

OPTIMALISASI LUBE OIL COOLER TIPE FIN & TUBE HEAT EXCHANGER PADA PROSES PELUMASAN MENGGUNAKAN METODE NTU (NUMBER TRANSFER OF UNIT)

Kurniawan¹, Agus Budihadi¹

¹Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Mercu Buana Jakarta

E-mail: kurniawan9519@gmail.com

Abstrak--Lube oil cooler merupakan salah satu peralatan pada sistem pelumasan PLTGU. Lube oil cooler berfungsi menjaga temperatur oli pelumas pada temperatur normal. Pada PLTGU terjadi temperatur keluaran dari Heat Exchanger sebesar 47°C, sedangkan temperatur yang dianjurkan lebih rendah yaitu ±40°C, terjadi selisih temperatur dengan keadaan aktual di lapangan sebesar 7°C. Temperatur di jaga pada temperatur normal agar mencegah kerusakan pada bearing dan overheat pada turbin. Jika temperatur melewati batas yang dianjurkan akan mengakibatkan Turbin Uap mengalami panas berlebih (overheat) sehingga energi akan terbuang menjadi energi panas dan Turbin akan shut down. Untuk menjaga temperatur lube oil dipilih jenis heat exchanger tipe fin & tube dengan aliran crossflow. Rancangan lube oil cooler di mulai dengan menentukan parameter awal rancangan untuk fluida pendingin dan oli pelumas seperti temperatur, panas spesifik, laju alir massa, viskositas, densitas, konduktivitas termal. Selanjutnya dilakukan perhitungan menggunakan persamaan-persamaan umum dan sesuai standar, simulasi menggunakan software Aspen Hysys V11 dan melakukan analisa terhadap hasil rancangan. Dari perhitungan di dapatkan dimensi lube oil cooler dengan diameter luar 0,038 m, diameter dalam 0,035 m, 18 BWG, panjang pipa 4,49 m, jumlah baris pipa 161 buah, jumlah pipa per baris 13 buah dengan bentuk triangular dan jumlah sirip 2 buah. Standar dari perancangan lube oil cooler adalah nilai penurunan tekanan ≤ 0,68 bar, di mana nilai penurunan tekanan pada sisi duct 0,075 bar dan sisi tube 0,574 bar. Untuk simulasi menggunakan software Aspen Hysys V11 tidak terjadi eror pada perancangan dibuktikan dengan aliran material yang berwarna biru dan aliran energi yang berwarna merah. Serta efektivitas yang di hasilkan sebesar 74,9 %.

Kata kunci: Lube oil cooler, sistem pelumasan, fin & tube, Aspen Hysys V11, Heat Exchanger

Abstract-- The lube oil cooler is one of the tools in the PLTGU lubrication system. The lube oil cooler functions to keep the lubricating oil temperature in the turbine at a normal temperature, namely ± 40 C. The temperature is maintained at normal temperatures to prevent damage to the bearings and overheating of the turbine. An overheated turbine will waste energy into heat energi. To maintain the temperature of the lube oil, a fin & tube type heat exchanger with crossflow flow was chosen. The design of the lube oil cooler begins by determining the initial design parameters for the cooling fluid and lubricating oil such as temperature, specific heat, mass flow rate, viscosity, density, and thermal conductivity. Furthermore, calculations are carried out using general equations and according to standards, simulation using Aspen Hysys V11 software and analyzing the design results. From calculaion we get dimentions of the lube oil cooler with an outside diameter 0,038 m, an inside diameter of 0,035 m, 18 BWG, a pipe length of 4,49 m, a number of 161 pipes, a number pipes per line 13 pieces with triangular shape and the number of pipes per row fins 2 pieces. The standard of lube oil cooler design is the value of pressure drop ≤ 0,68 bar, where the value of pressure drop on the duct side is 0,0075 bar and the tube side is 0.574 bar. For the simulation using aspen hysys V11, there is no error in the design as evidenced by the blue material flow and red energi flow. And the resulting effectiveness is 74.9 %.

Keywords: Lube oil cooler, lubrication system, fin & tube, aspen hysys V11, Heat Exchanger

1. PENDAHULUAN

Kebutuhan tenaga listrik semakin meningkat setiap tahunnya, menurut penuturan Direktur Jenderal Kementerian Energi dan Sumber Daya Mineral Rida Mulyana, konsumsi energi listrik per kapita nasional berada di level 1.089 kWh/kapita pada tahun 2020, jumlah ini setara 95 % dari

target yang ditetapkan pemerintah sebesar 1.142 kWh/kapita. Jumlah ini akan bertambah 3,5 % - 4 % di tahun 2021 karena proyeksi pertumbuhan ekonomi naik sebesar 4,5 %. Untuk memenuhi kebutuhan listrik masyarakat dibutuhkan pembangkit tenaga listrik. Salah satu pembangkit tenaga listrik yang digunakan untuk memenuhi

kebutuhan energi listrik adalah Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap (PLTGU).

PLTGU adalah kombinasi dari PLTG dan PLTU, uap kering yang di hasilkan oleh HRSG (*Heat Recovery Steam Generator*) pada PLTG digunakan kembali sebagai fluida untuk operasional PLTU lalu menggerakkan turbin dan generator sehingga menghasilkan listrik. Komponen utama dari PLTGU adalah turbin. Turbin berfungsi mengubah energi panas berupa uap menjadi energi mekanik yang dapat memutar generator sehingga menghasilkan *output* energi listrik. Turbin yang beroperasi secara terus menerus dalam waktu lama akan mengalami keausan dan gesekan.

Untuk mengurangi hal tersebut terdapat sistem pelumasan pada turbin menggunakan alat penukar kalor (*Heat Exchanger*). Alat penukar kalor (*Heat Exchanger*) mengubah atau mendinginkan temperatur oli yang masih tinggi menjadi temperatur yang lebih rendah. Proses pendinginan oli tersebut dinamakan *lube oil cooler*. Permasalahan yang terjadi adalah temperatur keluaran *Heat Exchanger* adalah 47°C, sedangkan temperatur yang dianjurkan lebih rendah yaitu ±40°C (PT Indonesia Power, 2016), terjadi selisih temperatur dengan keadaan aktual di lapangan sebesar 7°C. Jika temperatur melewati batas yang dianjurkan akan mengakibatkan Turbin Uap mengalami panas berlebih (*overheat*) sehingga energi akan terbuang menjadi energi panas dan Turbin akan *shut down*.

Oleh karena itu diperlukan penelitian terhadap perancangan *lube oil cooler tipe fin & tube heat exchanger* untuk meningkatkan efektivitas dengan cara menganalisis performa perpindahan panas aktual dan efektivitasnya. Perancangan menggunakan metode NTU meliputi perhitungan perpindahan panas, area perpindahan panas, *heat transfer actual*, *overall heat transfer coefficient* serta efektivitas.

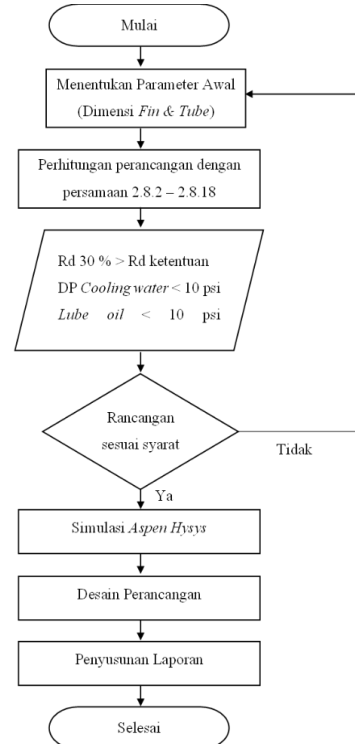
2. METODOLOGI

Pada penelitian ini menggunakan metode kuantitatif dimana mengharuskan suhu perancangan *lube oil cooler tipe fin & tube* ≤ 40 °C dan melakukan analisis perhitungan dan *design*. Diagram alir pada penelitian ini ada dua yaitu diagram alir penelitian dan diagram alir perhitungan.

2.1 Diagram Alir Penelitian

Diagram alir penelitian ini berisi tahapan-tahapan yang berguna untuk mempermudah mencapai tujuan dan dalam penelitian.

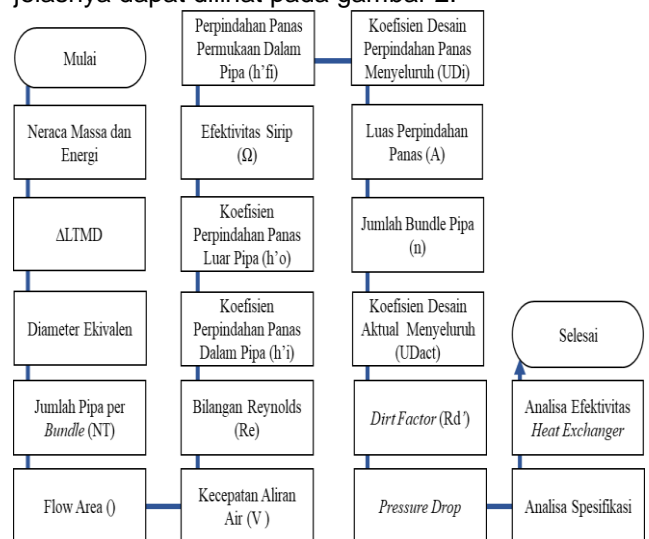
Berikut langkah-langkah yang akan di lakukan pada penelitian:



Gambar 1. Diagram Alir Penelitian

2.2 Diagram Alir Perhitungan Perancangan

Diagram alir perhitungan berisi tahapan perhitungan perancangan yang dimulai dari perhitungan neraca massa dan energi hingga analisa efektivitas *heat exchanger*. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada gambar 2.



Gambar 2. Diagram alir perhitungan perancangan

2.3 Alat Dan Bahan

Alat dan bahan berisi parameter-parameter yang digunakan sebagai acuan data perancangan awal.

Tabel 1. Diagram alir perhitungan perancangan

Parameter	Jenis	Sumber
Temperatur Fluida	Sekunder	DCS (<i>Distribution Control System</i>)
Laju Alir Fluida	Sekunder	DCS (<i>Distribution Control System</i>)
Panas spesifik Fluida	Sekunder	DCS (<i>Distribution Control System</i>)
Laju alir massa oli	Sekunder	Thulukkanam (2013)
Tekanan Operasi	Sekunder	DCS (<i>Distribution Control System</i>)
Luas Penampang Aliran	Sekunder	D.Q Kern (1950)
Neraca Massa Dan Energi	Sekunder	D.Q Kern (1950)
Kecepatan Aliran Dan Flow Area	Sekunder	D.Q Kern (1950)
ΔT LTMD	Sekunder	Wuryanti (2010)
Efektivitas Sirip	Sekunder	D.Q Kern (1950)
Bilangan Prandtl	Sekunder	D.Q Kern (1950)
Bilangan Reynolds	Sekunder	D.Q Kern (1950)
Bilangan Nusselt	Sekunder	D.Q Kern (1950)
Heat Transferr Coefficient	Sekunder	D.Q Kern (1950)
Overall Heat Transferr Coefficient	Sekunder	D.Q Kern (1950)
Jumlah Bundle Pipa	Sekunder	D.Q Kern (1950)
Dirt Factor	Sekunder	D.Q Kern (1950)
Pressure Drop	Sekunder	D.Q Kern (1950)

Menurut KERN (1950) selain efektivitas yang menentukan performa dari alat penukar kalor, hal lain yang harus diperhatikan adalah *pressure drop*. Menurut Thulukkanam (2013) penentuan *pressure drop* dalam suatu alat penukar panas sangat penting karena dua alasan yaitu Biaya operasi utama dari alat penukar panas adalah biaya daya (*power*) untuk menjalankan alat pemindah fluida seperti pompa, fan, dll dan Tingkat perpindahan panas secara signifikan dapat dipengaruhi oleh perubahan suhu saturasi untuk cairan yang terkondensasi/teruapkan dengan *pressure drop* yang besar.

a. Penurunan Tekanan Pada Sisi Duct (*Lube Oil*)

1) Menentukan Diameter Ekuivalen Volumetric (D'_{ev})

$$D'_{ev} = \frac{4 \times \text{net free volume}}{\text{Frictional surface}} \quad (1)$$

Net free volume dihitung menggunakan persamaan (2).

Net Free Volume

$$NFV = X \times Y \times \frac{V_s}{12} - \frac{1}{2} \cdot [Nt + (Nt - 1) \cdot \frac{\pi}{4} \times \frac{OD^2}{144} \times Y - \frac{1}{2} \cdot [Nt + (Nt - 1) \cdot \frac{(OD'^2 - OD^2)}{144} \cdot y \cdot Nf \cdot Y] \quad (2)$$

Keterangan:

X = Tinggi duct, [m]

Y = Lebar duct, [m]

Vs = Volumetric section, [m]

Nt = Jumlah tube per inch

OD' = Diameter terluar (diameter luar pipa ditambah tinggi sirip), [m]

OD = Diameter luar pipa, [m]

y = tebal sirip, [m]

Sedangkan *friction surface* dihitung menggunakan persamaan (3)

$$\text{Friction Surface} = \frac{1}{2} [Nt - (Nt - 1)]. \text{bare tube area} \times Y \quad (3)$$

2) Nilai *Friction Factor* Pada Sisi Duct (f_s)

Untuk menentukan nilai *friction factor* pada sisi duct terlebih dahulu menghitung nilai bilangan *Reynolds* dengan persamaan (3) berikut:

$$Re_s = D'_{ev} \times G_s / \mu \quad (3)$$

Keterangan:

Re_s = Bilangan Reynolds untuk penurunan

tekanan

D'ev = Diameter ekuivalen volumetric,

Gs = Kecepatan massa lube oil, [kg/(hr)(m²)]

μ = Viskositas lube oil pada temperatur rata-rata, [kg/(m)(hr)]

3) Nilai *Specific Gravity* (s)

Untuk menghitung nilai *specific gravity* (s) menggunakan persamaan (4) berikut.

$$s = \rho_s / \rho_w \quad (4)$$

Keterangan:

S = *Specific gravity*

ρs = Densitas lube oil, [kg/m³]

ρw = Densitas air, [kg/m³]

Densitas lube oil (ρs) dihitung dengan persamaan (5).

$$\rho_s = \frac{Mr}{Vol \times \frac{Tc}{492}} \quad (5)$$

Keterangan:

Mr = Berat molekul lube oil, [kg]

Vol = Volume tetapan = 359, [m³]

Tc = Temperatur rata-rata lube oil dalam satuan [°F]

4) Penurunan Tekanan Pada sisi duct (ΔPs)

Untuk menghitung nilai Penurunan tekanan pada sisi duct (ΔPs) dengan persamaan (6).

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 L p}{5.22 \times 10^{10} D'_{ev} s \theta_s} \left(\frac{D'_{ev}}{S_T}\right)^{0.4} \left(\frac{S_L}{S_T}\right)^{0.6} \quad (6)$$

Keterangan:

- ΔP_s = Penurunan tekanan pada sisi *duct*, [bar]
- F = *Friction factor lube oil*
- G_s = Kecepatan massa *lube oil*, [kg/(hr)(m²)]
- D'_{ev} = Diameter ekivalen volumetric, [m]
- s = *Specific gravity*
- ST = Jarak antar titik pusat pipa secara vertical, [m]
- SL = Jarak antar titik pusat pipa secara transversal, [m]
- ∅s = rasio viskositas *lube oil* (∅s = 1)
- Lp = Panjang lintasan *lube oil*, [ft]

Panjang lintasan *lube oil* dihitung dengan persamaan (7).

$$L_p = n \times V_s \quad (7)$$

Keterangan:

- n = Jumlah *bundle* pipa
 - V = Volumetric section, [m]
- Persyaratan yang harus dipenuhi untuk mendesain *heat exchanger* adalah tekanan pada sisi *duct* harus ≤ 10 psi. (Kern, 1950).

b. Penurunan Tekanan Dalam Pipa

Untuk menentukan tekanan dalam pipa menggunakan persamaan (8).

$$\Delta P_t = \frac{f t G_t^2 L n}{5.22 \times 10^{10} D_s \theta_t} \quad (8)$$

Keterangan:

- ΔP_t = Penurunan tekanan di dalam pipa, [psi]
- F_t = *Friction factor* dalam pipa, [ft²/in²]
- L = Panjang pipa, [m]
- n = jumlah *bundle* pipa
- D = Diameter dalam pipa (ID), [m]
- G_t = Kecepatan massa *sea water*, [lb/(ft²)(hr)]
- ∅_t = Rasio Viskositas di pipa [∅_t = 1]
- s = specific gravity (s = 1)

Menurut Frank P. Incopera dan David P. Dewitt (1981) efektivitas suatu *heat exchanger* didefinisikan sebagai perbandingan antara perpindahan panas yang diharapkan (nyata) dengan perpindahan panas maksimum yang mungkin terjadi dalam *heat exchanger* tersebut.

$$\epsilon = \frac{\text{perpindahan panas yang diharapkan}}{\text{perpindahan panas maksimum yang mungkin}}$$

Perpindahan panas yang di harapkan (*Lube oil*) dimana persamaan yang digunakan adalah $Q_{\text{lube oil}} = C_{p \text{lube oil}} \times (T_{c, o} - T_{c, i})$. Sedangkan perpindahan panas maksimum yang mungkin (*cooling water*) ditentukan dari perbandingan nilai $C_{p \text{cooling water}}$ dengan $C_{p \text{demin water}}$,

jika $(C_p)_{\text{demin water}} > (C_p)_{\text{lube oil}}$, maka $Q_{\text{max}} = (C_p)_{\text{lube oil}} (T_{h, i} - T_{c, i})$ dan

jika $(C_p)_{\text{demin water}} < (C_p)_{\text{lube oil}}$, maka $Q_{\text{max}} = (C_p)_{\text{demin water}} (T_{h, i} - T_{c, i})$.

Perpindahan panas maksimum mungkin terjadi bila salah satu fluida mengalami perbedaan suhu sebesar beda suhu maksimum yang terdapat dalam *heat exchanger* tersebut, yaitu selisih antara suhu masuk fluida panas dan fluida dingin. Fluida yang mungkin mengalami perbedaan suhu maksimum ini ialah fluida yang mempunyai kapasitas panas (Cp) minimum. Sehingga efektivitas *heat exchanger* yaitu:

$$\epsilon = \frac{m_c C_{p c} (T_{c, o} - T_{c, i})}{m_{\text{min}} C_{p \text{min}} (T_{h, i} - T_{c, i})} \quad (9)$$

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Dari perhitungan perancangan *lube oil cooler* berdasarkan buku "*Process Heat Transfer*" D.Q. Kern 1950 didapatkan hasil sebagai berikut:

3.1 Diagram Alir Penelitian

Hasil dari spesifikasi perancangan *Lube Oil Cooler* adalah sebagai berikut:

Tabel 2. Diagram alir perhitungan perancangan Spesifikasi Hasil Perancangan

Parameter	Nilai	Satuan
T _f <i>Lube Oil</i>	67,77	°C
T _f <i>Cooling Water</i>	39	°C
Diameter luar pipa	0,038	m
Diameter dalam pipa	0,035	m
Panjang pipa per baris	4,49	m
Jumlah pipa per baris	13	Buah
Jumlah baris	161	Baris
Jumlah sirip	2	Sirip
Faktor kekotoran	0,006	
<i>Pressure drop</i> sisi <i>duct</i>	0,14	Bar
<i>Pressure drop</i> sisi <i>tube</i>	0,47	Bar

3.2 Analisa Hasil Perancangan

Lube oil cooler dirancang untuk memenuhi persyaratan nilai penurunan tekanan (*dirt factor*) dan faktor kekotoran (*pressure drop*). Nilai penurunan tekanan pada fluida *demin water* (sisi *tube*) dan *lube oil* (sisi *duct*) berada pada rentang nilai ≤ 10 psi atau $\leq 0,68$ bar. Nilai penurunan tekanan fluida *demin water* adalah 0,574 bar atau 6,92 psi. Sedangkan nilai penurunan tekanan fluida *lube oil* adalah 0,075 bar atau 2,13 psi.

Selain nilai tekanan fluida, hal yang harus di perhatikan adalah faktor kekotoran. Faktor kekotoran dari hasil perancangan harus besar atau sama dengan faktor kekotoran tertentu. Nilai *dirt factor* ketentuan ini didapatkan dari tabel *fouling factor* (Kern, 1965) yaitu untuk fluida *lube oil* 0,004 (hr)(ft²)(°F) dan fluida *demin water* sebesar 0,002 (hr)(ft²)(°F) dan jika dijumlahkan antara nilai *dirt factor* disisi fluida dingin dan fluida panas yaitu 0,006 (hr)(ft²)(°F). Jika nilai faktor kekotoran *lube oil cooler* lebih kecil dari standar minimumnya maka dapat dikatakan bahwa hasil rancangan *lube oil cooler* tidak layak maka dari itu nilai faktor kekotoran harus lebih besar dari standar minimumnya. Nilai faktor kekotoran yang terlalu kecil akan menyebabkan laju pengotoran terhadap *lube oil cooler* semakin besar sehingga akan membutuhkan perawatan yang lebih intens yang akan menyebabkan semakin besarnya biaya perawatan.

3.2 Analisa Efektivitas Heat Exchanger

Analisa efektivitas dilakukan untuk mengetahui kalor yang di serap dan di lepas oleh *heat exchanger*. metode *Number Transfer of Unit* (NTU). Menurut Frank P. Incopera dan David P. Dewitt (1981) efektivitas suatu *heat exchanger* didefinisikan sebagai perbandingan antara perpindahan panas yang diharapkan (nyata) dengan perpindahan panas maksimum yang mungkin terjadi dalam *heat exchanger* tersebut.

$$\epsilon = \frac{\text{perpindahan panas yang diharapkan}}{\text{perpindahan panas maksimum yang mungkin}}$$

Untuk mendapatkan efektivitas *lube oil cooler* maka diperoleh Q_{actual} sebagai berikut:

$$q_{act} = m_c \times C_{pc} \times (T_{c,o} - T_{c,i}) = 617470,7 \text{ lb/hr} \times 0,5732 \text{ Btu/lb.f} \times (109,4 \text{ }^\circ\text{F} - 95 \text{ }^\circ\text{F})$$

$$q_{act} = 10257013,27 \text{ Btu/hr} = 3006,033 \text{ kj/s}$$

Untuk mendapatkan q_{maks} maka fluida yang memiliki c dan m yang minimum berdasarkan perancangan diperoleh dari fluida *lube oil* seperti yang ditunjukkan pada perhitungan sebagai berikut:

$$q_{act} = m_{min} \times C_{pmin} \times (T_{h,i} - T_{c,i})$$

$$= 947634,9 \text{ lb/hr} \times 1,0031 \text{ Btu/lb.f} \times (168,98 \text{ }^\circ\text{F} - 140 \text{ }^\circ\text{F})$$

$$q_{act} = 13688246,28 \text{ Btu/hari} = 4001,628 \text{ kj/s}$$

Maka efektivitas didapat berdasarkan perbandingan antara q_{actual} dan q_{maks} sebagai berikut:

$$\epsilon = \frac{10257013,27}{13688246,28} = 0,749 \text{ atau } 74,9 \%$$

4. KESIMPULAN

Dari hasil perancangan *heat exchanger* tipe *fin and tube* ada beberapa kesimpulan berikut:

1. Hasil rancangan *lube oil cooler* tipe *fin & tube* dengan fluida kerja *lube oil* dan fluida pendingin *cooling water* adalah sebagai berikut:

Spesifikasi Hasil Perancangan		
Parameter	Nilai	Satuan
T_f <i>Lube Oil</i>	67,77	°C
T_f <i>Cooling Water</i>	39	°C
Diameter luar pipa	0,038	m
Diameter dalam pipa	0,035	m
Panjang pipa	4,49	m
Jumlah pipa per baris	13	buah
Jumlah baris	161	baris
Jumlah sirip	2	sirip
Faktor kekotoran	0,006	
<i>Pressure drop</i> sisi <i>duct</i>	0,075	bar
<i>Pressure drop</i> sisi <i>tube</i>	0,574	bar

2. Setelah dilakukan simulasi menggunakan *software aspen hysys V11* hasil perancangan valid dibuktikan dengan aliran material yang berwarna biru dan aliran energi yang berwarna merah, serta tidak terjadi eror ketika dimasukkan parameter.
3. Berdasarkan analisis *performance* dengan metode *Number of Transfer Unit* (NTU) pada perancangan di dapatkan efektivitas sebesar 74,9 %.

DAFTAR PUSTAKA

[1]. Arif Rochman Fachrudin, G. R. (2019). Pengaruh Jumlah Sirip Terhadap Perpindahan Panas Double Pipe Heat Exchanger . *Jurnal Teknik Mesin*, 68-71.

- [2]. Incopera, F. P., & David, P. D. (1996). *Fundamental of Heat and Mass Transfer Seventh Edition*.
- [3]. Kern, D. Q. (1965). *Process Heat Transfer*. Mc. Graw Hill.
- [4]. Kuppan, T. (2013). *Heat Exchanger Design Handbook Second Edition*. U.S: Taylor & Francis Group.
- [5]. Moran, M., & Shapiro, N. H. (2006). *Fundamental Of Engineering 5th Edition*.
- [6]. Mulyani, D. (2019). Perancangan Cold Preheater Train Tipe Spiral Plate Heat Exchanger Pada Proses Disalter Minyak Bumi. Diambil kembali dari <http://digilib.polban.ac.id>
- [7]. PT Indonesia Power. (2016). *Pengoperasian PLTGU*.
- [8]. Warren, R. (1998). *Handbook of Heat Transfer*. New York: Mc. Graw Hill.