

# EFEKTIVITAS PENUKAR KALOR TIPE PLATE P41 73TK Di PLTP LAHENDONG UNIT 2

Harlan S. F. Egeten<sup>1)</sup>, Frans P. Sappu<sup>2)</sup>, Benny Maluegha<sup>3)</sup>

Jurusan Teknik Mesin Universitas Sam Ratulangi

2014

## ABSTRACT

*One way to keep a plant operate optimally is keeping the effectiveness of the components properly. One of the components used in the production process is heat exchanger. In PLTP Lahendong unit 2 is used as a the cooler lubricant system of generator and turbine is using type of plate P41 73TK heat exchanger.*

*This research objective is to determine the effectiveness of the heat exchanger plate type PLTP Lahendong P41 73TK. Calculation are using formulas that correspond to the type of heat exchanger plate and plate heat exchanger assuming that analyzed as a tube.*

*Results of the calculations shows that the effectiveness of plate heat exchanger on the methods of LMTD is 83,3%, obtained by the thermal heat exchanger effectiveness of 55.6% and effectiveness based on method of NTU is 30.3%.*

*Keywords : Effectiveness, type heat exchanger plate, LMTD method, method of NTU*

## ABSTRAK

Salah satu cara yang dapat ditempuh agar pembangkit-pembangkit dapat berproduksi maksimal adalah dengan menjaga efektivitas komponen-komponen di dalamnya tetap baik. Salah satu komponen yang digunakan dalam proses produksi adalah alat penukar panas. Penukar panas tipe *plate* P41 73TK di PLTP Lahendong unit 2 digunakan sebagai pendingin dari sistem pelumas di generator dan sistem pelumas pada turbin.

Penulisan ini dilakukan untuk mengetahui efektivitas dari penukar panas tipe *plate* P41 73TK di PLTP Lahendong. Perhitungan pada penulisan ini menggunakan rumus-rumus yang bersesuaian bagi penukar panas tipe *plate* dan dengan mengasumsikan pelat penukar panas yang dianalisa sebagai sebuah tabung/pipa.

Dari hasil perhitungan pada penukar panas tipe *plate* maka diperoleh efektivitas berdasarkan metode LMTD didapat 83,3 %, efektivitas termal penukar panas sebesar 55.6 % dan efektivitas berdasarkan metode NTU sebesar 30,3 %.

Kata kunci : **Efektivitas, penukar panas tipe *plate*,metode LMTD,metode NTU.**

## I. PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Listrik sudah menjadi kebutuhan yang penting dalam kehidupan masyarakat sehari-hari, dan kebutuhan akan energi listrik terus meningkat. Untuk memenuhi kebutuhan listrik maka produksi listrik harus ditingkatkan. Dengan demikian, semua sumber energi untuk pembangkitan listrik yang telah ada harus dioptimalkan, serta ada upaya untuk mencari sumber-sumber energi baru harus ditingkatkan. Potensi energi yang cukup berlimpah di Sulawesi Utara yang bisa dimanfaatkan untuk pembangkitan energi listrik adalah energi panas bumi.

Pembangkit Listrik Tenaga Panas bumi (PLTP) Lahendong merupakan unit pembangkit terbesar dengan energi yang ramah lingkungan berbasis sumber daya panas bumi di Sulawesi Utara. PLTP Lahendong memberikan kontribusi sebesar 60% pada sistem kelistrikan di Provinsi Sulawesi Utara (Kementerian Energi dan Sumber Daya Mineral, 2009).

Uap panas bumi memutar poros turbin uap yang terhubung dengan poros generator untuk menghasilkan tenaga listrik. Uap sisa dari turbin mengalir ke kondensor. Salah satu cara yang dapat ditempuh agar pembangkit-pembangkit dapat berproduksi maksimal adalah

dengan menjaga efektivitas komponen-komponen di dalamnya tetap baik. Salah satu komponen yang digunakan dalam proses produksi adalah alat penukar panas.

Unit penukar panas adalah suatu alat untuk memindahkan panas dari suatu fluida ke fluida yang lain (Holman, 1986). Sebagian besar dari industri-industri yang berkaitan dengan pemrosesan selalu menggunakan alat ini, karena alat penukar kalor ini mempunyai peran yang penting dalam suatu proses produksi atau operasi. Salah satu tipe dari alat penukar kalor yang banyak dipakai adalah tipe *plate*. *Plate heat exchanger* adalah suatu alat perpindahan panas yang berbentuk *frame* yang diberi plat sebagai sekat-sekat (J.P Holman, 1986).

Penelitian ini dibuat untuk mengetahui efektivitas penukar panas Tipe *Plate* P41 73 TK di PLTP Lahendong Unit 2, yang berfungsi untuk memindahkan panas dari generator dan pelumas kompresor.

### 1.2 Rumusan Masalah

Bagaimana laju perpindahan panas dan efektivitas dari alat penukar kalor tipe *plate* P41 73 TK.

### 1.3 Tujuan Perencanaan

Tujuan perencanaan penulisan ini adalah:

1. Menentukan efektivitas alat penukar kalor tipe *plate* P41 73 TK.
2. Menentukan besar laju perpindahan panas pada penukar kalor tipe *plate* P41 73 TK.

### 1.4 Batasan Masalah

Agar penulisan tugas akhir ini lebih terarah dan jelas, perlu adanya pembatasan masalah yang dibatasi pada beberapa hal berikut :

Adapun permasalahan penulisan tugas akhir ini dibatasi pada perhitungan kajian teoritis mengenai faktor-faktor yang berpengaruh pada alat penukar kalor tipe *plate* P41 73 TK di PLTP Lahendong Unit 2.

### 1.5 Manfaat Penulisan.

Hasil penulisan ini dapat memberi manfaat yang berguna, untuk:

1. Memperdalam pengetahuan tentang alat penukar kalor tipe *plate*.
2. Dapat menjadi bahan pertimbangan bagi PLTP Lahendong dalam hal perawatan alat penukar panas.

## II. LANDASAN TEORI

### 2.1 Perpindahan Panas

Perpindahan panas adalah ilmu yang memperkirakan terjadinya perpindahan energi yang disebabkan oleh adanya perbedaan suhu di antara benda atau material. Ilmu perpindahan kalor menjelaskan bagaimana energi berpindah dari suatu benda ke benda lain dengan memperkirakan laju perpindahan yang terjadi pada kondisi-kondisi tertentu (Holman, 1986).

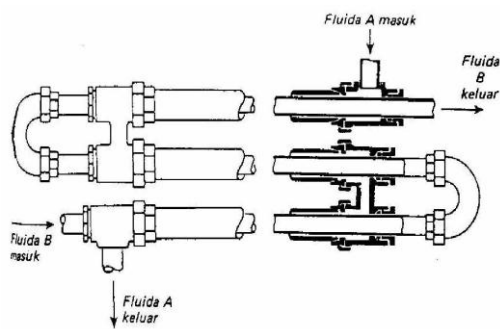
Terdapat tiga cara perpindahan panas dari sumber ke penerima, namun sebagian besar aplikasi dari teknik adalah kombinasi dua atau ketiganya (Holman, 1986). Cara tersebut adalah perpindahan kalor konduksi dan konveksi, kadang-kadang juga radiasi.

### 2.2 Alat-alat Penukar Panas

Dalam penukar kalor yang paling sederhana, fluida panas dan fluida dingin bercampur langsung sedangkan dalam kebanyakan penukar kalor yang lain kedua fluida itu terpisah oleh suatu dinding. Penukar kalor jenis ini, disebut rekuperator, mungkin hanya berupa dinding rata sederhana yang memisahkan dua fluida yang mengalir, tetapi mungkin pula merupakan konfigurasi rumit yang melibatkan lintas-lintas rangkap, sirip, atau sekat.

#### 2.2.1 Penukar panas pipa rangkap

Alat penukar panas pipa rangkap terdiri dari dua pipa logam standart yang dikedua ujungnya dilas menjadi satu atau dihubungkan dengan kotak penyekat. Fluida yang satu mengalir di dalam pipa, sedangkan fluida kedua mengalir di dalam antara pipa luar dan pipa dalam. Alat penukar panas jenis ini dapat digunakan pada laju alir fluida yang kecil dan tekanan operasi yang tinggi. Sedangkan untuk kapasitas yang lebih besar digunakan penukar panas jenis shell and tube.

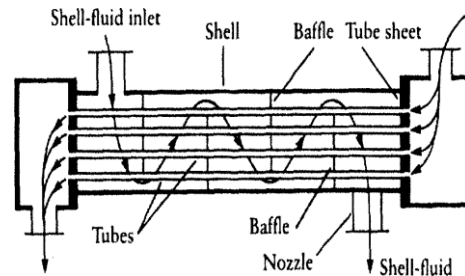


Gambar.2.1 Penukar panas jenis pipa rangkap

### 2.2.2 shell and tube heat exchanger

Alat penukar shell dan tube terdiri atas suatu bundel pipa yang dihubungkan secara paralel dan ditempatkan dalam sebuah pipa (cangkang). Fluida yang satu mengalir di dalam bundel pipa, sedangkan fluida yang lain mengalir di luar pipa pada arah yang sama, berlawanan, atau bersilangan. Untuk meningkatkan efisiensi pertukaran panas, biasanya pada alat

penukar panas shell dan tube dipasang sekat (*baffle*).



Gambar 2.2 *shell and tube heat exchanger*

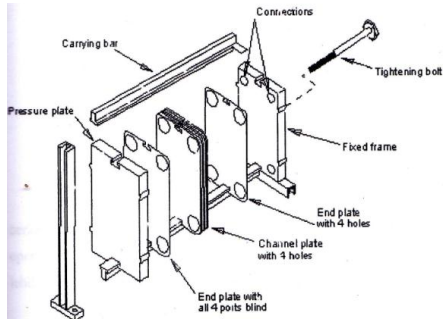
### 2.2.3 Penukar panas jenis pelat

Penukar panas jenis pelat adalah alat yang digunakan untuk mempertukarkan panas secara kontinu dari suatu medium ke medium lainnya dengan membawa energi panas (Saunders, 1988).

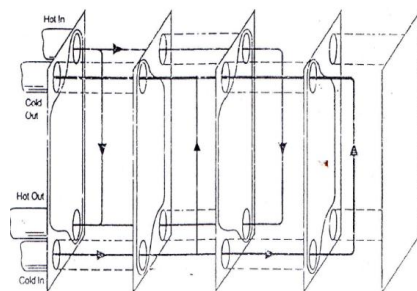
Secara umum ada 2 tipe penukar panas, yaitu:

- direct heat exchanger*, dimana kedua medium penukar panas saling kontak satu sama lain.
- indirect heat exchanger*, dimana kedua media penukar panas dipisahkan oleh sekat/ dinding dan panas yang berpindah juga melewatinya. Contoh, *indirect heat exchanger* adalah penukar panas jenis *shell and tube*, pelat, dan spiral. Sedangkan yang tergolong *direct heat exchanger* adalah *cooling tower*

dimana operasi perpindahan panasnya terjadi akibat adanya pengontakan langsung antara air dan udara (Saunders, 1988).



Gambar 2.4 Penukar panas tipe plate



Gambar 2.5 Pola aliran penukar panas Tipe plate yang umum

## 2.3 Perhitungan Perpindahan Panas

### 2.3.1 Bilangan Reynolds

$$Re_d = \frac{u_m \cdot d}{\nu}$$

Dimana :

$Re_x$  = angka Reynolds di atas pelat rata

$Re_d$  = angka Reynolds di dalam tabung

$u_m$  = kecepatan rata-rata fluida (m/s)

$d$  = diameter dalam tabung (m)

### 2.3.2 Bilangan Nusselt

$$Nu = \frac{h \cdot l}{k}$$

di mana:

$Nu$  = angka Nusselt

$h$  = koefisien perpindahan panas konveksi ( $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ )

$L$  = panjang efektif (m)

### 2.3.3 Bilangan Prandtl

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\text{viscous diffusion rate}}{\text{thermal diffusion rate}} = \frac{C_p \mu}{k}$$

dimana :

$\nu$  : kekentalan kinematik fluida,

$$\nu = \mu / \rho, (m^2/s)$$

$\alpha$  : daya hantar panas,  $\alpha = k / (\rho c_p), (m^2/s)$

$\mu$  : kekentalan dinamik fluida,  $(N \cdot s)/m^2$

$k$  : konduktivitas panas,  $(W/(m \cdot K))$

$c_p$  : panas spesifik,  $(J/(kg \cdot K))$

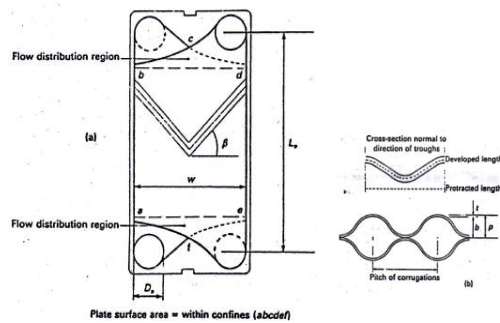
$\rho$  : berat jenis,  $(kg/m^3)$ .

## 2.4 Pendekatan Termal Penukar panas Gasket-plate

### 2.4.1 Geometri pelat

#### 1. Sudut Chevron

## 2. Panjang efektif pelat.



### 2.4.2 Perhitungan koefisien perpindahan panas, rugi tekanan saluran dan rugi tekanan port

#### 1. Koefisien perpindahan panas

$$Nu = \frac{h_{ch} d_c}{k} = J_h Pr^{0.33} \quad \text{atau} \quad h_{ch} = \frac{J_h k (Pr^{0.33}) \phi}{d_c}$$

dimana:

$h_{ch}$  = koefisien perpindahan panas

$k$  = konduktivitas termal

$Pr$  = angka Prandtl

$\phi$  = faktor koreksi viskositas

$$J_h = C_h Re^y$$

dan angka Reynolds adalah :

$$Re = \left\{ \frac{\dot{m}_{ch} d_c}{\mu_b} \right\} = \left\{ \frac{\dot{m}_{ch} d_c}{A_x \mu_b} \right\}$$

dimana:  $\dot{m}_{ch}$  = laju aliran massa fluida melewati penampang satu saluran ( $\text{kg/s.m}^2$ )

#### 2. Rugi tekanan saluran

$$\Delta P_{ch} = \left\{ \frac{4 f_{ch} L_{ch} \dot{m}_{ch}^2}{2 \rho \cdot d_e \Phi} \right\}$$

dimana:

$$f_{ch} = \text{faktor gesekan} = \frac{K_p}{Re}$$

$\rho$  = massa jenis fluida ( $\text{kg/m}^3$ )

#### 3. Rugi tekanan port

$$\Delta P_p = \left\{ \frac{1,3 \dot{m}_p^2}{2 \rho} \right\} N_p$$

$\dot{m}_p$  = laju aliran massa fluida melewati penampang port

$$= \left\{ \frac{\dot{m}_t}{\left(\frac{\pi}{4}\right) D_p^2} \right\}$$

$\dot{m}_t$  = total aliran fluida di mulut port (kg/s)

$D_p$  = diameter port (m)

### 2.4.3 Beda temperatur rata-rata untuk aliran berlawanan arah.

#### 1. Beda Temperatur Efektif (LMTD)

$$\dot{Q}_r = \Delta T_m \cdot U \cdot A$$

$\dot{Q}_r$  = laju perpindahan panas total (kW)

$U$  = koefisien perpindahan panas keseluruhan ( $\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ )

$A$  = total luas perpindahan panas ( $\text{m}^2$ )

$$\Delta T_m = \Delta T_{lm} \frac{[(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})]}{\ln[(T_{h,in} - T_{c,out}) / (T_{h,out} - T_{c,in})]}$$

dimana :

$T_{h,in}$  = temperatur fluida panas masuk ( $^\circ\text{C}$ )

$T_{h,out}$  = temperatur fluida panas keluar ( $^{\circ}\text{C}$ )

$T_{c,in}$  = temperatur fluida dingin masuk ( $^{\circ}\text{C}$ )

$T_{c,out}$  = temperatur fluida dingin keluar ( $^{\circ}\text{C}$ )

#### 2.4.4 Koefisien perpindahan panas keseluruhan

$$\frac{1}{u} = \frac{1}{h_h} + \frac{t}{k_p} + \frac{1}{h_c} + R_f$$

dimana :

$U$  = koefisien perpindahan panas keseluruhan ( $\text{m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}/\text{W}$ )

$h_h, h_c$  = koefisien perpindahan panas *film* untuk fluida panas dan fluida dingin ( $\text{W}/\text{m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}/\text{W}$ )

$R_f$  = faktor pengotor untuk fluida panas dan fluida dingin ( $\text{m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}/\text{W}$ )

$t$  = tebal pelat (m)

$k_p$  = konduktifitas termal pelat ( $\text{m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}/\text{W}$ )

#### 2.4.5 Efektivitas penukar panas

$$E = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}}$$

$$= \frac{(\dot{m}c_p)h (T_{h,in} - T_{h,out})}{(\dot{m}c_p)min (T_{h,in} - T_{c,in})}$$
 atau

$$\frac{(\dot{m}c_p)c (T_{c,out} - T_{c,in})}{(\dot{m}c_p)min (T_{h,in} - T_{c,in})}$$

dimana:

$E$  = efektivitas penukar panas

$\dot{Q}$  = laju perpindahan panas aktual (kW)

$\dot{Q}_{max}$  = laju perpindahan panas maksimum yang mungkin (kW)

$\dot{m}$  = total laju aliran massa fluida dalam saluran (kg/s)

$c_p$  = panas jenis fluida ( $\text{J}/\text{kg }^{\circ}\text{C}$ )

#### 2.4.6 Efektivitas metode NTU

$$NTU_{min} = \frac{U.A}{(\dot{m}c_p)min}$$

dan

$$Cr = \frac{(\dot{m}c_p)min}{(\dot{m}c_p)max}$$

dimana :

$Cr$  = perbandingan laju kapasitas panas.

### III. METODOLOGI PENELITIAN

#### 3.1 Waktu dan Tempat Pelaksanaan

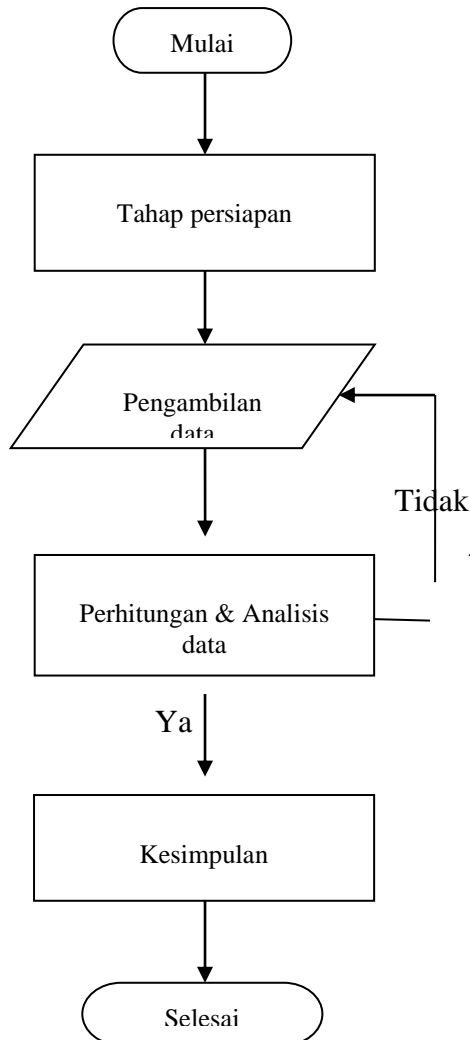
##### 3.1.1 Waktu pelaksanaan

Pengambilan data ini dilakukan selama satu bulan, terhitung mulai dari tanggal 15 Mei sampai dengan tanggal 12 Juni 2013.

##### 3.1.2 Tempat

Untuk pelaksanaannya dilakukan di PLTP Lahendong, Tomohon

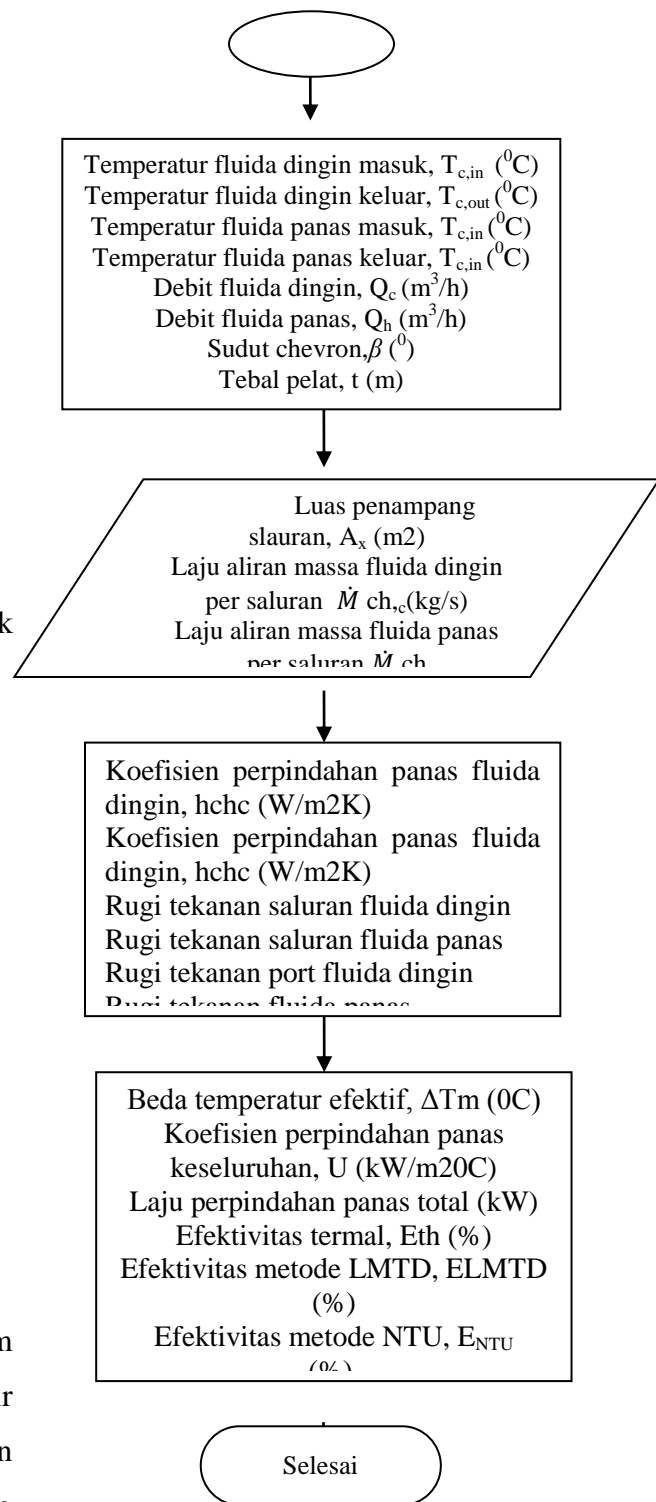
### 3.2 Diagram Alir Penelitian



Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian

#### Metode Perhitungan

Tahapan perhitungan dalam penelitian ini diuraikan dalam diagram alir berikut ini. Perhitungan dilakukan menggunakan rumus-rumus yang bersesuaian bagi penukar panas tipe *plate*.



Gambar 3.2 Diagram alir perhitungan penukar panas tipe plate P41-73-TK



## BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

### 4.1 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas, Rugi Tekanan Saluran dan Rugi Tekanan Port

#### 4.1.1 Koefisien perpindahan panas

Fluida dingin

Koefisien perpindahan panas konveksi

$$h_{ch,c} = \frac{J_{h,c} k_c (Pr_c^{0.33}) \mu_c}{d_e}$$

$$= \frac{67.9 \times 0.6234 \text{ W/m}^\circ\text{C} \times 5.09^{0.33} \times 1}{0.006548 \text{ m}}$$

$$= 11059,74 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$= 11059,74 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Fluida panas

Koefisien perpindahan panas konveksi

$$h_{ch,h} = \frac{J_{h,h} \cdot k_h (Pr_h^{0.33}) \phi_h}{d_e}$$

$$= \frac{111,6 \times 0,5 \text{ W/m}^\circ\text{C} \times 7,9^{0.33} \times 1}{0,006548 \text{ m}}$$

$$= 16855,53$$

$$= 16855,53 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

#### 4.1.2 Rugi tekanan saluran

Fluida dingin

rugi tekanan saluran

$$\Delta P_{ch,c} = \left\{ \frac{4 f_{ch,c} \cdot L_{ch,c} \dot{m}_{ch,c}^2}{2 \rho_c d_e \phi_c} \right\}$$

$$= \frac{4 \times 0,2567 \times 0,890 \text{ m} \times (414,88 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2)}{2 \times 994,8 \text{ kg/m}^3 \times 0,006548 \text{ m} \times 1.01}$$

$$= 28814,32 \text{ kg/m} \cdot \text{s}^2$$

$$= 28814,32 \text{ Pa}$$

$$= 0,28 \text{ bar}$$

Fluida panas

$$\Delta P_{ch,h} = \left\{ \frac{4 f_{ch,c} \cdot L_{ch,c} \dot{m}_{ch,c}^2}{2 \rho_c d_e \phi_c} \right\}$$

$$= \frac{4 \times 0,2290 \times 0,890 \text{ m} \times (358 \text{ kg/s} \cdot \text{m}^2)}{2 \times 858,4 \text{ kg/m}^3 \times 0,006548 \text{ m} \times 1}$$

$$= 25962,11 \text{ kg/m} \cdot \text{s}^2$$

$$= 25962,11 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{ch,h} = 0,26 \text{ bar}$$

#### 4.1.3 Rugi tekanan Port

Fluida dingin

rugi tekanan port

$$\Delta P_{pc} = \left\{ \frac{1.3 M \dot{m}_{p,c}^2}{2 \rho_c} \right\} N_p$$

$$= \left\{ \frac{1,3 \times (4230)^2}{2 \times 994,8 \text{ kg/m}^3} \right\} 1$$

$$= 11691,18 \text{ kg/m} \cdot \text{s}^2$$

$$= 11691,18 \text{ Pa}$$

$$= 0,12 \text{ bar}$$

Fluida panas

rugi tekanan Port

$$\begin{aligned} \Delta P_{p,h} &= \left\{ \frac{1.3 \dot{m}_{p,c}^2}{2\rho_c} \right\} N_p \\ &= \left\{ \frac{1.3 \times (3648.9)^2}{2 \times 858.4 \text{ kg/m}^3} \right\} 1 \\ &= 10077,04 \text{ kg/m} \cdot \text{s}^2 \\ &= 10077,04 \text{ Pa} \\ &= 0,101 \text{ bar} \end{aligned}$$

#### 4.2 Perhitungan Beda Temperatur rata-rata

Beda temperatur rata-rata logaritmik

$$\begin{aligned} \Delta T_{lm} &= \frac{[(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})]}{\ln[(T_{h,in} - T_{c,out}) / (T_{h,out} - T_{c,in})]} \\ &= \frac{[(39 - 34) - (35 - 31)]}{\ln[(39 - 34) - (35 - 31)]} \\ &= 4,48 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

#### 4.3 Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan

$$\begin{aligned} \frac{1}{U} &= \frac{1}{h_h} + \frac{t}{k_p} + \frac{1}{h_c} + R_f \\ \frac{1}{U} &= \left( \frac{1}{16855,53} + \frac{0,0005}{13,4} + \frac{1}{11059,74} + \right. \\ &0,00043 \left. \right) (\text{W/m}^2 \cdot \text{K})^{-1} \\ &= 61,71 \cdot 10^{-5} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \\ U &= 1620,4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \\ &= 1,6204 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K} \\ U &= 1,6204 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

#### 4.4 Laju Perpindahan Panas Total

$$\begin{aligned} \dot{Q}_T &= A \cdot U \cdot \Delta T_m \\ &= 32,06 \text{ m}^2 \times 1,6204 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{ } ^\circ\text{C} \times 4,44 \text{ } ^\circ\text{C} \\ &= 230,65 \text{ kW} \end{aligned}$$

Tabel 4.1 Hasil perhitungan dengan metode MTD

No	Parameter	Hasil	
		Fluida dingin	Fluida panas
1	Laju aliran massa per saluran $\dot{M}_{ch} \text{ (kg/s)}$	0,9978	0,861
2	Koefisien perpindahan panas, $h_{ch}$ $(\text{W/m}^2 \cdot \text{K})$	11059,74	16855,53
3	Log MTD, $\Delta T_{lm}$ ( $^\circ\text{C}$ )	4,48	
4	MTD actual, $\Delta T_m$ ( $^\circ\text{C}$ )	4,4	
5	Koefisien perpindahan panas keseluruhan, $U$ ( $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$ )	1622,9	
6	Laju perpindahan panas total, $\dot{Q}_r$ (kW)	230,65	

#### 4.5 Efektivitas Termal dan Efektivitas dengan Metode LMTD

1. Efektivitas termal

$$\begin{aligned} E_p &= \frac{Q_h}{\dot{Q}_c} \\ &= \frac{249,98 \text{ kW}}{449,7 \text{ kW}} \\ &= 0,5558 \end{aligned}$$

= 55,58 %

2. Efektivitas dengan metode LMTD.

$$E_{LMTD} = \frac{\dot{Q}}{Q_{max}}$$

dimana  $\dot{Q} = (\dot{m} \cdot c_p)_h \cdot (T_{h,in} - T_{h,out})$

$$= (\dot{m} \cdot c_p)_h \cdot \Delta T_h$$

$$\dot{Q}_{max} = (\dot{m} \cdot c_p)_{min} (T_{h,in} - T_{h,out})$$

$$= (\dot{m} \cdot c_p)_{min} \cdot \Delta T_{max}$$

$$= \frac{62,496 \text{ kW}/^{\circ}\text{C} \times 8^{\circ}\text{C}}{149,93 \text{ kW}/^{\circ}\text{C} \times 4^{\circ}\text{C}}$$

$$= 0,8336$$

$$= 83,36\%$$

#### 4.6 Perhitungan Efektivitas dengan Metode NTU

Efektivitas penukar panas

$$E_{NTU} = \frac{\exp[(1-c_r)NTU_{min}] - 1}{\exp[(1-c_r)NTU_{min}] - c_r}$$

$$= \frac{\exp[(1-0,42)0,38] - 1}{\exp[(1-0,42)0,38] - 0,42}$$

$$= 0,2983$$

$$= 29,83\%$$

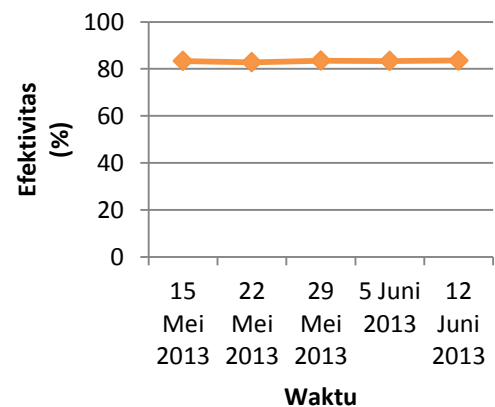
Tabel 4.2 Hasil Perhitungan Data lain dengan metode NTU

NO	Waktu pengambilan data	R	P	E <sub>NTU</sub> (%)
1	15 Mei 2013	1.33	0.38	29.8
2	22 Mei 2013	1.46	0.38	32.2
3	29 Mei 2013	0.94	0.44	29.06
4	5 Juni 2013	1.33	0.38	30.42
5	12 Juni 2013	1.16	0.38	30.04

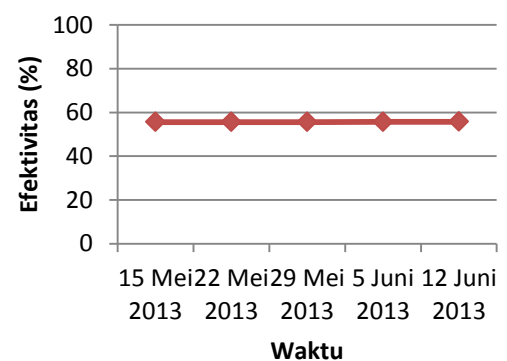
#### 4.7 Hasil Kerja Penukar Panas

Dari hasil perhitungan diperoleh koefisien perpindahan panas keseluruhan U sebesar  $1662,9 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ , laju perpindahan panas total  $\dot{Q}_r$  sebesar 230,67 kW.

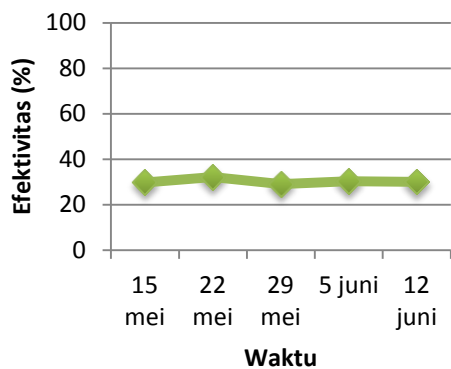
Efektivitas rata-rata dari masing-masing data berdasarkan metode LMTD, efektivitas termal dan metode NTU adalah 83,3 % , 55,6 % , 30,3 %.



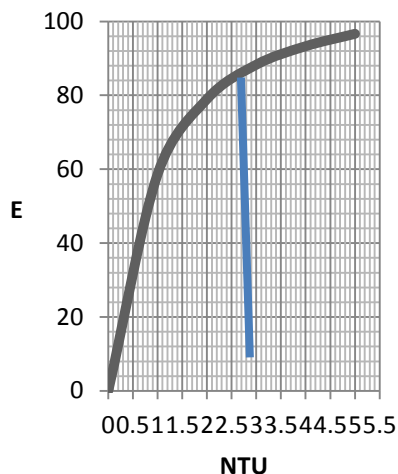
Gambar 4.1 Grafik waktu terhadap efektivitas dengan metode LMTD



Gambar 4.2 Grafik waktu terhadap efektivitas dengan efektivitas termal



Gambar 4.3 Grafik waktu terhadap efektivitas dengan metode NTU



Gambar 4.12 Grafik efektivitas untuk kemampuan kerja Penukar panas aliran lawan arah

## BAB V PENUTUP

### 5.1 Kesimpulan

Dari hasil perhitungan efektivitas terhadap penukar panas tipe *plate* P41 73 TK, diperoleh kesimpulan sebagai berikut:

1. Hasil perhitungan menunjukkan bahwa rata-rata efektivitas dengan metode LMTD, efektivitas termal dan efektivitas dengan metode NTU

berturut-turut sebesar 83,3 % , 55,6 % , 30,3 %.

2. Hasil perhitungan menunjukkan laju perpindahan panas total adalah 230,65 kW

### 5.2 Saran

Pemeliharaan penukar panas tetap harus dilakukan secara rutin, agar kinerja alat penukar panas tipe *plate* P41 73 TK dapat selale bekerja dengan baik.

## DAFTAR PUSTAKA

- Holman, J.P. 1988. *Perpindahan Kalor*. Terjemahan E Jasjfi. Jakarta. Erlangga.
- Saunders, E.A.D. 1988. *Heat exchangers Selections, Design & Construction*. Longman Scienfic & Technical. Essex-
- Lahendong *geothermal power plant. Design manual lube oil cooler*. Hisaka Daniel E.F Ngantung. 2006 *Efektivitas Penukar Panas Gasketed-Plate LT 26 HS A66 N6 di PLTP Lahendong Tomohon*.
- Muaya, G.W.A. Analisis Termal Dari *Extraction Ejector Dua tingkat Pada Sistem Tenaga Uap Di PLTP Lahendong-Silawesi Utara*, Skripsi Jurusan Teknik Mesin UNSRAT Manado.