

Pengaruh Perubahan Material CuNi dengan Stainless Steel SA 213 TP304 terhadap Performansi Air Cooler Generator di PLTA Saguling

Yogi Sirodz Gaos¹, Candra Damis Widiawati²

¹Engineering and Devices for Energy Conversion Research Lab.,
Fakultas Teknik Universitas Ibn Khaldun Bogor

²Departemen Engineering PT Intan Prima Kalorindo
Corresponding author : yogisirodz@gmail.com

Abstrak

Alat penukar kalor merupakan peralatan yang mampu menukar kalor dari fluida panas ke fluida dingin. Parameter yang paling kritis dalam desain alat penukar kalor adalah overall thermal conductivity. Jika overall thermal conductivity lebih besar, maka unjuk kerja alat penukar kalor menjadi lebih baik, dimana kondisi tersebut dipengaruhi oleh konduktivitas termal pipa dan material sirip. Material yang paling banyak digunakan alat penukar kalor adalah copper, karena konduktivitas termalnya paling besar sekitar 385 W/moC. Akan tetapi untuk kondisi lainnya, copper nickel (CuNi) pipa, Titanium pipa dan pipa stainless steel AISI 304 yang biasanya digunakan untuk fluida bersifat korosif. Analisis konduktivitas termal pipa menggunakan tiga metode dan perbedaan masukan data, yaitu 1) perhitungan sederhana; pendingin generator dengan udara di PLTA Saguling, 2) Perhitungan Shell and Tube; pendingin minyak pelumas mesin SWD 6TM410RR, 3) Perhitungan Guentner; pendingin air SWD 6TM410RR. Analisis perhitungan sederhana, shell and tube dan Guentner secara berturut-turut menghasilkan: kapasitas kalor fluida panas masing-masing, Q_{hot} = 433 kW, 305 kW and 510 kW; kapasitas pendinginan udara pendingin pada pipa CuNi, Q_{he} = 433 kW, 460 kW and 603.62 kW; kapasitas pendinginan udara pendingin menggunakan pipa AISI 304, Q'_{he} = 432 kW, 454 kW and 594.35 kW; dan kapasitas pendinginan turun sebesar 0,24%, 1,30% and 1,54%. Berdasarkan perhitungan shell and tube dengan Guentner, kapasitas pendinginan udara menggunakan pipa stainless steel AISI 304 harus dibalik menjadi 20% untuk mengantisipasi konduktivitas termal yg rendah dari pipa stainless steel AISI 304. Sehingga direkomendasikan untuk menambah luas permukaan sentuh kisaran 20%, sehingga kapasitas pendinginan udara yg menggunakan pipa stainless steel AISI 304 menjadi 518 kW.

Kata kunci : alat penukar kalor, permukaan balikan, overall thermal conductivity, SUS 304, CuNi

Pendahuluan

Alat penukar kalor (*heat exchanger*) adalah alat yang berfungsi untuk menghantarkan panas (konduksi dan konveksi) dari medium panas ke medium dingin melalui permukaan *solid*, terdiri dari tiga macam tipe, yaitu *double pipe*, *shell and tube*, dan *compact*. Masing-masing digunakan untuk aplikasi yang berbeda, *double pipe* sering dipakai pada skala kecil sedangkan *shell and tube* dan *compact* lebih sering digunakan untuk skala besar.

Pemilihan bahan penukar panas ditentukan oleh sifat fluida kerja, luas lahan dan kalor yang harus dipindahkan. Fluida kerja yang korosifitas rendah biasanya memilih bahan tembaga (Cu) karena memiliki konduktivitas panas tertinggi yaitu 385 W/m.oC, sedangkan fluida yang cenderung korosif sering menggunakan *copper nickel* CuNi (39.7W/m.oC), Titanium (37.4W/moC), dan *stainless steel* AISI 304 (14.9W/m.oC)

walaupun ketiga bahan tersebut memiliki konduktivitas termal yang rendah.

Konduktivitas termal bahan mempengaruhi kemampuan pindah panas total (*overall thermal conductivity*) alat penukar kalor, jurnal ini membahas pengaruh perubahan material pipa CuNi menjadi AISI 304 terhadap kinerja penukar kalor, dimana dimensi tetap. Kinerja penukar kalor dianalisa dengan tiga metoda; 1) Perhitungan sederhana 2) Perhitungan *shell and tube* 3) Perhitungan Guentner.

Metode Analisis

Perhitungan Sederhana

Perhitungan Sederhana dilakukan dengan menggunakan persamaan umum perpindahan kalor dan asumsi. Data fluida berdasarkan data operasional mesin *air cooler generator* Saguling.

Persamaan umum yang digunakan,

$$Q_{hot} = Q_{cold}$$

$$Q_{hot} = (mc_p \Delta T)_{hot}$$

$$Q_{cold} = (mc_p \Delta T)_{cold}$$

$$Q = UA \Delta T_{lm}$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln \left\{ \frac{(T_{h,i} - T_{c,o})}{(T_{h,o} - T_{c,i})} \right\}}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i} \frac{d_o}{d_i} + \frac{r_o \ln \left(\frac{r_o}{r_i} \right)}{k}$$

Asumsi:

1. Konduktivitas termal fluida panas konstan
2. Perubahan konduktivitas termal fluida dingin (air) berubah

Perhitungan Shell and tube

Perhitungan *Shell and tube* dikembangkan berdasarkan metode Kern yang menggunakan prinsip keseimbangan energi, yaitu energi panas yang dilepas sama dengan energi panas yang diserap. Persamaan-persamaan yang berkaitan adalah sebagai berikut:

$$Q = m \times c_p \times \Delta T \quad (1)$$

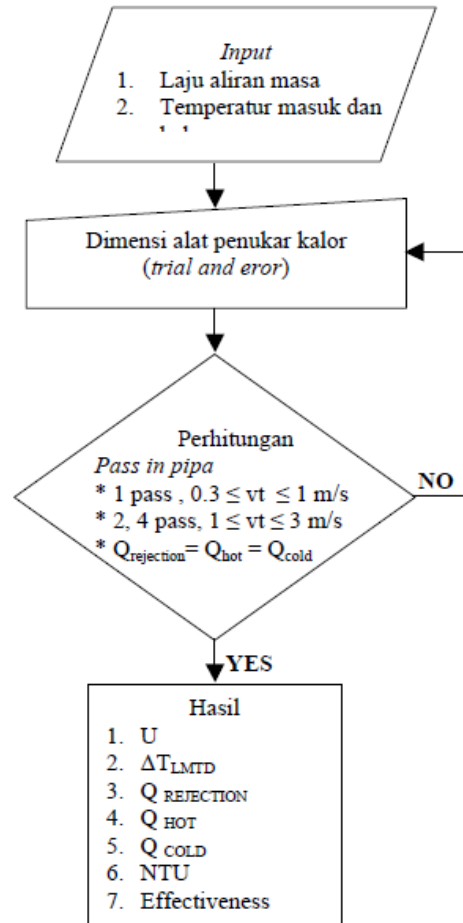
$$Q = U \times A \times \Delta T_{LMTD} \quad (2)$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i} \frac{d_o}{d_i} + \frac{r_o \ln \left(\frac{r_o}{r_i} \right)}{k} \quad (3)$$

$$\Delta P_{oil} = \frac{f \times G_s^2 \times D_s \times (N_b + 1)}{2 \times \rho \times De \times \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14}} \quad (4)$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln \left\{ \frac{(T_{h,i} - T_{c,o})}{(T_{h,o} - T_{c,i})} \right\}} \quad (5)$$

Metode optimasi Kern pada penelitian ini menggunakan prinsip *trial and error*. Secara garis besar dapat dilihat pada diagram alir berikut ini :



Gambar 1. Diagram alir perancangan dengan metode Kern

Data input yang diperlukan adalah temperatur dan laju aliran masa kedua fluida, *trial and error* dimensi, kemudian dilakukan proses perhitungan kecepatan fluida dalam pipa dan cangkang. Jika kecepatan fluida dan kebutuhan pembuangan kalor terpenuhi, dilanjutkan dengan perhitungan kinerja yang meliputi perpindahan panas menyeluruh (U), perubahan temperatur logaritmik (ΔT_{LMTD}), kemampuan perpindahan panas ($Q_{REJECTION}$), kalor yang dibuang fluida panas (Q_{HOT}), dan kalor yang diserap fluida dingin (Q_{COLD}). Namun jika kecepatan fluida di dalam pipa dan cangkang tidak terpenuhi, maka dilakukan lagi *trial and error* dimensi alat penukar kalor.

Perhitungan Guentner

Perhitungan guentner digunakan untuk desain penukar panas tipe compact, dimana data input adalah temperatur dan laju masa fluida panas dan dingin. Data pembanding yang digunakan adalah water cooler high temperature mesin SDW 6TM410RR, pemilihan ini karena panas dibuang dan konduktivitas termal fluida hampir sama dengan *air cooler* Saguling.

Hasil Dan Pembahasan

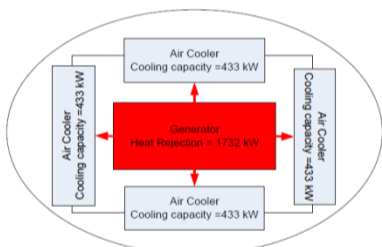
Analisa pengaruh konduktivitas termal bahan pipa akan dibahas dengan tiga metode dan tiga kondisi yang berbeda. Metode pertama menggunakan Perhitungan persamaan dasar pindah panas dan data input air cooler generator saguling. Metode kedua menggunakan Perhitungan shell and tube dan data input oil cooler kayu merah. Metode tiga menggunakan metode Perhitungan quentner dan data input cooler low temperature mesin SDW 6TM 410RR.

Perhitungan Sederhana

Cominyak pelumasng Sistem Air Cooler Generator PLTA Saguling.

Cominyak pelumasng System Performance:

1. Power output gen.= 175 MW
2. Heat rejection gen.= 1732kW
3. Air inlet temp.= 65oC
4. Air outlet temp.= 41oC
5. Water inlet temp.= 30oC
6. Water outlet temp.= 34oC
7. Toal water flowrate =12500 liter/min



Gambar 2. Diagram alir perancangan dengan metode Kern

Batasan Analisis:

Original Engineering	Reverse Engineering
Dimensi <i>Oil Cooler</i> Tetap	
Alumunium Sirip	
Pipa CuNi	Pipa AISI 304

Tabel 1 Dimensi *Air Cooler Generator* PLTA Saguling

Description	CuNi (90-10)	AISI 304
Outter diameter of pipa (OD), mm	15.875	15.875
Thickness (t), mm	1	1
Inner diameter of pipa (ID), mm	13.875	13.875
Pipa length (lt), mm	2300	2300
Number of pipa per cooler, pcs	180	180
Conduktivity of pipa, W/m K	39.78	14.9
Number of pass	1	1
Sirip per inchi	12	12
Sirip thickness, mm	0.15	0.15
Sirip length, mm	1370	1370
Sirip width, mm	175	175
Number of sirip per cooler, pcs	1087	1087

Berdasarkan metode Perhitungan sederhana seperti yang ditunjukkan Tabel 2, dengan menggunakan persamaan dasar pindah panas, pergantian pipa CuNi dengan pipa AISI 304

menyebabkan perubahan konduktivitas termal di sisi sirip dari 337 180.9 W/ oC menjadi 126 549 W/moC menyebabkan penurunan U dari 48.45 W/m2oC menjadi 48.33 W/m2 oC, sehingga cominyak pelumasng capacity cooler berkurang sebesar 0,24%.

Tabel 2 Penurunan kapasitas pendingin

URAIAN	CuNi (90-10)	AISI 304
Pelepasan kalor di sisi air Qcold, kW	433	433
Laju aliran massa udara, kg/s	18	18
Heat rejection air side, Qhot, kW	433	433
ΔT_{LMTD} , oC	19.3	19.3
Kecepatan aliran air v_{water} , m/s	1.0	1.0
Bilangan Reynold	16680.8	16680.8
Faktor gesekan pipa	0.0069	0.0069
Nu di sisi pipa	117.8	117.8
Konduktivitas termal sisi pipa h_i , W/m ² oC	337860.4	126549.0
Konduktivitas termal sisi sirip h_o , W/m ² oC	48.52	48.52
Konduktivitas termal menyeluruh U, W/m ² oC	48.45	48.33
Kapasitas pendinginan minyak pelumas Q, kW	433	432
Penurunan kapasitas pendinginan	0,24 %	

Perhitungan Shell and tube

Tabel 3 Data oil cooler SWD 6TM 410 RR

URAIAN	CuNi 90-10	SUS 304
ΔT_{LMTD} , oC	13.28	13.28
Konduktivitas termal menyeluruh U, W/m ² oC	291	287.2
Total luas permukaan sentuh, m2	59.53	59.53
Pelepasan kalor di sisi panas, Q, kW	305	305
Kapasitas pendinginan Q, kW	460	454
Penurunan kapsitas pendinginan	1,30 %	

Berdasarkan metode Perhitungan shell and tube dengan menggunakan metode Kern, pergantian pipa CuNi dengan pipa AISI 304 menyebabkan penurunan U dari 291 W/m2oC menjadi 287.2W/m2 oC, sehingga cominyak pelumasng capacity cooler berkurang sebesar 1.30%.

Perhitungan Guentner

Tabel 4 Data Pendingin air SWD 6TM410 RR

Pipa	Cu	SUS 304
Sirip	Al	Al
ΔT_{LMTD} , oC	21.03	21.03
Konduktivitas termal menyeluruh U, W/m ² oC	45.56	44.86
Total lua permukaan sentuh m ²	630	630
Pelepasan kalor di sisi panas Qhot, kW	510	510
Kapasitas pendinginan Q, kW	603.62	594.35
Penurunan kapsitas pendinginan	1,54 %	

Analisis Tiga Metode

Tabel 5 Hasil perbandingan Tiga Metode Analisis

Metode	Perhitungan Sederhana	Perhitungan shell and tube	Perhitungan Guentner
ΔQ (%)	0.24	1.34	1.54
Q_{hot} (kW)	433	305	510
Q_{he} (kW)	433	460	603.62
Q_{he}/Q_{hot} (%)	100.00	150.82	118.36
Q'_{he} (kW)	432	454	594.35
Q'_{he}/Q_{hot} (%)	99.76	148.85	116.54

Berdasarkan ketiga metode, penurunan cominyak pelumasng capacity cooler antara 0.24% sampai 1.54% untuk mengatasi penurunan tertinggi, direkomendasikan perluasan permukaan sentuh air cooler PLTA Saguling ditambah sebesar 20%, hasil perhitungannya ditunjukkan pada Tabel 6.

Tabel 6. Tabel hasil perhitungan

URAIAN	CuNi 90-10
Kecepatan laju aliran air, V_{water} , m/s	1.0
$\Delta TLMTD$, oC	19.3
Konduktivitas termal menyeluruh U, W/m ² oC	48.45
Total luas permukaan sentuh, m ²	462.82
Pelepasan kalor di sisi panas, Q, kW	433
Kapasitas pendinginan Q, kW	433

Penambahan luas permukaan sentuh sebesar 20% menyebabkan penurunan laju air dari 1 m/s menjadi 0.8 m/s dan peningkatan dari 433 kW menjadi 518 kW.

Kesimpulan

Analisa pengaruh konduktivitas termal bahan pipa akan dibahas dengan tiga metode dan tiga kondisi yang berbeda. Metode pertama menggunakan perhitungan persamaan dasar pindah panas dan data input *air cooler generator* PLTA Saguling. Metode kedua menggunakan perhitungan *shell and tube* dan data *oil cooler* SWD 6TM 410RR Kayu Merah. Metode tiga menggunakan metode perhitungan Guentner dan data *water cooler* mesin SDW 6TM 410RR. Berdasarkan metode perhitungan sederhana dengan menggunakan persamaan dasar pindah panas, pergantian pipa CuNi dengan pipa AISI 304 menyebabkan perubahan konduktivitas termal di sisi sirip dari 337180.9 W/m oC menjadi 126549 W/m oC, sehingga menyebabkan penurunan U dari 48.45 W/m² °C menjadi 48.33 W/m² oC, sehingga kapasitas pendinginan berkurang sebesar 0.24%. Berdasarkan metode perhitungan *shell and tube* dengan menggunakan metode Kern, pergantian pipa CuNi (90-10) dengan pipa AISI 304 menyebabkan penurunan U dari 291 W/m²oC menjadi 287.2W/m² oC, sehingga kapasitas pendinginan berkurang sebesar 1.30%. Berdasarkan metode perhitungan *shell and tube* dengan menggunakan metode Kern,

pergantian pipa CuNi (90-10) dengan pipa AISI 304 menyebabkan penurunan U dari 45.56 W/m²oC menjadi 44.86 /m² oC, sehingga kapasitas pendinginan berkurang sebesar 1.54%. Berdasarkan ketiga metode, penurunan kapasitas pendinginan *cooler* antara 0.24% sampai 1.54% untuk mengatasi penurunan tertinggi, direkomendasikan perluasan permukaan sentuh *air cooler generator* PLTA Saguling ditambah 20%, Penambahan luas permukaan sentuh sebesar 20% tersebut akan menyebabkan penurunan laju air dari 1 m/s menjadi 0.8 m/s dan peningkatan kapasitas pendinginan dari 433 kW menjadi 518 kW.

Daftar Notasi

- P : Headloss (Bar)
- T : Perubahan temperatur (oC)
- $TLMTD$: Log perubahan temperatur (oC)
- μb : Viscositas pada temperatur rata-rata minyak pelumas (kg/m s)
- w : Viscositas pada temperatur film (kg/m s)
- A : Luas permukaan sentuh (m²)
- cp : Kalor jenis (J/kg oC)
- De : Diameter equivalent (m)
- di : Diameter dalam pipa (m)
- do : Diameter luar pipa (m)
- Ds : Diameter cangkang (m)
- F : Friction factor
- Gs : Laju masa per luas (kg/m² s)
- H : Koefisien pindah panas di sisi pipa (W/m² oC)
- ho : Koefisien pindah panas di sisi cangkang (W/m² oC)
- k : Konduktivitas pipa (W/m oC)
- m : laju masa (kg/s)
- Nb : Jumlah baffle
- Q : Heat rejection (kW)
- Q_{he} : Heat rejection penukar kalor pipa CuNi
- Q'_{he} : Heat rejection penukar kalor pipa SUS 304
- ri : Jari-jari dalam pipa (m)
- ro : Jari-jari luar pipa (m)
- $T_{c,i}$: Temperatur air masuk (oC)
- $T_{c,o}$: Temperatur air keluar (oC)
- $T_{h,i}$: Temperatur minyak pelumas masuk (oC)
- $T_{h,o}$: Temperatur minyak pelumas keluar (oC)
- U : Pindah panas total (W/m² oC)
- ρ : massa jenis (kg/m³)

Daftar Pustaka

- Bejan A, Tsatsaronis G, Moran M. 1996. *Thermal design and Optimazation*. New York: John Willey and Son, Inc.
- Boehm, R.F. 1987. *Design of Analysis of Thermal System*. New York: John Wiley and Sons.
- Bird RB, Stewart WE, Lightfoot EN. 1994. *Transport phenomena*. Singapore: John Willey and Son Inc.
- Cengel YA. 2003. *Heat transfer a practical approach*. Second Edition. Singapore: Mc Graw Hill.

- Cengel YA, Boles MA. 2006. *Thermodynamics an engineering approach*. Fifth Edition in SI Unit. Singapore: Mc Graw Hill.
- Moran JM, Shapiro NH. 1988. *Fundamental of Engineering Thermodynamics*. New York: John Willey and Son, Inc.
- Perry Robert H. and Chilton Cecil H. 1973. *Chemical Engineers Handbooks*. McGraw-Hill Kogakusha, Ltd, Tokyo.
- Stocker WF. 1989. *Design of thermal system*. New York. McGraw-Hill, Inc.
- Suresh MVJJ, Reddy KS, Ajit Komar Kolar. 2006. *Energy and Exergy based Thermodynamics Analysis of 62.5 MW Coal-Based Thermal Power Plants – A Case Study*. Indian Institut of Technology Madras Chennai, India.
- Suryanarayana NV, Arici Oner. 2003. *Design and simulation of thermal system*. New York: Mc Graw-Hill Higher Education