, banyak ditemukan inovasi-inovasi baru yang dirancang untuk dapat memudahkan hidup manusia. Banyak dari inovasi tersebut yang berupa alat atau *gadget*, yang tentunya agar dapat bekerja memerlukan adanya energi listrik. Dengan banyaknya alat yang memerlukan pasokan energi listrik, maka makin banyak pasokan listrik yang dibutuhkan, oleh karena itu, saat ini mungkin pembangkit listrik merupakan salah satu bagian paling krusial yang dimiliki oleh negara.

Oleh karena itu, PT. PLN sebagai perusahaan yang bergerak di bidang pembangkitan listrik berkomitmen untuk dapat memenuhi kebutuhan listrik rakyat Indonesia. Salah satunya adalah dengan anak perusahaan PT. Pembangkitan Jawa Bali, atau PT. PJB, pada penelitian ini akan dibahas lebih lanjut mengenai salah satu Unit Pembangkitan (UP) dari PT. PJB yaitu UP Muara Tawar. Unit pembangkit ini berada di daerah Jawa Barat, tepatnya di Tarumajaya, kabupaten Bekasi. Unit pembangkit ini memiliki dan mengelola 5 blok pembangkit yang tersebar di lahan seluas 60 Ha.



Gambar 1.1. UP Muara Tawar, dengan urutan Blok 1-5.

Dari kelima blok tersebut, terdapat 2 unit pembangkit yang bekerja dengan *gas turbine*, yaitu Blok 2, 3, dan 4. Dimana pada blok 2, digunakan 2 unit *gas turbine*. dan pada blok 3 dan 4 bekerja 3 unit *gas turbine*. Sedangkan blok 1 dan 5 bekerja dengan *combined cycle*. Pada blok 1 digunakan 3 unit gas turbine Alston 13E2, dengan kapasitas 3x145 MW, 1 unit HRSG atau *Heat Recovery Steam Generator*, dan juga 1 *steam turbine* dengan kapasitas 1x225 MW. Sementara pada blok 5, terpasang 1 unit *gas turbine* berjenis Alstom 13E2, dengan kapasitas 1x145 MW, 1 unit HRSG, dan juga 1 *steam turbine* dengan kapasitas 1x80 MW. Pada penelitian ini akan dibahas lebih lanjut pada blok 5 UP Muara Tawar.

Dalam penggunaannya, pembangkit *combined cycle* ini dapat menghasilkan daya listrik yang lebih besar dan efisien, dikarenakan untuk menghasilkan listrik, unit PLTU memanfaatkan gas buang yang dihasilkan oleh PLTG, sehingga ia dapat relatif lebih efektif dibandingkan dengan plant yang bekerja dengan *gas turbine* saja. Dalam penggunaannya, pembangkit

combined cycle juga memiliki beberapa *auxiliary equipment*, diantaranya adalah *starting equipment, coupling and accesory gear, lube oil system, dan cooling system*. Komponen-komponen ini yang memastikan bahwa pembangkit dapat dihidupkan, dan lanjut bekerja dengan kondisi yang baik, tentu saja kerja *auxiliary equipment* ini tidak kentara seperti komponen-komponen utama, tetapi tanpa *auxiliary equipment*, pembangkit tidak akan dapat bekerja seperti seharusnya.

Salah satu komponen *auxiliary equipment* yang sangat penting dalam kerja pembangkit adalah *Lube Oil System*. Seperti kita ketahui, bahwa dalam kerja suatu mesin, banyak komponen yang akan mengalami gesekan satu sama lain, oleh karena itu dibutuhkan adanya pelumas. Dalam kerja pembangkit, pelumas yang digunakan adalah *lube oil*. Dalam *steam turbine* blok 5 UP Muara Tawar, tugas *lube oil system* adalah untuk pelumas *bearing, hydraulic system, dan juga supply hydraulic system*. Dengan kerja seperti itu, tentu saja temperatur *lube oil* akan meningkat seiring terjadinya kerja. Oleh karena hal itu, diperlukan adanya *lube oil cooler*. Sistem pelumasan pada sebuah turbin merupakan siklus tertutup, yaitu pelumas yang sudah digunakan akan keluar dari turbin, kemudian didinginkan dalam sistem terpisah yaitu *lube oil cooler* sebelum kemudian masuk kembali kedalam sistem turbin.

Tabel 1.1. Analisa data lapangan

Item	Desain	Di Lapangan
Temperature Lube Oil Cooler In (°C)	60.14	58
Temperature Lube Oil Cooler Out (°C)	45	44.7
Temperature Cooling Water In (°C)	35	35
Temperature Cooling Water Out (°C)	43.08	40.85

Dapat dilihat pada tabel diatas, bahwa dalam operasinya, didapati bahwa perubahan suhu (Δt) masih tidak sebesar yang diinginkan, dimana penurunan suhu pada desain adalah $15,14^{\circ}\text{C}$, sementara data dilapangan hanya terdapat penurunan suhu sejumlah $13,3^{\circ}\text{C}$, dimana itu merupakan penurunan performa sebesar 17%, apabila dibiarkan, hal ini dapat menyebabkan *shut down* pada turbin, dan juga menyebabkan menurunnya *effectiveness* dari perpindahan panas, hal ini dikarenakan range suhu pelumas yang dapat memasuki steam turbin adalah $40-71^{\circ}\text{C}$ (Hannon, 2001) oleh karena itu kinerja dari pendingin pelumas menjadi krusial. Oleh karena itu, dalam penelitian ini, akan dianalisa kinerja *lube oil cooler* yang sudah terpasang pada Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTGU) Blok 5 UP Muara Tawar, dan juga akan dianalisa desain baru agar kinerja dari *lube oil cooler* dapat ditingkatkan.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang yang telah dipaparkan, dapat ditarik dua rumusan masalah yang digunakan pada penelitian ini, yaitu:

1. Bagaimana *performance analysis* pada *existing lube oil cooler* yang terpasang pada PLTGU.
2. Bagaimana desain untuk *lube oil cooler* agar *heat transfer effectiveness* nya dapat ditingkatkan.

1.3 Tujuan

Mengacu pada latar belakang dan juga perumusan masalah yang telah dipaparkan diatas, maka tujuan dari penelitian ini adalah untuk:

1. Untuk mengetahui performa yang didapatkan dari *lube oil cooler existing* pada UP Muara Tawar blok 5.
2. Untuk bisa mendapatkan *appropriate design* guna meningkatkan *heat transfer effectiveness*, dan juga menurunkan temperatur *outlet* dari *lube oil cooler*.

1.4 Batasan Masalah

Batasan masalah dan asumsi dipergunakan untuk memperjelas lingkup dan analisa, pada penelitian ini, digunakan beberapa batasan masalah dan juga analisa, yaitu sebagai berikut:

1. Analisa dilakukan pada alat *heat exchanger lube oil cooler* yang terpasang pada *steam turbine* di PLTGU blok 5 UP Muara Tawar
2. *Lube oil cooler* yang dianalisa bertipe *plate heat exchanger, U-arrangement dan single-pass*
3. Fluida pendingin yang digunakan berjenis *make up water*
4. Fluida panas yang didinginkan berjenis *lube oil*
5. Kondisi kerja diasumsikan *steady state*
6. Desain *existing lube oil cooler* diasumsikan memiliki *chevron angle 50°*.
7. Perubahan energi kinetik dan energi potensial yang terjadi dapat diabaikan
8. Profil kecepatan dengan kondisi *inlet uniform*
9. Volume yang didapatkan setelah melakukan *re-designing heat exchanger* tidak melebihi volume ruang *heat exchanger yang existing*
10. Tidak dilakukan perhitungan/analisa mengenai perubahan performa pada sistem *combined cycle* yang terjadi akibat meningkatnya performa *lube oil cooler*
11. *Heat transfer* yang terjadi adalah secara konveksi dan konduksi, perpindahan panas secara radiasi dapat diabaikan
12. Tidak disertakan Analisa secara metalurgi, ekonomi, dan manufaktur.

1.5 Manfaat

Dengan disusunnya tugas akhir ini, diharap agar dapat memperluas pengetahuan dan juga wawasan mahasiswa, secara khusus penulis, dalam menganalisa dan melakukan perancangan ulang pada *heat exchanger jenis plate Heat Exchanger, U-arrangement dan single-pass*, dengan menggunakan Analisa dari metode termodinamika dan juga *heat exchanger*. Selain itu, penyusunan tugas akhir ini nantinya juga dapat bermanfaat dan digunakan sebagai referensi guna perancangan alat *heat exchanger* dengan lingkup industri.

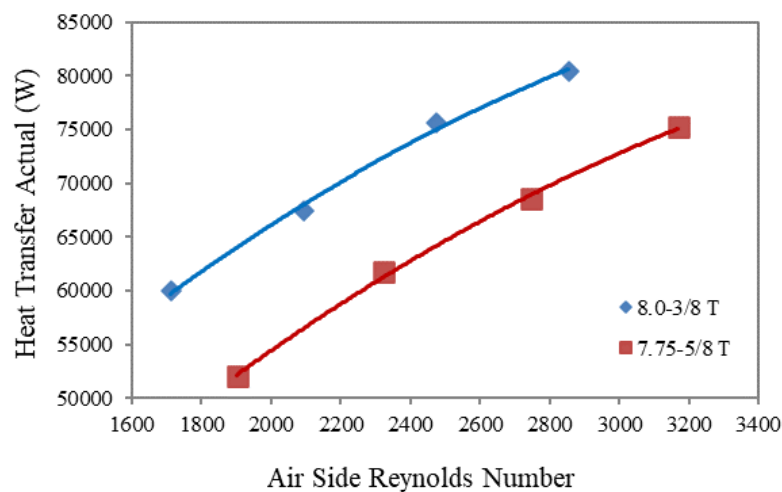
“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 2 DASAR TEORI

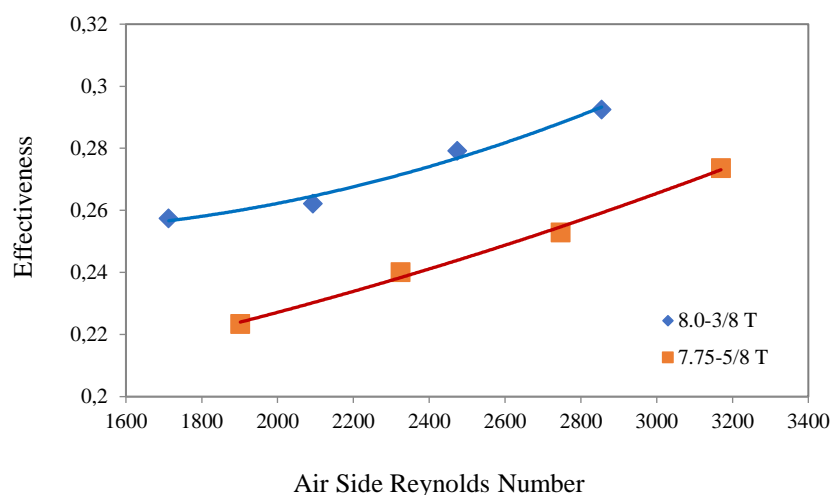
2.1 Penelitian Terdahulu

2.2.1 Siti Duratun Nasiqiati Rosady (2014) Re-Design Lube Oil Cooler pada Turbin Gas dengan Analisa Termodinamika dan Perpindahan Panas

Siti Duratun Nasiqiati Rosady pada tahun melakukan penelitian yang berjudul "*Re-Design Lube Oil Cooler* pada Turbin Gas dengan Analisa Termodinamika dan Perpindahan Panas" (Rosady & Dwiyantoro, 2014). Pada penelitian tersebut dilakukan analisa pada *lube oil cooler* berjenis *compact heat exchanger* yang terdapat pada PT. Energi Mega Persada. dan beberapa variasi dilakukan yaitu variasi Geometri surface, dan juga laju aliran massa udara. hasil penelitian tersebut ditampilkan pada grafik dibawah.



Gambar 2.1. Perbandingan geometri surface terhadap heat transfer actual. (Rosady & Dwiyantoro, 2014)



Gambar 2.2. Grafik perbandingan effectiveness terhadap geometri surface. (Rosady & Dwiyantoro, 2014)

Dapat dilihat pada ketiga grafik diatas, penelitian ini, digunakan 2 variasi *surface designation*, yaitu 8.0-3/8 T, dan 7.75-5/8 T. pada kedua *surface designation* tersebut, ditemukan bahwa performa maksimal terjadi pada aliran massa udara 7.5 kg/s, hasil yang ditemukan, adalah bahwa performa maksimal didapatkan pada *surface designation* 8.0-3/8 T, dan performa maksimal yang terjadi dapat didapatkan pada aliran massa udara 7.5 kg/s. *heat transfer actual* yang didapatkan pada variasi tersebut yaitu 80410.47 watt. dengan temperatur keluar oli 342.73 K, *effectiveness* 29%, NTU 0,43, dan UA 3247,575 W/K.

2.2.2 M.Kan., et al (2015) plate heat exchangers as a compact design and optimization of different channel angles

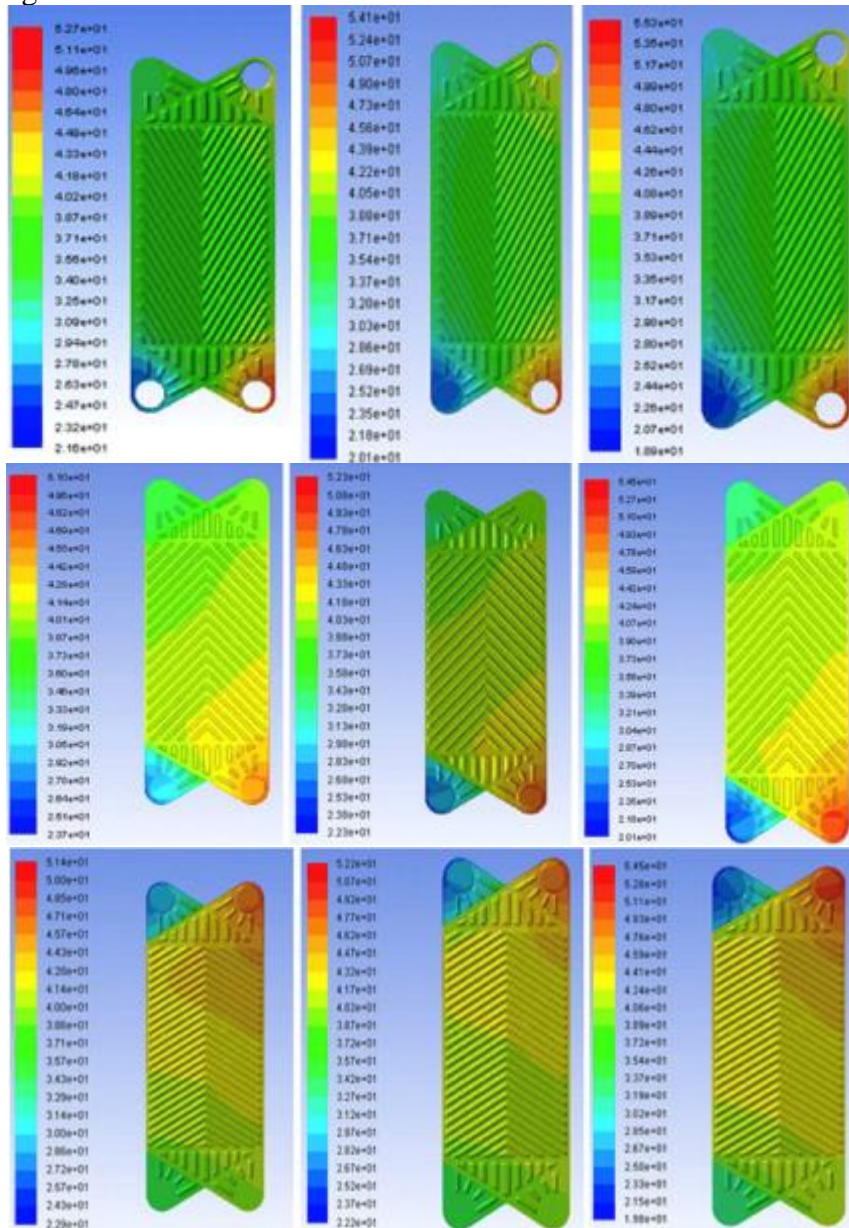
M.Kan, et, al, menuliskan dalam penelitiannya yang berjudul "*plate heat exchangers as a compact design and optimization of different channel angles*" beberapa metode guna meningkatkan efisiensi dari *plate heat exchangers*, ia menganalisa dengan menggunakan beberapa variasi yang ditulis dalam penelitiannya, salah satunya adalah sudut dari *channel angle* atau yang sering juga disebut sebagai *chevron angle*, selain itu ia juga melakukan variasi pada *mass flow rate* pada kedua fluida baik *hot* maupun *cold* fluids, variasi dan hasil penelitian tersebut dapat dilihat pada tabel dibawah.

Tabel 2.1. Tabel variasi dan juga output dari penelitian (Kan, Osman, & Gurel, 2015)

analysis no.	channel angle	fluid flow [kg/s]	hot water inlet temperature [°C]	cold water inlet temperature [°C]	hot water outlet temperature [°C]	cold water outlet temperature [°C]	amount of heat transfer [w]	effectiveness [ε]	the Reynolds number (Re)
1	30	0.2	60	15	52.28	22.88	6454	0.171	6020
2	45	0.2	60	15	51.69	22.79	6947	0.185	5862
3	60	0.2	60	15	51.59	23.51	7031	0.187	5937
4	30	0.3	60	15	53.89	21.53	7662	0.135	9027
5	45	0.3	60	15	53.78	21.23	7800	0.138	8851
6	60	0.3	60	15	53.63	21.75	7988	0.141	8980
7	30	0.43	60	15	54.67	20.44	9580	0.118	13084
8	45	0.43	60	15	54.7	20.75	9526	0.117	12761
9	60	0.43	60	15	54.82	18.66	9310	0.115	12955

Pada penelitian ini digunakan *software* ANSYS-FLUENT, yang menganalisa *input*, *output*, dan juga *channel flow* dari *heat exchangers*, dan juga *boundary conditions* dianalisa, kemudian data-data tersebut disajikan pada tabel diatas. Menurut tabel 2.1, untuk dapat mendapatkan efektifitas yang terbaik, dapat digunakan kombinasi *mass flow rate* 0,2 kg/s dan *channel angle* 30°, tetapi untuk mendapatkan Reynolds number terbaik digunakan variasi *channel angle* 30°,

tetapi dengan *mass flow rate* 0,43 kg/s. Persebaran perubahan temperatur pada *plate* juga disajikan pada gambar dibawah.

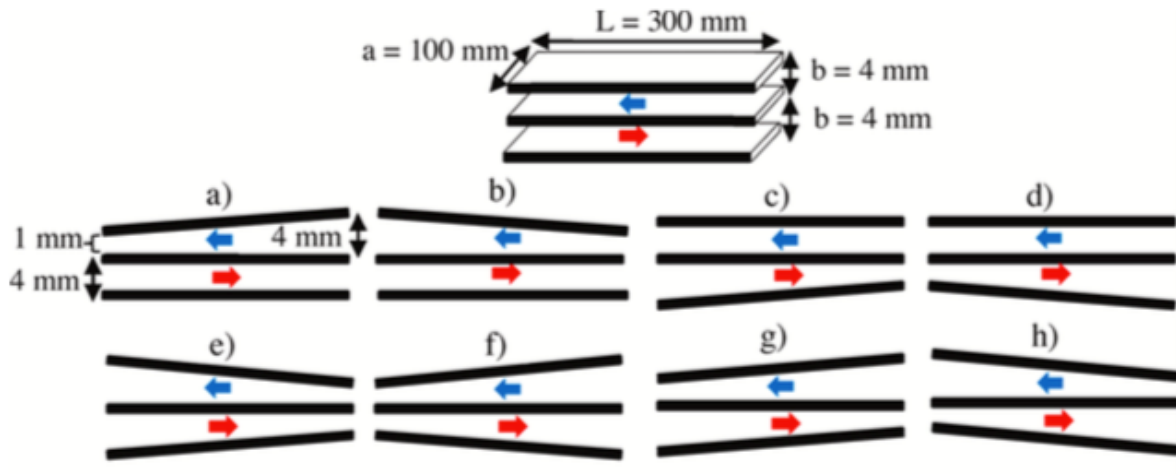


Gambar 2.3. Persebaran temperatur untuk *mass flow rate* yang berbeda, dengan *channel angle* 30° (atas) 45° (tengah), dan 60° (bawah). (Kan, Osman, & Gurel, 2015)

2.2.3 Yusuf A. Al-Turki., et al (2021) Thermal, frictional and exergetic analysis of non-parallel configurations for plate heat exchangers

Penelitian selanjutnya dilakukan oleh Yusuf A. Al-Turki menuliskan dalam jurnalnya yang berjudul "*Thermal, frictional and exergetic analysis of non-parallel configurations for plate heat exchangers*" (Al-Turki, et al., 2021) tentang performa *heat exchangers* tipe *plate*, dan apakah performanya lebih baik dengan menggunakan konfigurasi *non-paralel plate* dibandingkan dengan *paralel plate*. Penelitian ini menggunakan *water* untuk menjadi *hot and cold fluid*, dengan *inlet temperatur* 298 K untuk *cold fluid* dan 343 K untuk *hot fluid*, *mass flow rate* pada sisi *cold* adalah 1kg/s, sedangkan *mass flow rate* pada sisi *hot* bervariasi antara 1-1.7 kg/s. Reynolds number juga bervariasi yaitu 47.000 sampai 81.000 untuk *paralel plate* dan 70.000-127.000 untuk *nonparalel plate*. Lalu jarak antar *plate* divariasikan, jarak normal antara

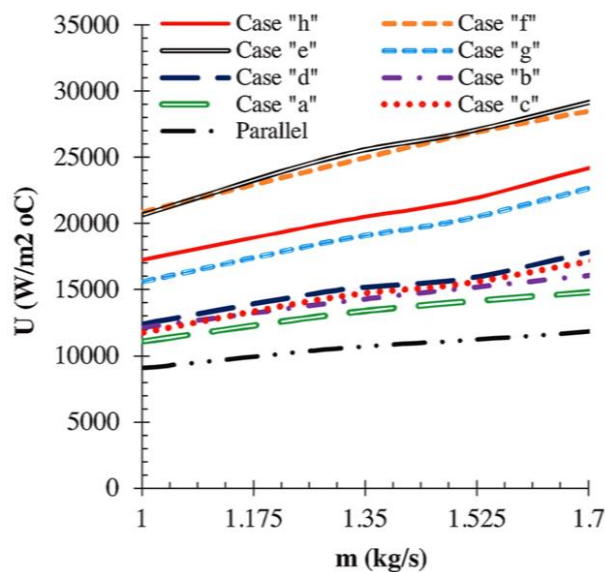
plate apabila disusun secara paralel adalah 4mm, sedangkan untuk jurnal ini, divariasikan salah satu sisi *plate* disusun agar hanya berjarak 1mm dari plate yang bersebelahan, seperti yang dapat dilihat pada gambar skematis dibawah.



Gambar 2.4. General view untuk variasi konfigurasi plate (Al-Turki, et al., 2021)

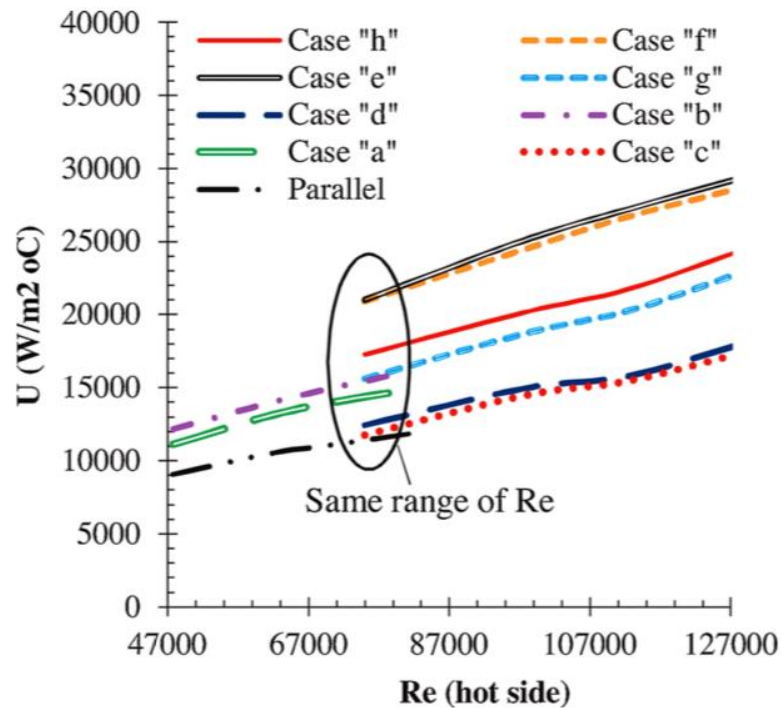
Software yang digunakan pada penelitian ini adalah *software* CFD, dengan menggunakan model $K-\omega$ SST. Beberapa *required parameter* seperti Reynolds number, overall heat transfer coefficient, nusselt number, friction factor, dan juga thermal performance factor akan juga dievaluasi. Sedangkan informasi general dalam penelitian ini, disajikan pada tabel dibawah.

koefisien overall heat transfer merupakan salah satu kriteria komparasi yang sesuai untuk penelitian *heat exchangers*, karena kriteria ini mempertimbangkan secara bersamaan sisi *cold* dan *hot*. Untuk grafik overall heat transfer pada penelitian ini disajikan pada grafik dibawah. bisa kita lihat pada variasi dimana sisi *hot and cold* tidak paralel, yaitu case "e", "f", "g", dan "h", overall heat transfer yang didapat lebih tinggi daripada variasi dimana hanya salah satu sisinya saja yang tidak paralel. Dan tipe konvensional paralel menempati posisi dengan overall heat transfer yang paling rendah.



Gambar 2.5. Grafik overall heat transfer coefficient dengan hot fluid mass flow rate. (Al-Turki, et al., 2021)

Sedangkan untuk Reynolds number yang didapatkan, dapat dilihat pada grafik dibawah (2.6), dimana saat Reynolds number berada di rentang 15.600 dan 17.000, tipe konfigurasi *non parallel* memberikan hasil *heat transfer coefficient* yang lebih tinggi dibanding tipe yang lain, yang berarti peningkatan Reynolds number bukan satu-satunya faktor meningkatnya *heat transfer*, walaupun Reynolds number juga merupakan salah satu faktor pendukungnya.

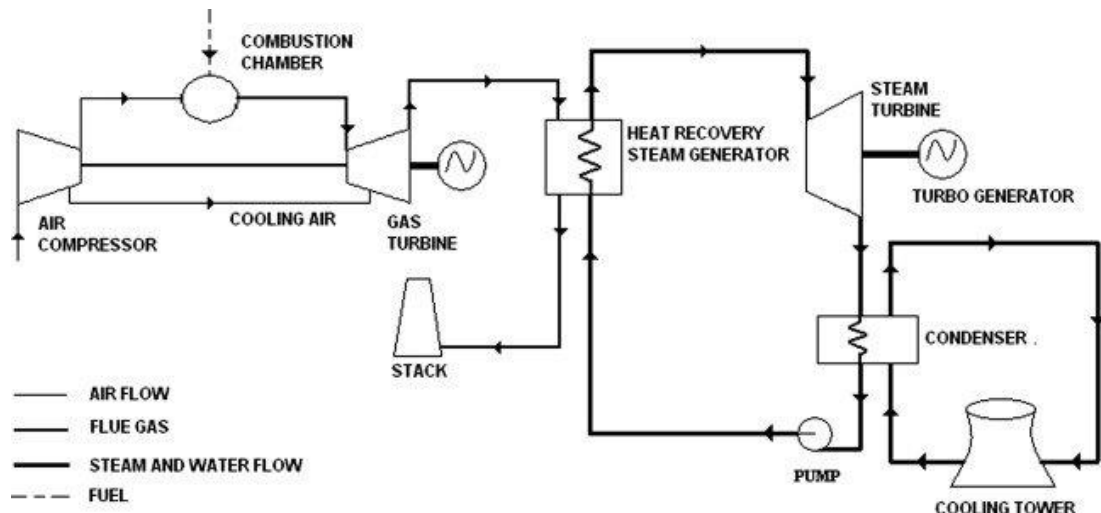


Gambar 2.6. Perubahan overall heat transfer coefficient terhadap hot fluid mass flow rate. (Al-Turki, et al., 2021)

2.2 Dasar Teori

2.2.1 Pembangkit Listrik Tenaga Gas Uap

Combined cycle power plant merupakan pembangkit yang menggunakan gabungan dari siklus PLTG dan juga PLTU, yang telah dijelaskan diatas dimana siklus dari PLTG menggunakan siklus brayton, dan siklus PLTU menggunakan siklus ideal rankine.



Gambar 2.7. Combined Cycle Power Plant (Kachhwaha, Attri, Dev, & Samsheer, 2015)

Penggabungan PLTGU merupakan penggabungan prinsip kerja dari kedua jenis *Power Plant*, dimana prinsip kerja dari PLTG adalah udara dari luar akan dihisap masuk ke kompresor, yang kemudian suhu dan tekanan dari udara akan dinaikkan dari ruang pembakaran atau *combustion chamber*. kemudian, dihasilkan udara panas bertekanan tinggi, yang akan dialirkan melalui turbin. dimana gas panas ini kemudian akan berekspansi ke tekanan udara luar melalui sudut nosel, yang menyebabkan turbin berputar. poros turbin tersebut dihubungkan dengan poros dari generator. Fungsi utama generator adalah untuk mengubah energi mekanik menjadi energi listrik. kemudian proses ini akan menghasilkan tegangan yang akan menghasilkan arus listrik. Sementara prinsip kerja PLTU adalah *boiler* akan bertugas untuk mengubah *feeding water* menjadi uap panas atau *superheated steam*, nantinya, uap panas ini akan berfungsi untuk memutar turbin. Lalu, uap panas akan memasuki *steam turbine*, *Steam Turbine* disini berfungsi untuk mengubah energi panas yang dihasilkan oleh *boiler* menjadi energi mekanik. Yang kemudian, poros dari turbin tersebut akan dihubungkan dengan poros generator, sehingga energi mekanik yang memutar bilah dari turbin akan memutar poros dari generator juga, Lalu terdapat juga kondensator. kondensator disini memiliki fungsi untuk mengubah uap *superheated* yang telah digunakan untuk memutar turbin menjadi kondensat. Dan kemudian putaran Generator, komponen akan mengubah energi mekanik menjadi energi listrik. poros generator

Penggabungan dari siklus PLTG dan siklus PLTU dilakukan dengan menggunakan peralatan pemindah panas boiler HRSG atau *heat recovery steam generator*. Prinsip kerjanya adalah setelah gas panas dari turbin gas PLTG digunakan untuk memutar turbin, kemudian gas buang yang seharusnya dikeluarkan, akan kembali dialirkan ke HRSG, gas tersebut masih mengandung energi panas, yang kemudian akan diekstraksi melalui alat *heat recovery steam generator* tersebut dan digunakan untuk memanaskan air, sehingga menghasilkan uap. Kemudian, setelah energi panas dari gas buang PLTG diekstraksi, gas buang tersebut dikeluarkan ke atmosfer.

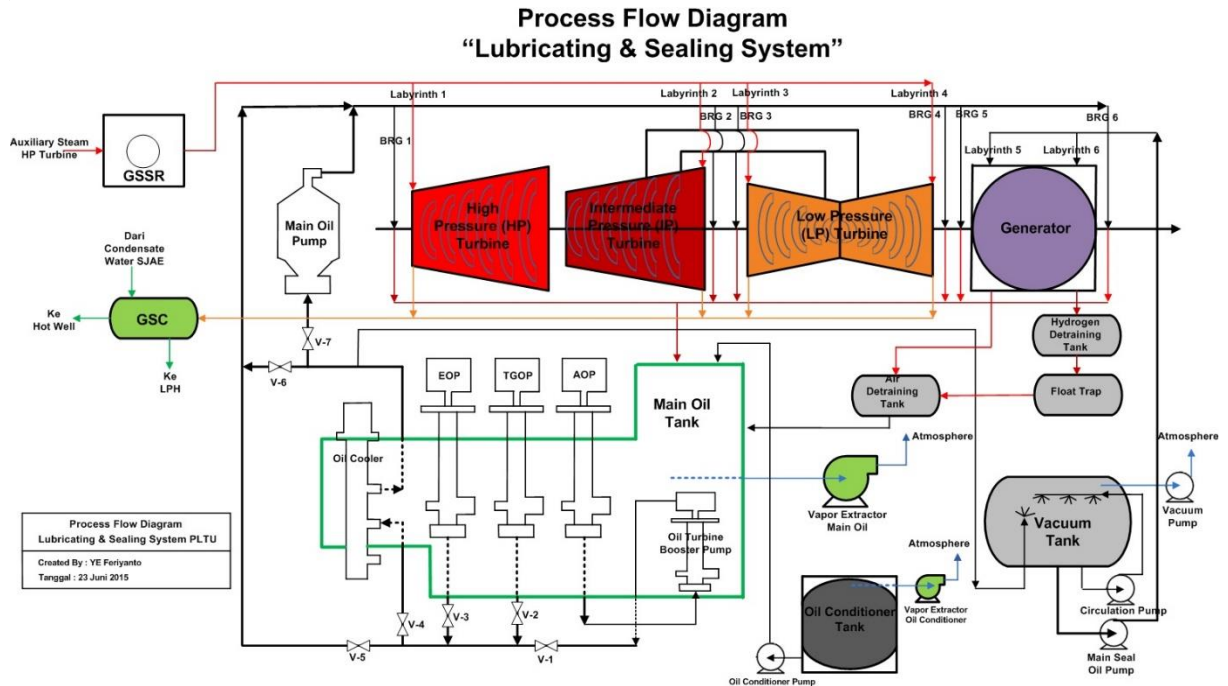
Uap panas yang dihasilkan dari *heat recovery steam generator*, digunakan untuk memutar turbin uap PLTU, turbin tersebut dikopel dengan generator sehingga menghasilkan energi listrik. Kemudian uap didinginkan menggunakan kondensator, untuk diubah kembali menjadi air, dan kemudian air kondensat ini dialirkan kembali kedalam HRSG untuk dipanaskan kembali menjadi *superheated steam*, dan gas buang panas dari *gas turbine* kembali dialirkan kedalam HRSG, yang digunakan untuk memanaskan air. Demikian siklus tersebut akan terus berulang.

2.2.2 Sistem Pelumasan Pada Turbin Uap

Sistem pelumasan atau *lubrication system* merupakan hal yang esensial pada benda yang memiliki *moving parts*, fungsi utama dari pelumasan adalah mengurangi atau menghilangkan gesekan yang terjadi. Gesekan ini terjadi terutama pada *moving parts* yang terdiri dari 2 atau lebih benda yang memiliki kontak satu sama lain. gesekan ini akan berpengaruh pada efisiensi kerja, dikarenakan sifat gaya gesekan cenderung melawan gerakan benda, selain mengurangi efisiensi, gesekan dalam jangka panjang juga dapat menimbulkan keausan pada benda. oleh karena itu dibutuhkannya pelumas, untuk menghindari adanya kontak secara langsung diantara benda yang bersentuhan dan memiliki gaya gesek.

Pada turbin gas, digunakan sistem pelumasan yang berjenis pelumasan tertutup bertekanan. Hal ini menandakan bahwa pelumas yang sama akan tetap berada di dalam siklus dan digunakan berulang-ulang (Tertutup) dan digunakan minyak bertekanan untuk melakukan pelumasan ke dalam siklus. Selain bertugas untuk mengurangi gesekan, pelumas di turbin uap juga berfungsi sebagai pembersih, juga sebagai bantalan pada turbin, selain itu juga digunakan sebagai sarana *heat transfer*, dimana pelumas akan menyerap panas yang dihasilkan oleh siklus kerja turbin.

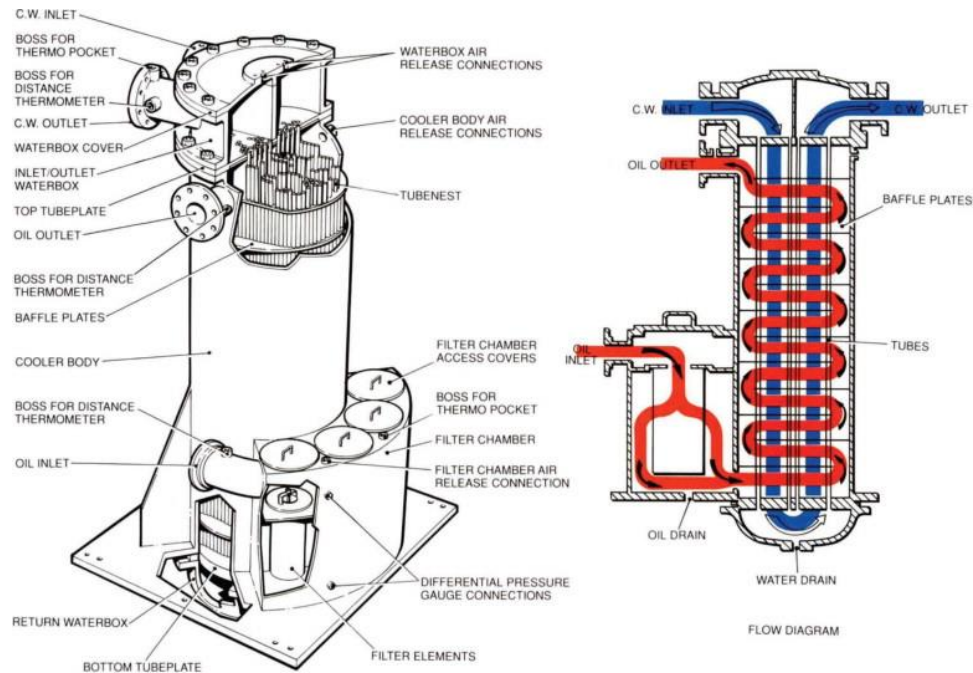
Dann kemudian panas tersebut dikeluarkan dari turbin untuk nantinya dibuang di udara bebas, ataupun sistem pendinginan dari pelumas tersebut.



Gambar 2.8. Sistem pelumasan di steam turbine (Feryanto, 2015)

Gambar diatas merupakan gambar sistem pelumasan yang digunakan pada siklus *steam turbine*. Pada dasarnya, pompa pelumas bekerja untuk memompa pelumas pada turbin bearing untuk melumasi part-part yang bergesekan diantaranya adalah *gear*, *rotor bearing*, *bearing*, dan juga part lainnya yang mengalami gesekan pada turbin. Terdapat beberapa jenis pompa, diantaranya adalah *turning gear oil pump* (TGOP) yang berfungsi untuk memompa oli ke *gear* sebelum siklus menyala, dikarenakan bagian tersebut yang paling banyak terjadi gesekan. Saat pompa TGOP yang menyala, pelumas tidak melewati *oil cooler* dikarenakan pelumas masih dalam kondisi dingin. Saat siklus menyala dan terjadi kenaikan dari putaran, maka pompa TGOP akan beralih ke *auxiliary oil pump* yang bertugas membawa pelumas melewati bagian-bagian turbin yang mengalami gesekan, oleh karena itu, temperatur pelumas pasti akan lebih tinggi, maka pelumas dialirkan melewati *lube oil cooler* untuk mendinginkan pelumas.

Lube oil cooler merupakan bagian krusial dari penggunaan pelumas, terutama pada pembangkit. Ia memiliki peran sebagai *auxiliary equipment*, dalam pemakaiannya, *Lube Oil Cooler* berfungsi sebagai pendingin dari pelumas yang telah melumasi komponen turbin, dikarenakan friksi yang terjadi antar komponen. Prinsip kerja dari *Lube Oil Cooler* ini memastikan bahwa pelumas bertemperatur tinggi yang dikeluarkan dari turbin akan didinginkan dan masuk kembali dalam turbin dengan temperatur yang tidak melebihi temperatur kerja.



Gambar 2.9. Lube Oil Cooler (Littler, 1991)

Cara kerja dari *lube oil cooler* adalah minyak panas yang dikeluarkan dari sistem pembangkit masuk kedalam *lube Oil Cooler* melalui *oil inlet*, dan kemudian akan dialirkan dalam tabung, kemudian fluida pendingin mengalir kedalam *oil cooler* melalui tabung yang berbeda, setelah didinginkan, kemudian *lube oil* disaring terlebih dahulu sebelum akhirnya kembali ke tangki penyimpanan *lube oil*, demikian proses dilakukan secara kontinu. Dengan prinsip kerja diatas, diketahui *lube oil* didinginkan secara konveksi yang menandakan kedua fluida tidak bersinggungan satu dan lain. Dalam kerjanya, fluida pendingin bisa menggunakan gas maupun fluida cair.

Lube Oil Cooler menjadi sangat krusial dalam penggunaannya, dikarenakan dalam sistem kerja pembangkit, *lube oil* akan bertugas untuk melumasi bantalan turbin, bantalan kompresor, bantalan generator, bantalan *acesory gear*, dan bantalan kompresor, dimana gesekan yang terjadi akan menimbulkan energi panas yang cukup tinggi, karena itu *lube oil* harus dapat dengan baik melumasi komponen-komponen agar dapat bekerja dengan optimal. Dan agar *lube oil* dapat melumasi dengan baik, diperlukan temperatur kerja yang sesuai, maka dari itu diperlukan adanya *lube oil cooler*.

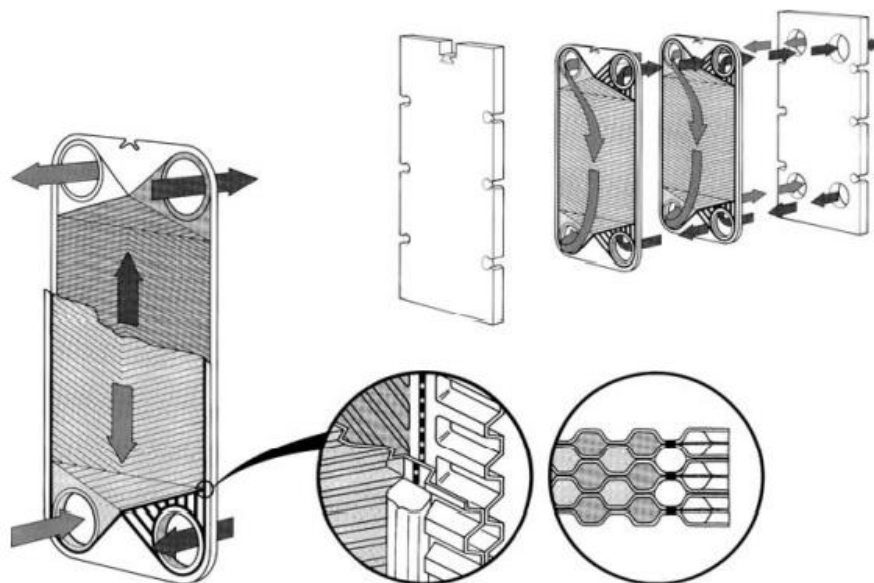
2.2.3 Heat Exchanger

Heat exchanger atau alat penukar panas, merupakan salah satu komponen yang sangat krusial terutama dalam siklus yang memerlukan penukaran panas, alat penukar panas ini terbagi dalam beberapa jenis, yaitu *concentric heat exchanger*, *compact heat exchanger*, dan juga *shell and tube heat exchanger*. Jenis Heat exchanger juga terbagi melalui aliran, yaitu heat exchanger memiliki karakteristik dimana aliran *cold fluid* saling tegak lurus dengan aliran *hot fluid*. atau disebut *cross-flow heat exchanger*, dan juga yang memiliki aliran *cold fluid* yang sejajar dengan aliran *hot fluid*, biasa juga disebut *parallel flow heat exchanger*, yang dapat dilihat pada gambar dibawah.



Gambar 2.10. Concentric tube heat exchanger a) paralel flow b) crossflow (Incropera, Bergman, & Lavine, 2011)

Dibawah, ditunjukkan salah satu contoh tipe *heat exchanger* dengan tipe *plate heat exchanger*, dapat dilihat bahwa tipe *heat exchanger* ini juga memiliki 2 aliran yang tidak saling bertemu.



Gambar 2.11. Plate heat exchanger with chevron angle (Incropera, Bergman, & Lavine, 2011)

Salah satu tipe dari *heat exchanger* adalah tipe *plate heat exchanger*. Heat exchanger tipe ini menggunakan banyak *plate* didalamnya, dimana tiap *plate* ini akan mengalir *cold* dan *hot fluid*, cara kerjanya adalah hot fluid akan dialirkan kedalam *plate* milik *heat exchangers*, tetapi, tidak semua *plate* akan terisi *hot fluid*, melainkan *hot fluid* akan melompati tiap 1 *plate*, jadi contohnya apabila secara hipotesis *hot fluid* mengisi *plate* no 1, maka ia akan melompati *plate* no 2, dan mengisi *plate* nomor 3, jadi ia akan mengisi *plate* 1-3-5-7-9, sedangkan *plate* yang tidak diisi *hot fluid*, yaitu *plate* no 2-4-6-8 akan terisi oleh *cold fluid*. dengan kondisi antar *plate* yang disusun secara rapat, maka memungkinkan pertukaran panas untuk terjadi di antara *plate*, tanpa adanya campuran diantara kedua fluida, untuk mencegah adanya kebocoran fluida, maka didalam tiap *plate* disegel dengan menggunakan gasket. Tipe *heat exchanger* ini terbukti efektif dikarenakan dalam beberapa penelitian, telah terbukti bahwa efektifitasnya berada diatas *heat exchanger* tipe *shell and tube*.



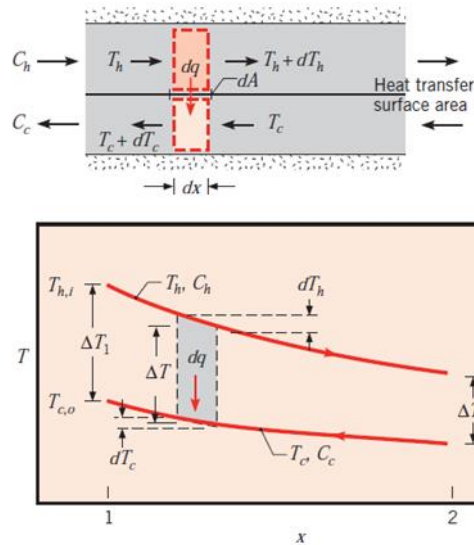
Gambar 2.12. Gasketed plate heat exchanger (Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012)

2.2.4 Analisa Perhitungan

Pada saat melakukan perhitungan kinerja dan mendesain ulang *lube oil cooler*, dibutuhkan beberapa persamaan yang akan dipaparkan dibawah, tujuannya adalah untuk bisa mengetahui apakah dimensi yang baru memiliki dampak meningkatnya *effectiveness* dari perpindahan panas metode ΔT_{LMTD}

2.2.4.1 LMTD (Log Mean Temperatur Difference)

LMTD atau metode beda temperatur rerata logaritmik, merupakan salah satu metode yang dapat digunakan untuk menghitung dan merancang peralatan *heat exchanger*. Metode ini sering digunakan dalam mencari kerja suatu peralatan penukar panas.



Gambar 2.13. Distribusi temperatur pada peralatan *heat exchanger* dengan konfigurasi aliran *counterflow*. (Incropera, Bergman, & Lavine, 2011)

Dapat dilihat pada grafik diatas, merupakan distribusi temperatur dari suatu peralatan *heat exchanger*. Untuk perumusan LMTD, besarnya q dapat dituliskan sebagai (Incropera, Bergman, & Lavine, 2011):

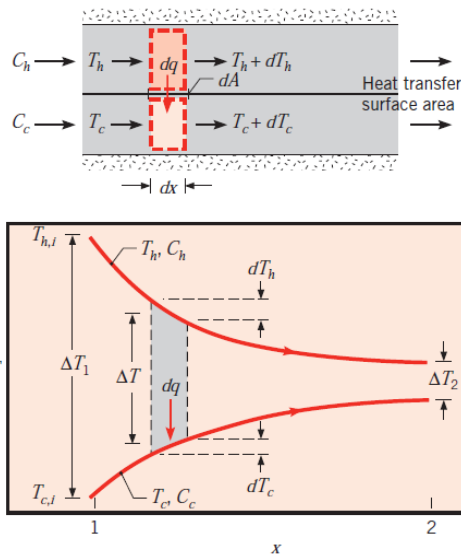
$$q = UA\Delta T_{LMTD} \dots \dots \dots (2.1)$$

Dimana ΔT_{LMTD} merupakan besaran antara temperatur masuk dan temperatur keluar fluida, atau dapat dicari dengan menggunakan: $\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$

Maka perumusan q dapat ditulis sebagai:

$$q = UA \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \dots \dots \dots (2.2)$$

Karakteristik perpindahan panas dan distribusi temperatur yang terjadi didalam alat penukar panas bergantung pada jenis aliran yang terjadi di dalamnya. Diatas telah dipaparkan tentang jenis aliran *counterflow*, dan tipe aliran fluida yang mengalir didalam *lube oil cooler* merupakan tipe *counterflow*. Tetapi, selain itu juga terdapat grafik untuk tipe aliran *parallel flow*, yang disajikan dibawah.



Gambar 2.14. Distribusi temperatur pada peralatan heat exchanger dengan aliran parallel flow. (Incropera, Bergman, & Lavine, 2011)

Dengan :

q = heat transfer (W)

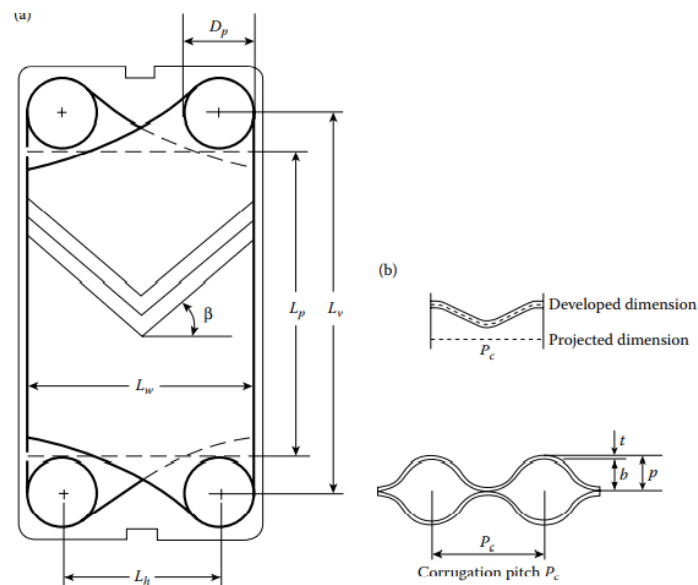
U = koefisien Overall heat transfer (W/m^2K)

A = Luas heat transfer (m^2)

ΔT_{LMTD} = Perbedaan temperatur rata-rata logaritmik (K)

ΔT = Perbedaan temperatur (*hot and cold fluid*) (K)

2.2.4.2 Perhitungan panas



Gambar 2.15. Dimensi dari plate heat exchanger (Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012)

Pertama, untuk meninjau perpindahan panas dari sisi *hot*, rumus yang digunakan adalah berikut. Dikarenakan desain *plate heat exchanger* merupakan desain yang sangat khusus, maka

ia memiliki karakter tersendiri. rasio dari luas actual efektif dapat dituliskan sebagai berikut (Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012):

$$\phi = \frac{A_1}{A_{1p}} \dots \dots \dots (2.3)$$

Dimana:

$$A_{1p} = L_p \cdot L_w \dots \dots \dots (2.4)$$

Sedangkan L_p dan L_w bisa didapatkan dengan:

$$L_p = L_v - D_p \dots \dots \dots (2.5)$$

$$L_w = L_h + D_p \dots \dots \dots (2.6)$$

Sedangkan rata-rata jarak saluran dapat didapatkan dengan rumus:

$$b = p - t \dots \dots \dots (2.7)$$

dan apabila p tidak diketahui, dapat digunakan rumus:

$$p = \frac{L_c}{N_t} \dots \dots \dots (2.8)$$

Dengan :

ϕ = Rasio *projected area* efektif dari *corrugated plate*

A_1 = *Single plate effective area* (m²)

A_{1p} = *Single plate projected area* (m²)

L_p = Panjang dari *projected plate* (m)

L_w = Lebar *plate* didalam *gasket* (m)

L_v = Jarak *vertical port* (m)

L_h = jarak port horizontal (m)

L_c = *compressed plate pact length* (antara *head plate*) (m)

N_t = No of passes

D_p = diameter port (m)

b = *mean mass channel gap* (m)

p = *plate pitch* (°)

t = ketebalan *plate* (m)

Rumus dibawah (Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012) adalah untuk menentukan apakah kondisi aliran laminar atau turbulen, kondisi tersebut yang akan menentukan bagaimana karakteristik perpindahan panas yang terjadi di sisi tube.

$$Re_h = \frac{G_c D_h}{\mu} \dots \dots \dots (2.9)$$

$$G_c = \frac{\dot{m}}{N_{cp} b L_w} \dots \dots \dots (2.10)$$

$$N_{cp} = N_t - \frac{1}{2N_p} \dots \dots \dots (2.11)$$

Dengan :

Re_h = Reynolds number

H_h = Koefisien konveksi (W/m²K)

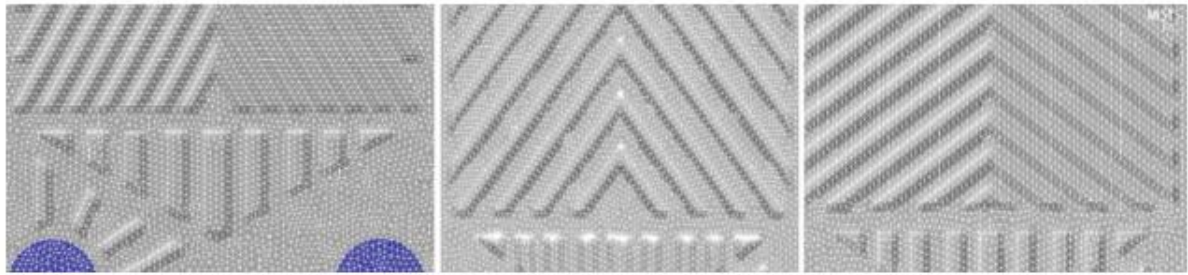
N_u = Nusselt number

μ = Viskositas fluida

K = Konduktivitas *thermal* (W/K)

Pr = Prandtl number

D_h = Diameter tube (m)



Gambar 2.16. Perbedaan sudut *chevron angle* (β) 30° (kiri) 45° (tengah), dan 60° (kanan).
(Kan, Osman, & Gurel, 2015)

Geometri yang dimiliki oleh *plate heat exchanger* merupakan aliran saluran yang kompleks. Dari alasan itu, banyak besaran korelasi *chevron inclination* ditulis dengan nilai β yang merupakan nilai tetap. Dalam pengaturan *plate* banyak mengusung $\beta = 30^\circ$ atau $\beta = 60^\circ$ atau bisa juga campuran $\beta = 30^\circ$ dan 60° . Muley, dan Manglik. (Sadik, Liu, & Pramanjaroenkij, 2012) menuliskan bahwa korelasi yang tepat untuk macam-macam besaran β adalah:

Untuk $Re \leq 400$, dan $30^\circ \leq \beta \leq 60^\circ$

$$Nu = \frac{2hb}{k} = 0.44 \left(\frac{\beta}{30}\right)^{0.38} Re^{0.5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0.14} \dots\dots\dots (2.12)$$

$$f = \left(\frac{\beta}{30}\right)^{0.83} \left[\left(\frac{30.2}{Re}\right)^5 + \left(\frac{6.28}{Re^{0.5}}\right)^5\right]^{0.2} \dots\dots\dots (2.13)$$

Sedangkan untuk $Re \geq 1000$, dan $30^\circ \leq \beta \leq 60^\circ$, dan $1 \leq \phi \leq 1,5$

$$Nu = [0.2668 - 0.006967\beta + 7.244 \times 10^{-5} \beta^2] \times [20.78 - 50.94 \phi + 41.1 \phi^2 + 10.51 \phi^3] \times Re^{[0.728+0.0543 \sin\{(\frac{\pi\beta}{45})+37\}]} Pr^{1/3} (\mu_b/\mu_w)^{0.14} \dots\dots\dots (2.14)$$

$$f = [2.917 - 0.1277\beta + 2.016 \times 10^{-3} \beta^2] \times [5.474 - 19.02 \phi + 18.93 \phi^2 + 5.341 \phi^3] \times Re^{-[0.2+0.0577 \sin\{(\frac{\pi\beta}{45})+2.1\}]} \dots\dots\dots (2.15)$$

Korelasi berikutnya adalah korelasi yang diberikan oleh Saunders, E. A. D. dimana korelasi *Nusselt number* dan juga *friction factor* diberikan didalam rumus dan tabel yang disajikan dibawah:

Tabel 2.2. Korelasi chevron angle terhadap rumus. (Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012)

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
45	>100			>100	2.990	0.183
	<10	0.718	0.349	<15	47.000	1.000
	10–100	0.400	0.598	15–300	18.290	0.652
50	>100	0.300	0.663	>300	1.441	0.206
	<20	0.630	0.333	<20	34.000	1.000
	20–300	0.291	0.591	20–300	11.250	0.631
60	>300	0.130	0.732	>300	0.772	0.161
	<20	0.562	0.326	<40	24.000	1.000
	20–400	0.306	0.529	40–400	3.240	0.457
≥65	>400	0.108	0.703	>400	0.760	0.215
	<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

$$Nu = \frac{h_c D_h}{k} = C_h Re^n Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.17} \dots\dots\dots (2.16)$$

Dengan :

ϕ = Rasio *projected area* efektif dari *corrugated plate*

Re = Reynolds number

Nu = Nusselt number

2.2.4.3 Pressure drop

Pressure drop merupakan penurunan tekanan yang diakibatkan oleh gesekan yang terjadi. Gesekan ini akan menimbulkan kerugian pada tekanan di sepanjang aliran. *Pressure drop* terdapat di dalam *channel* dan juga bagian *port*.

Pressure drop bagian channel

Pressure drop dalam tube terjadi diakibatkan gesekan yang terjadi di sepanjang aliran bagian *channel*, hal ini akan mengakibatkan adanya kerugian tekanan. *Pressure drop channel* dapat dihitung dengan menggunakan rumus (Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012):

$$\Delta P_c = 4f \frac{L_{eff} N_p G_c^2}{D_h 2\rho} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{-0.17} \dots\dots\dots (2.17)$$

Dengan :

ΔP = Pressure Drop channel (Pa)

f = friction coefficient

L_{eff} = Panjang efektif *heat exchangers* antara *inlet&outlet* (m)

ρ = massa jenis fluida *channel*(kg/m³)

N_p = No of passes

D_h = diameter (m)

G_c = maximum mass velocity channel

μ_b = dynamic viscosity of oil

μ_w = dynamic viscosity of water

Dimana :

$$f = \frac{k_p}{Re^m} \dots\dots\dots (2.18)$$

Dengan:

f = friction factor

k_p = constant

Re^m = Reynolds number

Pressure drop Port

Selain *pressure drop* yang terjadi di *channel*, terdapat juga penurunan tekanan yang terjadi akibat gesekan di daerah *port*. *Pressure drop* sisi port dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012):

$$\Delta P_p = 1.4 N_p \frac{G_p^2}{2\rho} \dots\dots\dots (2.19)$$

Dengan:

ΔP_p = Pressure drop (Pa)

N_p = No of passes

G_p = Maximum mass velocity (kg/m²s)

ρ = massa jenis fluida *channel*(kg/m³)

Dimana:

$$G_p = \frac{\dot{m}}{\frac{\pi D_p^2}{4}} \dots\dots\dots (2.20)$$

Dengan:

G_p = Maximum mass velocity (kg/m²s)

\dot{m} = total flow rate pada *port opening*

D_p = port diameter (m)

2.2.4.4 Overall Heat Transfer Coefficient

Heat exchanger yang digunakan pada penelitian ini adalah tipe *plate heat exchanger*. Overall heat transfer coefficientnya dapat dicari dengan menggunakan rumus (Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012):

$$\frac{1}{UC} = \frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} + \frac{t}{k_w} \dots\dots\dots (2.21)$$

Dengan:

U_c = overall heat transfer coefficient (W/m² K)

h_h = Heat transfer coefficient hot fluid (W/m² K)

h_c = heat transfer coefficient cold fluid (W/m² K)

t = thickness of plate (m)

k_w = thermal conductivity of plate (W/m.K)

2.2.4.5 Perhitungan data analysis lube oil cooler baru

Kemudian, setelah *redesign* dari *lube oil cooler* dilakukan, performanya dapat dianalisa menggunakan metode NTU, metode NTU merupakan suatu metode yang efektif jika dipakai untuk mencari tahu kerja suatu *existing heat exchanger* yang meliputi :

Agar suatu alat penukar panas dapat didefinisikan, sebelumnya kita perlu mengetahui q_{max} atau laju perpindahan maksimal yang dihasilkan oleh alat penukar panas tersebut. Maka digunakan rumus sebagai berikut (Incropera, Bergman, & Lavine, 2011):

$$q_{max} = C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \dots\dots\dots (2.22)$$

$$C_c < C_h$$

$$C_{min} = C_c$$

$$C_{max} = C_h$$

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

dan juga berlaku kebalikannya.

Untuk mencari *effectiveness* dapat didapat dengan membandingkan q_{act} atau laju perpindahan panas *actual* dan juga q_{max} atau laju perpindahan panas maksimal dari alat penukar panas yang dimaksud (Incropera, Bergman, & Lavine, 2011).

$$\varepsilon = \frac{q_{act}}{q_{max}} \dots\dots\dots (2.23)$$

Effectiveness merupakan bilangan *dimensionless* yang memiliki besaran tidak dapat melebihi 1 dan tidak dibawah 0, pada alat penukar panas, *effectiveness* dinyatakan sebagai (Incropera, Bergman, & Lavine, 2011):

$$\varepsilon = f(NTU, \frac{C_{min}}{C_{max}}) \dots\dots\dots (2.24)$$

Sedangkan terdapat korelasi lain untuk mencari *effectiveness* pada plate heat exchanger, seperti rumus dibawah (Sadik, Liu, & Pramuanjaroenkij, 2012):

$$R = \frac{T_{h1} - T_{h2}}{T_{c2} - T_{c1}} \dots\dots\dots (2.25)$$

Saat $R > 1$: $(\dot{m}c_p)_h = (\dot{m}c_p)_{min} = C_{min}$

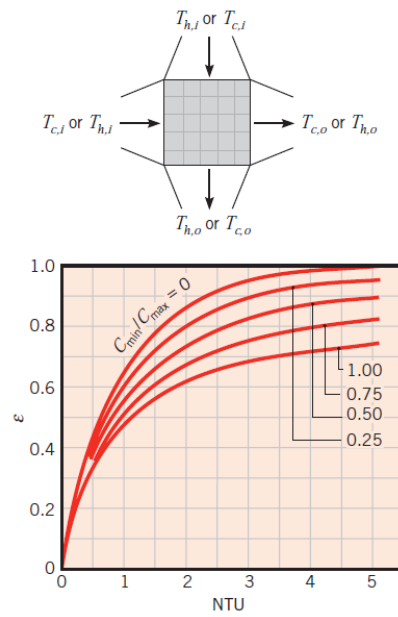
$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} = \frac{UA}{(\dot{m}c_p)_h} \dots\dots\dots (2.26)$$

Dan *effectiveness* dapat dicari dengan:

$$\varepsilon = \frac{\exp\left[\left(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)NTU_{min}\right] - 1}{\exp\left[\left(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)NTU_{min}\right] - \frac{C_{min}}{C_{max}}} \dots\dots\dots (2.27)$$

Bilangan NTU yang terdapat pada rumus (15) merupakan bilangan *dimensionless*, NTU atau *Number of transfer unit* dapat dinyatakan sebagai berikut (Incropera, Bergman, & Lavine, 2011):

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \dots\dots\dots (2.28)$$



Gambar 2.17. Effectiveness untuk single pass, cross flow heat exchanger dengan kedua fluids unmixed (Incropera, Bergman, & Lavine, 2011)

C_{\min} (*heat capacity yang terkecil*) dapat didapatkan dengan:

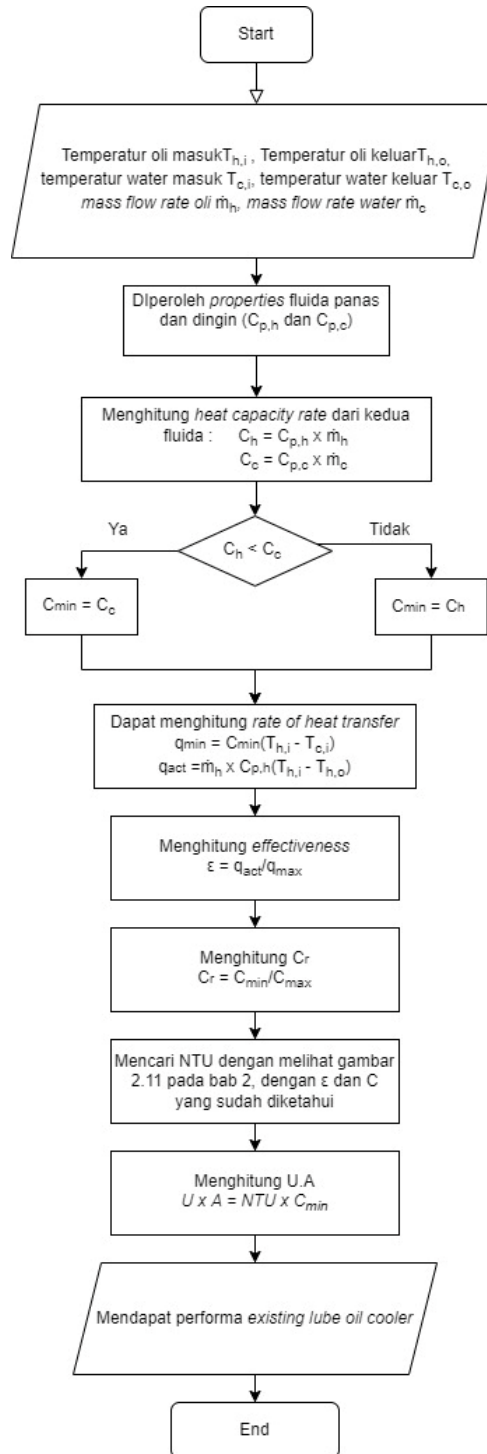
$$C_h = \dot{m}_h C_{p,h} \dots \dots \dots (2.29)$$

$$C_c = \dot{m}_c C_{p,c} \dots \dots \dots (2.30)$$

BAB 3 METODOLOGI

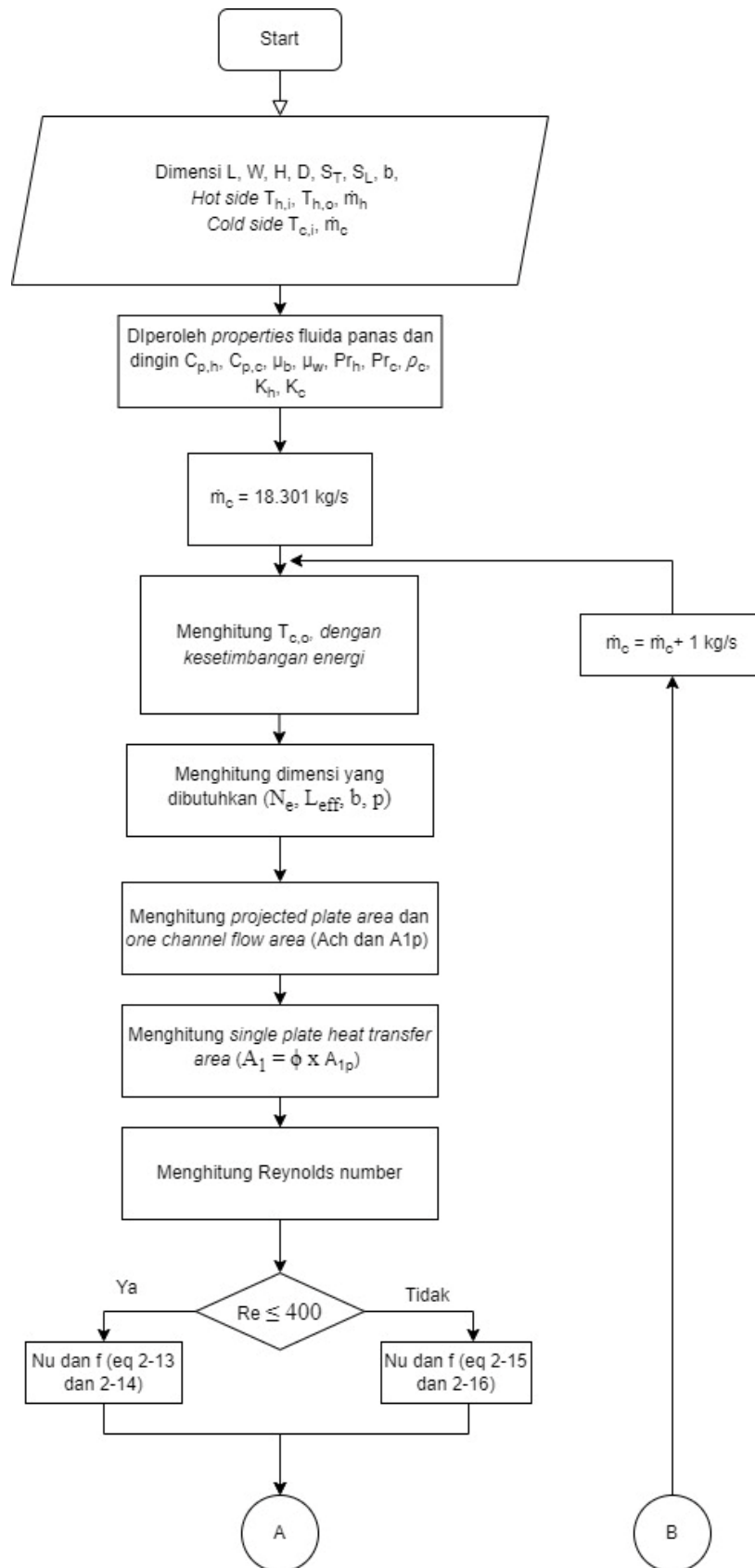
3.1 Metode Yang Digunakan

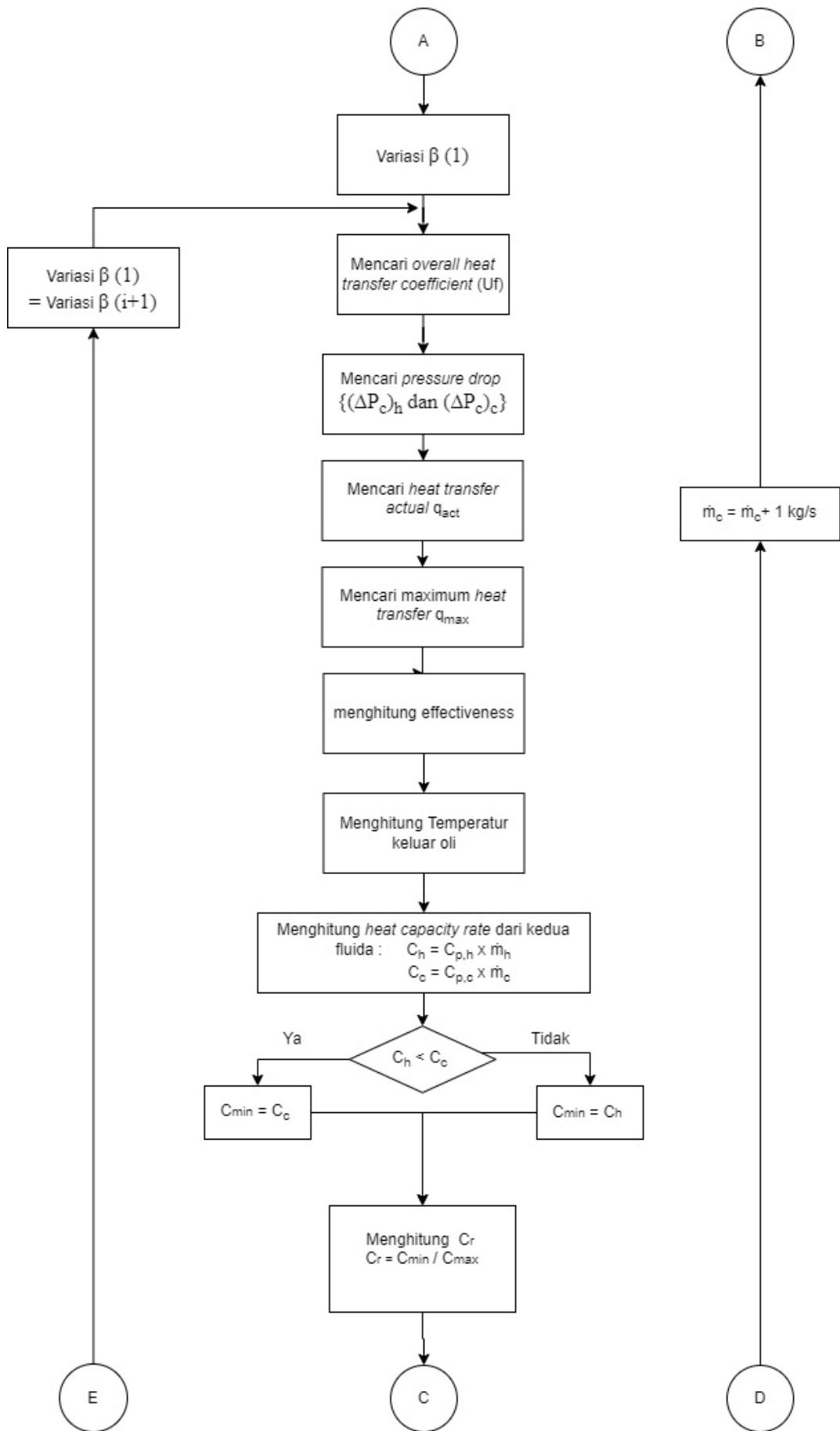
3.1.1 Flowchart perhitungan performa *lube oil cooler existing*

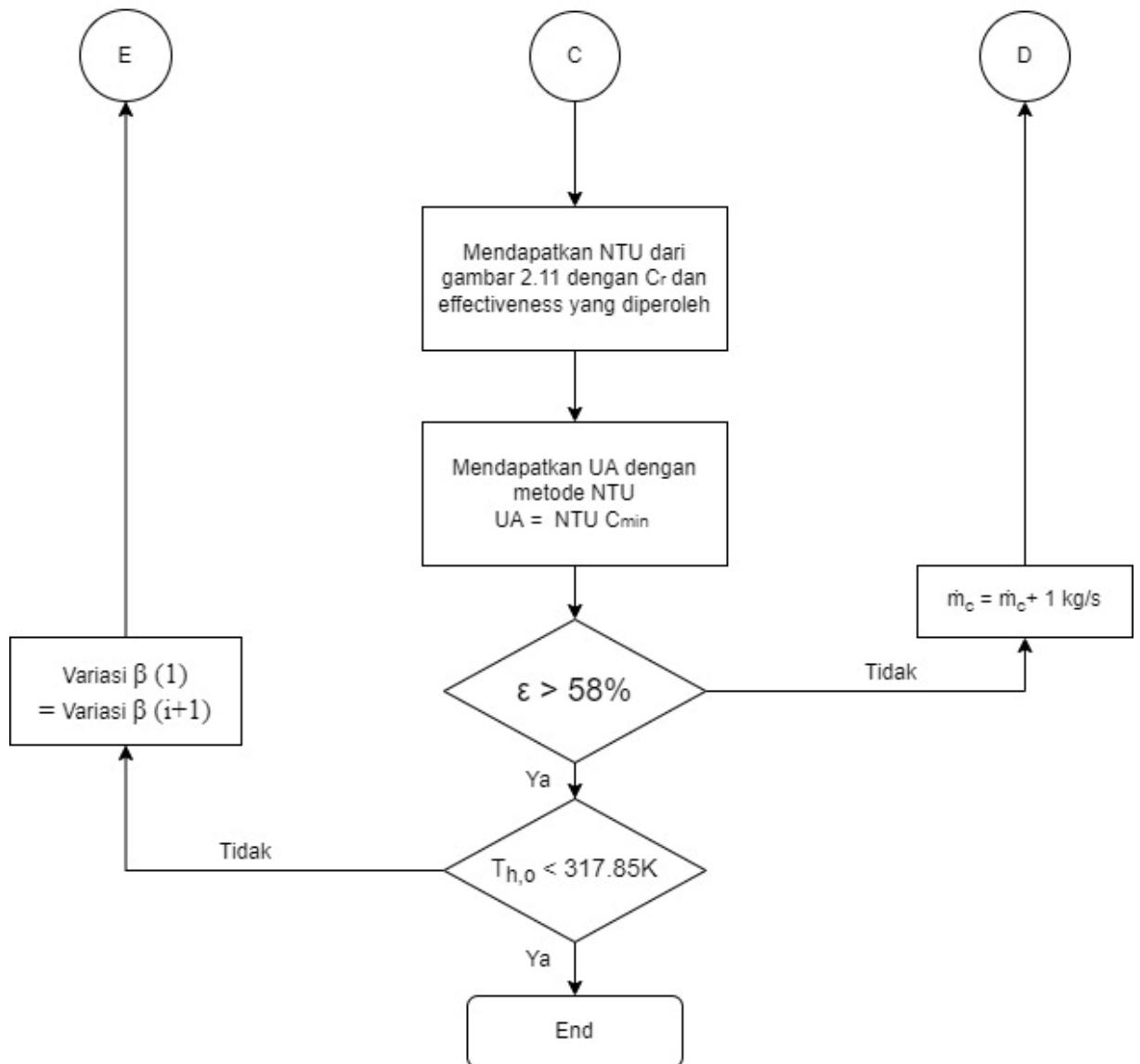


Gambar 3.1. Flowchart perhitungan existing.

3.1.2 Flowchart perhitungan performa *lube oil cooler redesign*







Gambar 3.2. *Flowchart redesign lube oil cooler*

3.2 Bahan dan Peralatan Yang Digunakan

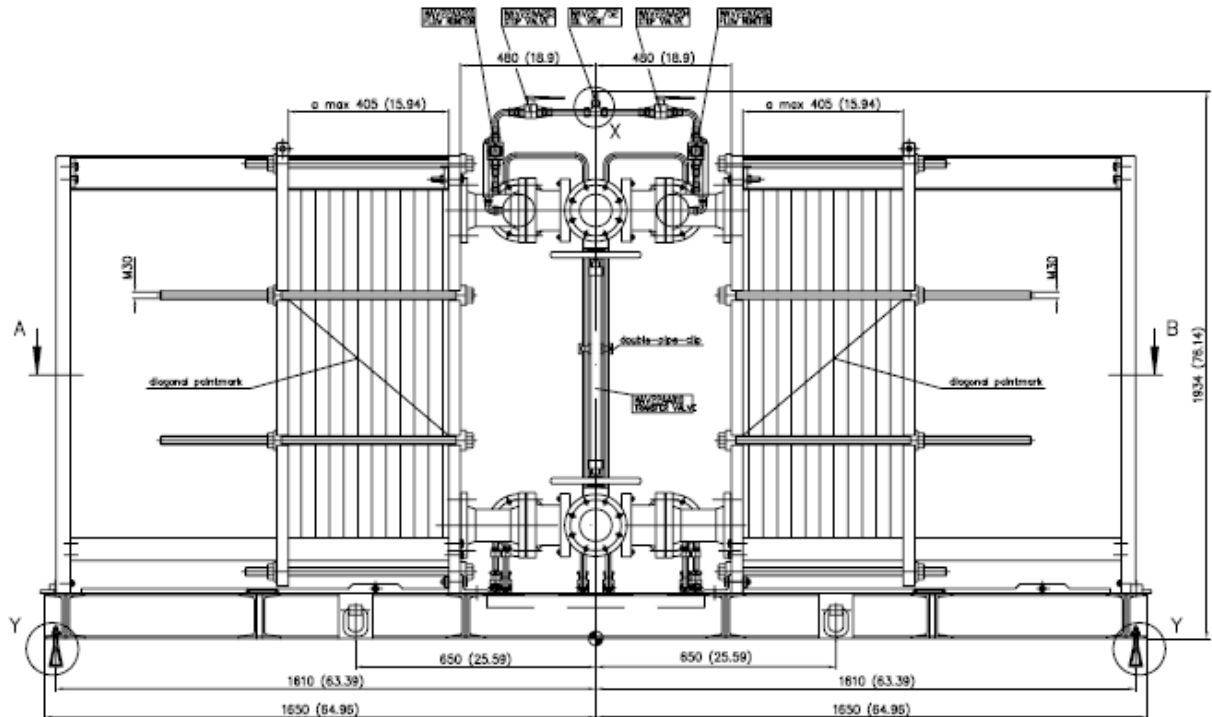
Heat exchanger yang dianalisa dalam penelitian ini merupakan tipe *lube oil cooler compact heat exchanger tipe plate, U-arrangement* dan *single-pass*. Daya yang dapat digunakan untuk menghitung performa *existing* dari *heat exchanger* ini berasal dari data desain yang terdapat pada sistem pelumasan. Yang meliputi dimensi dari alat dan juga data operasi. Data-data pendukung lainnya dapat diperoleh dari sumber *textbook* dan juga sumber lainnya yang relevan.

Tabel 3.1. Data operating dan desain berdasarkan manual book.

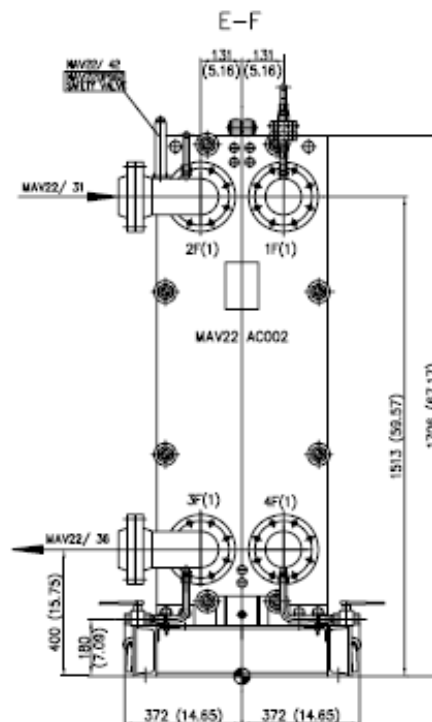
	UM DIE PLATTEN AROUND THE PLATES		DURCH DIE PLATTEN THROUGH THE PLATES	
FÖRDERMEDIUM MEDIUM HANDLED		Oel Oil		Wasser Water
VISKOSITÄT VISCOSITY		ISO VG 46		
DURCHFLUSSMENGE FLOW RATE	m ³ / h	63	m ³ / h	70
FOULINGFAKTOR FOULING FACTOR			kW/m ² °C	3.87
EINTRITTSTEMPERATUR (MIN / NOM / MAX) INLET TEMPERATURE (MIN / NOM / MAX)	°C	45 / 45 / 60.14	°C	32 / 35 / 37.5
AUSTRITTSTEMPERATUR OUTLET TEMPERATURE	°C	45	°C	43.08
ABZUFÜHRENDE WÄRMEMENGE HEAT TO BE DISSIPATED	kW	450		
BETRIEBSÜBERDRUCK OPERATING OVERPRESSURE	bar g	5	bar g	6
DRUCKVERLUSTE PRESSURE LOSS	bar	1.0 (<1)	bar	0.3 (<0.5)
BERECHNUNGSÜBERDRUCK DESIGN OVERPRESSURE	bar	8	bar	8
BERECHNUNGSTEMPERATUR DESIGN TEMPERATURE	°C	80	°C	80
PRÜFDRUCK TEST PRESSURE	bar g	12	bar g	12

Tabel 3.2. Data operating dan desain berdasarkan manual book.

PLATTENTYP TYPE OF PLATES	NT100M H	
PLATTENSTÄRKE THICKNESS OF PLATES	0.5 mm	
PLATTENANZAHL NUMBER OF PLATES	2 x 110	
STUTZEN – ANSCHLUSS NOZZLE – CONNECTION	WARME SEITE WARM SIDE	KALTE SEITE COLD SIDE
EINTRITT INLET	DN100 PN16 DIN EN 1092-1, flange type 11, facing B1 (inkl. Gegenflansch) / (incl. counterflange)	
AUSTRITT OUTLET	DN100 PN16 DIN EN 1092-1, flange type 11, facing B1 (inkl. Gegenflansch) / (incl. counterflange)	
WERKSTOFFE MATERIAL		
GESTELL FRAME	S235-JRG2	
PLATTEN PLATES	1.4401	
OBERFLÄCHE SURFACE	RAL9006	
SCHRAUBEN SCREWS	C-Stahl (Festigkeitsklasse 8.8 oder gleichwertig) Carbon steel (Strength grade 8.8 or equivalent)	
DICHTUNGEN GASKETS	NBR	
UMSCHALTARMATUR SWITCHOVER DEVICE	GGG40	
ABSPERRVENTILE VALVES		
GEGENFLANSCHEN MATING FLANGES	Ja Yes	
ZINKSCHUTZ ZINC ANODE	Nein No	
DRUCKAUSGLEICHSLEITUNG PRESSURE COMPENSATING LINE	Ja (in Umschaltventil) Yes (in change over valve)	



Gambar 3.3. Gambar dan dimensi Lube Oil Cooler ST Blok 5 UP Muara Tawar.



Gambar 3.4. Gambar dan dimensi Lube Oil Cooler ST Blok 5 UP Muara Tawar.

Dari data yang didapat pada tabel dan gambar diatas, kita dapat membandingkan nantinya antara hasil *existing lube oil cooler* dan *lube oil cooler re-design*. Dan juga selain itu dapat

digunakan sebagai menentukan Batasan, terutama dalam bidang area yang dapat digunakan untuk mendesain *lube oil cooler* (panjang, lebar, dan tinggi).

Tetapi agar dapat melakukan perhitungan *recalculation* dan juga bisa mendesain ulang *lube oil cooler*, kita memerlukan tambahan data yaitu data desain dan juga data operasi. Perbandingan kedua data tersebut dapat dilihat pada tabel dibawah ini:

Tabel 3.3. Parameter operasi di lapangan

Item	Desain	Di Lapangan
Temperatur Lube Oil Cooler In (°C)	60.14	58
Temperatur Lube Oil Cooler Out (°C)	45	44.7
Temperatur Cooling Water In (°C)	35	35
Temperatur Cooling Water Out (°C)	43.08	40.85

Tabel 3.4. Properties fluida data desain.

Item	Fluida Panas	Fluida Dingin
T _{in} (K)	333.29	308.15
T _{out} (K)	318.15	316.23
ΔT _m (K)	13.217	
Spesific Heat (KJ/kg.K)	2.017	4.178
Viscosity (N.s/ m ²)	0.108	0.000667
Thermal Conductivity (W/m.K)	0.1418	0.6306
Density (kg/m ³)	868	992
Prandtl number	1530	4.418
Mass flow rate (Kg/s)	15.196	19.292
Fouling Factor m ² .K/W	0.0000086	0.0000017

Tabel 3.5. Properties fluida data lapangan

Item	Fluida Panas	Fluida Dingin
T _{in} (K)	331.15	308.15
T _{out} (K)	317.85	314
ΔT _m (K)	13.073	
Spesific Heat (KJ/kg.K)	2.0119	4.1782
Viscosity (N.s/ m ²)	0.11517	0.000681
Thermal Conductivity (W/m.K)	0.1421	0.62929
Density (kg/m ³)	869.1	992.6255
Prandtl number	1623	4.5211

Mass flow rate (Kg/s)	15.209	19.301
Fouling Factor $m^2.K/W$	0.0000086	0.0000017

3.3 Urutan Pelaksanaan Penelitian/Perancangan

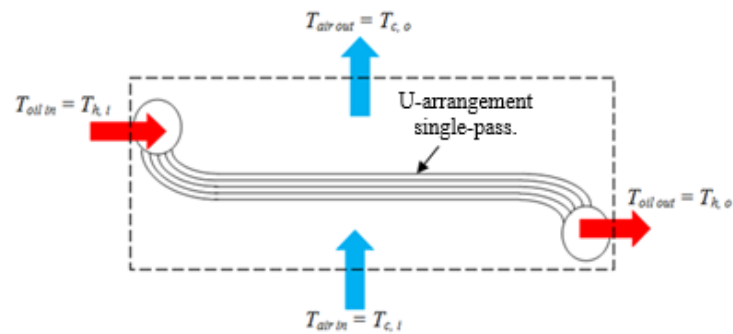
Pada tugas akhir ini, *lube oil cooler* akan dirancang dengan analisa termodinamika dan juga *heat exchanger*. Pertama akan dilakukan terlebih dahulu analisa terhadap *lube oil cooler* yang *existing*, dengan menggunakan data lapangan yang diperoleh, yaitu data dari dimensi *lube oil cooler existing*, dan juga akan dilakukan analisa terhadap performa *lube oil cooler* yang telah dilakukan *re-design*, dengan menggunakan data-data yang digunakan dalam melakukan perancangan ulang sebuah *lube oil cooler*. Dimana *lube oil cooler* yang digunakan adalah tipe *plate heat exchanger*, *U-arrangement* dan *single-pass*.

Sistem *lube oil cooler* yang saat ini digunakan di blok 5 UP Muara Tawar merupakan sistem yang terdiri dari 2 unit *heat exchanger*, dimana kedua unit ini menggunakan pola 1 operasi dan 1 standby. Tetapi, dikarenakan kedua unit *heat exchanger* ini memiliki spesifikasi yang sama, maka hanya dilakukan analisis terhadap salah satu unit *lube oil cooler*.



Gambar 3.5. Lube oil cooler pada blok 5 UP Muara Tawar.

Skema proses yang akan digunakan untuk proses analisa dalam penelitian ini dapat dilihat pada gambar dibawah:



Gambar 3.6. Skema Proses

3.3.1 Perancangan *lube oil cooler* menggunakan metode ΔT_{LMTD}

Perancangan pada penelitian ini menggunakan beberapa variasi, yang pertama divariasikan adalah *cold fluid mass flow rate*, selain itu juga divariasikan *chevron angle* dari *lube oil cooler*. *Output* dari perancangan ini adalah didapatkannya dimensi yang bisa digunakan untuk meningkatkan efektivitas dari HE *lube oil cooler*. Dalam perancangan digunakan metode LMTD, yang memiliki Langkah-langkah sebagai berikut

1. Dicari *properties* dari tiap fluida menggunakan *known variable*.
2. Menghitung besar ΔT_{LMTD} .
3. Ditentukan dimensi dari *heat exchanger*.
4. Menghitung area perpindahan panas.
5. Menghitung coef. Konveksi.
6. Mencari UA atau koefisien *heat transfer overall*.

3.3.2 Perancangan *lube oil cooler* menggunakan metode NTU atau *Number of Transfer Unit*

Dari metode LMTD kita mendapatkan *design optimal* dari *heat exchanger*, kemudian kita dapat menganalisa performa dari *lube oil cooler* dengan menggunakan metode NTU, dengan *output* yang didapat adalah *effectiveness*, dengan Langkah-langkah dari metode *number of transfer unit* adalah sebagai berikut

1. Dicari C_{hot} , C_{cold} kemudian ditentukan C_{min} dan C_{max} .
2. Nilai C_r dihitung.
3. Mencari besarnya UA
4. Mencari besarnya NTU.
5. Mencari besarnya *effectiveness*.
6. Mendapatkan q_{actual} dari *lube oil cooler redesign*.
7. Mendapatkan $T_{hot out}$ dan $T_{cold out}$ yang sesuai.
8. Diperoleh desain *lube oil cooler redesign* yang diharapkan, sesuai dengan meningkatnya *effectiveness*.

Dari Langkah-langkah perencanaan yang telah dipaparkan diatas, akan diperlukan data-data input pada perencanaan, dan juga didapatkan output-output dari perencanaan, yang akan dipaparkan pada tabel dibawah:

Tabel 3.6. Data input dan output dari penelitian

Input Perencanaan	
Parameter Tetap	Parameter Tidak Tetap
<i>Mass flow rate</i> oli (\dot{m}_h) = 15.209 kg/s	<i>Mass flowrate Make Up Water</i> (\dot{m}_c)
T_{in} oli = 331.15 K	<i>chevron angle</i>
T_{in} Make Up Water = 308.15 K	
Output Perencanaan	
<i>Effectiveness</i> (ϵ)	UA
Number of Transfer Unit	<i>coeff. Convection</i>
A_h dan A_c	T_{out} hot fluid
q_{actual}	Perbandingan HE <i>existing</i> dan <i>redesign</i>
Desain Heat Exchanger yang sesuai dengan kriteria	

3.3.3 Parameter Yang Divariasikan.

Dari penelitian rujukan (Rathod, Niyati, & Prabhakaran, 2007) didapat bahwa *mass flow rate* dari *cold fluid* mempengaruhi efektivitas dan juga *pressure drop* yang dimiliki oleh *heat exchanger*. Sehingga pada mendesain HE *lube oil cooler* ini akan dilakukan variasi *flowrate* dari *cold fluid*. Yang dipaparkan pada tabel dibawah:

Tabel 3.7. Variasi laju mass flow rate dari cold fluid(water).

Laju Aliran Massa Oli	Laju Aliran Water	Satuan
15.209	18.301	Kg/ S
	19.301	
	20.301	
	21.301	
	22.301	

Berdasarkan penelitian rujukan (Abardeh, Moghadam, Gord, & Norouzi, 2019) pada 2019, didapat bahwa beberapa variasi dapat mempengaruhi efektivitas heat transfer dari *plate heat exchanger* diantaranya adalah *chevron angle*, kemudian *surface enlargement factor*, dan juga *dimensionless plate width*, pada penelitiannya, digunakan *chevron angle* 30⁰ sampai dengan 60⁰, dan ditemukan bahwa *chevron angle* yang memiliki tingkat efektivitas terbaik merupakan sudut 40⁰, kemudian *surface enlargement factor* divariasika antara 1.1 sampai 1.4, dan ditemukan bahwa efektivitas terbaik didapat pada *surface enlargement factor* 1.3, maka pada penelitian ini, divariasikan *chevron angle* dan *surface enlargement factor*, seperti pada tabel dibawah.

Tabel 3.8. Konfigurasi *chevron angle* untuk plate heat exchanger

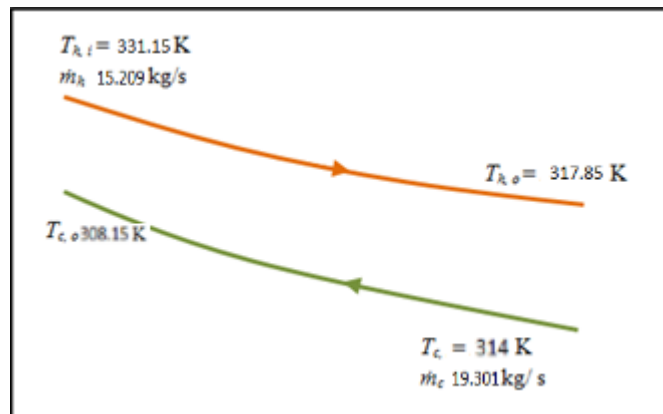
Chevron angle	Satuan
30	⁰ (derajat)
45	
60	

BAB 4 ANALISIS DATA & PEMBAHASAN

4.1 Perhitungan performa *lube oil cooler*

Dalam menganalisa performa dari *heat exchanger*, diperlukan adanya batasan dalam penelitian, oleh karena itu dibuat *control volume* dari sistem ini, pembuatan *control volume* ini dilakukan untuk mengevaluasi performa dan juga melakukan *redesign* dari *lube oil cooler*. Analisa performa pada penelitian ini hanya dilakukan dalam batasan *lube oil cooler* tidak dilakukan analisa pada perubahan performa yang terjadi pada pembangkit yang diakibatkan oleh peningkatan performa dari *lube oil cooler*.

Fluida yang terjadi didalam *lube oil cooler* merupakan aliran berjenis *parallel flow* yang terjadi antara fluida panas yaitu oli pelumas dan juga fluida pendingin yaitu *make up water*. perhitungan performa dari penelitian ini memiliki tujuan untuk mengetahui performa dari *existing lube oil cooler* dan juga perancangan ulang yang dilakukan dalam penelitian ini memiliki tujuan untuk meningkatkan performa, yang nantinya dapat dibandingkan dengan performa *existing*. perhitungan dari performa *lube oil cooler existing* ini akan meliputi perhitungan termodinamika dan perpindahan panas. analisa termodinamika menggunakan kesetimbangan energi bertujuan untuk memperoleh *properties* dari *heat exchanger* yang belum diketahui. sedangkan analisa dari perpindahan panas akan didapatkan *effectiveness* (ϵ), *Number of Transfer Unit* (NTU), dan *Overall Heat Transfer Coefficient* (UA). kondisi temperatur *existing* dari *heat exchanger* ditampilkan pada gambar dibawah.



Gambar 4.1. Distribusi Temperatur pada *lube oil cooler*.

Berdasarkan Gambar 4.2, dapat dianalisa *balance energy* dari *lube oil cooler* untuk mendapatkan temperatur keluar *water*. Sebelum melakukan perhitungan *balance energy*, perlu diketahui *properties* dari masing-masing fluida.

Berdasarkan tabel A.5 (Holman, 2009) *Engine Oil* pada $T_h = 331,15$ K

Diperoleh $C_{p, h} = 2039$ J/ (Kg K)

Dari tabel A.6 (Holman, 2009) *Water* pada $T_c = 308.15$ K

diperoleh $C_{p, c} = 4178$ J/ (Kg K)

4.1.1 Tinjauan Termodinamika

Tinjauan pada sisi termodinamika dilakukan melalui analisa kesetimbangan energi dari *lube oil cooler*. ini dilakukan untuk mendapatkan properti yang belum diketahui dari data, dalam data existing, yang belum diketahui adalah data laju aliran massa oli, dimana:

$$\begin{aligned}
 q_h &= q_c \\
 \dot{m}_h c_{p,h} \Delta T_h &= \dot{m}_c c_{p,c} \Delta T_c \\
 15.209 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 2039 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}} (331.15 - 317.85) \text{K} &= 19.301 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 4178 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}} (T_{c,o} - 308.15) \text{K} \\
 412448.3083 \frac{\text{J}}{\text{s}} &= 80639.578 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}} (T_{c,o} - 308.15) \text{K} \\
 5.114713129 &= (T_{c,o} - 300) \text{K} \\
 T_{c,o} &= 313.26 \text{ K}
 \end{aligned}$$

4.1.2 Tinjauan Perpindahan Panas

Pada penelitian ini, tinjauan perpindahan panas meliputi perhitungan *effectiveness* (\mathcal{E}), *Number of Transfer Unit* (NTU), dan *Overall Heat Transfer Coefficient* (UA).

➤ *Effectiveness* (\mathcal{E})

Tahapan dalam menghitung *effectiveness* adalah dengan menghitung dan membandingkan *heat capacitance factor* dari fluida panas dan dingin.

$$\begin{aligned}
 C_h &= \dot{m}_h C_{p,h} \\
 &= 15.209 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 2039 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}} \\
 &= 31,011.15 \frac{\text{J W S}}{\text{s K J}} \\
 &= 31,011.15 \text{ W/ K}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 C_c &= \dot{m}_c C_{p,c} \\
 &= 19.301 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 4178 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}} \\
 &= 80639.57 \frac{\text{J W S}}{\text{s K J}} \\
 &= 80639.57 \text{ W/ K}
 \end{aligned}$$

Dari perhitungan tersebut dapat diketahui bahwa $C_c < C_h$. Nilai *heat capacity ratio* (C_r) antara C_{max} dan C_{min} adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 C_c > C_h & & C_r &= C_{min} / C_{max} \\
 C_{min} = C_h &= 31011.151 \text{ W/ K} & &= 31011.15 / 80639.57 \\
 C_{max} = C_c &= 80639.578 \text{ W/ K} & &= 0.384
 \end{aligned}$$

Besarnya *effectiveness* merupakan rasio antara laju panas *actual* yang dihasilkan dengan laju panas maksimal yang mampu dihasilkan.

$$\begin{aligned}
 q_{act} &= \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) & q_{max} &= C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \\
 &= 19.301 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 4178 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}} (314 - 308.15) \text{K} & &= 31011.151 \frac{\text{W}}{\text{K}} (331.15 - 308.15) \text{K} \\
 &= 471741.53 \frac{\text{J W S}}{\text{s J}} & &= 713256.473 \text{ Watt} \\
 &= 471741.53 \text{ Watt}
 \end{aligned}$$

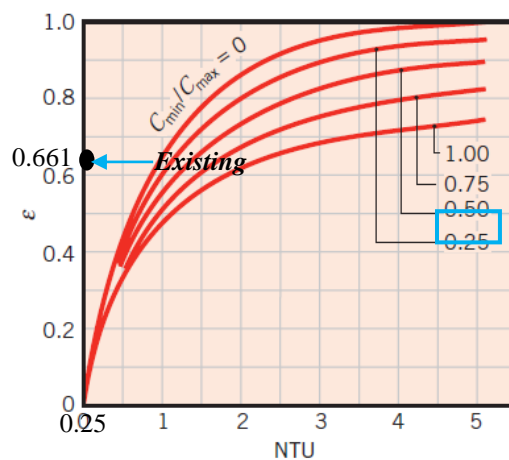
$$\begin{aligned}
 \mathcal{E} &= q_{act} / q_{max} \\
 &= 471741.5313 / 713256.473
 \end{aligned}$$

$$= 0.58$$

Diperoleh nilai *effectiveness* sebesar 0.58 artinya kemampuan *existing lube oil cooler* dalam mentransfer panas dari minyak pelumas ke *water* adalah 58% dari perpindahan panas *maximal* yang mampu dihasilkan.

➤ **Number of Transfer Unit (NTU)**

NTU merupakan parameter tak berdimensi yang digunakan untuk analisa *heat exchanger* (Incropera, Bergman, & Lavine, 2011). Berdasarkan Gambar 2.14. *Effectiveness of single pass, cross flow heat exchanger with both fluids unmixed* pada $C_r = 0.38$ dan $\epsilon = 0.661$ diperoleh $NTU = 2$.



Gambar 4.2. Grafik NTU terhadap *effectiveness*.

Overall Heat Transfer Coefficient (UA)

Overall Heat Transfer Coefficient (UA) merupakan koefisien yang mendefinisikan total thermal resistance perpindahan panas diantara dua fluida (Incropera, Bergman, & Lavine, 2011). Besarnya UA ditentukan dengan perkalian NTU dengan C_{min} yang nilainya telah diperoleh dari perhitungan sebelumnya.

$$\begin{aligned} UA &= NTU C_{min} \\ &= 2 \times 31011.151 \text{ W/ K} \\ &= 62022.302 \text{ W/ K} \end{aligned}$$

Karena *effectiveness* masih belum maksimal, akan ditinjau bila laju aliran massa air pendingin dinaikkan 1 kg/s menjadi 20.301 kg/s disebabkan ada dua variabel yang tidak diketahui yaitu *overall heat transfer coefficient* (U) dan *heat capacity rasio* (C_r).

- Alternatif tinjauan: Memperbesar laju aliran massa
 - Kapasitas *existing* $m^3/ \text{min} = 19.301 \text{ kg/s}$
 - Laju aliran massa baru, $\dot{m}_c' = 20.301 \text{ kg/s}$

1. Tinjauan Termodinamika

$$q_h = q_c$$

$$\dot{m}_h c_{p,h} \Delta T_h = \dot{m}_c' c_{p,c} \Delta T_c$$

$$15.209 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 2039 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}} (331.15 - 317.85) \text{K} = 20.301 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 4178 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}} (T_{c,o} - 308.15) \text{K}$$

$$412448.3083 \frac{\text{J}}{\text{s}} = 84817.578 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}} (T_{c,o} - 308.15) \text{K}$$

$$4.862769228 = (T_{c,o} - 308.15) \text{K}$$

$$T_{c,o} = 313.0127692 \text{ K}$$

Menghitung Th Out:

$$q_h = q_c$$

$$\dot{m}_h c_{p,h} \Delta T_h = \dot{m}_c' c_{p,c} \Delta T_c$$

$$15.209 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 2039 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}} (331.15 - T_{h,o}) \text{K} = 20.301 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 4178 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}} (313.26 - 308.15) \text{K}$$

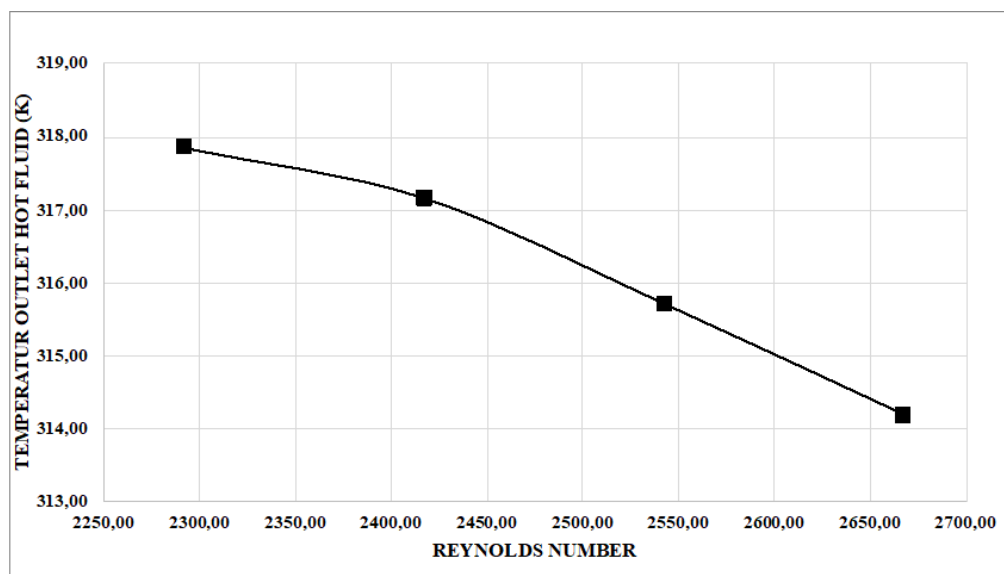
$$31011,151 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}} (331.15 - T_{h,o}) \text{K} = 433817,57 \frac{\text{J}}{\text{s}}$$

$$13,98 = (331.15 - T_{h,o}) \text{K}$$

$$T_{h,o} = 313.0127692 \text{ K}$$

Tabel 4.1. Hasil perhitungan $T_{h,o}$ existing

Th,o dan Tc,o existing dengan variasi mass flow rate				
mh	15.209			
mc	19.301	20.301	21.301	22.301
cp,h	2039			
cp,c	4178			
Thi	331.15			
Tci	308.15			
Tho	317.85	317.16	315.71	314.19
Tco	313.26	313.53	313.79	314.06



Gambar 4.3. Grafik perbandingan Reynolds number water terhadap $T_{h,o}$

2. Tinjauan Perpindahan Massa

$$\begin{aligned}
 C_h &= \dot{m}_h C_{p,h} \\
 &= 15.209 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 2001,9 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}} \\
 &= 31011.151 \frac{\text{J}}{\text{s K}} \frac{\text{W S}}{\text{J}} \\
 &= 31011.151 \text{ W/ K}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 C_c &= \dot{m}_c C_{p,c} \\
 &= 20.301 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 4178 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}} \\
 &= 84817.578 \frac{\text{J}}{\text{s K}} \frac{\text{W S}}{\text{J}} \\
 &= 84817.578 \text{ W/ K}
 \end{aligned}$$

$$C_c > C_h$$

$$C_{\min} = C_h = 31011.151 \text{ W/ K}$$

$$C_{\max} = C_c = 84817.578 \text{ W/ K}$$

$$C_r = C_{\min} / C_{\max}$$

$$= 31011.15 / 84817.578$$

$$= 0.37$$

$$\begin{aligned}
 q_{act} &= \dot{m}_c C_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \\
 &= 20.301 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 4178 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}} (314 - 308.15) \text{K} \\
 &= 496182.8313 \frac{\text{J}}{\text{s}} \frac{\text{W S}}{\text{J}} \\
 &= 496,182.83 \text{ Watt}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 q_{\max} &= C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \\
 &= 31011.151 \frac{\text{W}}{\text{K}} (331.15 - 308.15) \text{ K} \\
 &= 713,256.47 \text{ Watt}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \mathcal{E} &= q_{act} / q_{\max} \\
 &= 496182.8313 / 713256.473 \\
 &= 0.69
 \end{aligned}$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}}$$

Korelasi NTU dengan *effectiveness* untuk *heat exchanger counterflow* :

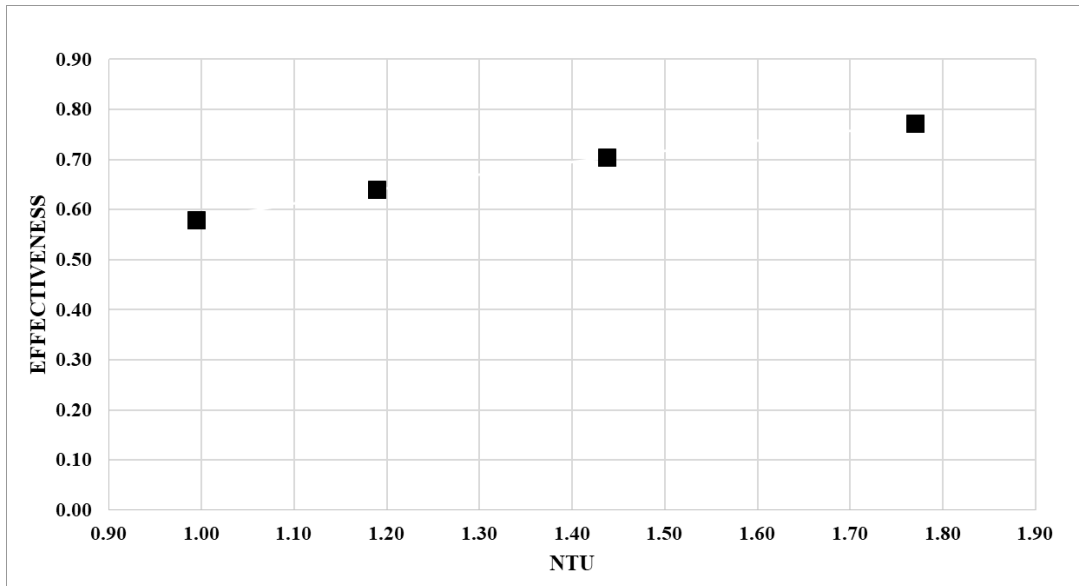
$$NTU = \frac{1}{C_r - 1} \times \ln \left(\frac{\varepsilon - 1}{(\varepsilon \times C_r) - 1} \right)$$

$$NTU = \frac{1}{0,38 - 1} \times \ln \left(\frac{0,58 - 1}{(0,58 \times 0,38) - 1} \right)$$

$$NTU = 0,99$$

Tabel 4.2. Hasil perhitungan *effectiveness* dan NTU *existing*.

Effectiveness existing dengan variasi mass flow rate				
mh	15.209			
mc	19.301	20.301	21.301	22.301
Ch	31011.151			
Cc	80639.578	84817.578	88995.578	93173.578
Cr	0.3845649	0.36562175	0.34845721	0.33283203
Qact	412448.308	456294.01	502354.029	550628.366
Qmax	713256.473			
effectiveness	0.58	0.64	0.70	0.77
NTU	0.99	1.19	1.44	1.77
U	674.04	806.33	974.87	1200.55



Gambar 4.4. Grafik fungsi NTU terhadap *effectiveness existing*.

Dengan memperbesar laju aliran massa *water* maka nilai *effectiveness* semakin **meningkat**. *Effectiveness* merupakan fungsi NTU dan C_r , NTU merupakan rasio dari UA/C_{min} sedangkan C_r merupakan perbandingan dari C_{min}/C_{max} . Artinya peningkatan C_{min} memiliki pengaruh yang lebih dominan dibandingkan dengan U terhadap NTU. Tetapi pada penelitian ini, tidak dilakukan peningkatan terhadap C_{min} dikarenakan C_{min} adalah C hot fluid, dan tidak dilakukan variasi C_h , sedangkan untuk meningkatkan U , sehingga performa *heat exchanger* kembali seperti performa desain, diperlukan peningkatan *mass flow rate* yang sangat tinggi, sebesar 22,301 kg/s, dan pompa tidak sanggup untuk mensupply kebutuhan tersebut. Oleh karena itu dilakukan *redesign heat exchanger*.

4.2 Analisa Perencanaan *Lube Oil Cooler* dengan Metode ΔT_{LMTD}

Redesign Lube Oil Cooler dimaksudkan untuk meningkatkan *effectiveness* perpindahan panas dari kondisi *existing*. *Redesign* dilakukan dengan cara mengubah *chevron angle* dari *lube oil cooler* meliputi Sedangkan untuk *properties* fluida dingin berupa *mass flowrate water* juga divariasikan. Batasan yang digunakan sebagai acuan hasil *redesign* adalah kondisi temperatur keluar oli *Lube Oil Cooler*. Selain itu, volume penempatan *Lube Oil Cooler redesign* tidak boleh lebih besar dari volume *existing*.

Dalam melakukan perancangan maupun mendesain ulang *lube oil cooler* digunakan dua macam metode yaitu metode *LMTD* dan *NTU*. Kedua metode tersebut digunakan dalam merancang ulang *Lube Oil Cooler* ini. Metode *LMTD* merupakan metode pertama yang digunakan untuk merancang *Lube Oil Cooler* untuk mendapatkan luasan perpindahan panas, koefisien konveksi dan *pressure drop*, sedangkan metode *NTU* akan digunakan pada saat menghitung performa dari hasil perancangan. Sebelum melakukan perhitungan dengan menggunakan metode *LMTD* maka terlebih dahulu diperlukan beberapa data input dibawah ini:

Tabel 4.3. *Data properties lapangan fluida dingin dan fluida panas*

Item	Fluida Panas	Fluida Dingin
T _{in} (K)	331.15	308.15
T _{out} (K)	317.85	314
ΔT _m (K)	13.073	
Specific Heat (KJ/kg.K)	2.0119	4.1782
Viscosity (N.s/ m ²)	0.11517	0.000681
Thermal Conductivity (W/m.K)	0.1421	0.62929
Density (kg/m ³)	869.1	992.6255
Prandtl number	1623	4.5211
Mass flow rate (Kg/s)	15.209	19.301
Fouling Factor m ² .K/W	0.0000086	0.0000017

4.2.1 Analisa Perpindahan Panas

4.2.1.1 Dimensi dari Heat Exchanger

Setelah didapatkan data dari desain *lube oil cooler*, perlu dihitung dimensi dari layout *heat exchanger* yang nantinya akan didapatkan *area projected heat transfer* dari *lube oil cooler* tersebut. Perhitungan dari data desain disajikan sebagai berikut :

➤ **Effective Number of Plate**

$$N_e = N_t - 2 = 110 - 2 = 108$$

➤ **Effective Flow Length between vertical port :**

$$L_{\text{eff}} \approx L_v = 1113 \text{ mm} = 1.113 \text{ m}$$

➤ **Plate pitch**

$$p = \frac{L_c}{N_t} = \frac{405}{110} = 3.68 \text{ mm} = 0.00368 \text{ m}$$

➤ **Mean Channel Flow Gap**

$$b = p - t = 3.68 \text{ mm} - 0.5 \text{ mm} = 3.18 \text{ mm} = 0.00318 \text{ m}$$

➤ **One Channel Flow Area**

$$A_{\text{ch}} = b \times L_w$$

$$L_w = L_h + D_p = 262 + 100 = 362 \text{ mm} = 0.362 \text{ m}$$

$$A_{\text{ch}} = b \times L_w = 0.00318 \times 0.362 = 0.00115 \text{ m}^2$$

➤ **Projected Plate Area**

$$A_{1p} = L_p \times L_w$$

$$L_p = L_v - D_p = 1113 - 100 = 1013 \text{ mm} = 1.013 \text{ m}$$

$$A_{1p} = 1.013 \times 0.362 = 0.367 \text{ m}^2$$

➤ **Single-plate Heat Transfer Area**

Untuk perhitungan Single-plate Heat Transfer Area, nilai ϕ (*enlargement factor*) menggunakan asumsi 1.17 (*average type*)

$$A_1 = \phi \times A_{1p} = 1.17 \times 0.362 = 0.423 \text{ m}^2$$

➤ **Effective Area**

$$A_e = A_1 \times N_e = 0.423 \times 108 = 45.74 \text{ m}^2 \text{ (per side)}$$

➤ **Equivalent Diameter**

$$D_h = \frac{2b}{\phi} = \frac{2 \times 0.00318}{1.17} = 0.0054 \text{ m}$$

➤ **Number of Channel per pass**

$$N_{cp} = \frac{N_t - 1}{2N_p} = \frac{110 - 1}{2 \times 1} \approx 55$$

4.2.1.2 Koefisien Konveksi

Koefisien konveksi sisi *hot* dapat dihitung dengan mengetahui nilai Reynolds Number dan Nusselt Number (contoh perhitungan menggunakan variasi *chevron angle* 30, dan *mass flow rate* 19,301 kg/s).

➤ Reynolds Number

$$\begin{aligned} Re_h &= \frac{G_h D_h}{\mu} \\ &= \frac{240.216 \times 0.0054}{0.11517} \\ &= 11.26 \end{aligned}$$

$$Re_h < 2300 \text{ (Laminer)}$$

Tabel 4.4. Korelasi chevron angle terhadap rumus.

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
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	>400	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

➤ Nusselt Number ($Re > 10$, dan $30^\circ \leq \beta$)

$$Nu_h = \frac{h_h D_h}{k} = C_h Re^n Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.17}$$

$$Nu_h = \frac{h_h D_h}{k} = 0.348 (11,263)^{0.663} 1623^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.17} \text{ (asumsi } \mu_b \text{ dan } \mu_w \text{ equal)}$$

$$Nu_h = \frac{h_h D_h}{k} = 20.36$$

- Friction Factor ($Re > 10$, dan $30^\circ \leq \beta$)

$$f = \frac{K_p}{Re^m}$$

$$f = \frac{2.99}{11.263^{0.183}}$$

$$f = 1.91$$

- Koefisien Konveksi

$$h_h = \frac{Nu_h k}{D}$$

$$= \frac{20.36 \times 0.1421 \text{ W/mK}}{0.0054 \text{ m}} = 535.96 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Koefisien konveksi sisi *cold* dapat dihitung dengan mengetahui nilai Reynolds Number dan Nusselt Number (contoh perhitungan menggunakan variasi *chevron angle* 30, dan *mass flow rate* 19,301 kg/s)..

- Reynolds Number

$$Re_c = \frac{G_c D_c}{\mu}$$

$$= \frac{304.846 \times 0.0054}{0.000681}$$

$$= 2417.28$$

$$Re_h > 2300 \text{ (Turbulen)}$$

- Nusselt Number ($Re > 10$, dan $30^\circ \leq \beta$)

$$Nu_c = \frac{h_c D_h}{k} = C_h Re^n Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.17}$$

$$Nu_c = \frac{h_h D_h}{k} = 0.348 (2417.28)^{0.663} 4,52^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.17} \text{ (asumsi } \mu_b \text{ dan } \mu_w \text{ equal)}$$

$$Nu_c = \frac{h_h D_h}{k} = 100.72$$

- Friction Factor ($Re > 10$, dan $30^\circ \leq \beta$)

$$f = \frac{K_p}{Re^m}$$

$$f = \frac{2.99}{2417.28^{0.183}}$$

$$f = 0.71$$

- Koefisien Konveksi

$$h_c = \frac{Nu_h k}{D}$$

$$= \frac{100.72 \times 0.629 \text{ W/mK}}{0.0054 \text{ m}} = 11,738.09 \text{ W/m}^2\text{K}$$

4.2.1.3 Pressure Drop

Pressure drop dari penelitian ini terdiri dari *pressure drop* bagian *port* dan *channel* yang diakibatkan oleh adanya gesekan di sepanjang *internal heat exchanger*. *Pressure drop* dalam

terjadi diakibatkan gesekan yang terjadi di sepanjang aliran bagian *channel*, hal ini akan mengakibatkan adanya kerugian tekanan. *Pressure drop channel* dapat dihitung dengan menggunakan rumus:

$$(\Delta P_c)_c = 4f \frac{L_{eff} N_P G_c^2}{D_h 2\rho} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{-0.17}$$

$$= 4 (0.72) \frac{1.113 \times 1 \times 304.846^2}{0.0054 \times 2 \times 992.62}$$

$$= 27735.33 \text{ Pa}$$

$$\text{Daya} = (\dot{m}/\rho) \Delta P_c$$

$$= (19.301/992.62) \times 27735.33$$

$$= 539.29 \text{ Watt} = 0.72 \text{ HP}$$

Sedangkan *Pressure drop* pada sisi *port* dari *lube oil cooler* dapat dihitung dengan menggunakan rumus:

$$(\Delta P_p)_c = 1.4 N_P \frac{G_p^2}{2\rho}$$

$$G_p = \frac{\dot{m}}{\pi D_p^2}$$

$$G_p = \frac{19.301}{\frac{\pi \times 0.2^2}{4}} = 614,68 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

$$(\Delta P_p)_c = 1.4 \times 1 \times \frac{614,68^2}{2 \times 992.62}$$

$$(\Delta P_p)_c = 266.448 \text{ Pa}$$

Tabel 4.5. Perhitungan *pressure drop channel* dan *port* pada *cold side*

		<i>pressure drop channel (Pa), cold fluid</i>			<i>pressure drop port (Pa), cold fluid</i>		
		Chevron angle			chevron angle 30°, 45°, and 60°.		
		30°	45°	60°			
<i>mass flow rate (Kg/s)</i>	18.301	25179.76	10156.86	4996.51	<i>mass flow rate (Kg/s)</i>	18.301	239.56
	19.301	27735.33	11174.02	5494.26		19.301	266.45
	20.301	30401.43	12233.92	6012.68		20.301	294.77
	21.301	33177.04	13336.11	6551.54		21.301	324.53
	22.301	36061.20	14480.16	7110.63		22.301	355.72

Tabel 4.6. Perhitungan *pressure drop channel* dan *port* pada *hot side*

		<i>pressure drop channel (Pa), hot fluid</i>			<i>pressure drop port (Pa), hot fluid</i>		
		Chevron angle			chevron angle 30°, 45°, and 60°.		
		30°	45°	60°			
<i>mass flow rate (Kg/s)</i>	15.209	52539.29	23949.08	12358.72	<i>mass flow rate (Kg/s)</i>	15.209	188.96

4.1.3 Perpindahan Panas Actual (q_{act})

Besarnya perpindahan panas hasil *re-design* dari oli ke *water* yang terjadi dapat dihitung dengan persamaan dibawah ini:

$$q = UA\Delta T_{LMTD}$$

Dimana

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} + \frac{t}{k_w}$$

t = thickness of plate (0.0005 m)

k_w = thermal conductivity of plate (40.0 W/m.k)

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{535.96} + \frac{1}{11,738.09} + \frac{0.0005}{40.0}$$

$$U = 509.65 \text{ w/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$q = 509,65 \times 91,48 \times \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

$$q = 509,65 \times 91,48 \times \frac{18.14 - 9.7}{\ln\left(\frac{18.14}{9.7}\right)}$$

$$q = 628602.34 \text{ W}$$

4.2.2 Temperatur Keluar Oli ($T_{h,o}$)

Berdasarkan nilai perpindahan panas *actual* yang baru, maka besarnya temperatur oli keluar *lube oil cooler* akan mengalami perubahan. Besarnya Temperatur Keluar Oli ($T_{h,o}$) dihitung dengan *balance energy*:

$$q_{act} = \dot{m}_h C_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o})$$

$$T_{h,o} = T_{h,i} - \left(\frac{q_{act}}{\dot{m}_h C_{p,h}} \right)$$

$$= 331.15 \text{ K} - \left(\frac{628602.34 \text{ W}}{15.209 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 2001.9 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}} \right)$$

$$= 310.51 \text{ K}$$

4.3 Pembahasan Hasil Perhitungan Metode ΔT_{LMTD}

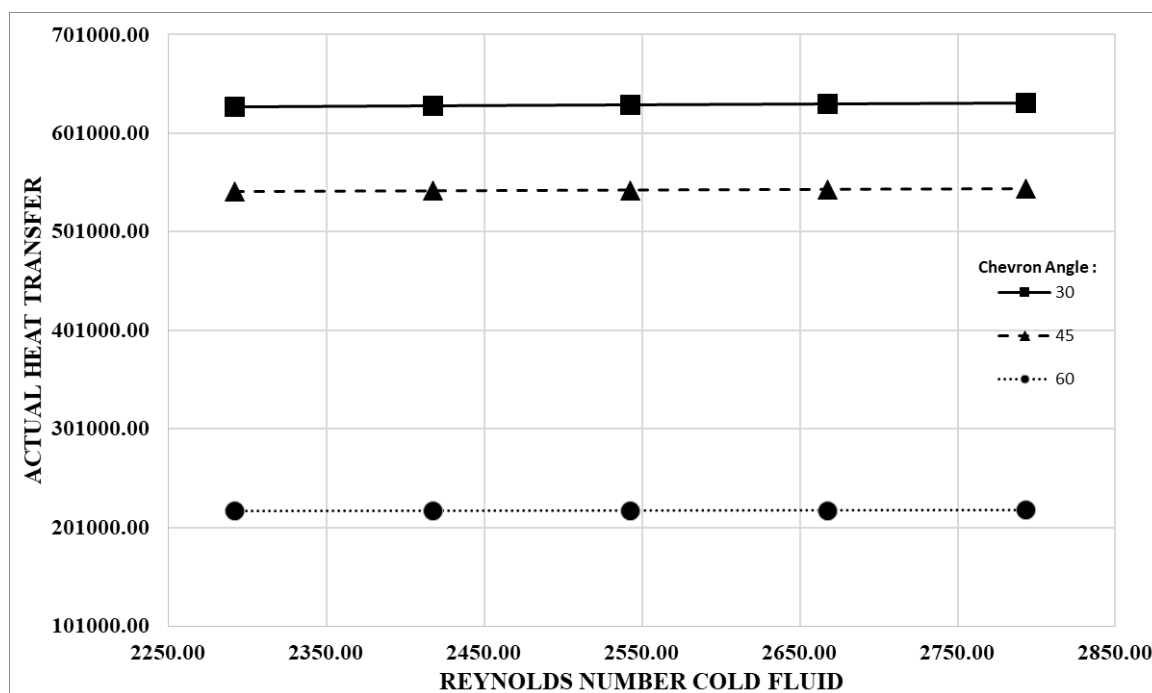
4.3.1 Grafik heat transfer actual fungsi cold side Reynolds number

Berdasarkan hasil perhitungan menggunakan variasi *chevron angle* dari *lube oil cooler* berjenis *plate heat exchanger, u-shape, single pass* dan laju aliran massa *make up water*, maka didapatkan nilai perpindahan panas *actual* pada tabel 4.4 dibawah ini:

Tabel 4.7. Nilai perpindahan panas actual pada variasi chevron angle.

Chevron Angle	cold fluid mass flow rate	Re cold fluid	Qact (W)
30	18.301	2292.04	627623.98
	19.301	2417.29	628602.34
	20.301	2542.53	629502.55
	21.301	2667.77	630334.19
	22.301	2793.01	631105.29
45	18.301	2292.04	541477.44
	19.301	2417.29	542322.16
	20.301	2542.53	543099.42
	21.301	2667.77	543817.48
	22.301	2793.01	544483.26
60	18.301	2292.04	217267.71
	19.301	2417.29	217561.29
	20.301	2542.53	217830.76
	21.301	2667.77	218079.11
	22.301	2793.01	218308.87

Berdasarkan tabel yang telah ditampilkan diatas, maka dapat diproyeksikan kedalam bentuk grafik, seperti yang disajikan dibawah ini:



Gambar 4.5. Grafik fungsi Reynolds *number cold fluid* terhadap *Heat transfer actual*.

Gambar diatas menunjukkan variasi yang dilakukan pada *chevron angle* dari *lube oil cooler*, dan disajikan data yaitu *heat transfer actual* dengan fungsi Reynolds *number* dari fluida pendingin. Pada grafik ini trend yang terjadi adalah trend naik, yang berarti semakin besar Reynolds *number* dari fluida pendingin. Maka semakin besar juga perpindahan panas actual yang terjadi. Bisa dilihat juga trend dari ketiga variasi ini hampir sama, dengan variasi *chevron angle* 30 menjadi yang teratas. *Chevron angle* 30 memiliki maksimal *actual heat transfer* sebesar 631105.29 W yang terjadi pada Reynolds *number* dari fluida pendingin sebesar 2793.01. kemudian sedikit dibawahnya, variasi dari *chevron angle* 45 memiliki maksimum *actual heat transfer* sebesar 544483.26 W yang terjadi pada Reynolds *number* yang sama. Kemudian yang menempati posisi paling bawah pada penelitian ini, yaitu variasi *chevron angle* 60, yang memiliki maksimum *actual heat transfer* 218308.87 W yang terjadi pada Reynolds *number* 2793.01.

Perbedaan yang terjadi pada perubahan variasi *chevron angle* berasal dari korelasi *chevron angle* dengan *nussel number* dan juga *friction factor*. Setiap perubahan dari *chevron angle* dan juga Reynolds *number* akan berpengaruh pada korelasi yang digunakan untuk mencari *Nusselt number* dan juga *friction factor*. Kedua hal ini yang nantinya akan mempengaruhi laju *heat transfer* dari *lube oil cooler*.

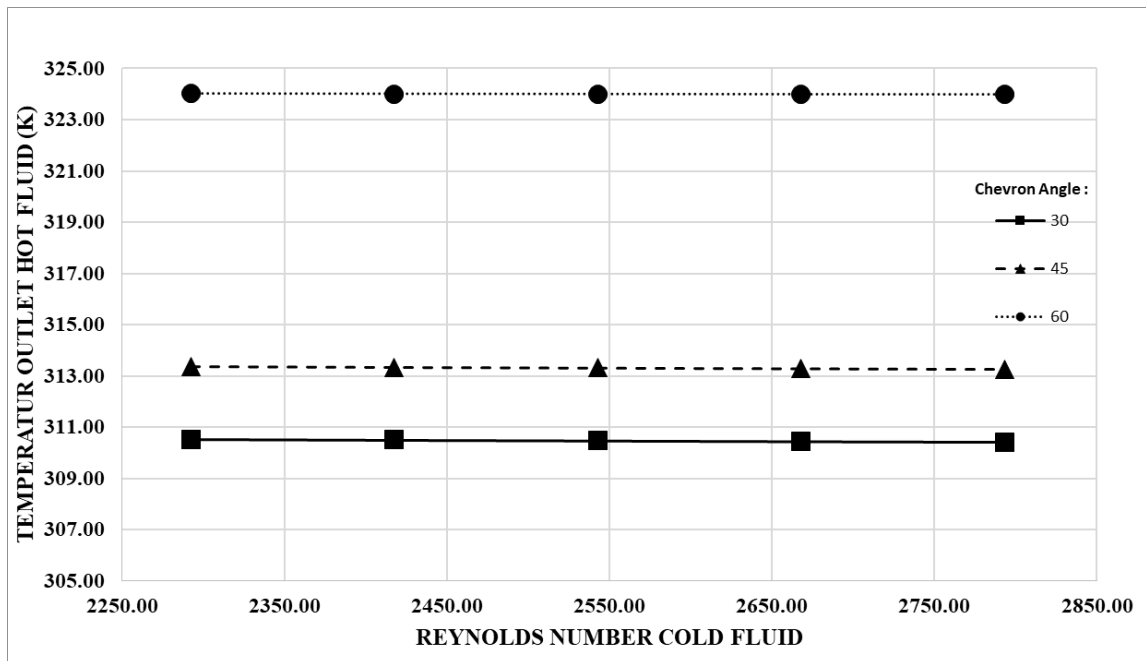
4.3.2 Grafik temperatur keluar oli fungsi *cold side Reynolds number*

Berdasarkan hasil perhitungan menggunakan variasi *chevron angle* dari *lube oil cooler* berjenis *plate heat exchanger*, *u-shape*, *single pass* dan laju aliran massa *make up water*, maka didapatkan hasil pada tabel 4.5 dibawah ini:

Tabel 4.8. Temperatur keluar oli dan *water* pada variasi *chevron angle*.

Chevron Angle	<i>cold fluid mass flow rate</i>	<i>Re cold fluid</i>	Q_{act} (kW)	T_h out (K)
30	18.301	2292.04	627623.98	310.54
	19.301	2417.29	628602.34	310.50
	20.301	2542.53	629502.55	310.47
	21.301	2667.77	630334.19	310.45
	22.301	2793.01	631105.29	310.42
45	18.301	2292.04	541477.44	313.37
	19.301	2417.29	542322.16	313.34
	20.301	2542.53	543099.42	313.31
	21.301	2667.77	543817.48	313.29
	22.301	2793.01	544483.26	313.27
60	18.301	2292.04	217267.71	324.01
	19.301	2417.29	217561.29	324.00
	20.301	2542.53	217830.76	324.00
	21.301	2667.77	218079.11	323.99
	22.301	2793.01	218308.87	323.98

Berdasarkan tabel yang telah ditampilkan diatas, maka dapat diproyeksikan kedalam bentuk grafik, seperti yang disajikan dibawah ini:



Gambar 4.6. Grafik fungsi Reynolds *number cold fluid* terhadap temperatur keluar oli.

Gambar diatas menunjukkan suhu temperatur keluar oli terhadap *water side* Reynolds *number*, pada trend diatas bisa dilihat bahwa semakin besar *water side* Reynolds *number*, maka semakin turun temperatur *outlet* dari sisi hot fluid, yang ditunjukkan dengan trend dari grafik yang menurun. Selain itu, ditunjukkan juga korelasi antara variasi *chevron angle* terhadap

temperatur keluar dari oli, bisa dilihat bahwa variasi sudut chevron 30 menempati posisi penurunan suhu paling banyak, dengan suhu paling rendah yaitu 310.42 K pada Reynolds number 2793.011, kemudian penurunan suhu terbaik kedua ditempati oleh variasi sudut chevron 45, dengan suhu paling rendah yaitu 311.41, yang dicapai pada Reynolds number yang sama, kemudian yang terakhir ditempati oleh variasi sudut chevron 60, dengan suhu paling rendah yaitu, 313.27 K, yang dicapai pada Reynolds number 2793.011, yang berarti pada *mass flow rate* dan juga Reynolds number yang sama, variasi sudut chevron 60 memiliki penurunan temperatur paling kecil, dan juga *actual heat transfer* paling kecil diantara ketiganya, seperti telah dipaparkan pada gambar 4.6.

Temperatur keluar oli merupakan selisih dari temperatur masuk oli dikurangi dengan rasio *heat transfer actual/spesific heat*. Pada temperatur keluar oli dan *spesific heat* yang sama, ketika *heat transfer actual* besar maka temperatur keluar oli akan semakin menurun. Pada pembahasan grafik sebelumnya menunjukkan bahwa *heat transfer actual* variasi sudut chevron 30 lebih besar dibandingkan 45 dan juga 60. *Heat transfer actual* yang besar menunjukkan bahwa terjadi proses pertukaran panas yang baik dari fluida panas (oli) ke fluida dingin (water). Oleh karena itu variasi chevron 60 mampu menghasilkan temperatur keluar oli yang lebih rendah.

4.4 Analisa performa redesign lube oil cooler dengan metode NTU

Unjuk kerja suatu *heat exchanger* dapat dilihat dari harga *effectiveness* yang dimiliki. *Effectiveness* merupakan perbandingan antara laju perpindahan panas *actual* dengan laju perpindahan panas maksimal. Besarnya *effectiveness* berkisar antara 0 sampai dengan 1. Semakin besar nilai *effectiveness*, maka semakin baik *heat exchanger* tersebut dalam proses perpindahan panas. Hal tersebut dikarenakan nilai perpindahan panas yang terjadi mendekati harga perpindahan panas maksimal. Berikut merupakan langkah-langkah perhitungan $NTU-\epsilon$.

Heat Capacity

Untuk menghitung nilai *effectiveness*, maka harus diketahui besarnya kapasitas panas masing-masing fluida yaitu kapasitas panas fluida dingin *ambient* (C_c) dan kapasitas panas oli (C_h). Perhitungan nilai kapasitas panas disisi fluida panas dan sisi fluida dingin dapat dihitung menggunakan persamaan dibawah ini:

$$\begin{aligned}
 C_h &= \dot{m}_h C_{p,h} & C_c &= \dot{m}_c C_{p,c} \\
 &= 15.209 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 2001,9 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}} & &= 22.301 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 4178.2 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}} \\
 &= 30446,89 \frac{\text{J}}{\text{s K}} \frac{\text{W S}}{\text{J}} & &= 93178,03 \frac{\text{J}}{\text{s K}} \frac{\text{W S}}{\text{J}} \\
 &= 30,446.89 \text{ W/ K} & &= 93,178.03 \text{ W/ K}
 \end{aligned}$$

Dari perhitungan tersebut dapat diketahui bahwa $C_h < C_c$. Nilai *heat capacity ratio* (C_r) antara C_{max} dan C_{min} adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 C_h < C_c & & C_r &= C_{min} / C_{max} \\
 C_{min} = C_h = 30,446.89 \text{ W/ K} & & &= 30446,89 / 93178,03 \\
 & & &= 0.326
 \end{aligned}$$

4.4.1 Effectiveness

Dengan melakukan *redesign*, maka diperoleh nilai *heat transfer actual* pada masing-masing variasi. Sedangkan besarnya *heat transfer maximal* dapat dihitung dengan persamaan:

$$q_{act} = \dot{m}_c C_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i})$$

$$\begin{aligned}
&= 22.301 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 4178 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}} (314 - 308.15)\text{K} \\
&= 496182.8313 \frac{\text{J W S}}{\text{s J}} \\
&= 545,065,43 \text{ Watt} \\
q_{max} &= C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \\
&= 30446.89 \frac{\text{W}}{\text{K}} (331.15 - 308.15) \text{ K} \\
&= 704,881 \text{ Watt}
\end{aligned}$$

Effectiveness merupakan perbandingan besarnya perpindahan panas *actual* dengan perpindahan panas *maximal*. Berikut merupakan contoh perhitungan *effectiveness* untuk variasi *chevron angle* 30 dan juga *mass flow rate* 22,301kg/s. Maka dapat dihitung besarnya *effectiveness*.

$$\begin{aligned}
R &= \frac{T_{h1} - T_{h2}}{T_{c2} - T_{c1}} \\
R &= \frac{331.15 - 308.26}{314 - 308.15} \\
R &= 3.91
\end{aligned}$$

Saat $R > 1$:

$$(\dot{m}c_p)_h = (\dot{m}c_p)_{min} = c_{min}$$

$$NTU = \frac{UA}{c_{min}} = \frac{UA}{(\dot{m}c_p)_h}$$

$$NTU = \frac{UA}{(\dot{m}c_p)_h} = \frac{T_{h1} - T_{h2}}{\Delta T_m}$$

$$NTU = \frac{331.15 - 310.50}{7.49}$$

$$NTU = 2,77$$

$$NTU = NTU_{min}$$

Dan *effectiveness* dapat dicari dengan:

$$\varepsilon = \frac{\exp\left[\left(1 - \frac{c_{min}}{c_{max}}\right)NTU_{min}\right] - 1}{\exp\left[\left(1 - \frac{c_{min}}{c_{max}}\right)NTU_{min}\right] - \frac{c_{min}}{c_{max}}}$$

$$\varepsilon = \frac{\exp\left[\left(1 - \frac{30447}{76465.24}\right)2.77\right] - 1}{\exp\left[\left(1 - \frac{30447}{76465.24}\right)2.77\right] - \frac{30447}{76465.24}}$$

$$\varepsilon = 0,88$$

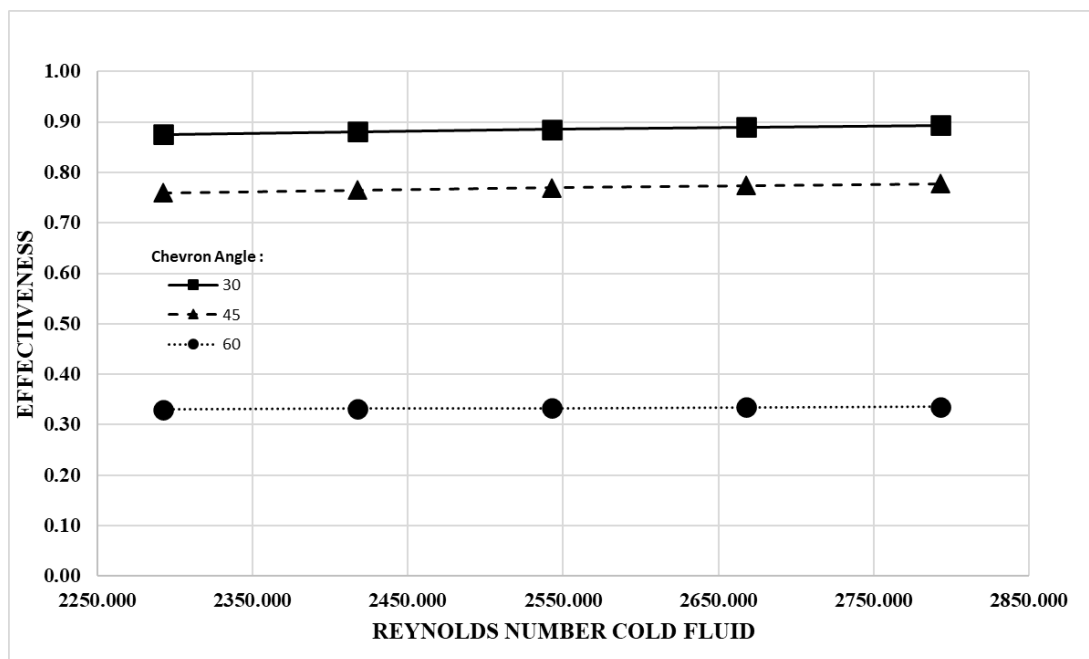
Maka didapat :

Tabel 4.9. *NTU* dan *effectiveness* dalam variasi *chevron angle*

Chevron Angle	cold fluid mass flow rate	Re cold fluid	NTU	Effectiveness
30	18.301	2292.045	2.75	0.88
	19.301	2417.286	2.77	0.88
	20.301	2542.528	2.79	0.89
	21.301	2667.769	2.80	0.89
	22.301	2793.011	2.82	0.89
45	18.301	2292.045	1.77	0.76
	19.301	2417.286	1.78	0.77
	20.301	2542.528	1.79	0.77

	21.301	2667.769	1.79	0.77
	22.301	2793.011	1.80	0.78
60	18.301	2292.045	0.43	0.33
	19.301	2417.286	0.43	0.33
	20.301	2542.528	0.43	0.33
	21.301	2667.769	0.43	0.33
	22.301	2793.011	0.44	0.34

Berdasarkan tabel yang telah ditampilkan diatas, maka dapat diproyeksikan kedalam bentuk grafik, seperti yang disajikan dibawah ini:



Gambar 4.7. Grafik fungsi Reynolds number cold fluid terhadap effectiveness.

Gambar 4.7 merupakan grafik *effectiveness* fungsi *cold side* Reynolds number. *Trend* grafik menunjukkan semakin besar laju aliran massa *water*, semakin besar Reynolds number, maka *effectiveness* juga semakin meningkat. Pada variasi *chevron angle* 45, dan 60 mempunyai *trend* grafik yang sama. Variasi 45 mampu menghasilkan *effectiveness* maksimal sebesar 78% pada laju aliran massa *cold fluid* 22,301 kg/s. Sedangkan variasi 60 mampu menghasilkan *effectiveness* maksimal sebesar 34% pada laju aliran massa *water cold fluid* 22.301 kg/s. sedangkan pada variasi 30, didapatkan efektifitas terbaik 89% pada *mass flow rate* 22.301 kg/s.

Effectiveness merupakan rasio antara perpindahan panas *actual* dengan perpindahan panas *maximal* yang mampu dihasilkan oleh *heat exchanger*. Ketika perpindahan panas *maximal* yang mampu dihasilkan adalah konstan, maka *effectiveness* hanya fungsi perpindahan panas *actual*. Pada dua grafik sebelumnya telah ditunjukkan dan dibahas bahwa variasi *chevron angle* 30 mampu menghasilkan perpindahan panas *actual* yang lebih besar daripada 45 dan 60. Sehingga *effectiveness* yang dihasilkan juga lebih besar.

Pada penelitian ini, didapati bahwa sudut *chevron* yang terbaik merupakan sudut 30°, mengapa hal tersebut terjadi? Pada beberapa penelitian sebelumnya, dijelaskan bahwa pada sudut *chevron* yang lebih besar, akan terjadi *base vortex* yang lebih besar atau dominan, hal ini akan menyebabkan *blockage effect* dan membuat luasan penampang aliran mengecil. Pada

aliran laminar, ini akan berarti bahwa sudut *chevron* yang semakin besar menyebabkan aliran menjadi seolah turbulen dan aliran lebih lama mendapat kontak dengan *plate*, tetapi pada aliran turbulen, hal ini hanya berakibat pada mengecilnya luasan penampang aliran, yang menyebabkan performanya lebih baik pada *chevron angle* yang lebih kecil.

4.5 Perbandingan Lube Oil Cooler Existing dan Hasil Redesign

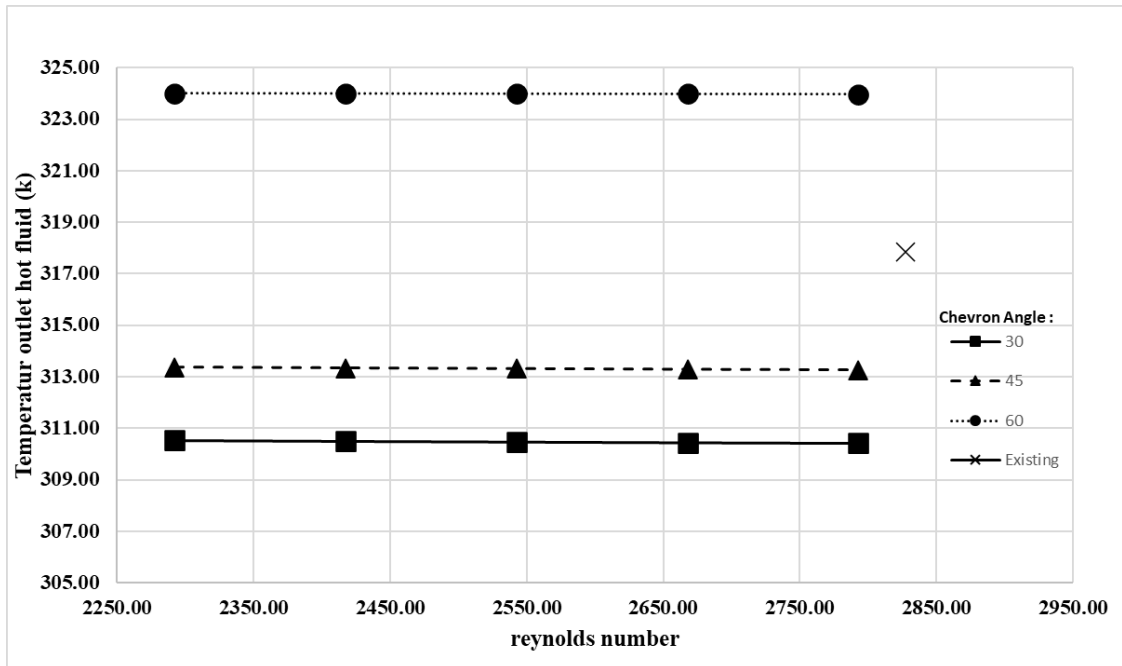
Pada sub bab ini akan dibandingkan beberapa parameter dari hasil *Redesign* dengan variasi *chevron angle* dan laju aliran massa cold fluid dengan parameter *existing* agar dapat diketahui seberapa baik peningkatan performa *lube oil cooler* hasil *redesign* tersebut. Parameter-parameter yang akan dianalisa yaitu:

4.5.1 Temperatur keluar oli

Kegagalan proses pada turbin gas disebabkan sistem pelumasan tidak berfungsi dengan baik karena minyak pelumas yang masuk ke turbin untuk mendinginkan *bearing*, *poros*, dan *part-part* yang lain memiliki temperatur yang masih tinggi. Sehingga *lube oil cooler* yang berfungsi mendinginkan oli harus mampu menghasilkan temperatur keluar oli yang rendah. Perhitungan Reynolds number sisi *water existing* adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 G &= \frac{\dot{m}_c}{A_{ff}} \\
 &= \frac{15.209 \text{ kg/s}}{0.0429 \text{ m}^2} \\
 &= 356.67 \text{ kg/m}^2\text{s} \\
 \\
 Re_c &= \frac{G D_h}{\mu} \\
 &= \frac{356,67 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}} \times 0.0054 \text{ m}^2}{0.000681 \text{ Ns/m}^2} \\
 &= 2,827.67
 \end{aligned}$$

Setelah diperoleh Reynolds number sisi *water* dan temperatur keluar oli, akan dibandingkan temperatur keluar oli *existing* dengan hasil *redesign*. Pada gambar dibawah ini menunjukkan perbandingan temperatur oli keluar yang dihasilkan *lube oil cooler existing* dan hasil *redesign*.

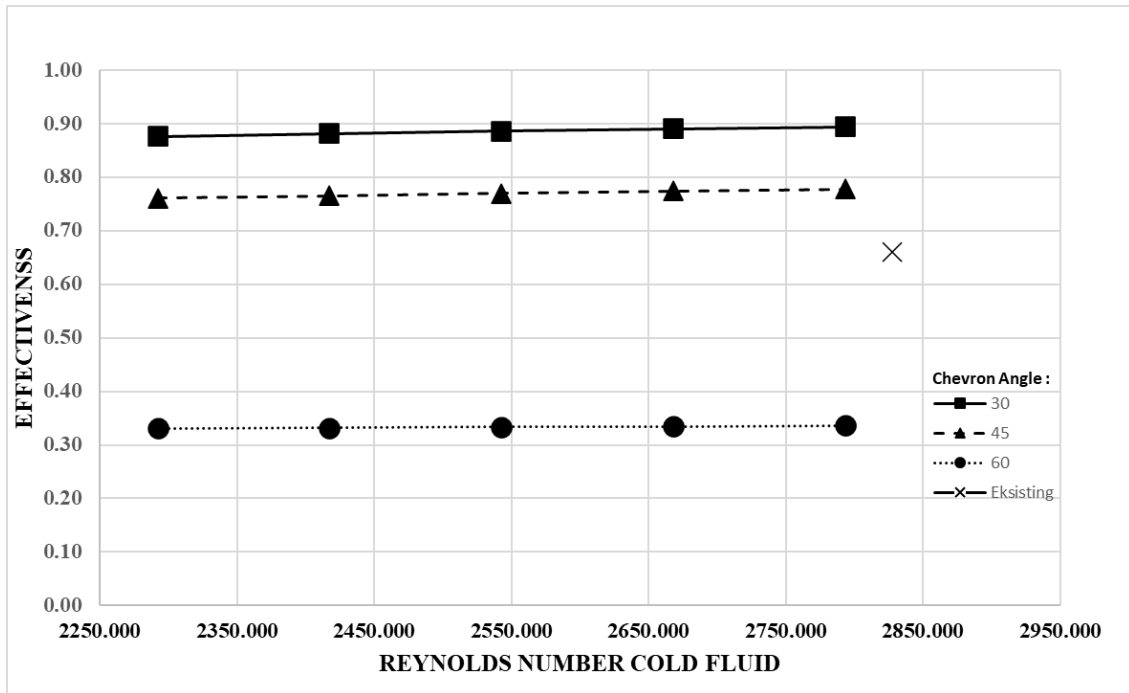


Gambar 4.8. Grafik fungsi Reynolds number cold fluid terhadap $T_{h,o}$ existing dan redesign.

Gambar diatas menunjukkan perbandingan temperatur keluar oli existing dan redesign terhadap cold side Reynolds number. Berdasarkan grafik tersebut terlihat bahwa lube oil cooler redesign mampu menghasilkan temperatur keluar oli sebesar 310.42 K pada laju aliran massa make up water 22.301 kg/s atau pada cold side Reynolds number 2793.01, untuk variasi chevron angle 30. Dan juga dapat menghasilkan temperatur keluar oli sebesar 313.27 K pada laju aliran massa make up water 22.301 kg/s atau pada cold side Reynolds number 2793.01. Sedangkan untuk kondisi existing pada laju aliran massa 19.301 kg/s, temperatur keluar oli yang dihasilkan lebih tinggi yaitu 318.15 K, dan pada mass flow rate yang sama, kedua variasi chevron angle 30 dan 45 memiliki suhu keluar oli yang lebih rendah, masing-masing pada 310,50 K dan 313,34 K. Akan tetapi, pada chevron angle 60 didapati bahwa suhu keluar dari oli masih lebih tinggi dibanding kondisi eksisting, dan juga apabila dibandingkan kedua variasi yang lain.

4.5.2 Effectiveness

Selain parameter diatas, parameter penting lain yang akan dibandingkan adalah effectiveness. Effectiveness merupakan perbandingan besarnya perpindahan panas actual dengan perpindahan panas maximal. Suatu heat exchanger yang baik, akan memiliki effectiveness yang lebih tinggi. Perbandingan effectiveness existing dengan redesign ditunjukkan pada gambar 4.10. dibawah ini:



Gambar 4.9. Grafik fungsi Reynolds number cold fluid terhadap effectiveness existing dan redesign.

Gambar 4.9 merupakan grafik perbandingan antara effectiveness dari kondisi existing dan redesign dari lube oil cooler relative terhadap fungsi cold side Reynolds number. Trend grafik menunjukkan semakin besar laju aliran massa water, semakin besar Reynolds number, maka effectiveness juga semakin meningkat. Pada kondisi eksisting, effectiveness dari HE yang didapat adalah sebesar 66% pada laju aliran massa pendingin 19,301 kg/s. sedangkan pada kondisi redesign dengan variasi chevron angle 30, didapat efektifitas terbaik 89% pada mass flow rate 22,301 kg/s. Sedangkan pada mass flow rate 19,301, efektifitas chevron angle 30 adalah 88%. yang berarti dengan mass flow rate yang sama, variasi chevron angle 30 memberikan efektifitas yang jauh lebih tinggi dibanding kondisi semula.

Pada variasi chevron angle 45, dan 60 mempunyai trend grafik yang sama. Variasi 45 mampu menghasilkan effectiveness maksimal sebesar 78% pada laju aliran massa water 22,301 kg/s. Sedangkan variasi 60 mampu menghasilkan effectiveness maksimal sebesar 34% pada laju aliran massa cold fluid 22.301 kg/s. Nilai effectiveness redesign yang meningkat dikarenakan heat transfer actual yang terjadi pada lube oil cooler meningkat dari existing. Karena effectiveness merupakan perbandingan heat transfer actual dengan heat transfer maximal yang mampu dihasilkan heat exchanger, dengan nilai heat transfer maximal yang konstan maka effectiveness hanya fungsi dari heat transfer actual yang dihasilkan. NTU merupakan rasio antara overall heat transfer coefficient (UA) dan C_{min} , karena luasan perpindahan panas redesign lebih besar dari kondisi existing maka UA juga meningkat. Oleh karena itu NTU redesign lebih besar dibandingkan existing.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 5 PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari hasil perancangan *Lube Oil Cooler* jenis *plate heat exchanger* dengan metode ΔT_{LMTD} dan NTU dengan variasi *chevron angle*, dan *mass flowrate* dari *make up water* maka diperoleh kesimpulan sebagai berikut:

1. Berdasarkan analisa performa *existing lube oil cooler* didapatkan bahwa nilai *effectiveness* yang terjadi sebesar 0.661 (66%).
2. Dengan *chevron angle* 30 derajat, performa maksimal terjadi pada laju aliran massa *water* 22.301 kg/s yaitu *heat transfer actual* 631105.29 watt, temperatur keluar oli 310.42 K, *effectiveness* 89%, NTU 2.82.
3. Dengan *chevron angle* 45 derajat, performa maksimal terjadi pada laju aliran massa *water* 22.301 kg/s yaitu *heat transfer actual* 544483.26 watt, temperatur keluar oli 313.27 K, *effectiveness* 78%, NTU 1.80
4. Dengan *chevron angle* 60 derajat, performa maksimal terjadi pada laju aliran massa *water* 22.301 kg/s yaitu *heat transfer actual* 218308.87 watt, temperatur keluar oli 323.98 K, *effectiveness* 34%, NTU 0.44
5. Berdasarkan batasan-batasan yang telah ditentukan, maka dari perhitungan disimpulkan hasil *redesign* yang terbaik yaitu dengan *chevron angle* 30 derajat, dan laju aliran massa *water* 22.301 kg/s.
6. Hasil *redesign* terbaik untuk mengembalikan performa dari *heat exchanger* pada performa desain adalah dengan *chevron angle* 30 derajat, dan laju aliran massa *water* 18.301 kg/s.

5.2 Saran

Beberapa saran yang bisa diberikan setelah dilakukan perancangan *lube oil cooler* adalah sebagai berikut:

1. Sebaiknya juga dilakukan analisa perubahan performa secara keseluruhan pada sistem turbin *steam* ketika ada peningkatan performa dari salah satu komponen, dalam hal ini adalah *lube oil cooler*.
2. Perhitungan perancangan *lube oil cooler* sebaiknya menggunakan *software* khusus sehingga hasil yang didapatkan akan lebih cepat dan lebih akurat.
3. Sebelum melakukan perubahan desain secara keseluruhan, sebaiknya perlu dilakukan *Root Cause Failure Analysis* (RCFA) untuk mengetahui penyebab utama penurunan performa *lube oil cooler*.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR PUSTAKA

- Al-Turki, Y. A., Moria, H., Shawabkeh, A., Pourhedayat, S., Hashemian, M., & Dizaji, H. S. (2021). Thermal, frictional and exergetic analysis of non-parallel configurations for plate heat exchangers. *Chemical Engineering and Processing - Process Intensification*.
- Feryanto, Y. E. (2015, 08 11). *www.caesarvery.com*. Retrieved from <https://www.caesarvery.com/2015/08/lubricating-sealing-system-pltu.html?m=0>
- Hannon, J. B. (2001, 07). *Machinery Lubrication*. Retrieved from <https://www.machinerylubrication.com/Read/210/turbine-oils>
- Holman, J. P. (2009). *Heat Transfer (10th ed)*. New York: Mcgraw-Hill.
- Incropera, F. P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S. (2011). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 7th Edition*. New York: John Wiley & Sons.
- Kachhwaha, S. S., Attri, R., Dev, N., & Samsher. (2015). GTA modeling of combined cycle power plant efficiency analysis. *Ain Shams Engineering Journal*, 217-237.
- Kan, M., Osman, I., & Gurel, B. (2015). Plate Heat Exchangers as a Compact Design and Optimization of Different Channel Angles. *Acta Physica Polonica Series a*.
- Littler, D. (1991). *Turbines, Generators and Associated Plant: Incorporating Modern Power System Practice*. Oxford: Pergamon.
- Rathod, M. K., Niyati, K. S., & Prabhakaran, P. (2007). Performance evaluation of flat finned tube fin heat exchanger with different fin surfaces. *Applied Thermal Engineering*, 2131-2137.
- Rosady, S. D., & Dwiyanoro, B. A. (2014). Re-Design Lube Oil Cooler pada Turbin Gas dengan Analisa Termodinamika dan Perpindahan Panas. *JURNAL TEKNIK POMITS*.
- Sadik, K., Liu, H., & Pramuanjaroenkij, A. (2012). *Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design, Third Edition*. Florida: CRC Press.
- Sodagar-Abardeh, J., Ebrahimi-Moghadam, A., Farzaneh-Gord, M., & Norouzi, A. (2019). Optimizing chevron plate heat exchangers based on the second law of thermodynamics and genetic algorithm. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry* 139(6).

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LAMPIRAN

Tabel perhitungan *Chevron angle existing*, 30°, 45°, dan 60° dengan *mass flow rate* 18,301m/s.

$\Delta T1$	17.15			
$\Delta T2$	9.7			
ΔT_{lm}	13.07310455			
Ne	108			
L_{eff}	1.113			
P	0.00368			
b	0.00318			
Lw	0.362			
Ach	0.00115116			
Lp	1.013			
A _{lp}	1.169874504			
A _l	0.429			
A _e	45.74			
D _h	0.0054			
N _{cp}	55			
μ_h	0.276527273			
μ_c	0.332745455			
G _h	240.216193			
G _c	289.0523077			
Re _h	11.26306714			
Re _c	2292.044731			
Chevron Angle	<i>existing</i>	30	45	60
N _{uh}	16.58243848	20.36731552	17.55803062	6.963772422
h _h	436.3637978	535.9621362	462.0363243	183.2503817
N _{uc}	61.95000671	97.23482933	83.82312874	41.12210062
h _c	7219.355504	11331.27884	9768.34383	4792.17161
U _c	405.7670777	502.93198	434.595693	175.4393989
U _f	397.6984312	490.5951797	425.3528668	173.913832
C _f	0.980115078	0.975470241	0.978732357	0.991304308
Q _c	242632.0841	300732.7139	259870.4147	104905.571
Q _f	237807.3642	293355.8129	254343.5834	103993.3445
C _s	0.558059429	0.688414246	0.596864758	0.24403982
OS	100*			
f _h	3.018715913	1.91963216	0.875029523	0.451551623
f _c	0.207750119	0.725688704	0.292723793	0.14400104
$\Delta P_{c/h}$	7367591.762	4685126.555	2135630.013	1102073.899

ΔP_c c	7102495876	24809617752	10007549213	4923062373
Daya	128930.7365	81988.36702	37372.91091	19285.97622
Daya	130948456.4	457414014.1	184508818.4	90766320.73
qact	505217.9263	627623.9816	541477.4367	217267.7142
Th Out	314.5565874	310.5362744	313.3656775	324.0140441

Tabel perhitungan *Chevron angle existing*, 30°, 45°, dan 60° dengan *mass flow rate* 19,301m/s.

$\Delta T1$	17.15			
$\Delta T2$	9.7			
ΔT_{lm}	13.07310455			
Ne	108			
L_{eff}	1.113			
P	0.00368			
b	0.00318			
Lw	0.362			
Ach	0.00115116			
Lp	1.013			
A1p	1.169874504			
A1	0.429			
Ae	45.74			
Dh	0.0054			
Ncp	55			
mh	0.276527273			
mc	0.350927273			
Gh	240.216193			
Gc	304.8466527			
Reh	11.26306714			
Rec	2417.286233			
Chevron Angle	<i>existing</i>	30	45	60
Nuh	16.58243848	20.36731552	17.55803062	6.963772422
hh	436.3637978	535.9621362	462.0363243	183.2503817
Nuc	64.41013512	100.7257395	86.83253403	42.68920816
hc	7506.047024	11738.0927	10119.04543	4974.794778
Uc	406.6400332	503.7068098	435.266841	175.6754938
Uf	398.5369787	491.3324352	425.9957498	174.145836
Cf	0.980073151	0.975433378	0.978700213	0.991292708
Qc	243154.0757	301196.0304	260271.7337	105046.7461
Qf	238308.7812	293796.6614	254728.0011	104132.0734
Cs	0.543644688	0.670227062	0.581101224	0.237552507
OS	100*			
fh	3.018715913	1.91963216	0.875029523	0.451551623
fc	0.205978256	0.718657811	0.289533218	0.142363303
$\Delta P_{c)h}$	7367591.762	4685126.555	2135630.013	1102073.899
$\Delta P_{c)c}$	7832511953	27327621844	11009765934	5413495060
Daya	128930.7365	81988.36702	37372.91091	19285.97622
Daya	152298438	531369010	214078212.1	105262123.7

qact	253157.5888	628602.3357	542322.1634	217561.2942
Th Out	322.8352746	310.5041413	313.3379333	324.0044018

Tabel perhitungan *Chevron angle existing*, 30°, 45°, dan 60° dengan *mass flow rate* 20,301m/s.

$\Delta T1$	17.15			
$\Delta T2$	9.7			
ΔTlm	13.07310455			
Ne	108			
Leff	1.113			
P	0.00368			
b	0.00318			
Lw	0.362			
Ach	0.00115116			
Lp	1.013			
A1p	1.169874504			
A1	0.429			
Ae	45.74			
Dh	0.0054			
Ncp	55			
mh	0.276527273			
mc	0.369109091			
Gh	240.216193			
Gc	320.6409977			
Reh	11.26306714			
Rec	2542.527735			
Chevron Angle	<i>existing</i>	30	45	60
Nuh	16.58243848	20.36731552	17.55803062	6.963772422
hh	436.3637978	535.9621362	462.0363243	183.2503817
Nuc	66.83632288	104.1561952	89.78982344	44.23237372
hc	7788.783264	12137.86149	10463.6737	5154.627863
Uc	407.4412974	504.419727	435.8843653	175.8921918
Uf	399.3065975	492.0107311	426.5872301	174.3587744
Cf	0.98003467	0.975399463	0.978670638	0.991282061
Qc	243633.1989	301622.3256	260640.9879	105176.3226
Qf	238768.9817	294202.2546	255081.682	104259.4019
Cs	0.529920431	0.652948237	0.566124603	0.231391811
OS	100*			
fh	3.018715913	1.91963216	0.875029523	0.451551623
fc	0.204309904	0.712045204	0.286536035	0.140825554
$\Delta Pc)h$	7367591.762	4685126.555	2135630.013	1102073.899
$\Delta Pc)c$	8594969707	29954529037	12054082989	5924291198
Daya	128930.7365	81988.36702	37372.91091	19285.97622
Daya	175782790.2	612624694.8	246527959.2	121162548.8

qact	253661.1784	629502.5459	543099.4213	217830.7572
Th Out	322.8187347	310.4745747	313.3124049	323.9955515

Tabel perhitungan *Chevron angle existing*, 30°, 45°, dan 60° dengan *mass flow rate* 21,301m/s.

$\Delta T1$	17.15			
$\Delta T2$	9.7			
ΔT_{lm}	13.07310455			
Ne	108			
L_{eff}	1.113			
P	0.00368			
b	0.00318			
Lw	0.362			
Ach	0.00115116			
Lp	1.013			
A1p	1.169874504			
A1	0.429			
Ae	45.74			
Dh	0.0054			
Ncp	55			
mh	0.276527273			
mc	0.387290909			
Gh	240.216193			
Gc	336.4353427			
Reh	11.26306714			
Rec	2667.769237			
Chevron Angle	<i>existing</i>	30	45	60
Nuh	16.58243848	20.36731552	17.55803062	6.963772422
hh	436.3637978	535.9621362	462.0363243	183.2503817
Nuc	69.23067774	107.5301483	92.69840373	45.75311705
hc	8067.809851	12531.04575	10802.62565	5331.847968
Uc	408.1797742	505.0783204	436.4548384	176.0919128
Uf	400.0158551	492.6372995	427.1336118	174.5550264
Cf	0.979999207	0.975368135	0.978643319	0.991272249
Qc	244074.7778	302016.1375	260982.1075	105295.7476
Qf	239193.0887	294576.9168	255408.3959	104376.7525
Cs	0.516843028	0.636515154	0.551880698	0.225534931
OS	100*			
fh	3.018715913	1.91963216	0.875029523	0.451551623
fc	0.202734345	0.705807155	0.283711826	0.139377194
$\Delta P_{c)h}$	7367591.762	4685126.555	2135630.013	1102073.899
$\Delta P_{c)c}$	9389606243	32689336775	13140064344	6455230717
Daya	128930.7365	81988.36702	37372.91091	19285.97622
Daya	201493919.5	701488691	281975942.2	138524417.8

qact	254125.3233	630334.1875	543817.4774	218079.112
Th Out	322.8034903	310.4472602	313.2888211	323.9873945

Tabel perhitungan *Chevron angle existing*, 30°, 45°, dan 60° dengan *mass flow rate* 22,301m/s.

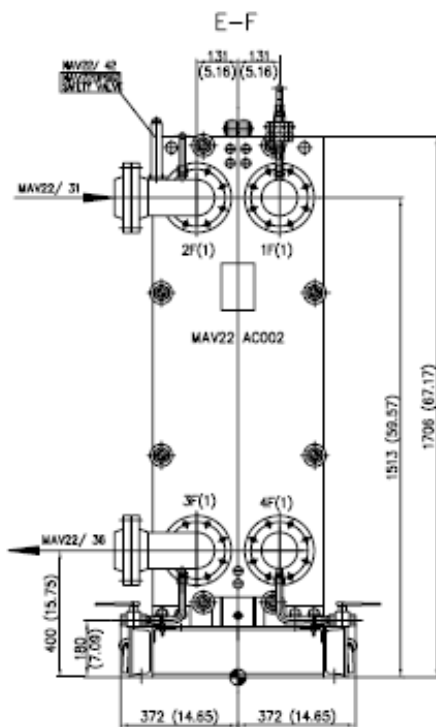
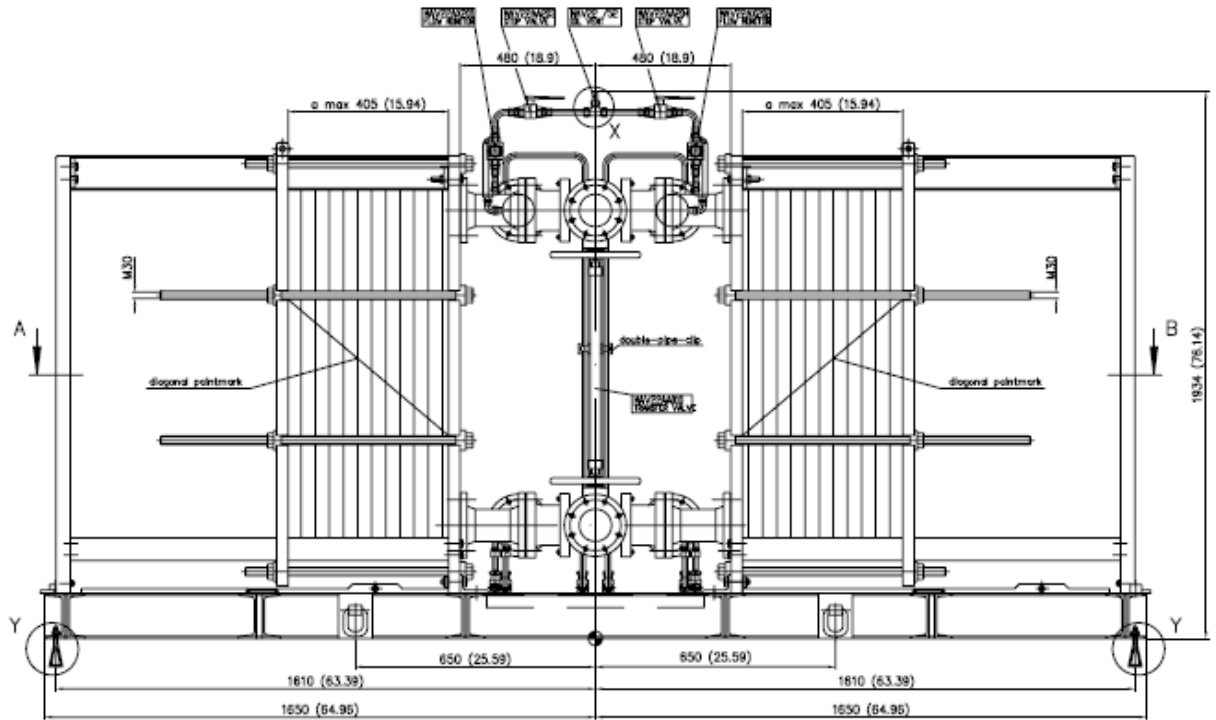
$\Delta T1$	17.15			
$\Delta T2$	9.7			
ΔT_{lm}	13.07310455			
Ne	108			
L_{eff}	1.113			
P	0.00368			
b	0.00318			
Lw	0.362			
Ach	0.00115116			
Lp	1.013			
A1p	1.169874504			
A1	0.429			
Ae	45.74			
Dh	0.0054			
Ncp	55			
mh	0.276527273			
mc	0.405472727			
Gh	240.216193			
Gc	352.2296877			
Reh	11.26306714			
Rec	2793.010739			
Chevron Angle	existing	30	45	60
Nuh	16.58243848	20.36731552	17.55803062	6.963772422
hh	436.3637978	535.9621362	462.0363243	183.2503817
Nuc	71.59508417	110.8511201	95.56131043	47.25279494
hc	8343.346392	12918.05581	11136.25501	5506.613209
Uc	408.8629185	505.688953	436.9837711	176.2766809
Uf	400.6719239	493.2182032	427.6401802	174.7365817
Cf	0.979966404	0.97533909	0.978617991	0.991263171
Qc	244483.2701	302381.2708	261298.3875	105406.2314
Qf	239585.391	294924.2734	255711.303	104485.3152
Cs	0.504371579	0.620870166	0.538319608	0.219960922
OS	100*			
fh	3.018715913	1.91963216	0.875029523	0.451551623
fc	0.201242409	0.699906298	0.281043163	0.138009182
$\Delta P_{c)h}$	7367591.762	4685126.555	2135630.013	1102073.899
$\Delta P_{c)c}$	10216173301	35531099338	14267299149	7006106349
Daya	128930.7365	81988.36702	37372.91091	19285.97622
Daya	229523501.8	798265857.9	320538852.1	157403953.2

qact	254554.705	631105.2894	544483.2635	218308.8746
Th Out	322.7893876	310.4219341	313.2669539	323.9798482

Spesifikasi dan Data Operasi Lube Oil Cooler S.T Blok 5 UP Muara Tawar
Operating & Desain Data berdasarkan Manual Book.

	UM DIE PLATTEN AROUND THE PLATES		DURCH DIE PLATTEN THROUGH THE PLATES	
FÖRDERMEDIUM MEDIUM HANDLED		Oil Oil		Wasser Water
VISSKOSITÄT VISCOSITY		ISO VG 46		
DURCHFLOSSMENGE FLOW RATE	m ³ / h	63	m ³ / h	70
FOULINGFAKTOR FOULING FACTOR			kW/m ² °C	3.87
EINTRITTSTEMPERATUR (MIN / NOM / MAX) INLET TEMPERATURE (MIN / NOM / MAX)	°C	45 / 45 / 60.14	°C	32 / 35 / 37.5
AUSTRITTSTEMPERATUR OUTLET TEMPERATURE	°C	45	°C	43.08
ABZUFÜHRENDE WÄRMEMENGE HEAT TO BE DISSIPATED	kW	450		
BETRIEBSÜBERDRUCK OPERATING OVERPRESSURE	bar g	5	bar g	6
DRUCKVERLUSTE PRESSURE LOSS	bar	1.0 (<1)	bar	0.3 (<0.5)
BERECHNUNGSÜBERDRUCK DESIGN OVERPRESSURE	bar	8	bar	8
BERECHNUNGSTEMPERATUR DESIGN TEMPERATURE	°C	80	°C	80
PRÜFDRUCK TEST PRESSURE	bar g	12	bar g	12

PLATTENTYP TYPE OF PLATES	NT100M H	
PLATTENSTÄRKE THICKNESS OF PLATES	0.5 mm	
PLATTENANZAHL NUMBER OF PLATES	2 x 110	
STUTZEN – ANSCHLUSS NOZZLE – CONNECTION	WARME SEITE WARM SIDE	KALTE SEITE COLD SIDE
EINTRITT INLET	DN100 PN16 DIN EN 1092-1, flange type 11, facing B1 (inkl. Gegenflansch) / (incl. counterflange)	
AUSTRITT OUTLET	DN100 PN16 DIN EN 1092-1, flange type 11, facing B1 (inkl. Gegenflansch) / (incl. counterflange)	
WERKSTOFFE MATERIAL		
GESTELL FRAME	S235-JRG2	
PLATTEN PLATES	1.4401	
OBERFLÄCHE SURFACE	RAL9006	
SCHRAUBEN SCREWS	C-Stahl (Festigkeitsklasse 8.8 oder gleichwertig) Carbon steel (Strength grade 8.8 or equivalent)	
DICHTUNGEN GASKETS	NBR	
UMSCHALTARMATUR SWITCHOVER DEVICE	GGG40	
ABSPERRVENTILE VALVES		
GEGENFLANSCHEN MATING FLANGES	Ja Yes	
ZINKSCHUTZ ZINC ANODE	Nein No	
DRUCKAUSGLEICHLEITUNG PRESSURE COMPENSATING LINE	Ja (in Umschaltventil) Yes (in change over valve)	



Parameter operasi.

Item	Desain	Di Lapangan
Temperatur Lube Oil Cooler In (°C)	60.14	58
Temperatur Lube Oil Cooler Out (°C)	45	44.7
Temperatur Cooling Water In (°C)	35	35
Temperatur Cooling Water Out (°C)	43.08	40.85

Data Desain

Item	Fluida Panas	Fluida Dingin
T_{in} (K)	333.29	308.15
T_{out} (K)	318.15	316.23
ΔT_m (K)	13.217	
Spesific Heat (KJ/kg.K)	2.017	4.178
Viscosity (N.s/ m ²)	0.108	0.000667
Thermal Conductivity (W/m.K)	0.1418	0.6306
Density (kg/m ³)	868	992
Prandtl number	1530	4.418
Mass flow rate (Kg/s)	15.196	19.292
Fouling Factor m ² .K/W	0.0000086	0.0000017

Data Lapangan

Item	Fluida Panas	Fluida Dingin
T_{in} (K)	331.15	308.15
T_{out} (K)	317.85	314
ΔT_m (K)	13.073	
Spesific Heat (KJ/kg.K)	2.0119	4.1782
Viscosity (N.s/ m ²)	0.11517	0.000681
Thermal Conductivity (W/m.K)	0.1421	0.62929
Density (kg/m ³)	869.1	992.6255
Prandtl number	1623	4.5211
Mass flow rate (Kg/s)	15.209	19.301

Fouling Factor $m^2.K/W$	0.0000086	0.0000017
--------------------------	-----------	-----------

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Surabaya, 25 Mei 2000, merupakan anak bungsu dari dua bersaudara. Penulis telah menempuh Pendidikan formal mulai dari TK Dian Surabaya, SD Negeri Kertajaya Surabaya, SMP Negeri 1 Surabaya, dan SMA Negeri 5 Surabaya. Setelah melaksanakan Pendidikan di SMA Negeri 5 Surabaya, penulis melanjutkan mengemban Pendidikan di Departemen Teknik Mesin FTI-RS, Institut Teknologi Sepuluh Nopember. Penulis diterima di Institut Teknologi Sepuluh Nopember melalui jalur SBMPTN dan terdaftar dengan NRP. 02111840000072. Di perkuliahan, penulis aktif baik di bidang akademik dan non akademik, Pada bidang akademik, Penulis mempelajari Bidang Konversi Energi di Laboratorium Rekayasa Thermal dan Sistem Energi. Dan di bidang non-akademik, penulis aktif sebagai Kepala Divisi Public Relation di Organisasi Mahasiswa Mesin ITS Autosport. Untuk informasi lebih lanjut mengenai penelitian ini beserta kritik dapat menghubungi penulis melalui email : nikolas.padan@gmail.com.