

# Re-Design Lube Oil Cooler pada Turbin Gas dengan Analisa Termodinamika dan Perpindahan Panas

Siti Duratun Nasiqiati Rosady dan Bambang Arip Dwiyanoro  
Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS)  
Jl. Arief Rahman Hakim, Surabaya 60111 Indonesia  
e-mail: bambangads@me.its.ac.id

**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 *tubes* 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 paling baik adalah *surface designation* 8.0-3/8 T dengan laju aliran massa udara 7.5 kg/s dengan temperatur keluar oli sebesar 342.14 K, *effectiveness* 29%. Adapun detail dimensi *redesign* adalah jumlah *tubes* 245, diameter *tube* 0.0102 m, jumlah *fins*/ meter 315, *transverse pitch* 0.022 m dan *longitudinal pitch* sebesar 0.0254 m.

**Kata kunci**—*compact heat exchanger, circular tube, continuous fins, effectiveness, lube oil cooler*.

## I. PENDAHULUAN

SUPPLY energi listrik di PT. Energi Mega Persada tidak dilakukan oleh pihak PLN tetapi oleh sumber pembangkit tenaga sendiri. Sistem pembangkit tenaga di perusahaan tersebut menggunakan jenis sistem pembangkit tenaga gas. Saat ini PT. Energi Mega Persada 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 utama minyak pelumas adalah sebagai pelumas pada *bearing* agar tidak terjadi kontak langsung antara *bearing* dengan poros. 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*.

Penelitian tentang *compact heat exchanger* pernah dilakukan oleh beberapa peneliti. Diantaranya mengenai evaluasi performa *Flat Finned Tube Fin Heat Exchanger* dengan menggunakan konfigurasi *fins* yang berbeda berdasarkan *standard surface designation* [1]. Pada penelitian ini digunakan variasi laju aliran massa yang berbeda pada sisi fluida dingin dan juga fluida panas. Dengan variasi konfigurasi *fins* dan laju aliran massa fluida dingin (air) sedangkan laju aliran massa fluida panas (udara) dijaga konstan. Didapatkan bahwa dengan semakin tinggi laju aliran massa air maka *Reynolds number* sisi fluida dingin juga semakin meningkat. Dengan semakin meningkat *Reynolds number* sisi fluida dingin maka *heat transfer* dan *pressure drops* dari *heat exchanger* tersebut juga semakin meningkat. Selain itu juga pernah dilakukan penelitian tentang korelasi perpindahan panas dan *pressure drop* untuk *flat tube heat exchanger* tipe *wavy fin* [2] dengan air sebagai fluida panas dan udara sebagai fluida dingin dan dilakukan variasi *fin pitch* dan *fin height*. Semakin meningkat *fin pitch* dan *fin height* pada *Reynolds number* yang sama maka *heat transfer* dan *pressure drop* juga meningkat.

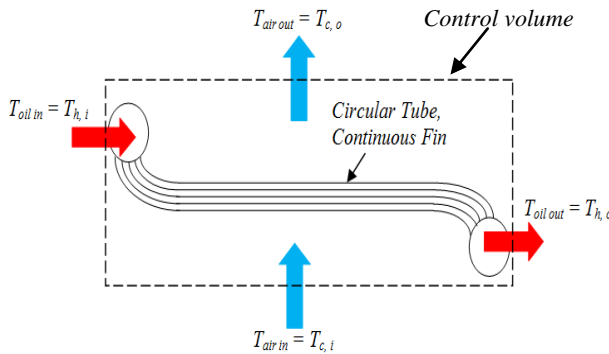
Berdasarkan kondisi tersebut dan beberapa penelitian sebelumnya, maka pada penelitian ini akan dilakukan analisa performa *lube oil cooler existing* serta melakukan *redesign* dengan cara memvariasikan laju aliran massa fluida dingin (udara) dan *surface designation circular tube, continuous fin* berdasarkan *standard compact heat exchanger* [3] untuk meningkatkan *effectiveness* dari *lube oil cooler*.

II. URAIAN PENELITIAN

Analisa dalam penelitian ini meliputi analisa kondisi *existing*, analisa perancangan ulang (*redesign*) dan analisa performa *lube oil cooler redesign*.

1. Analisa kondisi *existing*

Dalam menganalisa *lube oil cooler* dibutuhkan *control volume* dari sistem. Hal tersebut dilakukan untuk mengevaluasi performa dan melakukan *redesign lube oil cooler*. *Control volume* dari sistem *lube oil cooler* ditunjukkan oleh gambar 1 berikut:



Gambar 1. *Control volume* dari sistem *lube oil cooler*.

Dalam menganalisa kondisi *existing* diperlukan data operasi harian *lube oil cooler*. Data operasi harian yang digunakan dalam analisa ditunjukkan Tabel 1. dibawah ini:

Tabel 1. Data *properties* fluida dingin dan fluida panas

<i>Properties</i>	Fluida	Fluida	<i>Satuan</i>
	Dingin (Udara)	Panas (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>Specific Heat</i>	1007	2118	J/kg.K
<i>Viscosity</i>	$1.87 \times 10^{-5}$	0.038	N.s/m <sup>2</sup>
<i>Thermal Conductivity</i>	0.02673	0.138	W/m.K
<i>Density</i>	1.1422	854.74	kg/m <sup>3</sup>
<i>Prandtl Number</i>	0.7062	580.58	

Selain data *properties* diatas, juga dibutuhkan data dimensi *lube oil cooler existing*. Data dimensi *existing* akan digunakan sebagai pembanding dengan dimensi *redesign* dan juga digunakan sebagai batasan yaitu panjang, lebar dan tinggi *heat exchanger* hasil *redesign* sama dengan kondisi *existing*. Data dimensi *lube oil cooler existing* ditunjukkan oleh Tabel 2.

Tabel 2. Data dimensi *lube oil cooler*.

Dimensi	Nilai	Satuan
<i>Tube arrangement</i>	<i>Staggered</i>	
Panjang	1.06	m
Lebar	0.9	m
Tinggi	0.16	m
<i>Tube diameter</i>	0.019812	m
<i>Transverse tube spacing</i>	0.0762	m
<i>Longitudinal tube spacing</i>	0.0508	m
Jumlah <i>transverse tubes</i>	3	<i>tubes</i>
Jumlah <i>longitudinal tubes</i>	18	<i>tubes</i>
Jumlah <i>tubes</i>	54	<i>tubes</i>

2. Analisa perancangan ulang (*redesign*)

*Redesign lube oil cooler* bertujuan untuk meningkatkan *effectiveness* perpindahan panas dengan memvariasikan *surface designation circular tubes, continuous fin* (ditunjukkan pada Tabel 3) dan laju aliran massa udara divariasikan 4.5 kg/s, 5.5 kg/s, 6.5 kg/s dan 7.5 kg/s.

Tabel 3. Konfigurasi *surface designation*.

	<i>Surface Designation</i>		<i>Satuan</i>
	8.0-3/8 T	7.75-5/8 T	
<i>Tube arrangement</i>	<i>Staggered</i>		
Panjang <i>tube</i>	1.06	1.06	m
Lebar	0.9	0.9	m
Tinggi	0.16	0.16	m
<i>Tube diameter</i>	0.01021	0.0171704	m
<i>Transverse tube spacing</i>	0.02199	0.04445	m
<i>Longitudinal tube spacing</i>	0.0254	0.0381	m
Jarak antar <i>fin</i>	0.00317	0.0032766	m
<i>Fins/m</i>	315	305	
<i>Hydraulic diameter</i>	0.00363	0.0034798	m
<i>Fin thickness</i>	0.00033	0.0004046	m
<i>Free-flow/frontal area</i>	0.01356	0.0122174	m
<i>Heat transfer area/ total volume</i>	587.27	554.46	m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup>
<i>Fin area/ total area</i>	0.913	0.95	

Dalam melakukan *redesign lube oil cooler* dibutuhkan beberapa persamaan dibawah ini untuk mendapatkan dimensi baru yang mampu meningkatkan *effectiveness* perpindahan panas metode  $\Delta T_{LMTD}$

Tinjauan Perpindahan Panas Sisi *Internal*

$$Re_h = \frac{4\dot{m}_h}{\pi D \mu N_T} \tag{1}$$

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

$$h_h = \frac{Nu_h k}{D} \tag{3}$$

$$Nu_h = 0.023 Re_h^{4/5} Pr_h^{1/3} \tag{4}$$

dengan:

- $Re_h$  = *Reynolds number* sisi *internal tube*
- $h_h$  = Koefisien konveksi *internal tube* (W/m<sup>2</sup>K)
- $Nu_h$  = *Nusselt number* sisi *internal tube*
- $\dot{m}_h$  = Laju alir massa sisi *internal tube* (kg/s)
- $\mu$  = *Viskositas* fluida sisi *internal tube*
- $N_T$  = Jumlah *tube*
- $k$  = *Konduktivitas thermal* (W/K)
- $Pr$  = *Prandtl number* sisi *internal tube*
- $D$  = *Diameter tube* (m)

Luasan perpindahan panas sisi *internal tube* dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$A_h = N_T \pi DL \tag{5}$$

dengan:

- $A_h$  = Luas perpindahan panas *internal tube* (m<sup>2</sup>)
- $D$  = *Diameter tube* ( m )
- $L$  = *Panjang tube* ( m )

**Tinjauan Perpindahan Panas Sisi External**

Adapun tahapan perhitungan yang digunakan untuk mendapatkan luasan perpindahan panas adalah sebagai berikut:

$$A_c = \alpha Volume \tag{6}$$

dengan:

$A_c$  = Luas perpindahan panas sisi *external* (m<sup>2</sup>)  
 $A$  = Rasio *heat transfer area* dengan *total volume*  
 Persamaan untuk menghitung bilangan *reynolds* adalah sebagai berikut:

$$Re = \frac{GD_h}{\mu} \tag{7}$$

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

$$h_c = \frac{j_H Gc_p}{P_r^{2/3}} \tag{8}$$

Untuk mendapatkan persamaan tersebut, maka perlu didapatkan variabel penyusunnya yaitu [3]:

$$G = \frac{\dot{m}_c}{\sigma A_{fr}} \tag{9}$$

dengan:

- $h_c$  = koefisien konveksi pada sisi *fin* (W/m<sup>2</sup>K)
- $J_h$  = Colburn J Faktor
- $D_h$  = Diameter hidrolis (m)
- Re = *Reynolds number* sisi *fin*
- $\sigma$  = Rasio antara *Free Flow* dengan *Frontal Area*
- $A_{fr}$  = *Frontal Area* (m<sup>2</sup>)
- $A_{ff}$  = *Minimum Free Flow Area* (m<sup>2</sup>)
- $L$  = Panjang laluan aliran fluida (m)

**3. Analisa performa lube oil cooler redesign**

Dimensi baru yang diperoleh dari *redesign* dianalisa performa menggunakan metode NTU. Analisa meliputi:

o *Heat capacity*

$$C_h = \dot{m}_h C_{p,h} \tag{10}$$

$$C_c = \dot{m}_c C_{p,c} \tag{11}$$

$$C_c < C_h$$

$$C_{min} = C_c$$

$$C_{max} = C_h$$

$$C_r = C_{min} / C_{max} \tag{12}$$

o *Effectiveness*

Untuk mendefinisikan unjuk kerja suatu alat penukar panas maka perlu diketahui laju perpindahan panas maksimum ( $q_{max}$ ) yang dimiliki oleh alat penukar panas tersebut [4].

$$q_{max} = C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \tag{13}$$

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

$$\epsilon = q_{act} / q_{max} \tag{14}$$

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

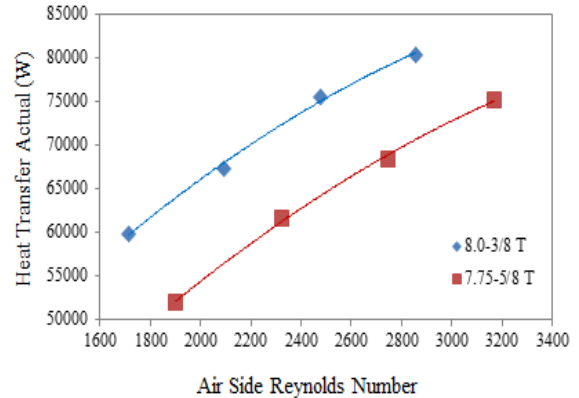
$$\epsilon = f \left( NTU, \frac{C_{min}}{C_{max}} \right) \tag{15}$$

dengan *NTU* (*Number of Transfer Unit*) merupakan bilangan tanpa dimensi yang didefinisikan sebagai berikut [4]:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \tag{16}$$

**III. ANALISA DAN PEMBAHASAN**

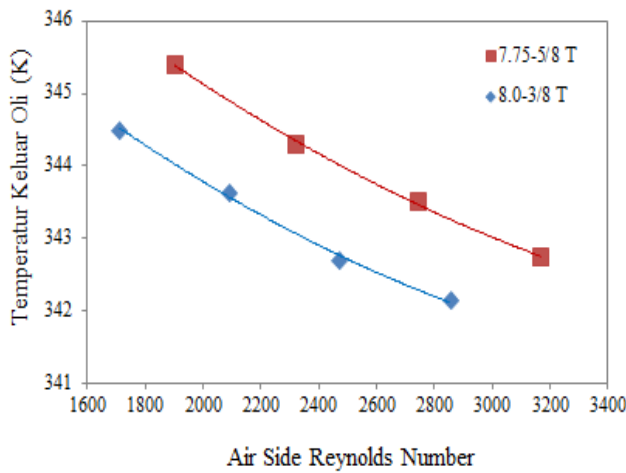
Berdasarkan penelitian ini didapatkan beberapa grafik perbandingan performa *lube oil cooler* terhadap geometri *surface*.



Gambar 2. Grafik *Heat transfer actual* fungsi *Air side Reynolds number*.

Gambar 2. 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.

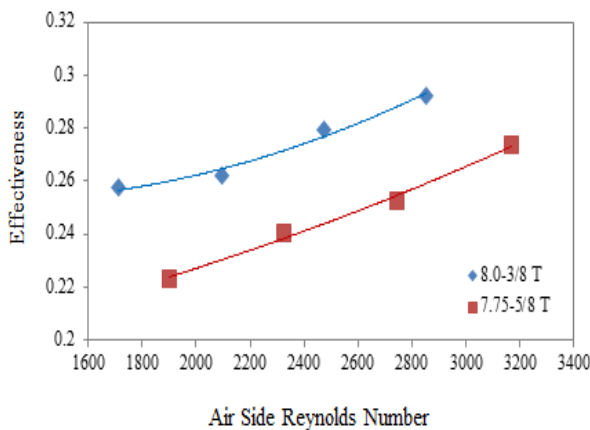
*Surface designation* 8.0-3/8 T mampu menghasilkan perpindahan panas *actual* yang lebih besar daripada 7.75-5/8 T dikarenakan 8.0-3/8 T memiliki diameter *tube* yang lebih kecil sehingga dengan volume *heat exchanger* yang sama maka jumlah *tube* yang dibutuhkan akan lebih banyak. Semakin banyak jumlah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



Gambar 3. Grafik temperatur keluar oli fungsi *air side Reynolds number*.

Gambar 3. 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.

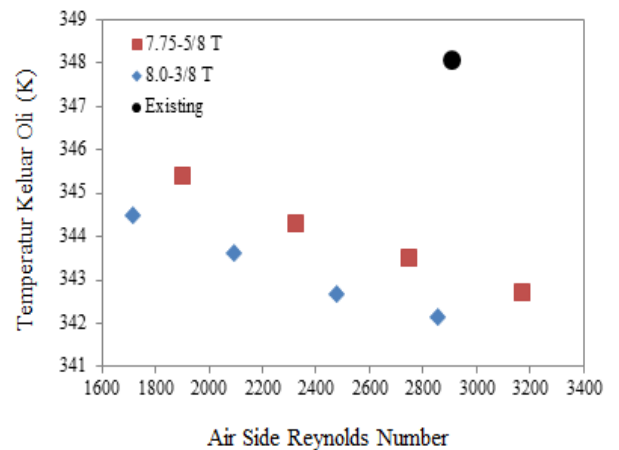
Temperatur keluar oli merupakan selisih dari temperatur masuk oli dikurangi dengan rasio *heat transfer actual/ heat capacity*. Pada temperatur masuk oli dan *heat capacity* yang sama, ketika *heat transfer actual* besar maka temperatur keluar oli akan semakin menurun. Pada pembahasan grafik sebelumnya 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.



Gambar 4. Grafik *effectiveness* fungsi *air side Reynolds number*.

Gambar 4. merupakan grafik *effectiveness* fungsi *air side Reynolds number*. *Trend* grafik menunjukkan

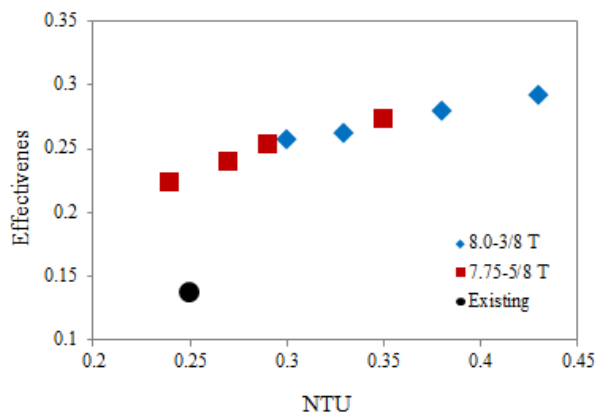
semakin besar laju aliran massa udara, semakin besar *air side Reynolds number*, maka *effectiveness* juga semakin meningkat. Kedua variasi *surface designation* 8.0-3/8 T dan 7.75-5/8 T mempunyai *trend* grafik yang sama. Variasi 8.0-3/8 T mampu menghasilkan *effectiveness* maksimal sebesar 29% pada laju aliran massa udara 7.5 kg/s. Sedangkan variasi 7.75-5/8 T mampu menghasilkan *effectiveness* maksimal sebesar 27% pada laju aliran massa 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. 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 7.75-5/8 T. Sehingga *effectiveness* yang dihasilkan 8.0-3/8 T juga lebih besar.



Gambar 5. Perbandingan Temperatur keluar oli *existing* dan *redesign*.

Gambar 5. 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 untuk *surface designation* 8.0-3/8 T dan 343.5 K untuk *surface designation* 7.75-5/8 T.

Temperatur keluar oli *redesign* yang lebih rendah karena diameter *tube* yang digunakan untuk tipe *circular tubes, continuous fins* berdasarkan 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. Semakin besar luasan perpindahan panas maka *heat transfer actual* juga semakin besar.



Gambar 6. Perbandingan *effectiveness existing* dengan *redesign*.

Gambar 6. 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*.

#### IV. KESIMPULAN/RINGKASAN

Dari hasil perancangan *Lube Oil Cooler* dengan metode  $\Delta T_{LMTD}$  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 nilai *effectiveness* 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.

#### UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis mengucapkan terima kasih kepada Bambang Arip Dwiyanoro, ST. M. Eng. Ph.D. sebagai dosen pembimbing dan Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichسانی, M.Eng. Dr. Ir. Budi Utomo K. W, ME, Ary Bachtiar K. P. ST. MT. Ph.D. sebagai dosen penguji atas bimbingan dan arahnya dalam proses penyusunan tugas akhir dan jurnal ilmiah ini.

#### DAFTAR PUSTAKA

- [1] 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.
- [2] 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.
- [3] Kays, W.M., London, A.L. 1964. *Compact Heat Exchanger Second Edition*. New York: Mc Grow Hill Book Company.
- [4] Incropera, Frank P., et al. 2007. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer Sixth Edition*. New York: John Wiley & Sons Inc.