



TUGAS AKHIR - TM091486

***RE-DESIGN LUBE OIL COOLER* PADA TURBIN GAS
DENGAN ANALISA TERMODINAMIKA DAN
PERPINDAHAN PANAS
(STUDI KASUS PT. ENERGI MEGA PERSADA)**

**SITI DURATUN NASIQIATI ROSADY
NRP 2110 100 057**

**Dosen Pembimbing
Bambang Arip Dwiyantoro, ST., M.Eng., Ph.D**

**JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2014**



FINAL PROJECT - TM 091486

**RE-DESIGN LUBE OIL COOLER ON THE GAS
TURBINE USING THERMODYNAMICS AND HEAT
TRANSFER ANALYSIS
(CASE STUDY OF PT. ENERGI MEGA PERSADA)**

**SITI DURATUN NASIQIATI ROSADY
NRP 2110 100 057**

**Academic Supervisor
Bambang Arip Dwiyanoro, ST., M.Eng., Ph.D**

**MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Engineering
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya
2014**

**RE-DESIGN LUBE OIL COOLER PADA TURBIN GAS
DENGAN ANALISA TERMODINAMIKA
DAN PERPINDAHAN PANAS
(STUDI KASUS PT. ENERGI MEGA PERSADA)**

Nama Mahasiswa : Siti Duratun Nasiqiati Rosady
NRP : 2110 100 057
Jurusan : Teknik Mesin FTI – ITS
Dosen Pembimbing : Bambang Arip D.,ST.,M.Eng.,Ph.D

ABSTRAK

Pada sebuah pembangkit listrik tenaga gas, sistem pelumasan turbin sangat diperlukan. Pelumas yang telah digunakan didinginkan kembali menggunakan lube oil cooler. Lube oil cooler merupakan compact heat exchanger tipe circular tubes, continuous fins yang berfungsi sebagai pendingin oli dengan udara sebagai fluida pendingin. Pada kondisi operasional didapatkan bahwa temperatur oli keluar lube oil cooler masih cukup tinggi. Hal ini dapat menyebabkan turbin gas shut down. Berdasarkan kondisi tersebut, maka dilakukan analisa performa lube oil cooler existing dan melakukan redesign untuk meningkatkan effectiveness dari lube oil cooler.

Analisa performa lube oil cooler existing meliputi perpindahan panas actual dan effectiveness. Sedangkan redesign dilakukan dengan variasi laju aliran massa fluida dingin (udara) dan surface designation berdasarkan standard Compact heat exchangers untuk tipe circular tubes, continuous fins. Dengan batasan yang digunakan dalam perancangan lube oil cooler adalah volume ruang penempatan heat exchanger. Perancangan menggunakan metode LMTD dan NTU meliputi perhitungan perpindahan panas pada sisi tube dan fins, area perpindahan panas, heat transfer actual, overall heat transfer coefficient serta effectiveness.

Dari perhitungan yang telah dilakukan didapatkan effectiveness dari lube oil cooler existing adalah sebesar 13.6%.

Berdasarkan analisa redesign, hasil yang memiliki performa yang paling baik adalah surface designation 8.0-3/8 T dengan laju aliran massa udara 7.5 kg/s dimana temperatur keluar oli sebesar 342.14 K dengan effectiveness menjadi 29%. Adapun detail dimensi redesign adalah jumlah tube 245, diameter tube 0.0102108 m, jumlah fins/ meter 315, transverse pitch 0.0219964 m dan longitudinal pitch sebesar 0.0254 m.

Kata Kunci: Lube Oil Cooler, Compact Heat Exchanger, Circular Tube, Continuous Fins, LMTD, NTU, Overall Heat Transfer Coefficient, Effectiveness

**RE-DESIGN LUBE OIL COOLER ON THE
GAS TURBINE USING THERMODYNAMICS
AND HEAT TRANSFER ANALYSIS
(CASE STUDY OF PT. ENERGI MEGA PERSADA)**

Student Name : Siti Duratun Nasiqiati Rosady
NRP : 2110 100 057
Departement : Teknik Mesin FTI – ITS
Academic Supervisor : Bambang Arip D.,ST.,M.Eng.,Ph.D

ABSTRACT

In a gas power plant, turbine lubrication system was required. Lubricants that have been used cooled using lube oil cooler. Lube oil cooler is a compact heat exchanger circular tubes continuous fins type, that serve as oil cooler with air as the cooling fluid. At the operating conditions found that the lube oil cooler outlet temperature is still high. This can cause the gas turbine is shut down. Under these conditions, the performance analysis of the existing lube oil cooler and redesign to improve the effectiveness of lube oil cooler.

Analysis of the performance of the existing lube oil cooler covers the actual heat transfer and effectiveness. While the redesign is done with the variation of the mass flow rate of cold fluid (air) and surface designation based on Standard Compact heat exchangers for the type of circular tubes, continuous fins. With the limits used in the design of the lube oil cooler is a heat exchanger chamber volume placement. Designing using LMTD and NTU methods include calculation of heat transfer on the tube and fins, the heat transfer area, the actual heat transfer, overall heat transfer coefficient and effectiveness.

From the calculations have been done obtained effectiveness of existing lube oil cooler is 13.6%. Based on the analysis of redesign, the results of which have the best performance is surface designation 8.0-3 / 8 T with the air mass flow rate of 7.5 kg/ s where the oil exit temperature of 342.14 K with effectiveness

to 29%. The detailed dimensions of the redesign is the number of tube 245, tube diameter of 0.0102108 m, the number of fins/meter 315, transverse and longitudinal pitch 0.0219964 m a pitch of 0.0254 m.

Keywords : Lube Oil Cooler, Compact Heat Exchanger, Circular Tube, Continuous Fins, LMTD, NTU, Overall Heat Transfer Coefficient, Effectiveness

**RE-DESIGN LUBE OIL COOLER PADA TURBIN GAS
DENGAN ANALISA TERMODINAMIKA DAN
PERPINDAHAN PANAS
(STUDI KASUS PT. ENERGI MEGA PERSADA)**

TUGAS AKHIR

Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya

Oleh :

SITI DURATUN NASIQIATI ROSADY
NRP. 2110 100 057

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Bambang Arip D., ST., M.Eng., Ph.D.
(NIP. 197804012002121001) (Pembimbing)
2. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsan, M.Eng.
(NIP. 195310191979031002) (Penguji I)
3. Ary Bachtiar K. P., ST., MT., Ph.D.
(NIP. 197105241997021001) (Penguji II)
4. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh W., ME.
(NIP. 195312191981031001) (Penguji III)

SURABAYA
JULI, 2014

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji bagi Allah SWT karena hanya dengan Rahmat dan Hidayah-Nya penulis bisa menyelesaikan Tugas Akhir ini. Melalui kesempatan ini penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah membantu dan mendukung dalam proses penyelesaian tugas akhir ini, antara lain:

1. Ibu Siti Zulaikhah, Bunda yang selalu menjadi panutan, semangat, inspirasi, serta Doa dan Kasih sayangnya selalu tercurah bagi penulis. Bapak Ali Imron Rosady, Ayah yang selalu memberi semangat dan dukungan. Sehingga penulis bisa menyelesaikan Tugas Akhir ini.
2. Adik-adik penulis, Muhammad Maulana Akbar Rosady dan Siti Nur Shafira Rosady yang menjadi motivasi bagi penulis agar menjadi orang sukses dan harus bisa menjadi tauladan yang baik untuk mereka.
3. Bapak Bambang Arip Dwiyanoro, ST., M.Eng., Ph.D. selaku dosen pembimbing tugas akhir yang telah memberikan saran, motivasi, dan ilmu-ilmu yang bermanfaat bagi penulis.
4. Bapak Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng., Bapak Ary Bachtiar K. P., ST., MT., Ph.D., dan Bapak Dr. Ir. Budi Utomo K. W. ME selaku dosen penguji tugas akhir penulis, terima kasih atas saran-saran yang telah diberikan.
5. Bapak Dr. Eng. Sutikno, ST., MT. selaku Dosen wali penulis, terima kasih atas arahan, kebaikan dan kesabaran bapak selama empat tahun ini.
6. Sahabat-sahabat penulis, Fina, Ruri, Nafi, Fitri, Risti, dan Arifa terima kasih atas cerita dan motivasi yang selalu memberikan inspirasi dan semangat penulis untuk selalu menjadi pribadi yang lebih baik.
7. Rekan satu tim tugas akhir, Annis yang memberikan dukungan dan kerja sama dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.

8. Teman-teman Laboratorium Mekanika dan Mesin Fluida, terima kasih atas bantuan dan dukungannya.
9. Teman-teman *Fast Track* dan S2 Rekayasa Konversi Energi Teknik Mesin ITS, terima kasih atas doa dan dukungannya.
10. Saudara-saudaraku seperjuangan di kampus merah Teknik Mesin, M53 terima kasih untuk kebersamaan dan solidaritas selama ini.
11. Adik-adik M54, M55, dan M56 terima kasih atas doa dan dukungannya, semoga cepat menyelesaikan studi.
12. Seluruh Dosen, Karyawan, dan Civitas Akademik jurusan Teknik Mesin ITS.
13. Teman-teman kos Keputih Perintis IV no. 1, Sukolilo.
14. 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 2014
Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI.....	vii
DAFTAR GAMBAR.....	ix
DAFTAR TABEL	xi
DAFTAR SIMBOL	xiii

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang Masalah	1
1.2 Perumusan Masalah.....	3
1.3 Batasan Masalah.....	3
1.4 Tujuan Penelitian.....	3
1.5 Manfaat Penelitian.....	4

BAB II TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1 Tinjauan Pustaka	5
2.2 Dasar Teori	8
2.2.1 Sistem Pelumasan	8
2.2.2 <i>Heat Exchanger</i>	11
2.2.3 Tinjauan Termodinamika	13
2.2.4 Tinjauan Perpindahan Panas	13
2.2.5 Penurunan Tekanan (<i>Pressure Drop</i>).....	18
2.2.6 <i>Overall Heat Transfer Coefficient</i>	19
2.2.7 Menghitung Performa <i>Heat Exchanger</i> dengan Metode NTU.....	21

BAB III METODOLOGI

3.1 Analisa Perancangan <i>lube oil cooler</i>	23
3.2 Data-Data Pendukung.....	24
3.3 Perancangan <i>lube oil cooler</i> dengan dengan metode	

ΔT_{LMTD}	26
3.4 Perancangan <i>lube oil cooler</i> metode NTU	27
3.5 Parameter yang divariasikan.....	28
3.6 <i>Flowchart</i> perhitungan performa <i>existing lube oil cooler</i>	31
3.7 <i>Flowchart</i> redesain <i>lube oil cooler</i>	32

BAB IV PEMBAHASAN

4.1 Perhitungan performa <i>existing lube oil cooler</i>	37
4.2 Analisa perencanaan <i>lube oil cooler</i> metode ΔT_{LMTD}	42
4.2.1 Analisa perpindahan panas sisi <i>internal</i>	44
4.2.2 Analisa perpindahan panas sisi <i>external</i>	48
4.2.3 Perpindahan panas <i>actual</i>	52
4.2.4 Temperatur Keluar Oli	52
4.3 Pembahasan hasil perhitungan metode ΔT_{LMTD}	52
4.4 Analisa performa <i>redesign lube oil cooler</i> metode NTU	58
4.5 Pembahasan hasil perhitungan metode NTU.....	60
4.6 Perbandingan <i>lube oil cooler existing</i> dan hasil <i>redesign</i>	62
4.7 Dimensi <i>lube oil cooler redesign</i>	65
4.8 Performa <i>lube oil cooler redesign</i>	66

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan	67
5.2 Saran	67

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

RIWAYAT PENULIS

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1. Spesifikasi parameter <i>wavy-fin</i> (mm)	7
Tabel 3.1. Data Dimensi <i>Lube oil cooler</i>	25
Tabel 3.2. Data Desain dan Operasi	26
Tabel 3.3. Data <i>output</i> dan <i>input</i> perencanaan <i>lube oil cooler</i>	28
Tabel 3.4. Variasai laju aliran massa fluida dingin (Udara)	28
Tabel 3.5. Konfigurasi <i>surface designation</i> untuk <i>circular tubes, continuous fins</i>	29
Tabel 4.1. Data <i>properties</i> fluida dingin dan fluida panas	43
Tabel 4.2. Konfigurasi <i>surface designation</i> [2] dan <i>data existing</i>	45
Tabel 4.3. Variasi <i>surface designation</i> terhadap jumlah <i>tubes lube oil cooler</i>	53
Tabel 4.4. Nilai perpindahan panas <i>actual</i> pada variasi <i>surface designation</i>	54
Tabel 4.5. Temperatur keluar oli dan udara pada variasi <i>surface designation</i>	56
Tabel 4.6. Hasil Perhitungan <i>NTU-\mathcal{E}</i>	60
Tabel 4.7. Perbandingan dimensi <i>existing</i> dan <i>redesign lube oil cooler</i>	65
Tabel 4.8. Perbandingan performa <i>existing</i> dan <i>redesign lube oil cooler</i>	66

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1. Properti minyak dan gas bumi PT. Energi Mega Persada	1
Gambar 2.1. Pengaruh variasi <i>Water side Reynolds number</i> terhadap <i>Effectiveness</i>	6
Gambar 2.2. Pengaruh variasi <i>Water side Reynolds number</i> terhadap <i>Water side Pressure Drop</i>	6
Gambar 2.3. Pengaruh <i>fin pitch</i> terhadap faktor <i>j</i> dan <i>f</i>	8
Gambar 2.4. Skema sistem pelumasan	9
Gambar 2.5. Tipe <i>Lube Oil Cooler</i>	10
Gambar 2.6. Gambar dan spesifikasi <i>Lube Oil Cooler</i>	11
Gambar 2.7. <i>Compact Heat Exchanger</i>	11
Gambar 2.8. Susunan <i>Tube Heat Exchanger</i> tipe a) <i>inline</i> dan b) <i>Staggered</i>	12
Gambar 2.9. <i>Circular tubes, continuous fins exchangers</i>	12
Gambar 2.10. Distribusi Temperatur pada Penukar Panas tipe <i>Counter Flow</i>	14
Gambar 2.11. Distribusi Temperatur pada Penukar Panas tipe <i>Parallel Flow</i>	15
Gambar 2.12. <i>Heat Transfer</i> dan <i>Friction Factor</i> untuk <i>circular tube-continuous fin heat exchanger, surface 8.0-3/8T</i>	18
Gambar 2.13. Efisiensi dari <i>straigh fins (rectangular, triangular and parabolic Profiles</i>	20
Gambar 2.14. <i>Effectiveness of single pass, cross flow heat exchanger with both fluids unmixed</i>	22
Gambar 3.1. Susunan tiga <i>lube oil cooler</i>	23
Gambar 3.2. Analisa satu <i>lube oil cooler</i>	24
Gambar 3.3. Skema proses pada <i>lube oil cooler</i>	24
Gambar 3.4. <i>Layout surface designation</i> pada a) 8.0-3/8 T dan b) 7.75-5/8 T.....	30
Gambar 4.1. <i>Control volume</i> dari sistem <i>lube oil cooler</i>	37
Gambar 4.2. Distribusi Temperatur pada <i>lube oil cooler</i>	38

Gambar 4.3. <i>Layout</i> susunan <i>tube</i> pada 8.0-3/8 T	44
Gambar 4.4. Grafik <i>circular tubes, continuous fins surface designation</i> 8.0-3/8T	51
Gambar 4.5. Grafik perbandingan jumlah <i>tubes</i> dengan <i>surface designation</i>	53
Gambar 4.6. Grafik <i>heat transfer actual</i> fungsi <i>air side Reynolds number</i>	55
Gambar 4.7. Grafik temperatur keluar oli fungsi <i>air side Reynolds number</i>	57
Gambar 4.8. Grafik <i>effectiveness</i> fungsi <i>air side Reynolds number</i>	61
Gambar 4.9. Perbandingan temperatur keluar oli <i>existing</i> dan <i>redesign</i>	63
Gambar 4.10. Perbandingan <i>effectiveness existing</i> dengan <i>redesign</i>	64

DAFTAR SIMBOL

A	Luasan perpindahan panas total, m^2
A_c	Luasan perpindahan panas sisi <i>external tube</i> , m^2
A_{ff}	<i>Minimum Free Flow Area</i> , m^2
A_{fr}	<i>Frontal Area</i> , m^2
A_h	Luasan perpindahan panas sisi <i>internal</i> , m^2
C_c	<i>Heat capacity sisi cold</i> , Watt/K
C_h	<i>Heat capacity sisi hot</i> , Watt/K
C_p	Kalor spesifik fluida, J/kg.K
$C_{p,c}$	Kalor spesifik fluida dingin, J/kg.K
$C_{p,h}$	Kalor spesifik fluida panas, J/kg.K
C_r	<i>Heat Capacity Ratio</i>
D	Diameter <i>tube</i> , m
D_h	Diameter hidrolis, m
F	Faktor koreksi untuk <i>cross flow</i>
f	<i>Friction Factor</i>
G	<i>Maximum mass velocity</i> , kg/m^2s
h_c	Koefisien konveksi sisi <i>external tube</i> , W/m^2K
h_h	Koefisien konveksi sisi <i>internal tube</i> , W/m^2K
H	Tinggi <i>heat exchanger</i> , m
J_H	<i>Colburn J Faktor</i>
K	Konduktifitas Termal, W/K
k	Konstanta <i>entrance</i> atau <i>exit</i> (T-tube).
L	Panjang <i>tube</i> , m
\dot{m}_c	Laju aliran massa fluida dingin, kg/s
\dot{m}_h	Laju aliran massa fluida panas, kg/s
N_T	Jumlah <i>tubes</i>
$N_{T,l}$	Jumlah <i>tubes</i> arah <i>longitudinal</i>
$N_{T,t}$	Jumlah <i>tubes</i> arah <i>transversal</i>
Nu_h	<i>Nusselt number</i> sisi <i>internal tube</i>
Pr_c	<i>Prandtl number</i> sisi <i>external tube</i>
Pr_h	<i>Prandtl number</i> sisi <i>internal tube</i>
q	<i>Heat Transfer</i> , W

q_{act}	<i>Heat Transfer Actual, W</i>
q_{max}	<i>Heat Transfer Maksimum, W</i>
Re_c	<i>Reynolds number sisi external tube/fluida dingin</i>
Re_h	<i>Reynolds number sisi internal tube/fluida panas</i>
R_w	<i>Wall conduction Resistance</i>
$T_{c,i}$	<i>Temperatur masuk fluida dingin, K</i>
$T_{c,o}$	<i>Temperatur keluar fluida dingin, K</i>
$T_{h,i}$	<i>Temperatur masuk fluida panas, K</i>
$T_{h,o}$	<i>Temperatur keluar fluida panas, K</i>
U	<i>Overall heat transfer coefficient, W/m²K</i>
V	<i>Kecepatan Dalam Tube, m/s</i>
v_i	<i>Volume Spesifik Fluida Inlet, m³/kg</i>
v_m	<i>Volume Spesifik Fluida Rata – Rata, m³/kg</i>
v_o	<i>Volume Spesifik Fluida Outlet, m³/kg</i>
W	<i>Lebar Heat Exchanger, m</i>
α	<i>Rasio heat transfer area dengan total volume</i>
ϵ	<i>Effectiveness</i>
ΔP_{cold}	<i>Pressure Drop pada external tube, Pa</i>
ΔP_{hot}	<i>Pressure Drop pada internal tube, Pa</i>
ΔT	<i>Selisih temperatur fluida masuk dan fluida keluar, K</i>
ΔT_{LMTD}	<i>Perbedaan temperatur rata – rata logaritmik, K</i>
η_f	<i>Fin effectiveness</i>
μ	<i>Viskositas fluida</i>
ρ	<i>Massa Jenis Fluida, kg/m³</i>
δ	<i>Fin thickness, m</i>
σ	<i>Rasio antara Free Flow Area dengan Frontal Area ($\frac{A_{ff}}{A_{fr}}$)</i>

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang Masalah

PT. Energi Mega Persada merupakan salah satu perusahaan hulu minyak di Indonesia. PT. Energi Mega Persada memiliki daerah operasi mencakup kepulauan Indonesia dari Sumatera bagian utara, Kalimantan Timur, Jawa dan Indonesia Timur. Salah satu daerah operasi produksi yang berada pada kawasan *malacca strait* bernama Kondur Petroleum SA (KPSA). Dalam kegiatan operasi produksi di KPSA, Proses produksi dilakukan dengan memompa minyak dari perut bumi dengan menggunakan pompa. Tentunya dalam hal ini diperlukan pasokan energi listrik untuk memenuhi daya pompa. *Supply* energi listrik di KPSA tidak dilakukan oleh pihak PLN tetapi KPSA memiliki sumber pembangkit tenaga sendiri. Sistem pembangkit tenaga di KPSA menggunakan jenis sistem pembangkit tenaga gas. Gambar 1.1. dibawah ini menunjukkan properti minyak dan gas bumi PT. Energi Mega Persada.



Gambar 1.1. Properti minyak dan gas bumi PT. Energi Mega Persada [1]

Saat ini KPSA memiliki 6 unit gas turbin yang tersebar di 2 lokasi. 2 unit turbin gas (GT 831 dan GT 832) berada di Lalang *platform (offshore)* dan 4 unit turbin gas (GT A, GT B, GT C, dan GT E) berada di kurau *process plant (onshore)*. Daya yang dihasilkan oleh gas turbin tersebut mampu untuk memasok kebutuhan energi listrik yang digunakan dalam proses *operational engineering*. Adapun sebagai pendukung pusat listrik tenaga gas ini digunakan beberapa alat bantu (*auxiliary equipments*) untuk membantu proses siklus turbin gas berjalan dengan baik, seperti: sistem pelumas, sistem bahan bakar, sistem pendingin, sistem udara kontrol, sistem hidrolik, dan sistem udara tekan. Bagi sebuah pembangkit listrik, sistem pelumasan turbin sangat diperlukan. Fungsi utamanya adalah sebagai pelumas pada *bearing* agar tidak terjadi kontak langsung antara *bearing* dengan poros. Selain itu juga berfungsi sebagai pendingin, pelumas menyerap panas yang timbul pada *bearing*, selanjutnya dibawa ke tangki penampungan karena panas pada *bearing* yang berlebihan akan menimbulkan kerusakan pada material. Serta dapat mengurangi laju korosi karena membentuk lapisan pelindung pada permukaan logam, sehingga dapat menghambat proses terjadinya korosi. Siklus sistem pelumasan pada turbin gas adalah siklus tertutup, yaitu pelumas yang telah digunakan didinginkan kembali menggunakan *lube oil cooler* sebelum masuk kedalam turbin.

Pada kondisi operasional didapatkan bahwa temperatur oli keluar *lube oil cooler* masih cukup tinggi. Hal ini dapat menyebabkan turbin gas *shut down*. Selain itu juga mengakibatkan *effectiveness* perpindahan panas menurun. Hal tersebut bisa diakibatkan oleh adanya *fouling* maupun desain yang kurang optimum dari *lube oil cooler*. Berdasarkan kondisi tersebut, maka dilakukan analisa performa *lube oil cooler existing* dan melakukan *redesign* untuk meningkatkan *effectiveness* dari *lube oil cooler*.

1.2. Perumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang diatas diambil dua perumusan masalah dalam tugas akhir ini yaitu sebagai berikut:

1. Bagaimana performa *lube oil cooler existing*?
2. Bagaimana desain yang sesuai untuk meningkatkan *effectiveness* perpindahan panas *Lube oil cooler*?

1.3. Batasan Masalah

Beberapa batasan masalah dan asumsi yang diambil dalam tugas akhir ini agar dapat memperjelas ruang lingkup dan analisa adalah sebagai berikut:

1. Analisa berdasarkan data dari PT. Energi Mega Persada.
2. Fluida panas menggunakan oli dan fluida dingin menggunakan udara *ambient*.
3. Kondisi operasi diasumsikan *steady state*.
4. Perubahan energi kinetik dan potensial diabaikan.
5. Profil kecepatan pada kondisi udara inlet *uniform*.
6. Volume ruang penempatan *heat exchanger* desain tidak melebihi volume *existing heat exchanger*.
7. Tidak dilakukan analisa perubahan performa pada sistem PLTG yang mungkin disebabkan oleh peningkatan performa dari *lube oil cooler*.
8. Perpindahan panas terjadi secara konduksi dan konveksi dengan mengabaikan perpindahan panas secara radiasi.
9. Perancangan tidak mengikutsertakan analisa metalurgi, ekonomi dan manufaktur.

1.4. Tujuan Penelitian

Berdasarkan latar belakang dan rumusan masalah diatas. maka tujuan perancangan *lube oil cooler* ini adalah:

1. Mengetahui performa pada kondisi *existing lube oil cooler*.
2. Mendapatkan desain yang sesuai untuk meningkatkan *effectiveness* perpindahan panas serta menurunkan temperatur oli keluar *lube oil cooler*.

1.5. Manfaat hasil Penelitian

Dalam tugas akhir ini, diharapkan akan menambah wawasan dan pengetahuan mahasiswa secara umum dan penulis khususnya untuk menganalisa dan melakukan perancangan pada *compact heat exchanger* tipe *circular tubes, continuous fins* menggunakan metode analisa termodinamika dan perpindahan panas. Tugas akhir ini juga dapat digunakan untuk referensi untuk perancangan *heat exchanger* pada dunia industri.

BAB II

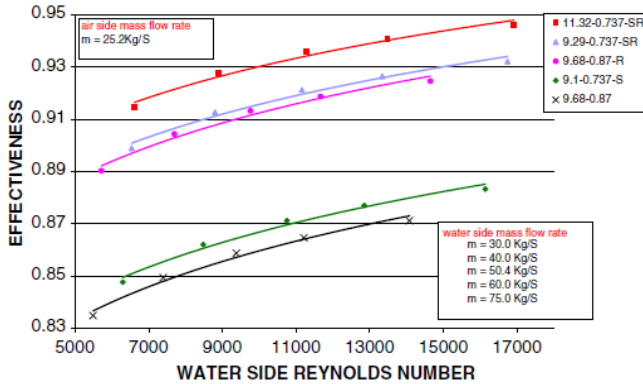
TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1. Tinjauan Pustaka

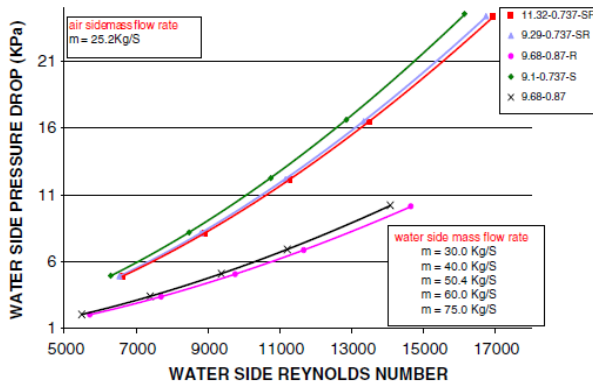
2.1.1. Penelitian Terdahulu

M.K. Rathod, et al [3] melakukan penelitian dengan judul "Performance Evaluation Of Flat Finned Tube Fin Heat Exchanger With Different Fin Surfaces". Penelitian ini membahas tentang evaluasi performa *flat tube fins heat exchanger* dengan udara sebagai fluida panas dan air sebagai fluida dingin menggunakan konfigurasi *fins* yang berbeda berdasarkan *standard compact heat exchanger*. Selain itu, penelitian ini juga menggunakan variasi *mass flowrate* yang berbeda pada dua sisi fluida dingin dan juga fluida panas. Konfigurasi yang dipakai adalah 9.68-0.87, 9.68-0.87-R, 9.1-0.737-S, 9.29-0.737-SR dan 11.32-0.737-SR. Dengan variasi konfigurasi *fins* dan *water mass flowrate* sebesar 30 kg/s, 40 kg/s, 50 kg/s, 60 kg/s dan 70 kg/s sedangkan *air mass flowrate* dijaga konstan. Analisis dilakukan dengan metode komputasi menggunakan MATLAB 6.5.1. Gambar 2.1 merupakan Variasi dari *Effectiveness* dengan *Water side Reynolds number*. Berdasarkan grafik tersebut dapat dilihat bahwa dengan semakin tinggi *mass flowrate* pada *water side* maka *Reynolds number* semakin meningkat. Dengan semakin meningkat *Reynolds number* maka akan semakin meningkat pula nilai *effectiveness* dari *heat exchanger* tersebut. Selain itu, pengujian performa juga dilakukan untuk menghitung nilai *pressure drop* dengan variasi *mass flowrate* dari *water*.

Gambar 2.2 menunjukkan Variasi *Water side Pressure Drop* dengan *Water side Reynolds number*. Didapatkan bahwa semakin meningkat *Reynolds number* maka akan semakin meningkat pula *pressure drop* yang terjadi. *Staggered finned tube* memiliki *pressure drop* yang lebih tinggi dibandingkan *inline*. *Free flow area* untuk susunan *tube staggered* lebih kecil sehingga kecepatan aliran massa yang terjadi semakin besar.



Gambar 2.1. Pengaruh variasi *Water side Reynolds number* terhadap *Effectiveness* [3].



Gambar 2.2. Pengaruh variasi *Water side Reynolds number* terhadap *Water side Pressure Drop* [3].

Dong Junqi et al [4] melakukan penelitian dengan judul “*Heat transfer and pressure drop correlations for the wavy fin and flat tube heat exchangers*”. Penelitian ini membahas tentang performa *thermal-hydraulic* untuk *wavy fin and flat and tube heat exchanger*. Penelitian dilakukan secara eksperimen menggunakan

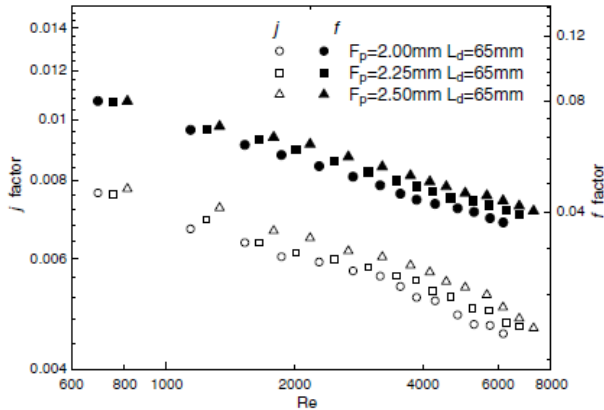
wind tunnel dengan 11 sampel pada *Reynolds number* 800-6500. Dengan air sebagai fluida panas dan udara sebagai fluida dingin. Temperatur masuk 90°C dengan *flow rate* air konstan.

Performa perpindahan panas direpresentasi dengan *Colburn factor*, faktor j dan *pressure drop* direpresentasi dengan *friction factor*, f . Gambar 2.3 menunjukkan bahwa faktor j dan f meningkat dengan meningkatnya *fin pitch* (F_p) pada Re yang sama, dimana *wavy* memiliki panjang dan tinggi yang sama yaitu 65.0 mm dan 8.0 mm. Hal ini dikarenakan dengan bertambahnya *fin pitch* (F_p), aliran udara didalam daerah yang berkelok dapat bercampur dengan baik pada Re yang sama. Percampuran yang baik ini dapat meningkatkan koefisien perpindahan panas. Faktor j dan f berkurang dengan bertambahnya Re , pada rentang Re yang dianalisa yaitu $Re = 800-6500$.

Spesifikasi parameter *wavy-fin* ditunjukkan pada tabel 1. Berikut:

Tabel 2.1. Spesifikasi parameter *wavy-fin* (mm) [4].

No	Fin pitch (F_p)	Fin height (F_h)	Fin length (L_d)	Fin thickness (δ)	Wavy amplitude ($2A$)	Wavelength (L)
1	2.0	8.0	65.0	0.2	1.5	10.8
2	2.25	8.0	65.0	0.2	1.5	10.8
3	2.5	8.0	65.0	0.2	1.5	10.8
4	2.0	8.0	53.0	0.2	1.5	10.8
5	2.25	8.0	53.0	0.2	1.5	10.8
6	2.5	8.0	53.0	0.2	1.5	10.8
7	2.0	7.0	43.0	0.2	1.5	10.8
8	2.25	7.0	43.0	0.2	1.5	10.8
9	2.5	7.0	43.0	0.2	1.5	10.8
10	2.0	8.0	43.0	0.2	1.5	10.8
11	2.0	10.0	43.0	0.2	1.5	10.8



Gambar 2.3. Pengaruh *fin pitch* terhadap faktor j dan f [4].

2.2. Dasar Teori

2.2.1. Sistem Pelumasan (*Lubrication System*)

Dua benda yang permukaannya saling kontak antara satu dengan lainnya akan menimbulkan gesekan. Gesekan adalah gaya yang cenderung menghambat atau melawan gerakan. Keausan material dapat dikurangi dengan mengurangi besarnya gaya akibat gesekan yaitu dengan cara menghindarkan terjadinya kontak langsung antara dua permukaan benda yang bergesekan. Salah satu cara untuk menghindarkan kontak langsung diantara dua benda yang bergesekan adalah dengan memberikan minyak pelumas diantara kedua benda tersebut. Selain itu, pelumas juga memiliki beberapa fungsi, diantaranya:

1. Sebagai Pendingin

Gesekan akan menimbulkan panas yang apabila berlebihan dapat menimbulkan kerusakan material. Minyak pelumas akan menyerap panas tersebut untuk dibawa dan dibuang di sistem pendingin minyak pelumas atau ke udara luar.

2. Sebagai Perapat

Pelumas dapat difungsikan sebagai perapat, misalnya untuk mencegah bocornya hidrogen dari poros alternator ke udara luar.

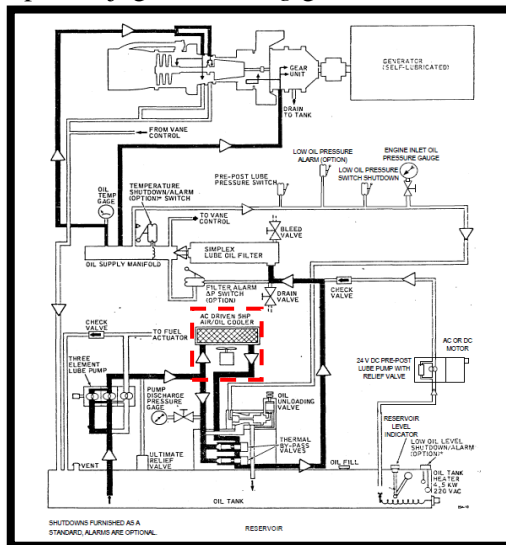
3. Untuk mengurangi korosi

Pelumas dapat mengurangi laju korosi karena membentuk lapisan pelindung pada permukaan logam sehingga kontak langsung antara zat penyebab korosi dengan permukaan logam dapat dihindari atau dikurangi.

4. Sebagai Peredam Kejut

Beban kejut dapat terjadi pada komponen mesin, diantaranya pada roda gigi. Lapisan minyak pelumas akan memperkecil benturan diantara permukaan roda gigi yang saling bersinggungan, sehingga dapat meredam getaran dan *noise*.

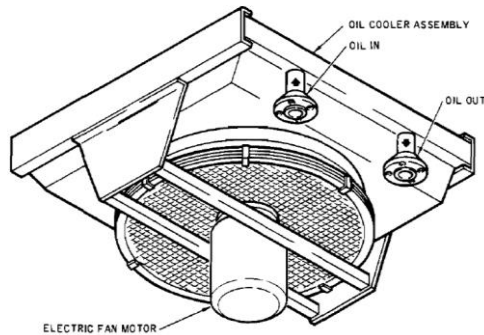
Gambar 2.4 menunjukkan skema sistem pelumasan yang cara kerjanya secara umum adalah sebagai berikut: ketika mesin (sistem pelumas) dinyalakan, pompa *pre/post lube oil* menyala secara otomatis karena sistem kontrol elektrik. Pompa menghisap oli dari tangki oli pelumas dan membawa oli pelumas tersebut ke kompresor bagian gear dan *bearing*, rotor *bearing* turbin, dalam beberapa aplikasi juga ke *bearing* generator [5].



Gambar 2.4. Skema sistem pelumasan [5].

Salah satu komponen penting dalam sistem pelumasan adalah *lube oil cooler*. Gambar 2.5 dan 2.6 merupakan *lube oil cooler* yang digunakan di PT. Energi mega persada. *Lube oil cooler* biasanya terdiri dari dua unit, salah satunya beroperasi dan yang lainnya *stand-by*, dan menggunakan media pendingin udara atau air. *lube oil cooler* dengan media pendingin air akan lebih kecil dimensinya dibandingkan dengan yang menggunakan media pendingin udara. *lube oil cooler* berfungsi untuk mendinginkan minyak pelumas yang sudah ditampung didalam tangki dan akan dialirkan kembali ke bantalan-bantalan. Untuk *lube oil cooler* yang menggunakan media pendingin udara, setiap unit cooler memiliki dua buah kipas (*fan*) dengan kapasitas 2x50%, sehingga lebih hemat dalam pemakaian listrik pada saat suhu minyak pelumas tidak terlalu tinggi.

Pendingin oli ke udara mempertahankan temperatur minyak pelumas dalam batas operasi, dan menggabungkan pertukaran panas radiator oli ke udara dan kipas angin, digerakkan oleh motor listrik. *Cooler* bisa bekerja pada udara *ambient* tinggi atau udara *ambient* rendah, tergantung pada ketebalan inti radiator. *Cooler* dirancang untuk instalasi jarak jauh dan dipasang horizontal untuk memberikan aliran udara vertikal. Selama operasi normal kipas meniup udara melewati *cooler*. Udara *ambient* yang tinggi membutuhkan beberapa instalasi *oil cooler* [3].



Gambar 2.5. Tipe *Lube Oil Cooler* [5].

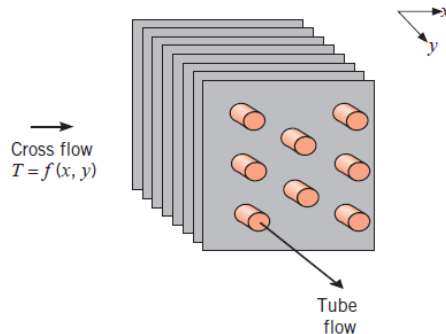


- Spesifikasi:
- Model TT-318
 - *Crossflow Serial heat exchanger*
 - *Circular tubes, continuous fins*
 - *Staggered arrangement tube*
 - Terdiri dari 3 fan masing-masing berdaya 5 HP

Gambar 2.6. Gambar dan spesifikasi *Lube Oil Cooler* [5].

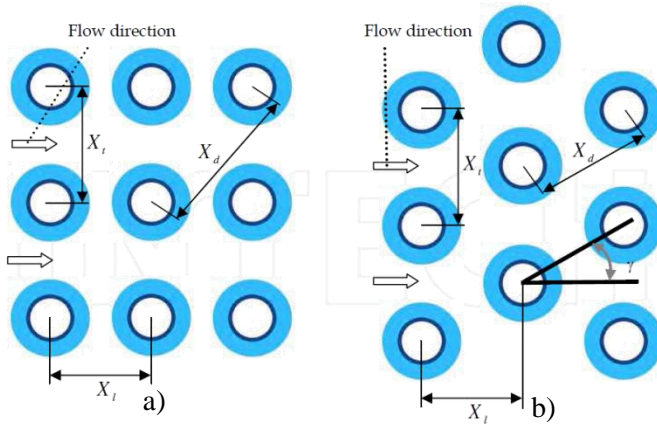
2.2.2. Heat Exchanger

Alat penukar panas (*heat exchanger*) merupakan suatu alat yang sangat penting dalam proses pertukaran panas. Ada berbagai macam jenis alat penukar panas, yaitu *shell and tube heat exchanger*, *concentric heat exchanger* dan *compact heat exchanger*. *Cross flow* merupakan jenis aliran pada *heat exchanger* dimana arah aliran antara fluida panas dan fluida dingin saling tegak lurus. Salah satu tipe alat penukar panas yang ditunjukkan pada Gambar 2.7 adalah *compact/ cross flow heat exchanger*.



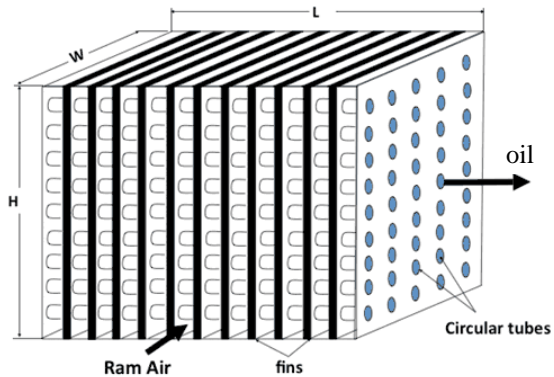
Gambar 2.7. *Compact Heat Exchanger* [6].

Selain itu juga ada dua jenis cara dalam penyusunan *tube bank* yaitu susunan *tube bank aligned* dan *staggered*.



Gambar 2.8. Susunan *Tube Heat Exchanger* tipe a) *inline* dan b) *Staggered* [7].

Tipe *heat exchanger* yang digunakan dalam tugas akhir ini adalah jenis *compact heat exchanger* tipe *circular tubes, continuous fins* dengan *tube* tersusun *staggered*. Pada Gambar 2.8 b) dapat terlihat susunan *tube* yang berbentuk *staggered*. Sedangkan, pada Gambar 2.9 dapat terlihat Gambaran geometri *heat exchanger*.



Gambar 2.9. *Circular tubes, continuous fins heat exchangers* [4].

2.2.3 Tinjauan Termodinamika

Pada kondisi tunak (*steady state*), massa yang berada di dalam *volume* atur dan pada daerah batasnya tidak mengalami perubahan berdasarkan waktu. Begitu juga dengan laju aliran massa laju serta perpindahan energi oleh kalor dan kerja juga konstan terhadap waktu. Hal ini dapat dilihat dari persamaan:

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \sum \dot{m}_i + \sum_e \dot{m}_e \dots\dots\dots(2.1)$$

$$\dot{m}_{hi} = \dot{m}_{ho}$$

$$\dot{m}_{ci} = \dot{m}_{co}$$

Persamaan di atas merupakan neraca laju massa untuk *volume* atur atau *control volume* yang dapat digunakan pada sisi masuk dan sisi keluar. Selain itu juga digunakan analisa kesetimbangan energi, di mana persamaanya adalah:

$$q_h = q_c$$

$$\dot{m}_h c_{p,h} \Delta T_h = \dot{m}_c c_{p,c} \Delta T_c \dots\dots\dots(2.2)$$

Dimana:

$$\dot{m}_h = \text{Laju alir massa fluida panas (kg/s)}$$

$$\dot{m}_c = \text{Laju alir massa fluida dingin (kg/s)}$$

$$c_p = \text{Kalor spesifik fluida (J/kg K)}$$

$$\Delta T = \text{Selisih temperatur fluida masuk dan fluida keluar (K)}$$

2.2.4. Tinjauan Perpindahan Panas

2.2.4.1. Metode Beda Temperatur Rata-Rata Logaritmik (LMTD)

Metode ini sering digunakan untuk perancangan dan perhitungan unjuk kerja peralatan penukar panas. Dari Gambar 2.10 dapat dilihat distribusi temperatur untuk aliran *counter heat exchanger* untuk perumusan metode LMTD. Untuk metode beda temperatur rata-rata logaritmik (LMTD) besarnya nilai q adalah:

$$q = UA \Delta T_{LMTL} \dots\dots\dots(2.3)$$

Harga ΔT_{LMTL} dapat ditentukan dengan mengetahui besarnnta temperatur masuk dan temperatur keluar kedua fluida, sehingga persamaan di atas menjadi:

$$q = UA \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \dots\dots\dots(2.4)$$

Dimana:

q = heat transfer (W)

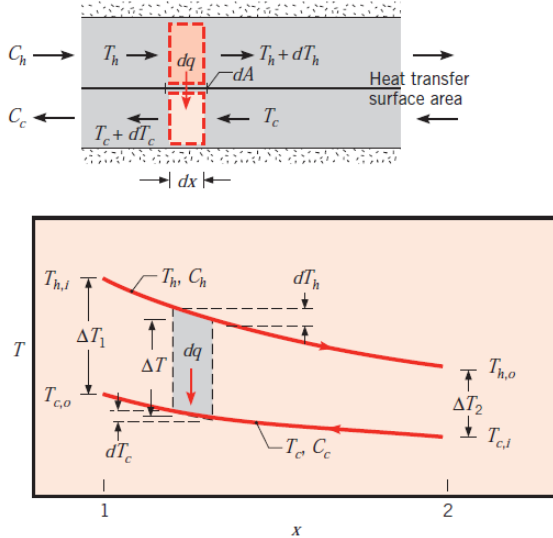
U = Overall heat transfer coefficient (W/m²K)

A = Luasan perpindahan panas (m²)

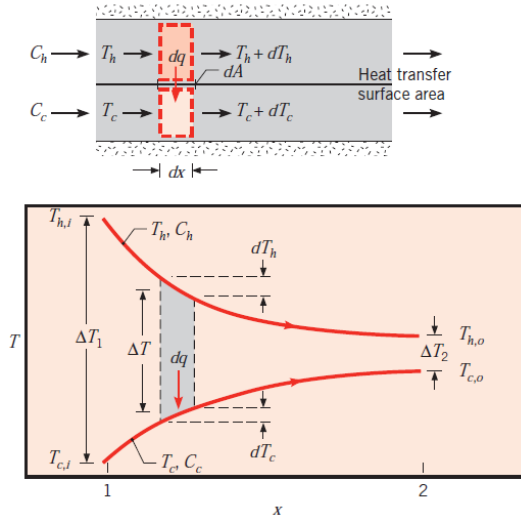
ΔT_{LMTL} = Perbedaan temperatur rata-rata logaritmik (K)

ΔT = Perbedaan temperatur fluida panas dengan dingin (K)

Adapun karakteristik distribusi temperatur yang terjadi pada suatu *heat exchanger* dapat dijelaskan melalui Gambar 2.10 dan 2.11. Dimana aliran fluida di dalamnya adalah tipe *counterflow* dan *parallel flow*. Tipe aliran fluida yang terjadi pada *lube oil cooler* merupakan tipe *crossflow*. Tipe distribusi temperatur pada aliran *crossflow* dapat digambarkan melalui distribusi temperatur tipe aliran *counterflow*.



Gambar 2.10. Distribusi Temperatur pada Penukar Panas tipe *Counterflow* [6].



Gambar 2.11. Distribusi Temperatur pada Penukar Panas tipe *Parallel Flow* [6].

2.2.4.2. Tinjauan Perpindahan Panas Sisi *Internal*

Karakteristik perpindahan panas di sisi *tube* tergantung pada kondisi alirannya yaitu *laminar* atau *turbulent*. Kondisi aliran dapat diketahui dari bilangan *Reynolds*. Persamaan bilangan *reynolds* yang digunakan adalah sebagai berikut [5]:

$$Re_h = \frac{4\dot{m}_h}{\pi D \mu N_T} \dots\dots\dots(2.5)$$

Sedangkan, untuk menghitung koefisien konveksi yang terjadi di dalam *tube* dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$h_h = \frac{Nu_h k}{D} \dots\dots\dots(2.6)$$

$$Nu_h = 0.023 Re_h^{4/5} Pr_h^{1/3} \dots\dots\dots(2.7)$$

Dimana :

Re_h = *Reynolds number* sisi *internal tube*

h_h = Koefisien konveksi sisi *internal tube* (W/m²K)

- Nu_h = Nusselt number sisi *internal tube*
 \dot{m}_h = Laju alir massa sisi *internal tube* (kg/s)
 μ = Viskositas fluida sisi *internal tube*
 N_T = Jumlah *tube*
 k = Konduktivitas *thermal* (W/K)
 Pr_h = Prandtl number sisi *internal tube*
 D = Diameter *tube* (m)

Luasan perpindahan panas sisi *internal tube* juga perlu untuk dihitung guna mendapatkan koefisien perpindahan panas total yang terjadi pada *heat exchanger*. Luasan perpindahan panas sisi *internal tube* dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$A_h = N_T \pi D_i L_T \dots \dots \dots (2.8)$$

Dimana:

- A_h = Luasan perpindahan panas *internal tube* (m²)
 N_T = Jumlah *tube*
 D_i = Diameter *tube* (m)
 L_T = Panjang *tube* (m)

2.2.4.3. Tinjauan Perpindahan Panas Sisi *External*

Karakteristik perpindahan panas yang terjadi pada sisi *eksternal tube* atau *fins*, yaitu daerah yang dilalui oleh aliran udara dingin tergantung pada dimensi dan susunan *fins*. Oleh karena itu, perlu diketahui terlebih dahulu luasan perpindahan panas sisi *eksternal tube/fins*. Luasan perpindahan panas sisi *eksternal* dihitung berdasarkan luasan *fins* dan *tube* yang terkena aliran udara *ambient*. *Fins* yang digunakan merupakan *continuous fins*. Data standar yang digunakan meliputi *plate spacing, fins/in, fins thickness, wavelength, double wave amplitude, Heat Transfer Area/Volume between plates, hydraulic diameter (D_h),* serta *Fin Area/Total Area* [2]. Adapun tahapan perhitungan yang digunakan untuk mendapatkan luasan perpindahan panas adalah sebagai berikut:

$$A_c = \alpha Volum. \dots \dots \dots (2.9)$$

Dimana:

A_c = Luasan perpindahan panas sisi *external* (m^2)

α = Rasio *heat transfer area* dengan *total volume*

Sedangkan, untuk menghitung perpindahan panas dan karakteristik perpindahan panas sisi *eksternal tube* harus terlebih dahulu dihitung besar bilangan *reynoldsnya*. Untuk menghitung besar koefisien konveksi yang terjadi pada sisi *eksternal/fins* dibutuhkan factor *J- Colburn* yang merupakan fungsi dari bilangan *reynolds*. Faktor tersebut didapatkan pada grafik yang sesuai dengan konfigurasi *fins*.

Persamaan untuk menghitung bilangan *reynolds* adalah sebagai berikut:

$$Re = \frac{GD_h}{\mu} \dots \dots \dots (2.10)$$

Koefisien konveksi yang terjadi pada *fins* atau daerah udara dingin dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$h_c = \frac{j_H Gc_p}{P_r^{2/3}} \dots \dots \dots (2.11)$$

Untuk mendapatkan persamaan tersebut, maka perlu didapatkan variabel penyusunya yaitu:

$$G = \frac{\dot{m}_c}{\sigma A_{fr}} \dots \dots \dots (2.12)$$

Dimana :

h_c = koefisien konveksi pada sisi *fin* (W/m^2K)

j_H = *Colburn J Faktor*

D_h = Diameter hidrolik (m)

Re = *Reynolds number* sisi *fin*

σ = Rasio *Free Flow Area* dengan *Frontal Area* ($\frac{A_f}{A_r}$)

A_{fr} = $W_{HE} L_{HE}$ = *Frontal Area* (m^2)

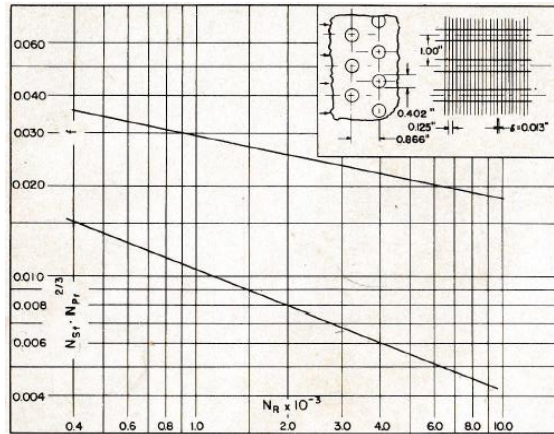
W = Lebar *heat exchanger* (m)

L = Panjang *heat exchanger* (m)

$$A_{ff} = \frac{D_h A_h}{4L} = \text{Minimum Free Flow Area (m}^2\text{)}$$

L = Panjang laluan aliran fluida (m)

Untuk mendapatkan faktor J - Colburn yang merupakan fungsi dari bilangan *reynolds*. Faktor tersebut didapatkan pada grafik yang sesuai dengan konfigurasi *fins* seperti yang dijelaskan pada Gambar 2.12 di bawah ini:



Gambar 2.12. Heat Transfer dan Friction Factor untuk circular tube, continuous fin heat exchanger, surface 8.0-3/8T [2].

2.2.5. Penurunan Tekanan (Pressure Drop)

2.2.5.1. Pressure Drop Pada Tube

Akibat gesekan yang terjadi akan menimbulkan kerugian tekanan sepanjang aliran di dalam tube. Persamaan yang digunakan adalah sebagai berikut [8]:

1. Mayor losses

$$\Delta P_{major} = f \frac{L \rho V^2}{2D} \dots \dots \dots (2.13)$$

Dimana :

ΔP = Pressure Drop pada tube (Pa)

f = koefisien gesek

- L = Panjang *tube* penukar panas (m)
 ρ = massa jenis fluida dalam *tube* (kg/m³)
 V = kecepatan aliran dalam *tube* (m/s)
 D = diameter *tube* (m)

2. Minor Losses

$$\Delta P_{\text{minor}} = k \frac{\rho V^2}{2} \dots \dots \dots (2.14)$$

Dimana:

- ΔP = *Pressure Drop* pada *tube* (Pa)
 k = konstanta *entrance* atau *exit*.
 ρ = massa jenis fluida dalam *tube* (kg/m³)
 V = kecepatan aliran dalam *tube* (m/s)

2.2.5.2. Pressure Drop Pada Fins

Akibat gesekan pada daerah luar yaitu sisi *fins* maka akan terjadi *pressure drop* atau penurunan tekanan. Persamaan yang digunakan dalam menghitung *pressure drop* adalah [9]:

$$\Delta P = \frac{G^2 v_i}{2} \left[(1 + \sigma^2) \left(\frac{v_o}{v_i} - 1 \right) + f \frac{A}{A_{ff}} \frac{v_m}{v_i} \right] \dots \dots \dots (2.15)$$

Dimana:

- ΔP = *Pressure drop* (Pa)
 G = *Maximum mass velocity* (kg/m²s)
 σ = A_{ff}/A_{fr}
 v_o = *volume* spesifik fluida outlet (m³/kg)
 v_i = *volume* spesifik fluida inlet (m³/kg)
 v_m = $(v_i + v_o)/2$
 f = *friction factor*

2.2.6. Overall Heat Transfer Coefficient

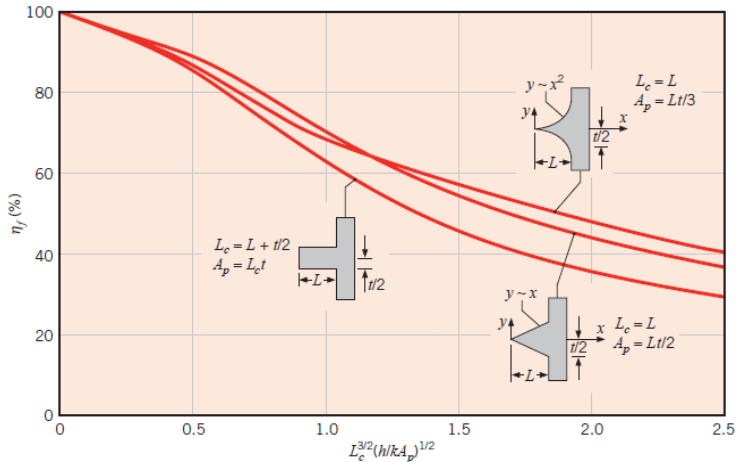
Dalam tugas akhir ini, *heat exchanger* yang digunakan adalah *compact heat exchanger* tipe *fin and tube*. *Fins* yang digunakan merupakan tipe *continuous fins*. *Overall heat transfer coefficient* didapatkan dengan persamaan [5]:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_0 h A)_c} + \frac{R''_{f,c}}{A_c} + R_w + \frac{R''_{f,h}}{(\eta_0 A)_h} + \frac{1}{(\eta_0 h A)_h} \dots\dots\dots(2.16)$$

Dimana:

- $U =$ overall heat transfer coefficient (W/m² K)
- $A_c =$ luas permukaan fluida dingin (m²)
- $A_h =$ luas permukaan fluida panas (m²)
- $R''_{f,c} ; R''_{f,h} =$ faktor pengotor (*fouling factor*) (W/m² K)
- $R_w =$ Wall conduction Resistance (W/K)
- $h_c, h_h =$ koefisien perpindahan panas konveksi (W/m² K)
- $\eta_0 =$ overall surface efficiency dari fins

Untuk menghitung overall surface efficiency dari fins maka harus diketahui terlebih dahulu fin effectiveness dari grafik Efficiency of straight fins (rectangular, triangular, and parabolic profiles) seperti pada Gambar 2.13 di bawah ini.



Gambar 2.13. Efisiensi dari straight fins (rectangular, triangular, and parabolic profiles) [6].

Pada lube oil cooler bagian yang memiliki fins hanya pada bagian outer/ sisi cold. Sedangkan pada sisi inner tube tidak

berfin maka $\eta_{o,h} \approx 1$ Untuk menghitung *overall surface efficiency fins* dapat menggunakan persamaan seperti di bawah ini:

$$\eta_{o,c} = 1 - \frac{A_f}{A_h} (1 - \eta_f) \dots \dots \dots (2.17)$$

2.2.7. Menghitung Performa *Heat Exchanger* dengan Metode NTU

Dalam perancangan tugas akhir ini metode analisa perpindahan panas yang digunakan adalah metode NTU. Metode ini lebih efektif jika dipakai untuk mengetahui unjuk kerja suatu *heat exchanger* yang sudah jadi. Untuk mendefinisikan unjuk kerja suatu alat penukar panas maka perlu diketahui laju perpindahan panas maksimum (q_{max}) yang dimiliki oleh alat penukar panas tersebut [6].

$$q_{max} = C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \dots \dots \dots (2.18)$$

Jika $C_c < C_h$; $q_{max} = C_c(T_{h,i} - T_{c,i})$

Jika $C_c > C_h$; $q_{max} = C_h(T_{h,i} - T_{c,i})$

Effectiveness (ε) adalah perbandingan laju perpindahan panas sebenarnya pada *heat exchanger* dengan laju perpindahan panas maksimum pada *heat exchanger* yang dimungkinkan.

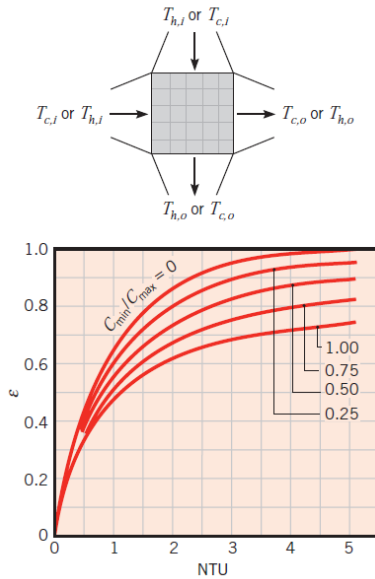
$$\varepsilon \equiv \frac{q_{act}}{q_{max}} \dots \dots \dots (2.19)$$

Effectiveness merupakan bulangan tanpa dimensi yang besarnya antara $0 \leq \varepsilon \leq 1$. Untuk semua *heat exchanger effectiveness* dapat dinyatakan sebagai berikut.

$$\varepsilon = f \left(NTU, \frac{C_{min}}{C_{max}} \right) \dots \dots \dots (2.20)$$

Grafik *effectiveness* fungsi NTU dan C_{min}/C_{max} pada *single pass, cross flow heat exchanger with both fluids unmixed* dapat dilihat pada gambar 2.14. Dimana NTU (*Number of Transfer Unit*) merupakan bilangan tanpa dimensi yang didefinisikan sebagai berikut [6]:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \dots \dots \dots (2.21)$$



Gambar 2.14. *Effectiveness of single pass, cross flow heat exchanger with both fluids unmixed [6].*

Dimana C_{min} merupakan *heat capacity* yang terkecil yang diperoleh dari :

$$C_c = \dot{m}_c c_{p,c} \dots \dots \dots (2.22)$$

Atau

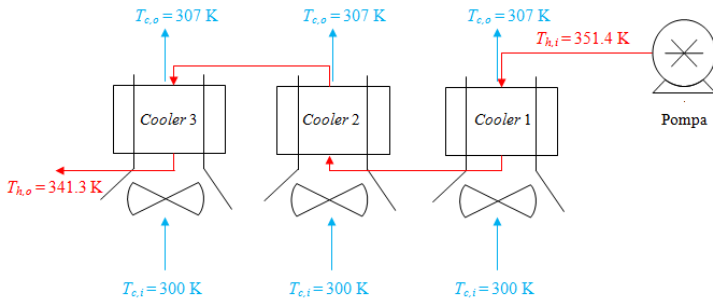
$$C_h = \dot{m}_h c_{p,h} \dots \dots \dots (2.23)$$

BAB III METODOLOGI

3.1. Analisa Perancangan *lube oil cooler*

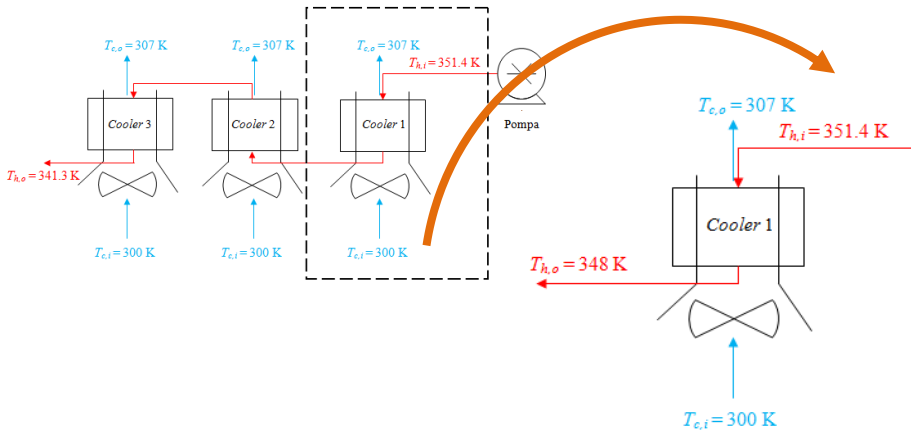
Perancangan *lube oil cooler* pada tugas akhir ini berdasarkan analisa termodinamika dan perpindahan panas. Analisa tersebut meliputi analisa performa *existing lube oil cooler* dan analisa *redesign lube oil cooler*. Analisa tersebut dilakukan dengan data yang diperoleh dari dimensi *existing lube oil cooler* dan berdasarkan data–data penunjang yang digunakan untuk melakukan *redesign*. Sehingga desain *lube oil cooler* dapat sesuai dengan hasil yang diinginkan. *Lube oil cooler* yang digunakan merupakan tipe *compact heat exchanger* tipe *circular tubes, continuous fins*.

Sistem pelumasan pada turbin gas PT. Energi Mega Persada memiliki sistem pelumasan yang terdiri dari tiga *Lube Oil Cooler* yang tersusun secara seri seperti tampak pada gambar berikut:



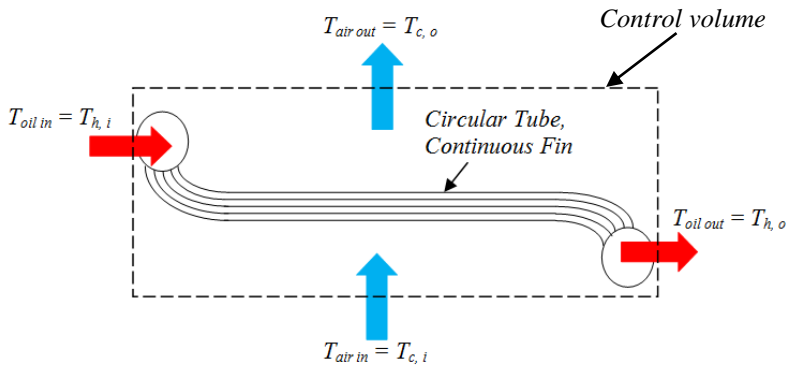
Gambar 3.1. Susunan tiga *Lube Oil Cooler*

Namun karena spesifikasi *Lube Oil Cooler* (model, *tube arrangement*, jenis *fin*, dan daya motor) dari ketiga *cooler* adalah sama, maka analisa hanya dilakukan pada satu *cooler* dan hasilnya dapat diterapkan pada kedua *cooler* yang lain. Model analisa yang dilakukan adalah sebagai berikut:



Gambar 3.2. Analisa satu lube oil cooler

Skema proses yang akan digunakan untuk proses analisa ditampilkan pada Gambar 3.3 sebagai berikut:



Gambar 3.3. Skema proses pada Lube oil cooler

3.2. Data-Data Pendukung

Lube oil cooler yang digunakan merupakan compact heat exchanger tipe circular tubes, continuous fins dengan susunan tube staggered. Data-data pendukung didapat dari data desain

existing lube oil cooler yang ada pada sistem pelumasan meliputi data dimensi dan data operasi. Sedangkan data-data pendukung yang lain didapat dari *textbook* [2] dan [6], dan sumber-sumber relevan lainnya.

Data dimensi *lube oil cooler* pada instalasi sistem pelumasan dapat terlihat pada Tabel 3.1 berikut. Data dimensi digunakan sebagai pembandingan dengan hasil *redesign* dan juga sebagai batasan untuk melakukan *redesign* terutama pada panjang, lebar dan tinggi *Heat Exchanger*.

Tabel 3.1. Data Dimensi *Lube oil cooler*.

Data	Nilai	Satuan
Tipe <i>Tube Arrangement</i>	<i>Staggered</i>	
Panjang Total <i>Tube</i>	17172	cm
Luas	31185	cm ²
Panjang	315	cm
Lebar	99	cm
Tinggi	97	cm
Panjang <i>Tube</i>	106	cm
Jumlah <i>Tube</i>	162	unit
Diameter Luar <i>Tube</i>	1.9812	cm
Tebal <i>Tube</i>	0.5	mm
jumlah tube/ row	18	unit
jumlah tube / column	3	unit
Luas Fin	1440	cm ²
Jarak antar Fin	3	mm
S_L (panjang <i>Longitudinal</i>)/tube	5.08	cm
S_T (panjang <i>transversal</i>)/tube	7.62	cm
Diameter <i>Inlet Header</i>	6.6548	cm
Diameter <i>Outlet Header</i>	6.6548	cm
jarak <i>coloum</i> pertama tube dengan <i>inlet header</i>	5.842	mm
jarak <i>coloum</i> terakhir tube dengan <i>outlet header</i>	9.398	mm

Untuk melakukan *recalculation* dan *redesign* pada *lube oil cooler*, maka diperlukan data pendukung lainnya yaitu data desain dan operasi. Perbandingan data desain dengan data operasi dapat dilihat pada Tabel 3.2 dibawah ini.

Tabel 3.2. Data Desain dan Operasi.

Data	Desain	Operasi	Satuan
Temperatur Oli Masuk	73.9	78.4	°C
Temperatur Oli Keluar	57.2	68.3	°C
temperatur udara masuk ($T_{c,i}$)	15	27	°C
	15	27	°C
	15	27	°C
Temperatur Udara Keluar ($T_{c,o}$)	-	34	°C
	-	34	°C
	-	34	°C
Laju Aliran Massa Oli	Didapat dari <i>balance energy</i>		kg/s
Laju Aliran Massa Udara	6.5	Divariasikan	kg/s
Tekanan <i>Inlet Cooler</i> 1	101325	101325	Pa
Tekanan <i>Outlet Cooler</i> 3	>81	88	Psi
Putaran <i>Fan</i>	1725	1725	Rpm
	1725	1725	Rpm
	1727	1725	Rpm

3.3. Perancangan *Lube oil cooler* dengan Metode ΔT_{LMTD}

Perancangan *lube oil cooler* menggunakan variasi *mass flow* dari fluida dingin (udara) dan *surface designation* berdasarkan konfigurasi dari Kays dan London [2] untuk *compact heat exchanger* tipe *circular tubes, continuous fins*. Perancangan

dilakukan untuk mendapatkan dimensi yang optimal untuk meningkatkan *effectiveness* pada *lube oil cooler*. Langkah-langkah yang dilakukan dalam merancang *lube oil cooler* dengan metode *LMTD* adalah sebagai berikut:

1. Mendapatkan *properties* dari masing-masing fluida dengan variabel yang sudah diketahui.
2. Menghitung nilai ΔT_{LMTD} .
3. Menentukan dimensi, jumlah dan jarak *tube* yang sesuai dengan spesifikasi.
4. Menghitung luasan perpindahan panas sisi *internal* dan *external*.
5. Menghitung koefisien konveksi sisi *internal* dan *external*.
6. Mencari nilai *overall heat transfer coefficient* (UA).

3.4. Perancangan *Lube oil cooler* dengan Metode *Number of Transfer Unit* (NTU)

Setelah mendapatkan desain optimal dari *lube oil cooler* dengan menggunakan metode *LMTD*, analisa selanjutnya menggunakan metode *NTU* dengan menghitung performa *lube oil cooler* untuk mendapatkan nilai *effectiveness*. Adapun tahapan-tahapan untuk analisa dengan metode *NTU* adalah sebagai berikut:

1. Mencari nilai C_{hot} , C_{cold} dan menentukan C_{min} dan C_{max} .
2. Menghitung nilai C_r
3. Menghitung nilai UA
4. Menghitung nilai NTU .
5. Mendapatkan nilai *effectiveness*.
6. Mendapatkan nilai q_{actual} yang baru (*redesign*) yang diharapkan.
7. Mendapatkan nilai $T_{hot\ out}$ dan $T_{cold\ out}$ yang sesuai.
8. Diperoleh desain *lube oil cooler* baru yang sesuai dengan peningkatan *effectiveness*.

Dari metode *NTU* perencanaan *lube oil cooler* serta adanya variasi-variabel parameter yang digunakan, perencanaan *lube oil cooler* dapat ditampilkan dalam Tabel 3.3 berikut:

Tabel 3.3. Data *Output* dan *Input* Perencanaan *Lube oil cooler*.

Input Perencanaan	
Parameter Tetap	Parameter Tidak Tetap
<i>Mass flow rate</i> oli (\dot{m}_h) = 4.1 kg/s	<i>Mass flowrate</i> udara (\dot{m}_c)
T_{in} oli = 351.4 K	<i>surface designation</i>
T_{in} udara = 300 K	
Output Perencanaan	
<i>Effectiveness</i> (ϵ)	UA
NTU	Koefisien konveksi
A_h dan A_c	T_{out} oli
q_{act}	T_{out} udara

3.5 Parameter yang divariasikan

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan M.K. Rathod, et al [3] menunjukkan bahwa dengan variasi laju aliran massa fluida dingin memberikan pengaruh terhadap *effectiveness* dan juga *pressure drop* yang terjadi. Sehingga dalam perancangan *lube oil cooler* ini dilakukan variasi laju aliran massa fluida dingin yaitu udara sebagai berikut:

Tabel 3.4. Variasi laju aliran massa fluida dingin (Udara).

Laju Aliran Massa Oli	Laju Aliran Massa Udara	Satuan
4.1	4.5	Kg/ S
	5.5	
	6.5	
	7.5	

Sedangkan berdasarkan penelitian Dong Junqi, et al [4] menghasilkan dengan variasi *surface designation* dari *fins* jenis

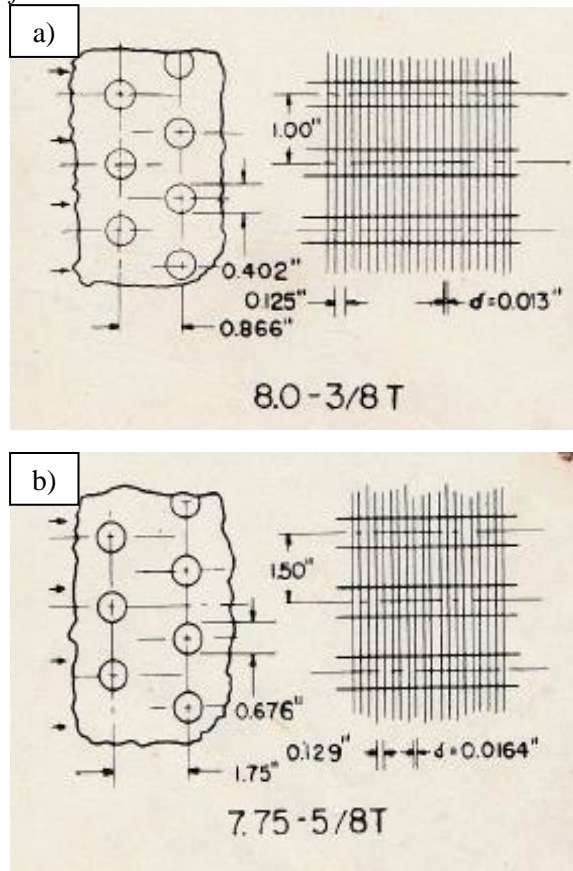
wavy fins memberikan pengaruh terhadap j dan f faktor. Dimana j mewakili performa perpindahan panas, dan f mewakili *pressure drop*. Sehingga dalam perancangan ini juga akan di variasikan *surface designation* dari *fins* berdasarkan konfigurasi dari buku *compact heat exchanger* karangan Kays dan London [2] seperti pada tabel berikut:

Tabel 3.5. Konfigurasi *surface designation* untuk *circular tubes*, *continuous fins* [2].

	Surface Designation		Satuan
	8.0-3/8 T	7.75-5/8 T	
<i>Tube arrangement</i>	<i>Staggered</i>	<i>Staggered</i>	
<i>Tube diameter</i>	0.0102108	0.0171704	m
Panjang <i>tube</i>	1.06	1.06	m
Lebar	0.9	0.9	m
Tinggi	0.16	0.16	m
<i>Transverse tube spacing</i>	0.0219964	0.04445	m
<i>Longitudinal tube spacing</i>	0.0254	0.0381	m
Jarak antar fin	0.003175	0.0032766	m
<i>Fins/m</i>	315	305	
<i>Hydraulic diameter, $4r_h$</i>	0.0036322	0.0034798	m
<i>Fin thickness, δ</i>	0.0003302	0.0004046	m
<i>Free-flow/frontal area, σ</i>	0.0135636	0.0122174	m
<i>Heat transfer area/ total volume, α</i>	587.27	554.46	m ² /m ³
<i>Fin area/ total area</i>	0.913	0.95	

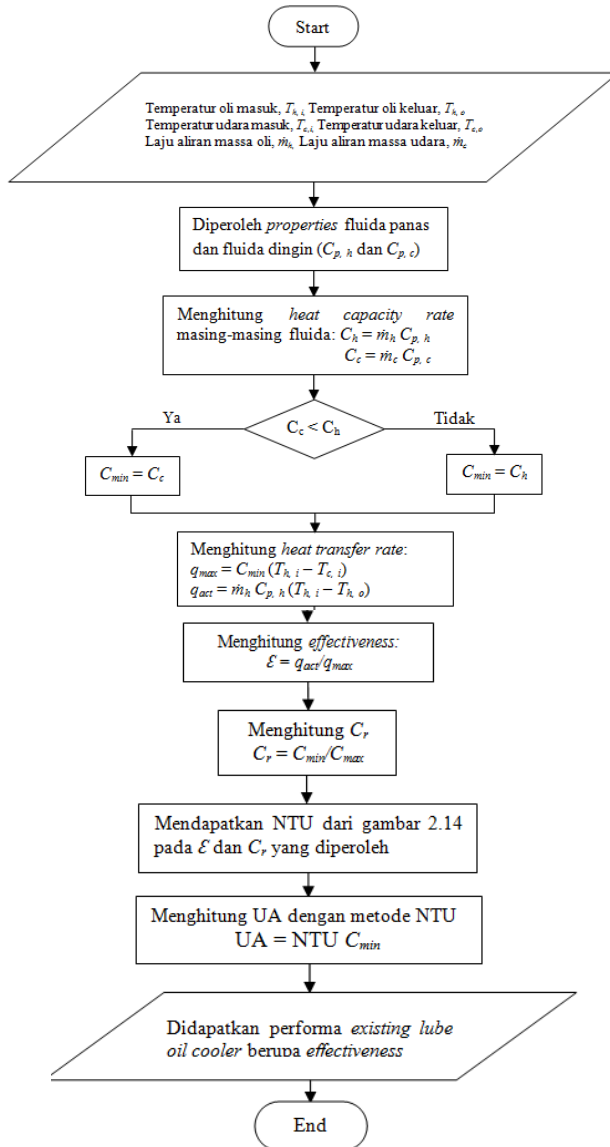
Angka pertama dari *surface designation* 8.0 dan 7.75 mewakili *fins/in*, angka kedua 3/8 dan 5/8 menunjukkan diameter luar dari *tube*, dan huruf T merupakan *continuous fins*. Berikut

merupakan *layout* dari *surface design circular tubes, continuous fins*.

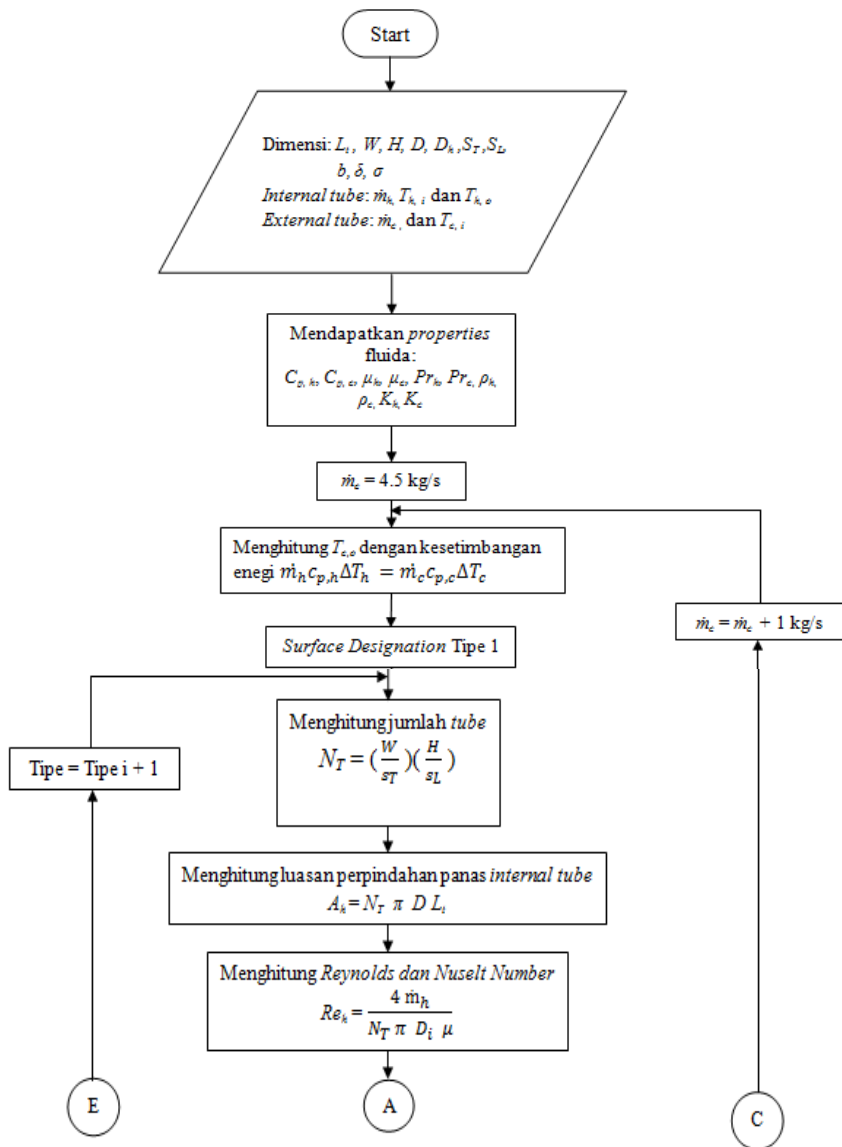


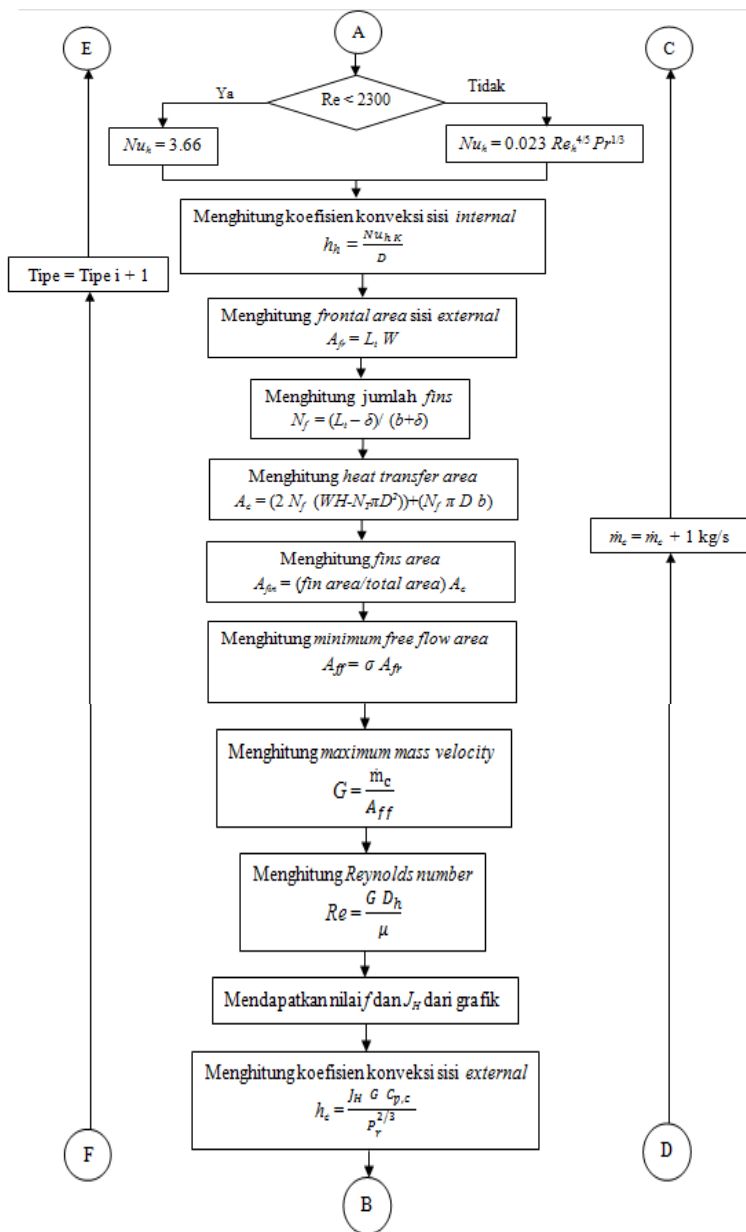
Gambar 3.4. *Layout surface design* pada a). 8.0-3/8 T dan b). 7.75-5/8 T [2].

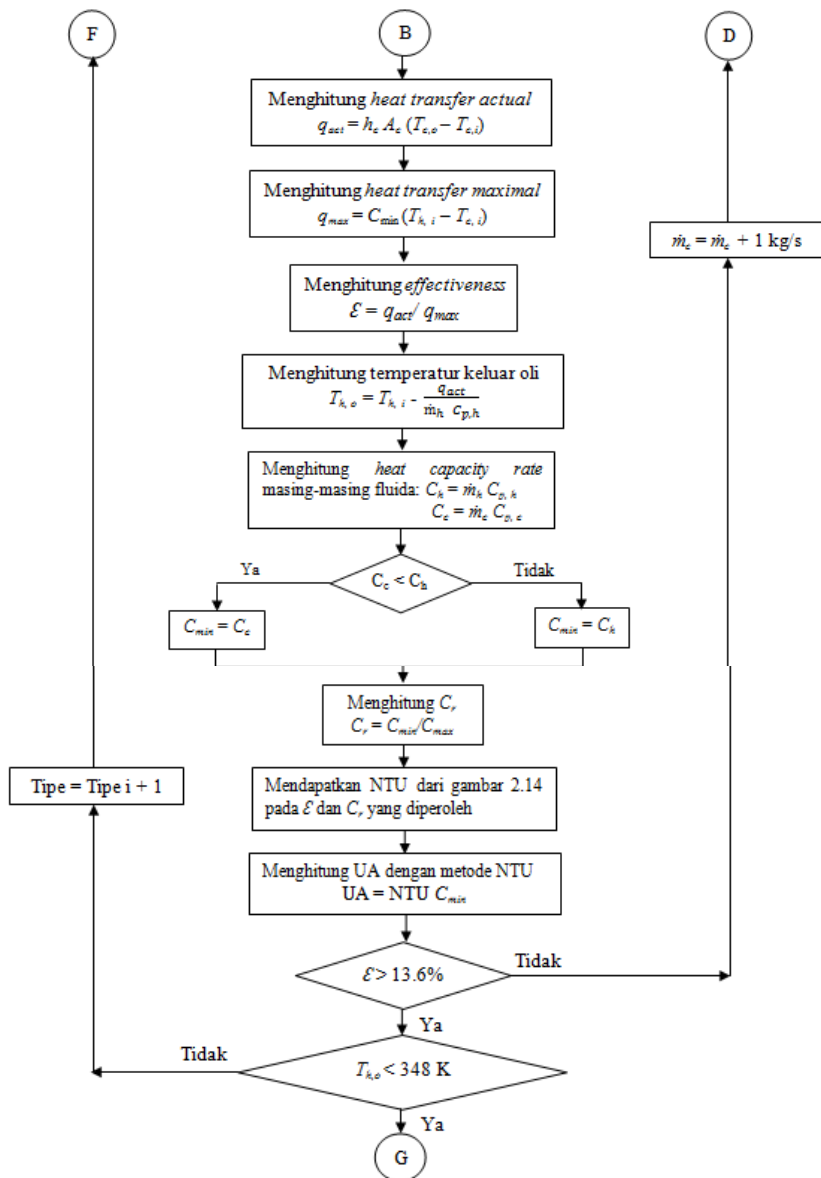
3.6. Flowchart Perhitungan Performa Existing Lube oil cooler

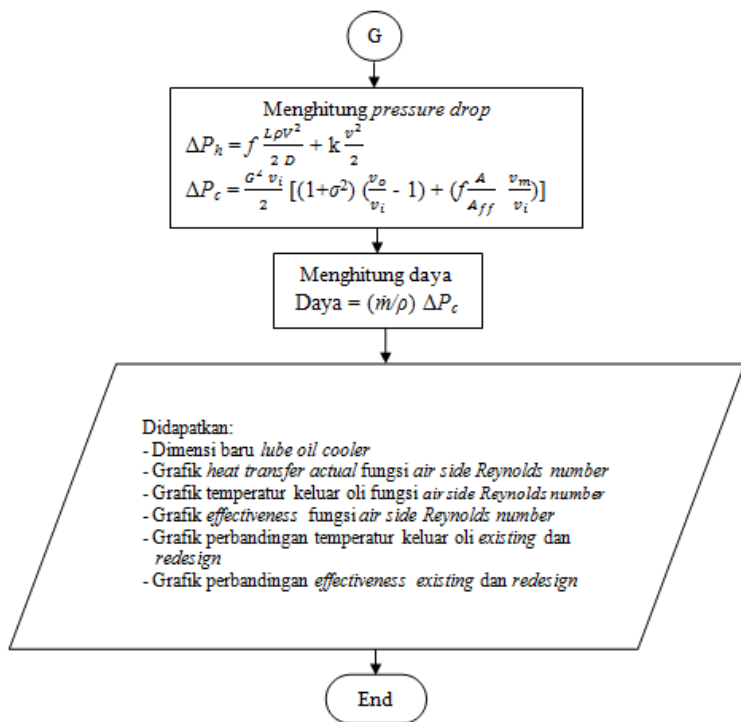


3.7. Flowchart Redesain Lube Oil Cooler







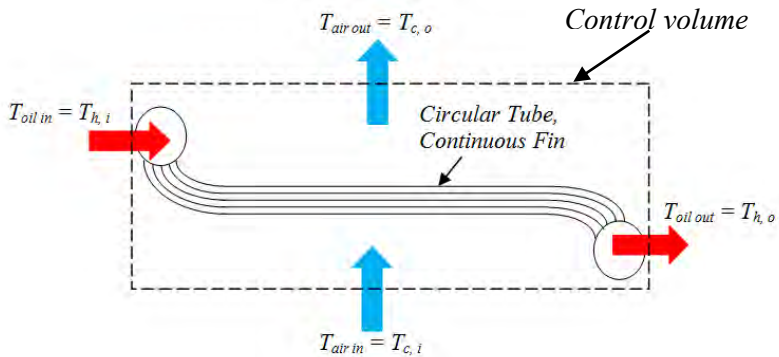


Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB IV PEMBAHASAN

4.1 Perhitungan Performa *Existing Lube Oil Cooler*

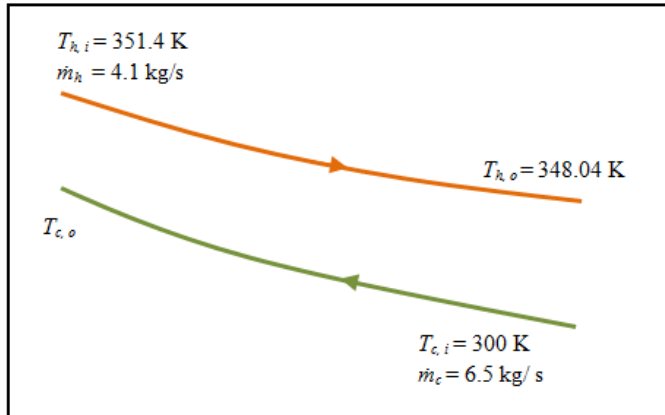
Dalam menganalisa *lube oil cooler* dibutuhkan *control volume* dari sistem. Hal tersebut dilakukan untuk mengevaluasi performa dan melakukan *redesign lube oil cooler*. Pada tugas akhir ini hanya dilakukan analisa performa dan *redesign* pada *lube oil cooler* dan tidak dilakukan analisa perubahan performa pada sistem PLTG yang disebabkan oleh peningkatan performa dari *lube oil cooler*.



Gambar 4.1. *Control volume* dari sistem *lube oil cooler*.

Gambar 4.1 menunjukkan bahwa arah aliran fluida yang terjadi pada *lube oil cooler* yang merupakan tipe aliran *crossflow*. Fluida yang mengalir dalam *tube lube oil cooler* merupakan fluida panas yaitu oli (minyak pelumas), Sedangkan fluida dingin adalah udara. Perhitungan performa *existing Lube Oil Cooler* ini bertujuan untuk mendapatkan performa saat ini yang nantinya akan dibandingkan dengan hasil perancangan. Perhitungan performa *existing* meliputi analisa termodinamika dan perpindahan panas. Analisa termodinamika dengan kesetimbangan energi untuk memperoleh nilai *properties* yang belum diketahui. Sedangkan analisa perpindahan panas untuk

mendapatkan *effectiveness* (\mathcal{E}), *Number of Transfer Unit* (NTU), dan *Overall Heat Transfer Coefficient* (UA). Kondisi temperatur oli dan udara yang mengalir melalui *lube oil cooler* dapat dijelaskan pada gambar 4.2 yaitu distribusi temperatur pada *lube oil cooler* berdasarkan kondisi operasi.



Gambar 4.2. Distribusi Temperatur pada *lube oil cooler*.

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

Berdasarkan tabel A.5 [6] *Engine Oil* pada $T_h = 349.7 \text{ K}$

Diperoleh $C_{p,h} = 2118 \text{ J/(Kg K)}$

Dari tabel A.4 [6] Udara pada $T_c = 303.5 \text{ K}$

diperoleh $C_{p,c} = 1007 \text{ J/(Kg K)}$

➤ Tinjauan Termodinamika

Tinjauan termodinamika yang dilakukan adalah analisa kesetimbangan energi *lube oil cooler*. Untuk mendapatkan *properties* yang belum diketahui yaitu laju aliran massa oli (\dot{m}_h).

$$q_h = q_c$$

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

$$4.1 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 2118 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}} (351.4-348.04)\text{K} = 6.5 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 1007 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}} (T_{c,o} - 300)\text{K}$$

$$29177.568 \frac{\text{J}}{\text{s}} = 6545.5 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}} (T_{c,o} - 300)\text{K}$$

$$4.46 = (T_{c,o} - 300)\text{K}$$

$$T_{c,o} = 304.46 \text{ K}$$

Berdasarkan tinjauan termodinamika dengan analisa kesetimbangan energi, dengan data-data operasi yang telah diketahui diperoleh besarnya laju aliran massa oli sebesar,
 $T_{c,o} = 304.46 \text{ K}$

➤ Tinjauan Perpindahan Panas

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

Effectiveness (\mathcal{E})

Tahapan dalam menghitung *effectiveness* adalah menghitung dan membandingkan faktor kapasitas panas dari fluida dingin dan fluida panas.

$$C_h = \dot{m}_h C_{p,h}$$

$$= 4.1 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 2118 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}}$$

$$= 8683.8 \frac{\text{J}}{\text{s K}} \frac{\text{W S}}{\text{J}}$$

$$= 8683.8 \text{ W/ K}$$

$$C_c = \dot{m}_c C_{p,c}$$

$$= 6.5 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 1007 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}}$$

$$= 6545.5 \frac{\text{J}}{\text{s K}} \frac{\text{W S}}{\text{J}}$$

$$= 6545.5 \text{ W/ K}$$

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:

$$C_c < C_h$$

$$C_{min} = C_c = 6545.5 \text{ W/ K}$$

$$C_{max} = C_h = 8683.8 \text{ W/ K}$$

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

$$= 6545.5 / 8683.8$$

$$= 0.75$$

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

$$\begin{aligned}
 q_{act} &= \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \\
 &= 6.5 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 1007 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}} (304.46 - 300) \text{K} \\
 &= 29192.93 \frac{\text{J W S}}{\text{s J}} \\
 &= 29192.93 \text{ Watt}
 \end{aligned}$$

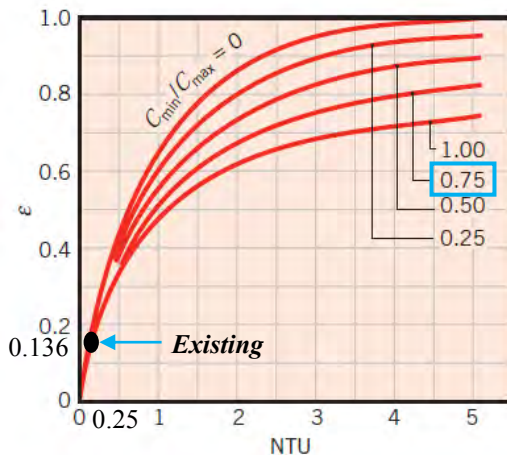
$$\begin{aligned}
 q_{max} &= C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \\
 &= 6545.5 \frac{\text{W}}{\text{K}} \\
 &\quad (351.4 - 300) \text{K} \\
 &= 336438.7 \text{ Watt}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \mathcal{E} &= q_{act} / q_{max} \\
 &= 29192.93 / 336438.7 \\
 &= 0.136
 \end{aligned}$$

Diperoleh nilai *effectiveness* sebesar 0.136 artinya kemampuan *existing lube oil cooler* dalam mentransfer panas dari minyak pelumas ke udara hanya 13.6% dari perpindahan panas *maximal* yang mampu dihasilkan.

Number of Transfer Unit (NTU)

NTU merupakan parameter tak berdimensi yang digunakan untuk analisa *heat exchanger* [6]. Berdasarkan Gambar 2.14. *Effectiveness of single pass, cross flow heat exchanger with both fluids unmixed* pada $C_r = 0.75$ dan $\mathcal{E} = 0.136$ diperoleh NTU = 0.25.



Overall Heat Transfer Coefficient (UA)

Overall Heat Transfer Coefficient (UA) merupakan koefisien yang mendefinisikan *total thermal resistance* perpindahan panas diantara dua fluida [6]. Besarnya UA ditentukan dengan perkalian NTU dengan C_{min} yang nilainya telah diperoleh dari perhitungan sebelumnya.

$$\begin{aligned} UA &= NTU C_{min} \\ &= 0.25 \times 6545.5 \text{ W/ K} \\ &= 1636.375 \text{ W/ K} \end{aligned}$$

Karena *effectiveness* masih rendah, akan ditinjau bila laju aliran massa udara dinaikkan menjadi 13 kg/s disebabkan ada dua variabel yang tidak diketahui yaitu *overall heat transfer coefficient* (U) dan *heat capacity ratio* (C_r).

- Alternatif tinjauan: Memperbesar laju aliran massa
Kapasitas *existing* 340 m³/ min = 6.5 kg/s
Laju aliran massa baru, $\dot{m}_c' = 13 \text{ kg/s}$

1. Tinjauan Termodinamika

$$\begin{aligned} q_h &= q_c \\ \dot{m}_h c_{p,h} \Delta T_h &= \dot{m}_c c_{p,c} \Delta T_c \\ 4.1 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 2118 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}} (351.4 - 348.04) \text{K} &= 13 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 1007 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}} \\ (T_{c,o} - 300) \text{K} & \\ 29117.568 \frac{\text{J}}{\text{s}} &= 13091 \frac{\text{J}}{\text{K}} (T_{c,o} - 300) \text{K} \\ 2.23 &= (T_{c,o} - 300) \\ T_{c,o} &= 302.23 \text{ K} \end{aligned}$$

2. Tinjauan Perpindahan Massa

$$\begin{aligned} C_h &= \dot{m}_h C_{p,h} & C_c &= \dot{m}_c' C_{p,c} \\ &= 4.1 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 2118 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}} & &= 13 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 1007 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}} \\ &= 8683.8 \frac{\text{J W S}}{\text{S K J}} & &= 13091 \frac{\text{J W S}}{\text{S K J}} \\ &= 8683.8 \text{ W/ K} & &= 13091 \text{ W/ K} \end{aligned}$$

$$C_c < C_h$$

$$C_{min} = C_h = 8683.8 \text{ W/K}$$

$$C_{max} = C_c = 13091 \text{ W/K}$$

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

$$= 6545.5 /$$

$$= 0.48$$

$$\begin{aligned} q_{act} &= \dot{m}_c \cdot c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \\ &= 13 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 1007 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}} (302.23 - 300) \text{K} \\ &= 29177.568 \frac{\text{J W S}}{\text{s J}} \\ &= 29177.568 \text{ Watt} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_{max} &= C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \\ &= 8683.8 \frac{\text{W}}{\text{K}} \\ &\quad (351.4 - 300) \text{K} \\ &= 446347.32 \text{ Watt} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \mathcal{E} &= q_{act} / q_{max} \\ &= 29177.568 / 446347.32 \\ &= 0.065 \end{aligned}$$

Dengan memperbesar laju aliran massa udara maka nilai *effectiveness* semakin menurun. *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. Semakin besar C_{min} maka akan memperbesar rasio C_r , semakin besar nilai C_r maka akan menurunkan nilai *effectiveness*. Oleh karena itu dilakukan *redesign* dengan memvariasikan laju aliran massa udara dan variasi *surface designation* dari *circular tubes*, *continuous fins*.

4.2 Analisa Perencanaan *Lube Oil Cooler* dengan Metode

$$\Delta T_{IMTD}$$

Redesign Lube Oil Cooler dimaksudkan untuk meningkatkan *effectiveness* perpindahan panas dari kondisi *existing*. *Redesign* dilakukan dengan cara mengubah dimensi *Lube Oil Cooler* meliputi besar diameter, jarak dan jumlah *tube* dan *fins* berdasarkan *standard surface designation circular tubes*, *continuous fins* [2]. Sedangkan untuk *properties* fluida dingin berupa *mass flowrate* udara 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*. Volume *existing Lube Oil Cooler* adalah sebesar 0.153 m^3 dengan rincian panjang, lebar, dan tinggi sebesar 1.06 m, 0.9 m dan 0.16 m.

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* sisi *internal* dan *external*, 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:

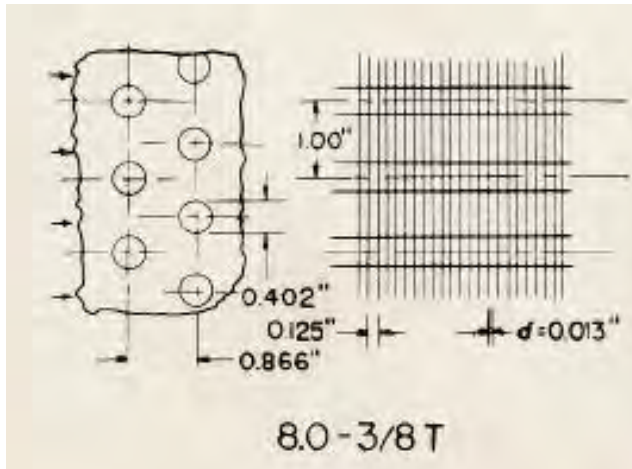
Tabel 4.1. Data *properties* fluida dingin dan fluida panas

<i>Properties</i>	Fluida Dingin	Fluida Panas	Satuan
	(Udara)	(Oli)	
<i>Mass Flowrate</i>	6.5	4.1	kg/s
<i>Temperature In</i>	300	351.4	K
<i>Temperature Out</i>	304.46	348	K
<i>Spesific Heat</i>	1007	2118	J/kg.K
<i>Viscosity</i>	0.00001873	0.03805	N.s/m ²
<i>Thermal Conductivity</i>	0.02673	0.13814	W/m.K
<i>Density</i>	1.1422	854.74	kg/m ³
<i>Prandtl Number</i>	0.7062	580.58	

4.2.1. Analisa Perpindahan Panas Sisi *Internal*

4.2.1.1. Dimensi, Jumlah dan Jarak *Tube*

Setelah ditentukan variasi *surface designation*, selanjutnya perlu dihitung jumlah *tube* yang sesuai dengan ruang penempatan *heat exchanger*. Banyaknya jumlah *tube* yang sesuai dapat dihitung dengan input data awal jarak antar *tube*. Variasi jarak antar *tube* merupakan data awal perhitungan yang digunakan untuk menentukan jumlah *tube* yang sesuai dengan ruang penempatan *lube oil cooler*. *Layout tube* yang digunakan pada *lube oil cooler* tersusun *staggered*. Berikut merupakan contoh *layout tube* menggunakan *standard 8.0-3/8 T*.



Gambar 4.3. *Layout* Susunan *Tube* pada 8.0-3/8 T [2].

Untuk menentukan variasi jumlah *tubes*, diperlukan beberapa data input dimensi. Berdasarkan Tabel 9.4 *Kays and London* [2], dipilih *standard 8.0-3/8 T* dan *7.75-5/8 T* sebagai variasi. Data variasi tersebut dapat dilihat pada Tabel 4.2. berikut:

Tabel 4.2. Konfigurasi *surface designation* [2] dan data *existing*.

	<i>Surface Designation</i>			Satuan
	8.0-3/8 T	7.75-5/8 T	<i>existing</i>	
<i>Tube arrangement</i>	<i>Staggered</i>	<i>Staggered</i>	<i>Staggered</i>	
Panjang tube, <i>L</i>	1.06	1.06	1.06	m
Lebar, <i>W</i>	0.9	0.9	0.9	m
Tinggi, <i>H</i>	0.16	0.16	0.16	m
Tube diameter, <i>D</i>	0.010211	0.0171704	0.019812	m
Transverse tube spacing, <i>S_t</i>	0.021996	0.04445	0.0762	m
Longitudinal tube spacing, <i>S_l</i>	0.0254	0.0381	0.0508	m

Sisi *internal* merupakan *tube* yang dialiri fluida panas yaitu oli. Besarnya perpindahan panas bergantung pada susunan dan jumlah *tube*. Pemasangan jumlah *tube* disesuaikan dengan volume ruang penempatan *heat exchanger*. Oleh karena itu, penentuan jumlah *tube* arah *transversal* dan *longitudinal* dapat dihitung dengan rumus:

$$N_{T,t} = \frac{H}{S_t} = \frac{0.16}{0.0219964} = 7.2 \text{ tubes}$$

= 7 tubes (pembulatan)

$$N_{T,l} = \frac{W}{S_l} = \frac{0.9}{0.0254} = 35.4 \text{ tubes}$$

= 35 tubes (pembulatan)

Maka jumlah *tubes* keseluruhan adalah:

$$N_T = N_{T,t} N_{T,l}$$

$$= 7 \times 35$$

$$= 245 \text{ tubes}$$

4.2.1.2. Luas Perpindahan Panas

Luasan perpindahan panas sisi *internal* dihitung untuk menentukan koefisien konveksi total yang terjadi pada *Lube*

Oil Cooler. Luasan perpindahan panas dapat dihitung dengan persamaan di bawah ini:

$$\begin{aligned} A_h &= N_T \pi D L \\ &= 245 \times \pi \times 0.0102108 \text{ m} \times 1.06 \text{ m} \\ &= 8.3265 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

4.2.1.3. Koefisien Konveksi

Koefisien konveksi sisi *internal* dapat dihitung dengan mengetahui nilai *Reynolds Number* dan *Nusselt Number*.

❖ *Reynolds Number*

$$\begin{aligned} \text{Re}_h &= \frac{4 \dot{m}_h}{N_T \pi D \mu} \\ &= \frac{4 \times 4.1 \text{ kg/s}}{245 \times \pi \times 0.0102108 \text{ m} \times 0.03805 \text{ Ns/m}^2} \\ &= 54.87 \end{aligned}$$

$\text{Re}_h < 2300$ (Laminer)

❖ *Nusselt Number*

$\text{Nu}_h = 3.66$ (untuk temperatur permukaan *uniform*)

❖ Koefisien Konveksi

$$\begin{aligned} h_h &= \frac{\text{Nu}_h k}{D} \\ &= \frac{3.66 \times 0.13814 \text{ W/mK}}{0.0102108 \text{ m}} = 49.52 \text{ W/m}^2\text{K} \end{aligned}$$

4.2.1.4. Pressure Drop

Pressure drop internal terdiri dari *major losses* dan *minor losses*. *Major losses* diakibatkan oleh adanya gesekan di sepanjang *internal tube*. Karena nilai *Reynolds number* dari oli yang mengalir didalam pipa adalah laminer, sehingga faktor gesek (*friction factor*) dapat dihitung secara langsung dengan $f =$

$64/Re_h$ dan diperoleh nilai f sebesar 0.7472. Berikut ini merupakan contoh perhitungan *pressure drop* sisi *internal tube*.

❖ *Major Losses*

Sebelum melakukan perhitungan *pressure drop*, maka perlu dihitung kecepatan fluida didalam *tube* dengan diketahui panjang *tube* (L) adalah 1.06 m. Kecepatan oli yang mengalir dalam *tube* dapat dihitung dengan rumus:

$$\begin{aligned} V &= \frac{\dot{m}_h}{\rho A_h N_T} \\ &= \frac{4.1 \text{ kg/s}}{854.74 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 8.33 \text{ m}^2 \times 245} \\ &= 2.35 \times 10^{-6} \text{ m/s} \end{aligned}$$

Setelah mendapatkan kecepatan maka dapat dihitung *pressure drop major* dalam *tube*.

$$\Delta P_{major} = f \frac{L\rho V^2}{2D}$$

$$\begin{aligned} \text{Dimana } f &= 64/ Re_h && \text{(untuk aliran laminier)} \\ &= 64/ 85.65 \\ &= 0.747 \end{aligned}$$

Maka *pressure drop major* sepanjang *tube* sebesar:

$$\begin{aligned} \Delta P_{major} &= 0.747 \frac{1.06 \text{ m} \times 854.74 \text{ kg/m}^3 \times (2.35 \times 10^{-6} \text{ m/s})^2}{2 \times 0.0102108 \text{ m}} \\ &= 7 \times 10^{-5} \text{ N/m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta P_{major, Total} &= N_T \Delta P_{major} \\ &= 245 \times 7 \times 10^{-5} \text{ N/m}^2 \\ &= 0.0172 \text{ N/m}^2 \end{aligned}$$

❖ *Minor Losses*

Minor losses diakibatkan saluran masuk dan keluar serta belokan-belokan pada *tube* jika ada. Pada *Lube Oil Cooler*, *minor losses* diakibatkan bentuk dari *T-tube* pada *upstream* dan *downstream* lube oil cooler. Nilai *k* akibat bentuk tersebut adalah 1.62.

$$\begin{aligned}\Delta P_{minor} &= \left(k \frac{\rho V^2}{2}\right) + \left(k \frac{\rho V^2}{2}\right) \\ &= 2 \left(k \frac{\rho V^2}{2}\right) \\ &= 2 \left(1.62 \frac{854.74 \text{ kg/m}^3 \times (2.35 \times 10^{-6} \text{ m/s})^2}{2}\right) \\ &= 7.65 \times 10^{-9} \frac{\text{N}}{\text{m}^2}\end{aligned}$$

❖ *Total Pressure Drop*

$$\begin{aligned}\Delta P_h &= \Delta P_{major} + \Delta P_{minor} \\ &= 0.0172 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} + 7.65 \times 10^{-9} \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \\ &= 0.00007 \text{ N/m}^2\end{aligned}$$

4.2.2. Analisa Perpindahan Panas Sisi *External*

Pada bagian *external* atau di luar *tubes*, perpindahan panas yang dianalisa yaitu perpindahan panas yang terjadi pada udara *ambient* yang mengalir di luar *tubes*, serta dihitung pula penurunan tekanan (*pressure drop*) yang terjadi. Pada bagian *external* lebih difokuskan pada pengaruh jumlah laluan *tubes* dan *fins* terhadap karakteristik perpindahan panas sisi *external*.

4.2.2.1. Luas Perpindahan Panas

Luasan perpindahan panas sisi *external* dihitung berdasarkan luasan *fins* dan *tube* yang terkena aliran udara. *Fins* yang digunakan merupakan *continuous fins*. Perhitungan didasarkan pada beberapa *standard surface designation continuous fins*. Beberapa data standar yang digunakan meliputi

fins thickness, heat transfer area/ total volume (α), hydraulic diameter ($4R_h$), serta fin area/total area. Adapun tahapan perhitungan yang digunakan untuk mendapatkan luasan perpindahan panas dengan menggunakan *standard 8.0-3/8 T* adalah sebagai berikut:

➤ Jumlah *fins*

$$\begin{aligned} N_f &= (L_t - \delta) / (b + \delta) \\ &= (1.06 - 0.00033) / (0.003 + 0.00033) \\ &= 318.2 \text{ fins} \\ &= 318 \text{ fins (Pembulatan)} \end{aligned}$$

➤ *Frontal Area (A_{fr})*

Dengan lebar dan tinggi *heat exchanger* dijaga sama dengan kondisi *existing*, maka *frontal area* didapatkan dengan persamaan berikut:

$$\begin{aligned} A_{fr} &= L W \\ &= 1.06 \text{ m} \times 0.9 \text{ m} \\ &= 0.954 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

➤ *Heat Transfer Area (A_c)*

Dengan *surface designation 8.0-3/8 T* maka diketahui jumlah *fins* 318 dan jarak antar *fins* 3 mm.

$$\begin{aligned} A_c &= 2 N_f (WH - N_T \pi D^2) + N_f \pi D b \\ &= 2 \times 318 \times ((0.9 \times 0.16) - (318 \times \pi \times 0.0102108^2)) + (318 \times \pi \\ &\quad \times 0.0102108 \times 0.003) \\ &= 40.63 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

➤ Luas *Fins (A_{fn})*

Dengan *surface designation 8.0-3/8 T* maka diketahui *Fin Area/Total Area* sebesar 0.913.

$$\begin{aligned} \text{Fin area/ total area} &= 0.913 \\ \text{Fin area} = A_{fn} &= 0.913 \times A_c \\ &= 0.913 \times 40.63 \text{ m}^2 \\ &= 37.093 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

➤ *Minimum Free Flow Area (A_{ff})*

Dengan *surface designation 8.0-3/8 T* maka diketahui *free flow/frontal area* 0.534.

$$A_{ff} = \sigma A_{fr}$$

$$\begin{aligned}
 &= 0.534 \times 0.954 \text{ m}^2 \\
 &= 0.51 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

4.2.2.2. Koefisien Konveksi

Perhitungan untuk memperoleh nilai koefisien konveksi sisi *External* berbeda dengan koefisien konveksi pada sisi *internal*. Karena pada sisi *external* menggunakan *extended surface* berupa *continuous fins*. Koefisien konveksi sisi *External* didapatkan dengan faktor nilai *J-Colburn* dari grafik masing – masing *surface designation*. Nilai *J-Colburn* dapat dicari melalui grafik fungsi *Reynolds Number*. Berikut ini adalah contoh perhitungan koefisien konveksi untuk *surface designation* 8.0-3/8 T pada laju aliran massa udara (\dot{m}_c) 4.5 kg/s.

➤ *Maximum Mass Velocity (G)*

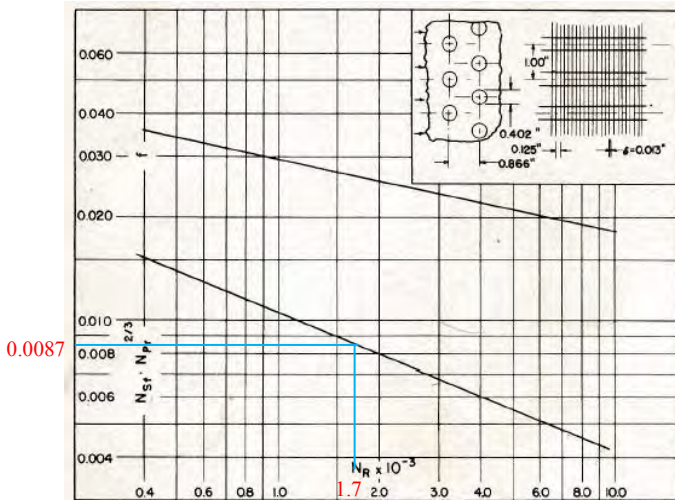
$$\begin{aligned}
 G &= \frac{\dot{m}_c}{A_{ff}} \\
 G &= \frac{4.5 \text{ kg/s}}{0.51 \text{ m}^2} \\
 &= 8.83 \text{ kg/ m}^2\text{s}
 \end{aligned}$$

➤ *Reynolds Number (Re_c)*

$$\begin{aligned}
 \text{Re}_c &= \frac{G (4R_h)}{\mu} \\
 &= \frac{8.83 \text{ kg/m}^2\text{s} \times 0.0036322 \text{ m}}{0.00001873 \text{ N s/m}^2} \\
 &= 1713
 \end{aligned}$$

➤ *Koefisien Konveksi (h_c)*

Untuk menentukan nilai koefisien konveksi sisi *fins* maka harus diketahui factor *J Colburn (J_H)*. Berdasarkan grafik yang sesuai dengan *surface designation* 8.0-3/8 T. Dengan diketahui $Re = 1713$ maka didapatkan dari grafik nilai $J_H \approx 0.0087$. Gambar 4.8 yang merupakan contoh grafik J_H fungsi *Reynolds number* untuk *Surface designation* 8.0-3/8 T.



Gambar 4.4. Grafik *Circular tubes, continuous fins*
Surfaces designation 8.0-3/8 T [2].

$$\begin{aligned}
 h_c &= \frac{J_H G c_{p,c}}{\text{Pr}_c^{2/3}} \\
 &= \frac{0.0087 \times 8.83 \text{ kg/m}^2\text{s} \times 1007.23 \text{ J/kg K}}{0.7062^{2/3}} \\
 &= 97.58 \text{ W/m}^2 \text{ K}
 \end{aligned}$$

4.2.2.3. *Pressure Drop* dan daya

Pressure drop sisi *External* dihitung dengan rumus berdasarkan buku [2]. Berbeda dengan perhitungan *pressure drop internal tube*. Nilai *pressure drop external* dihitung dengan:

$$\Delta P_c = \frac{G^2 v_i}{2} \left[(1 + \sigma^2) \left(\frac{v_o}{v_i} - 1 \right) + f \frac{Ac}{A_{ff}} \frac{v_m}{v_i} \right]$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{8.83^2(0.86103)}{2} [(1 + 0.0003302^2) \left(\frac{0.876865}{0.86103} - 1 \right) \\
 &\quad + 0.023 \frac{40.63}{0.51} \frac{0.86984}{0.86103}] \\
 &= 74 \text{ N/m}^2 \\
 \text{Daya} &= (\dot{m}/\rho) \Delta P_c \\
 &= (4.5/1.1422) \times 74 \\
 &= 380 \text{ Watt} = 0.52 \text{ HP}
 \end{aligned}$$

4.2.3. Perpindahan Panas *Actual* (q_{act})

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

$$\begin{aligned}
 q_{act} &= h_c A_c (T_{c,o} - T_{c,i}) \\
 &= 97.58 \text{ W/m}^2 \text{ K} \times 40.63 \text{ m}^2 (315.12-300) \text{ K} \\
 &= 59963.2 \text{ W}
 \end{aligned}$$

4.2.4. 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*:

$$\begin{aligned}
 q_{act} &= \dot{m}_h C_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \\
 T_{h,o} &= T_{h,i} - \left(\frac{q_{act}}{\dot{m}_h C_{p,h}} \right) \\
 &= 351.4 \text{ K} - \left(\frac{59963.2 \text{ W}}{4.1 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 2118 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}} \right) \\
 &= 344.5 \text{ K}
 \end{aligned}$$

4.3. Pembahasan Hasil Perhitungan Metode ΔT_{LMTD}

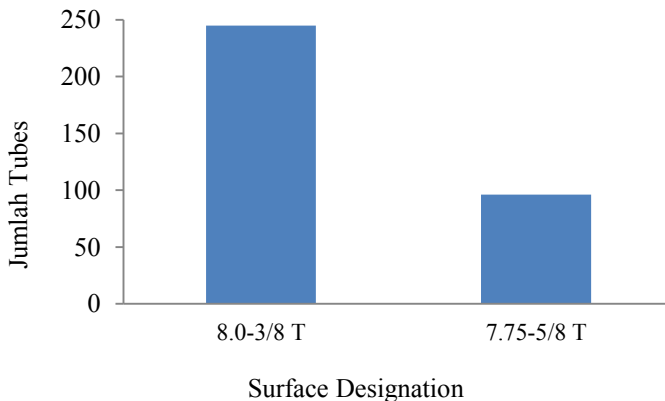
4.3.1. Grafik variasi *surface designation* terhadap jumlah *tubes*

Berdasarkan hasil perhitungan menggunakan variasi *surface designation* pada *circular tubes*, *continuous fins* diperoleh hasil seperti yang ditunjukkan pada Tabel 4.3 dibawah ini:

Tabel 4.3. Variasi *surface designation* terhadap jumlah *tubes lube oil cooler*.

	<i>Surface Designation</i>		Satuan
	8.0-3/8 T	7.75-5/8 T	
<i>Tube arrangement</i>	<i>Staggered</i>	<i>Staggered</i>	
Panjang tube, L_t	1.06	1.06	m
Lebar, W	0.9	0.9	m
Tinggi, H	0.16	0.16	m
Tube diameter, D	0.0102108	0.0171704	m
Transverse tube spacing, S_t	0.0219964	0.04445	m
Longitudinal tube spacing, S_l	0.0254	0.0381	m
Jumlah transverse tubes, $N_{T,t}$	7	4	tubes
Jumlah longitudinal tubes, $N_{T,l}$	35	24	tubes
Jumlah tubes, N_T	245	96	tubes

Dari tabel tersebut, maka di dapatkan grafik seperti dibawah ini:



Gambar 4.5. Grafik perbandingan jumlah *tubes* dengan *surface designation*.

Perbandingan jumlah *tube* pada masing-masing *surface designation* terlihat pada Gambar 4.5. Semakin besar diameter *tubes* yang digunakan maka akan semakin panjang jarak antar *tube* dan semakin rendah pula jumlah *tubes* yang akan dipasang. Hal tersebut digambarkan pada setiap *surface designation*. Dari perhitungan menggunakan batasan ruang penempatan *lube oil cooler* hasil *redesign* tidak boleh melebihi *existing*, maka didapatkan variasi jumlah *tubes* yang sesuai dengan standar *surface designation* berdasarkan standard buku *compact heat exchanger* karangan *Kays and London* [2].

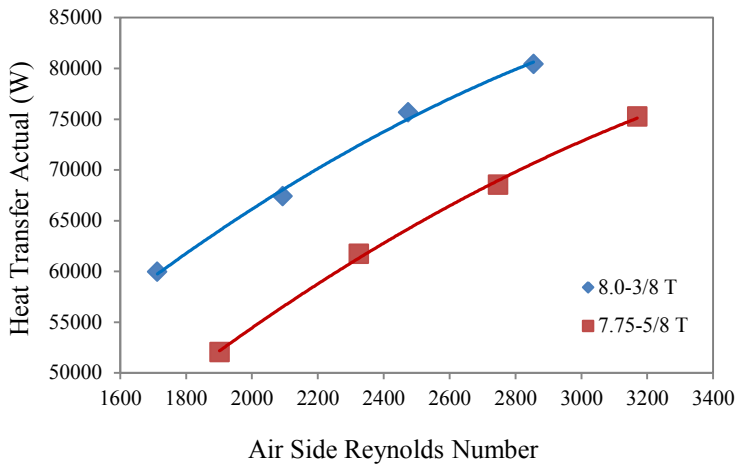
4.3.2 Grafik *heat transfer actual* fungsi *air side Reynolds number*

Berdasarkan hasil perhitungan menggunakan variasi *standard surface designation circular tubes, continuous fins* dan laju aliran massa udara *ambient*, maka didapatkan nilai perpindahan panas *actual* pada tabel 4.4 dibawah ini:

Tabel 4.4. Nilai perpindahan panas *actual* pada variasi *surface designation*.

<i>Surface Designation</i>	<i>Jumlah tubes</i>	\dot{m}_c (kg/s)	Re_c	q_{act} (W)
8.0-3/8 T	245	4.5	1712.990	59963.24
		5.5	2093.655	67391.63
		6.5	2474.319	75662.43
		7.5	2854.984	80410.47
7.75-5/8 T	96	4.5	1901.740	52032.05
		5.5	2324.348	61724.29
		6.5	2746.957	68525.87
		7.5	3169.566	75242.42

Dari tabel tersebut, maka di dapatkan grafik seperti dibawah ini:



Gambar 4.6. Grafik *Heat transfer actual* fungsi *Air side Reynolds number*.

Gambar 4.6. menunjukkan variasi *heat transfer actual* dengan *air side Reynolds number* setiap *surface designation*. *Trend* grafik menunjukkan semakin besar *Reynolds number* sisi udara, maka semakin besar pula perpindahan panas *actual* yang terjadi. Kedua variasi *surface designation* 8.0-3/8 T dan 7.75-5/8 T mempunyai *trend* grafik yang sama. *Surface designation* 8.0-3/8 T memiliki perpindahan panas *actual* maksimal sebesar 80410.47 Watt pada *Reynolds number* udara *ambient* 2854.984, Sedangkan dengan *surface designation* 7.75-5/8 T dengan nilai perpindahan panas *actual* maksimal yang mampu dihasilkan sebesar 75242.42 Watt pada *Reynolds number* udara *ambient* 3169.566. Pada *Reynolds number* yang sama, nilai *heat transfer actual* 8.0-3/8 T lebih besar dari 7.75-5/8 T.

Surface designation 8.0-3/8 T mampu menghasilkan perpindahan panas *actual* yang lebih besar daripada 7.75-5/8 T dikarenakan 8.0-3/8 T memiliki diameter *tube* yang lebih kecil sehingga dengan volume *heat exchanger* yang sama maka jumlah

tube yang dibutuhkan akan lebih banyak. Semakin banyak jumlah *tube* maka luasan perpindahan panas sisi fluida panas akan lebih besar. Selain itu *surface designation* 8.0-3/8 T juga memiliki tebal *fin* yang lebih kecil sehingga jumlah *fin* yang dibutuhkan semakin banyak. Hal tersebut menyebabkan luas perpindahan panas sisi fluida dingin juga lebih besar. Besarnya *heat transfer actual* berbanding lurus dengan luas perpindahan panas. Dengan luasan perpindahan panas yang lebih besar, maka proses perpindahan panas dari oli ke udara akan semakin baik. Oleh karena itu 8.0-3/8 T menghasilkan nilai *heat transfer actual* yang lebih besar.

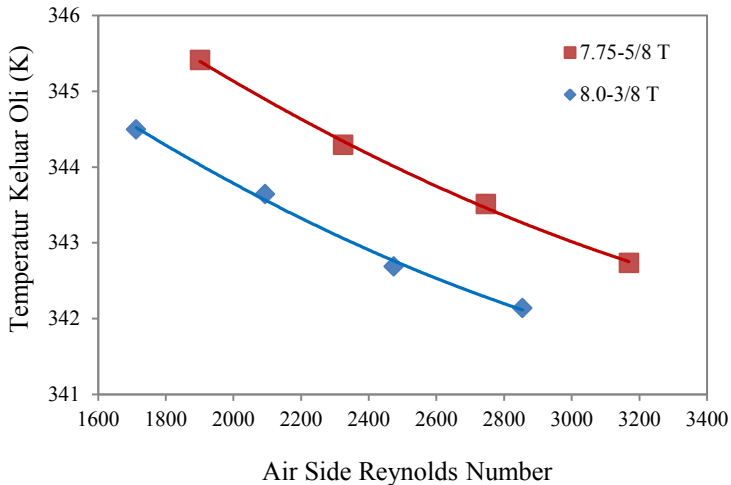
4.3.3. Grafik temperatur keluar oli fungsi *air side Reynolds number*

Berdasarkan hasil perhitungan menggunakan variasi *standard surface designation circular tubes, continuous fins* dan laju aliran massa udara *ambient*, maka didapatkan hasil pada tabel 4.5 dibawah ini:

Tabel 4.5. Temperatur keluar oli dan udara pada variasi *surface designation*.

Surface Designation	\dot{m}_c (kg/s)	Re_c	q_{act} (W)	$T_{h, o}$ (K)
8.0-3/8 T	4.5	1712.99	59963.24	344.4948
	5.5	2093.655	67391.63	343.6394
	6.5	2474.319	75662.43	342.6869
	7.5	2854.984	80410.47	342.1402
7.75-5/8 T	4.5	1901.74	52032.05	345.4081
	5.5	2324.348	61724.29	344.292
	6.5	2746.957	68525.87	343.5088
	7.5	3169.566	75242.42	342.7353

Berdasarkan tabel tersebut diatas, maka diperoleh grafik dibawah ini:



Gambar 4.7. Grafik temperatur keluar oli fungsi *air side Reynolds number*.

Gambar 4.7. diatas merupakan grafik temperatur keluar oli setiap *surface designation* terhadap *air side Reynolds number*. *Trend* grafik menunjukkan semakin besar laju aliran massa udara, semakin besar *air side Reynolds number*, maka temperatur keluar oli semakin menurun. Pada kedua variasi *surface designation* 8.0-3/8 T dan 7.75-5/8 T mempunyai *trend* grafik yang sama. Variasi 8.0-3/8 T mampu menghasilkan temperatur keluar oli paling rendah sebesar 342.1402 K pada laju aliran massa udara 7.5 kg/s. Sedangkan variasi 7.75-5/8 T mampu menghasilkan temperatur keluar oli paling rendah sebesar 342.74 K pada laju aliran massa udara 7.5 kg/s. Pada *Reynolds number* yang sama, 8.0-3/8 T menghasilkan temperatur keluar oli yang lebih rendah dibandingkan 7.75-5/8 T.

Temperatur keluar oli merupakan selisih dari temperatur masuk oli dikurangi dengan rasio *heat transfer actual/ specific heat*. Pada temperatur keluar oli dan *specific heat* yang sama, ketika *heat transfer actual* besar maka temperatur keluar oli akan

semakin menurun. Pada pembahasan grafik sebelumnya menunjukkan bahwa *heat transfer actual* 8.0-3/8 T lebih besar dibandingkan 7.75-5/8 T. *Heat transfer actual* yang besar menunjukkan bahwa terjadi proses pertukaran panas yang baik dari fluida panas (oli) ke fluida dingin (udara). Oleh karena itu *surface designation* 8.0-3/8 T 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-ε*.

4.4.1. *Heat Capacity*

Untuk menghitung nilai *effectiveness*, maka harus diketahui besarnya kapasitas panas masing-masing fluida yaitu kapasitas panas udara *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:

$$\begin{aligned}
 C_h &= \dot{m}_h C_{p,h} \\
 &= 4.1 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 2118 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}} \\
 &= 8683.8 \frac{\text{J}}{\text{s K}} \frac{\text{W s}}{\text{J}} \\
 &= 8683.8 \text{ W/ K}
 \end{aligned}
 \qquad
 \begin{aligned}
 C_c &= \dot{m}_c C_{p,c} \\
 &= 4.5 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 1007 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}} \\
 &= 4531.5 \frac{\text{J}}{\text{s K}} \frac{\text{W s}}{\text{J}} \\
 &= 4531.5 \text{ W/ K}
 \end{aligned}$$

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:

$$\begin{aligned}
 C_c < C_h & & C_r = C_{min} / C_{max} \\
 C_{min} = C_c = 4532.54 \text{ W/K} & & = 4531.5 / 8683.8 \\
 C_{max} = C_h = 8683.8 \text{ W/K} & & = 0.52
 \end{aligned}$$

4.4.2. Effectiveness

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

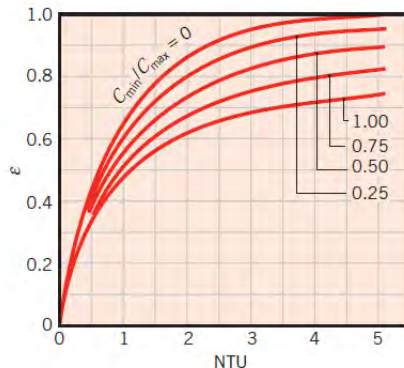
$$\begin{aligned}
 q_{max} &= C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \\
 &= 4531.5 \frac{\text{W}}{\text{K}} (351.4 - 300) \text{ K} \\
 &= 232919 \text{ Watt}
 \end{aligned}$$

Effectiveness merupakan perbandingan besarnya perpindahan panas *actual* dengan perpindahan panas *maximal*. Berikut merupakan contoh perhitungan *effectiveness* untuk variasi *surface designation* 8.0-3/8 T pada laju aliran massa udara *ambient* 4.5 kg/s. Dengan diketahui besar q_{actual} sebesar 8456.8 Watt, maka dapat dihitung besarnya *effectiveness*.

$$\begin{aligned}
 \mathcal{E} &= q_{act} / q_{max} \\
 &= 59963.2 / 3232919 \\
 &= 0.26
 \end{aligned}$$

4.4.3. Number of Transfer Unit (NTU)

NTU merupakan parameter tak berdimensi yang digunakan untuk analisa *heat exchanger* [6]. Berdasarkan Gambar 2.14. *Effectiveness of single pass, cross flow heat exchanger with both fluids unmixed* pada $C_r = 0.52$ dan $\mathcal{E} = 0.26$ diperoleh $NTU = 0.3$.



4.4.4. Overall Heat Transfer Coefficient (UA)

Overall Heat Transfer Coefficient (UA) merupakan koefisien yang mendefinisikan *total thermal resistance* perpindahan panas diantara dua fluida [6]. Besarnya UA ditentukan dengan perkalian *NTU* dengan C_{min} yang nilainya telah diperoleh dari perhitungan sebelumnya.

$$\begin{aligned} UA &= NTU C_{min} \\ &= 0.3 \times 4531.5 \text{ W/ K} \\ &= 2265.75 \text{ W/ K} \end{aligned}$$

4.5. Pembahasan Hasil Perhitungan Metode NTU

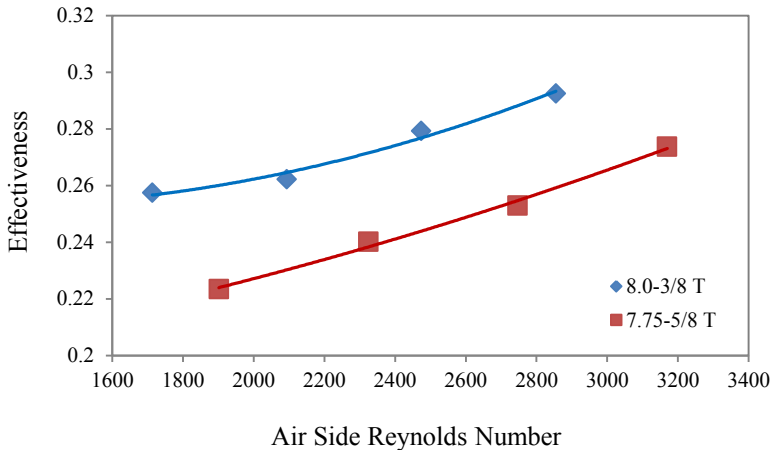
4.5.1. Grafik *effectiveness* fungsi *air side Reynolds number*

Setelah menghitung semua variasi *surface designation* dan laju aliran massa udara *ambient* sesuai tahapan-tahapan diatas, maka didapatkan hasil perhitungan *NTU- \mathcal{E}* seperti tabel 4.6 dibawah ini:

Tabel 4.6. Hasil Perhitungan *NTU- \mathcal{E}*

<i>Surface Designation</i>	\dot{m}_c (kg/s)	Re_c	<i>NTU</i>	\mathcal{E}
8.0-3/8 T	4.5	1712.990	0.3	0.257442
	5.5	2093.655	0.33	0.262238
	6.5	2474.319	0.38	0.279214
	7.5	2854.984	0.43	0.292496
7.75-5/8 T	4.5	1901.740	0.24	0.223391
	5.5	2324.348	0.27	0.240185
	6.5	2746.957	0.29	0.252878
	7.5	3169.566	0.35	0.273697

Dari tabel perhitungan diatas maka bisa didapatkan grafik *effectiveness* fungsi *air side Reynolds number* seperti ditunjukkan pada gambar dibawah ini.



Gambar 4.8. Grafik *effectiveness* fungsi *air side Reynolds number*.

Gambar 4.8 merupakan grafik *effectiveness* fungsi *air side Reynolds number*. *Trend* grafik menunjukkan semakin besar laju aliran massa udara, semakin besar *air side Reynolds number*, maka *effectiveness* juga semakin meningkat. Pada kedua variasi *surface designation* 8.0-3/8 T dan 7.75-5/8 T mempunyai *trend* grafik yang sama. Variasi 8.0-3/8 T mampu menghasilkan *effectiveness* maksimal sebesar 29% pada laju aliran massa udara 7.5 kg/s. Sedangkan variasi 7.75-5/8 T mampu menghasilkan *effectiveness* maksimal sebesar 27% K pada laju aliran massa udara udara 7.5 kg/s. Pada *Reynolds number* yang sama, 8.0-3/8 T menghasilkan *effectiveness* yang lebih besar dibandingkan 7.75-5/8 T.

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 *surface*

designation 8.0-3/8 T mampu menghasilkan perpindahan panas *actual* yang lebih besar daripada 7.75-3/8 T. Sehingga *effectiveness* yang dihasilkan juga lebih besar.

4.6. Perbandingan *Lube Oil Cooler Existing* dan Hasil *Redesign*

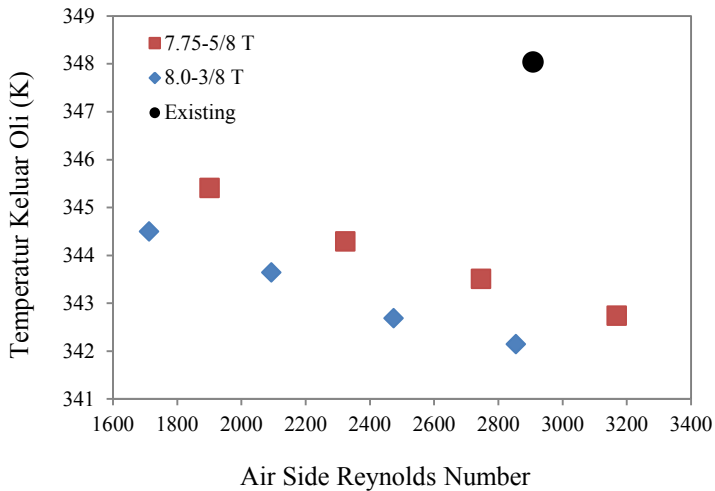
Pada sub bab ini akan dibandingkan beberapa parameter dari hasil *Redesign* dengan variasi *Surface designation* dan laju aliran massa udara *ambient* dengan parameter *existing* agar dapat diketahui seberapa baik peningkatan performa *lube oil cooler* hasil *redesign* tersebut. Parameter-parameter yang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

4.6.1. 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 udara *existing* adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 G &= \frac{\dot{m}_c}{A_{ff}} \\
 &= \frac{6.5 \text{ kg/s}}{0.144 \text{ m}^2} \\
 &= 180.55 \text{ kg/m}^2\text{s}
 \end{aligned}
 \qquad
 \begin{aligned}
 Re_c &= \frac{G (4R_h)}{\mu} \\
 &= \frac{180.55 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}} \times 0.003 \text{ m}^2}{0.000186252 \text{ Ns/m}^2} \\
 &= 2908.25
 \end{aligned}$$

Setelah diperoleh *Reynolds number* sisi udara dan temperatur keluar oli, akan dibandingkan temperatur keluar oli *existing* dengan hasil *redesign*. Pada gambar 4.9. dibawah ini menunjukkan perbandingan temperatur oli keluar yang dihasilkan *lube oil cooler existing* dan hasil *redesign*.



Gambar 4.9. Perbandingan Temperatur keluar oli *existing* dan *redesign*.

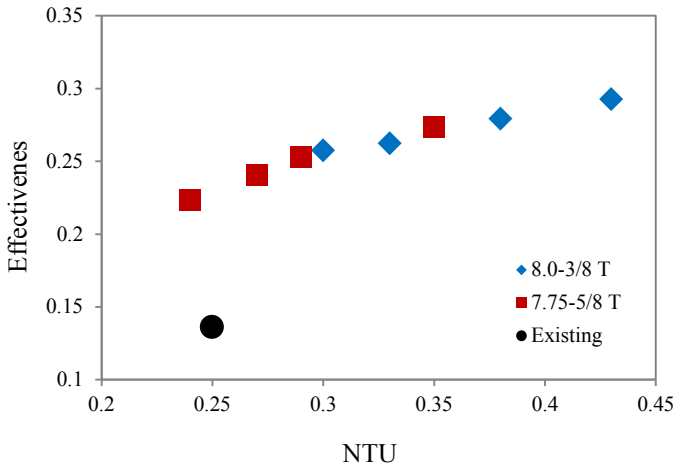
Gambar 4.9. diatas menunjukkan perbandingan temperatur keluar oli *existing* dan *redesign* terhadap *air side Reynolds number*. Berdasarkan grafik tersebut terlihat bahwa *lube oil cooler existing* mampu menghasilkan temperatur keluar oli sebesar 348.04 K pada laju aliran massa udara *ambient* 6.5 kg/s atau pada *air side Reynolds number* 2908.25. Sedangkan untuk hasil *redesign* pada laju aliran massa yang sama 6.5 kg/s, temperatur keluar oli yang dihasilkan lebih rendah yaitu 342.7 K pada *surface designation* 8.0-3/8 T dan 343.5 K pada *surface designation* 7.75-5/8 T.

Temperatur keluar oli *redesign* yang lebih rendah disebabkan karena diameter *tube* yang digunakan untuk tipe *circular tubes, continuous fins* berdasar standard *compact heat exchanger* lebih kecil dibandingkan *existing* sehingga dengan volume yang sama, maka jumlah *tube* yang dipasang akan lebih banyak dibandingkan *existing* untuk kedua *surface designation redesign* akibatnya luasan perpindahan panas akan lebih besar. Dimana *heat transfer actual* berbanding lurus dengan luasan

perpindahan panas. Sehingga *lube oil cooler* hasil *redesign* mampu menghasilkan temperatur keluar oli yang lebih rendah dibandingkan *existing*.

4.6.2. 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 4.10. Perbandingan *effectiveness existing* dengan *redesign*.

Gambar 4.10. diatas menunjukkan perbandingan *effectiveness existing* dengan *redesign* fungsi *number of transfer unit* (NTU). Pada laju aliran massa yang sama yaitu 6.5 kg/s, *effectiveness existing* sebesar 0.136 dengan NTU 0.25. Sedangkan hasil *redesign* untuk *surface designation* 7.75-5/8 T *effectiveness*

sebesar 0.27 pada NTU 0.35. Sedangkan untuk *surface designation* 8.0-3/8 T *effectiveness* sebesar 0.28 pada NTU 0.38.

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*.

4.7. Dimensi *Lube Oil Cooler Redesign*

Setelah dilakukan analisa performa dan *redesign* pada *lube oil cooler* maka didapatkan desain baru yang sesuai. Desain baru yang dipilih adalah *surface designation* 8.0-3/8 T dengan kondisi *mass flowrate* udara sebesar 7.5 kg/s. Perbandingan dimensi *existing* dan *redesign* dapat dilihat pada Tabel 4.7. di bawah ini:
Tabel 4.7. Tabel Perbandingan dimensi *existing* dan *redesign lube oil cooler*.

Dimensi	<i>Surface Designation</i>		Satuan
	<i>Existing</i>	<i>Redesign</i>	
<i>Tube arrangement</i>	<i>Staggered</i>	<i>Staggered</i>	
Panjang tube, L	1.06	1.06	m
Lebar, W	0.9	0.9	m
Tinggi, H	0.16	0.16	m
<i>Tube diameter, D</i>	0.019812	0.0102108	m
<i>Transverse tube spacing, S_t</i>	0.0762	0.0219964	m
<i>Longitudinal tube spacing, S_l</i>	0.0508	0.0254	m
Jumlah <i>transverse tubes, N_{T,t}</i>	3	7	<i>tubes</i>
Jumlah <i>longitudinal tubes, N_{T,l}</i>	18	35	<i>tubes</i>
Jumlah <i>tubes, N_T</i>	54	245	<i>tubes</i>

4.8. Performa *Lube Oil Cooler Redesign*

Selain dimensi, juga akan dibandingkan peerforma *lube oil cooler existing* dengan *redesign*. Perbandingan performa *existing* dan *redesign* dapat dilihat pada Tabel 4.8. di bawah ini:

Tabel 4.8. Tabel Perbandingan performa *existing* dan *redesign lube oil cooler*.

Performa	<i>Surface Designation</i>		Satuan
	<i>Existing</i>	<i>Redesign</i>	
Laju aliran massa udara	6.5	7.5	Kg/s
<i>Heat transfer actual</i>	45818.5	80410.5	Watt
Temperatur Keluar Oli	348.04	342.14	K
Temperatur Keluar Udara	304	310.65	K
<i>Overall Heat Transfer Coefficient</i>	1636	3247.6	W/K
<i>Number of Transfer Unit</i>	0.25	0.43	
<i>Effectiveness</i>	13.6	29	%

BAB V PENUTUP

5.1. Kesimpulan

Dari hasil perancangan *Lube Oil Cooler* dengan metode ΔT_{LMTD} dan NTU dengan variasi *surface designation circular tubes, continuous fins* dan *mass flowrate* dari udara *ambient* maka diperoleh kesimpulan sebagai berikut:

1. Berdasarkan analisa performa *existing lube oil cooler* didapatkan bahwa nilai *effectiveness* yang terjadi sebesar 0.136 (13.6%).
2. Dengan *surface designation* 8.0-3/8 T, performa maksimal terjadi pada laju aliran massa udara 7.5 kg/s yaitu *heat transfer actual* 80410.47 watt, temperatur keluar oli 342.14 K, *effectiveness* 29%, NTU 0.43, dan UA 3247.575 W/K.
3. Dengan *surface designation* 7.75-5/8 T, performa maksimal terjadi pada laju aliran massa udara 7.5 kg/s yaitu *heat transfer actual* 2643.375 watt, temperatur keluar oli 342.73 K, *effectiveness* 27%, NTU 0.35, dan UA 2643.375 W/K.
4. Berdasarkan batasan-batasan yang telah ditentukan, maka dari perhitungan dipilih hasil *redesign* yang sesuai yaitu *surface designation* 8.0-3/8 T dengan laju aliran massa udara 7.5 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 gas 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*.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Krisna, Widi. 2012. *Properti Minyak Dan Gas Bumi Milik PT. Energi Mega Persada*. <http://www.indonesia-investments.com/doing-business/indonesian-companies/energi-mega-persada/item393>.
Diakses pada 18 Maret 2014 pukul 14.23 WIB
- [2] Kays, W.M., London, A.L. 1964. *Compact Heat Exchanger Second Edition*. New York: Mc Grow Hill Book Company.
- [3] Rathod, M. K., et al, *Performance evaluation of flat finned tube fin heat exchanger with different fin surfaces*, Applied Thermal Engineering 27 (2007) 2131–2137.
- [4] Junqi, Dong, et al, *Heat transfer and pressure drop correlations for the wavy fin and flat tube heat exchangers*, Applied Thermal Engineering 27 (2007) 2066–2073.
- [5] Installation and Operation Instructions. CENTAUR Turbine-Driven Generator Set GC1-CB-GE Serial Numbers CG82052, CG82053, and CG82054. Hubday Oil (Malacca Strait) Ltd.
- [6] Incropera, Frank P., et al. 2007. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer Sixth Edition*. New York: John Wiley & Sons Inc.
- [7] Wais, Piotr. (2012). *Fin-Tube Heat Exchanger Optimization, Heat Exchangers-Basics Design Applications*, Dr. Jovan Mitrovic (Ed.), ISBN: 978-953-51-0278-6, InTech.
- [8] Pritchard, Philip J. 2010. *Fox and Mc Donald's Introduction to Fluid Mechanics Eighth Edition*. New York: John Wiley & Sons Inc.

RIWAYAT PENULIS



Siti Duratun Nasiqiati Rosady lahir di Lamongan tanggal 22 Maret 1992, merupakan anak pertama dari tiga bersaudara dari pasangan Ali Imron Rosady dan Siti Zulaikhah. Riwayat pendidikan penulis diawali dari TK Swandayani dan SDN 1 Jubel Kidul. Penulis melanjutkan pendidikan menengah pertama dan menengah atas di SMPN 3 Peterongan Darul 'Ulum Jombang dan SMA Unggulan BPPT Al-Fattah Lamongan. Tahun 2010, penulis diterima di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya Jurusan Teknik

Mesin melalui jalur PMDK dan lulus tahun 2014. Dan tahun 2013, penulis diterima Program Master di Institut dan Jurusan yang sama dengan bidang keahlian Rekayasa Konversi Energi melalui jalur *fast track* berbeasiswa.

Selama kuliah, penulis aktif dalam organisasi, kegiatan kemahasiswaan, maupun bidang keilmiah di antaranya sebagai Kepala Biro Pelatihan Ilmiah Himpunan Mahasiswa Mesin, Sekretaris Lembaga Dakwah Jurusan Ash-Shaff, Sie. Acara *Mechanical Engineering Care* 2011 dan Sie. Konsumsi *Mechanical City* 2013. Di bidang Keilmiah penulis pernah mengikuti Pekan Ilmiah Mahasiswa Tingkat Nasional XVI Tahun 2013. Di bidang akademik penulis meraih *Mechanical Engineering Award* dalam beberapa semester dan pernah menjadi asisten mata kuliah Termodinamika, Mekanika Fluida, Dinamika Teknik, dan Mekanika Getaran serta asisten praktikum Mekanika Fluida. Pada pengerjaan tugas akhir ini penulis mengambil topik Termodinamika dan Perpindahan Panas bidang Konversi Energi. Untuk informasi dan masukan dapat menghubungi penulis melalui email: nasiqiati.rosady@gmail.com.

LAMPIRAN A

Tabel A.1. *Thermophysical Properties of Gases at Atmospheric Pressure*

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Air, $M = 28.97$ kg/kmol							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683

Table A.2. *Thermophysical Properties of Saturated Fluids*

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg·K)	$\mu \cdot 10^2$ (N·s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^7$ (m ² /s)	Pr	$\beta \cdot 10^3$ (K ⁻¹)
Engine Oil (Unused)								
273	899.1	1.796	385	4280	147	0.910	47,000	0.70
280	895.3	1.827	217	2430	144	0.880	27,500	0.70
290	890.0	1.868	99.9	1120	145	0.872	12,900	0.70
300	884.1	1.909	48.6	550	145	0.859	6400	0.70
310	877.9	1.951	25.3	288	145	0.847	3400	0.70
320	871.8	1.993	14.1	161	143	0.823	1965	0.70
330	865.8	2.035	8.36	96.6	141	0.800	1205	0.70
340	859.9	2.076	5.31	61.7	139	0.779	793	0.70
350	853.9	2.118	3.56	41.7	138	0.763	546	0.70
360	847.8	2.161	2.52	29.7	138	0.753	395	0.70
370	841.8	2.206	1.86	22.0	137	0.738	300	0.70
380	836.0	2.250	1.41	16.9	136	0.723	233	0.70
390	830.6	2.294	1.10	13.3	135	0.709	187	0.70
400	825.1	2.337	0.874	10.6	134	0.695	152	0.70
410	818.9	2.381	0.698	8.52	133	0.682	125	0.70
420	812.1	2.427	0.564	6.94	133	0.675	103	0.70
430	806.5	2.471	0.470	5.83	132	0.662	88	0.70

Tabel A.3. Hasil Perhitungan analisa sisi *internal tube*.

	<i>Surface Designation</i>			Satuan
	8.0-3/8 T	7.75-5/8 T	<i>existing</i>	
$A_{s,h}$	8.326478546	5.486396099	3.560882083	m ²
$Re_{,h}$	54.86983886	83.27370608	128.3031916	laminer
Nu_h	3.66	3.66	3.66	T_s <i>uniform</i>
h_h	49.51545422	29.44558077	25.51950333	W/m ² K
v	2.35138E-06	9.10734E-06	2.49459E-05	m/s
f	1.166396719	0.768549918	0.498818457	
ΔP_{major}	7.00983E-05	0.000161457	0.000383279	N/m ²
K	1.62	1.62	1.62	
ΔP_{minor}	7.65586E-09	1.06343E-07	1.5957E-07	N/m ²
ΔP_{hot}	7.01059E-05	0.000161563	0.000383438	N/m ²

Tabel A.4. Hasil perhitungan luas Perpindahan panas sisi *fins*.

	<i>Surface Designation</i>		Satuan
	8.0-3/8 T	7.75-5/8 T	
N_f	318	311	
A_{fr}	0.954	0.954	m ²
A_c	40.62812513	34.36513634	m ²
A_{fin}	37.09347824	31.10044839	m ²
A_{ff}	0.509436	0.458874	m ²

Tabel A.5. Hasil Perhitungan *pressure drop* sisi *fins*

<i>Surface Designation</i>	<i>f</i>	v_o (m ³ /kg)	v_i (m ³ /kg)	v_m (m ³ /kg)	ΔP_c (N/m ²)	Daya (Watt)	Daya (HP)
8.0-3/8 T	0.027	0.87865	0.86103	0.86984	73.95629281	380.13	0.516
	0.026	0.87865	0.86103	0.86984	106.4350222	668.63	0.908
	0.025	0.87865	0.86103	0.86984	143.0104893	1061.75	1.443
	0.024	0.87865	0.86103	0.86984	182.8807973	1566.65	2.130
7.75-5/8 T	0.018	0.87865	0.86103	0.86984	57.42581564	295.16	0.401
	0.017	0.87865	0.86103	0.86984	81.10503377	509.51	0.692
	0.016	0.87865	0.86103	0.86984	106.7435068	792.49	1.0776
	0.015	0.87865	0.86103	0.86984	133.4131272	1142.88	1.553

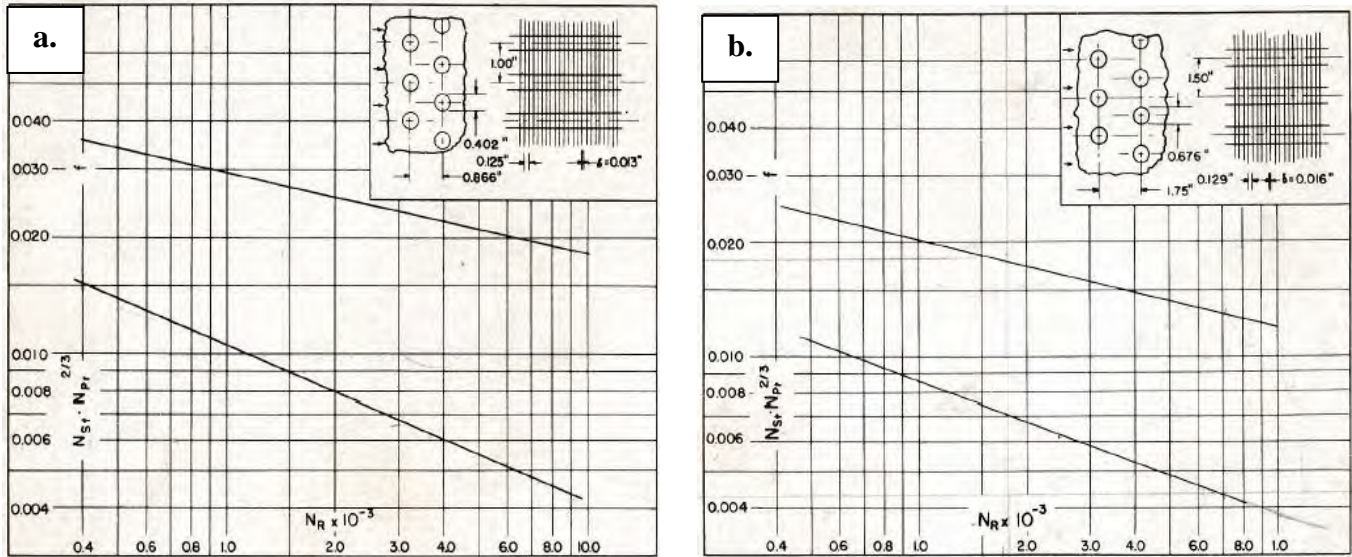
Tabel A.6. Hasil Perhitungan Analisa *External Tube*

<i>Surface Designation</i>	\dot{m}_c (kg/s)	G (kg/m ² s)	Re_c	J_c	h_c (W/m ² K)	q_{act} (W)
8.0-3/8 T	4.5	8.833	1712.99	0.0087	97.585	59963.24
	5.5	10.796	2093.655	0.008	109.675	67391.63
	6.5	12.759	2474.319	0.0076	123.135	75662.43
	7.5	14.722	2854.984	0.007	130.862	80410.47
7.75-5/8 T	4.5	9.806	1901.74	0.0068	84.678	52032.05
	5.5	11.986	2324.348	0.0066	100.452	61724.29
	6.5	14.165	2746.957	0.0062	111.521	68525.87
	7.5	16.344	3169.566	0.0059	122.452	75242.42

Tabel A.7. Hasil Perhitungan Performa Analisa *External Tube*

<i>Surface Designation</i>	$T_{c,o}$	$T_{h,o}$	Cr	ϵ	NTU	UA (W/K)
8.0-3/8 T	313.2325	344.4948	0.521834	0.257442	0.3	2265.75
	312.1678	343.6394	0.637797	0.262238	0.33	2492.325
	311.5595	342.6869	0.75376	0.279214	0.38	2869.95
	310.6469	342.1402	0.869723	0.292496	0.43	3247.575
7.75-5/8 T	311.4823	345.4081	0.521834	0.223391	0.24	1812.6
	311.1446	344.292	0.637797	0.240185	0.27	2039.175
	310.4692	343.5088	0.75376	0.252878	0.29	2190.225
	309.9626	342.7353	0.869723	0.273697	0.35	2643.375

LAMPIRAN B



Gambar B.1. Grafik *J*-Colburn dan *Friction factor* fungsi *Reynolds number* untuk *Surface designation* a). 8.0-3/8 T dan b). 7.75-5/8 T.