

## Perancangan Ulang pada *Oil Cooler* Menggunakan Metode Kern untuk Peningkatan Kapasitas Pendinginan dan Efisiensi Biaya OEM di PLTU Bukit Asam

Yogi Sirodz Gaos<sup>1,2</sup>, Candra Damis Widiawati<sup>2</sup>

<sup>1</sup>*Engineering Development for Energy Conversion and Conservation (EDfEC)  
Research Laboratory*

Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Ibn Khaldun Bogor  
Jalan KH. Sholeh Iskandar KM.2 Bogor 16162  
[yogisirodz@gmail.com](mailto:yogisirodz@gmail.com)

<sup>2</sup>PT. Intan Prima Kalorindo  
Jalan Tekno Raya, Blok 1F Kawasan Industri Jababeka III  
Cikarang Bekasi 17530

### Abstrak

Alat penukar kalor (*heat exchanger*) adalah peralatan yang digunakan untuk mengalirkan energi kalor dari fluida panas ke fluida dingin baik melalui media padat dan cair serta kontak langsung. Alat penukar kalor sering digunakan di banyak industri atau pembangkit, yang menggunakan kalor sebagai sumber kerjanya. Unjuk kerja sebuah alat penukar kalor sangat ditentukan oleh efektivitas dan efisiensinya, dikarenakan temperatur yang akan dipindahkan dari fluida panas ke fluida dingin atau sebaliknya baik pada proses pemanasan ataupun proses pendinginan akan menentukan besar energi yang akan dipindahkannya. Kondisi tersebut juga akan tergantung kepada faktor sifat fisik fluida penghantar, geometri, material, dan laju aliran. Perancangan ulang (*ulang engineering*) umumnya dilakukan oleh pengguna untuk meningkatkan efektivitas dan efisiensi dari alat penukar kalor. Tipe *shell and tube* adalah salah satu tipe dari alat penukar kalor yang paling umum yang digunakan dalam sistem pembangkit listrik, industri pertambangan dan pabrikaan, serta sektor lainnya. Parameter yang paling penting dalam menentukan rancangan sebuah alat penukar kalor tipe *shell and tube* adalah faktor besaran luas permukaan, fenomena aliran dan faktor penurunan tekanan atau rugi tekanan (*pressure drop*). Efektivitas perpindahan kalor dalam sistem dipengaruhi oleh ketiga parameter tersebut. Luas permukaan optimum untuk alat penukar kalor tipe *shell and tube* diperoleh dengan menggunakan metode Kern dan Taguchi. Oli digunakan sebagai fluida panas, sedangkan air digunakan sebagai fluida dingin. Oli mengalir dalam *shell* dan air mengalir dalam *tube* dengan dua lintasan (*two pass heat exchanger*) dimana tipe *shell and tube* ini telah yang dipasang di PLTU Bukit Asam. Diameter dalam *shell* berukuran 420 mm, pada bagian *tube* berdiameter luar (OD) 13 mm, dengan ketebalan (t) sebesar 1,2 mm, dan panjang (L) sebesar 3556 mm, berjumlah 412 buah *tube*. Pengujian unjuk kinerja *heat exchanger* pada beban turbin generator 62,3 MW memperoleh hasil sebagai berikut; temperatur air masuk 38 °C dan temperatur air keluar 44 °C, temperatur oli masuk 62 °C dan temperatur oli keluar 47,7 °C dengan laju aliran massa 13,41 kg/s, dan  $\Delta T_{LMTD}$  sebesar 13,28 °C.

**Kata-kata kunci:** fluida, temperatur, efisiensi, shell and tube.

### 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*. Pada jenis cangkang dan pipa (*shell and tube*) perpindahan panas terjadi di permukaan pipa dimana medium yang cenderung korosif mengalir di dalam pipa.

Dua hal yang sangat mempengaruhi kinerja alat penukar kalor adalah kinerja fluida dan dimensi. Kinerja fluida meliputi perpindahan panas menyeluruh, sedangkan dimensi meliputi luas permukaan sentuh dan *pressure drop* (Bejan A, etal. 1996) yang diizinkan. Optimasi kinerja fluida (Stocker WF. 1989) dan dimensi ditentukan dengan menggunakan metode Kern.

**Skema Numerik**

Secara garis besar, optimasi kinerja fluida dan dimensi alat penukar kalor dikembangkan berdasarkan metode Kern (Kern DQ, 1965) yang menggunakan prinsip keseimbangan energi, yaitu energi panas yang dilepas sama dengan energi panas yang diserap. Persamaan-persamaan yang berkaitan antara lain (Cengel YA. 2003), (Cengel YA, etal. 2006), (Moran JM, etal. 1988):

Laju energi termal yang dipindahkan melalui fluida dingin maupun melalui fluida panas, ditunjukkan pada persamaan (1).

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

Laju energi termal yang dipindahkan sesuai kinerja alat penukar kalor, ditunjukkan pada persamaan (2).

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

Koefisien perpindahan kalor menyeluruh , ditunjukkan pada persamaan (3).

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

Penurunan tekanan fluida kerja karena hambatan dinding pipa bagian dalam dan luar, ditunjukkan pada persamaan (4).

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

Perubahan suhu rata-rata logaritmik , ditunjukkan pada persamaan (5).

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

Bilangan Reynold, ditunjukkan pada persamaan (6).

$$Re_t = \frac{\rho_t v_t d_i}{\mu_t} \dots\dots\dots(6)$$

Faktor gesekan, ditunjukkan pada persamaan (7).

$$f = (1.58 \ln Re_t - 3.28)^{-2} \dots\dots\dots(7)$$

Bilangan Nusselt, ditunjukkan pada persamaan (8).

$$Nu_t = \frac{(f/2) Re_t Pr_t}{1.07 + 12.7(f/2)^{1/2} (Pr_t^{2/3} - 1)} \dots\dots\dots(8)$$

Koefisien perpindahan panas, ditunjukkan pada persamaan (9).

$$h_i = \frac{Nu_t k_t}{d_i} \dots\dots\dots(9)$$

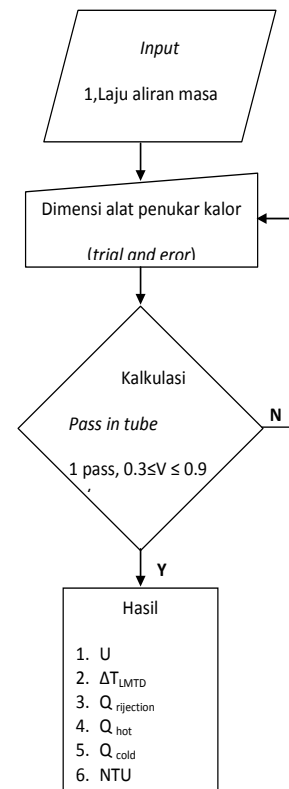
Tube pitch ratio, ditunjukkan pada persamaan (10).

$$PR = \frac{P_t}{d_o} \dots\dots\dots(10)$$

Diameter dinding sheel bagian dalam, ditunjukkan pada persamaan (11).

$$Ds = 0.637 \sqrt{\frac{CL A_o (PR)^2 d_o}{CTP L}} \dots\dots\dots(11)$$

Metode optimasi Kern pada penelitian ini menggunakan prinsip *trial and error*, yang ditunjukkan pada Gambar 1.



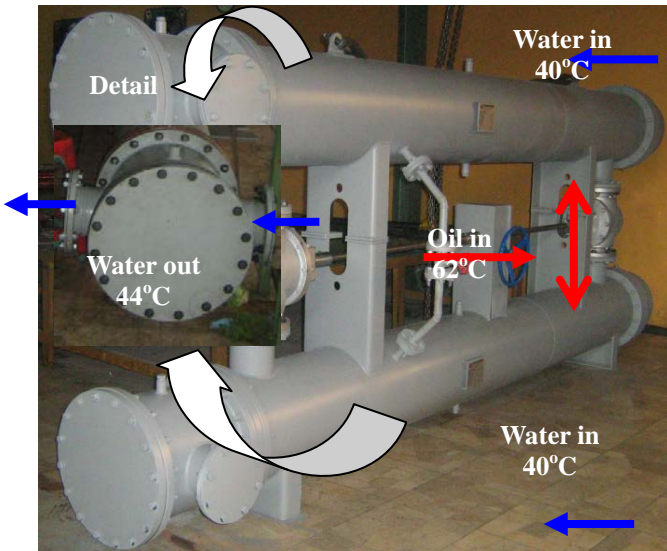
**Gambar 1.** Diagram alir penelitian dengan metode Kern.

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 suhu logaritmik ( $\Delta T_{LMTD}$ ), 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 eror* dimensi alat penukar kalor.

**Hasil dan Pembahasan**

Alat penukar kalor yang terpasang di PLTU Bukit Asam, Sumatera Selatan berjenis cangkang dan pipa, dimana cangkang hanya memiliki satu aliran sedangkan pipa memiliki dua aliran (*two pass heat exchanger*). Air mengalir melalui pipa, sedangkan oli mengalir dalam cangkang, dengan dimensi 420mm diameter dalam cangkang, diameter luar pipa 13mm, tebal pipa 1.2mm, panjang pipa 3556mm, dan jumlah pipa 412. Skema alat penukar kalor tersaji pada Gambar 2.

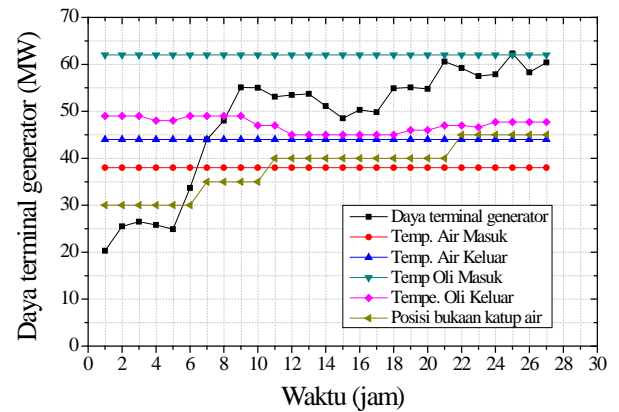


**Gambar 2.** Skema alat penukar kalor.

Alat penukar kalor disusun secara paralel, sehingga masing-masing mampu bekerja secara independen. Hal ini dilakukan untuk memenuhi tingkat keandalan maksimum dengan desain 2 x 100% kapasitas dan dengan mengurangi laju aliran masa sehingga *pressure drop* di sisi oli rendah. Suhu air masuk 40°C dan keluar 44°C, sedangkan suhu oli masuk 62°C dan suhu oli keluar 50°C. Berdasarkan data rancangan kinerja alat penukar kalor sebagai berikut: kapasitas pendinginan alat penukar kalor 506.9 kW, perubahan suhu 13.28°C, perpindahan panas menyeluruh 638.4 W/m<sup>2</sup>K, kecepatan air 1.28 m/s, aliran air turbulen dengan bilangan Reynold 19404.07, aliran oli laminar dengan bilangan Reynold 89.60, *pressure drop inside shell* (oli) 0.037 bar, *effectiveness* 18.87%, NTU 21.51%, dan efisiensi eksergi 76.41%. Maka

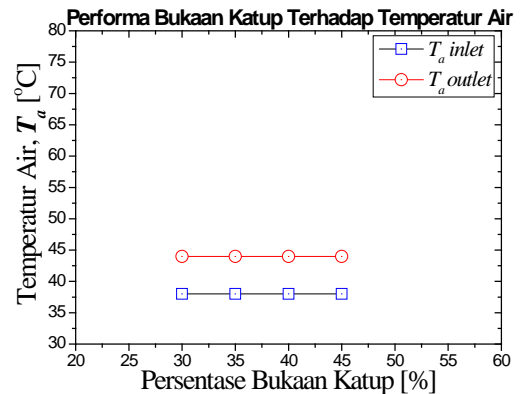
dilakukan pengukuran-pengukuran parameter tersebut pada komisioning.

Komisioning dilakukan selama 27 jam kontinu tanpa berhenti sela, dimana dilakukan pengukuran suhu secara periodik dan pengaturan pembukaan katup air. Kinerja komisioning alat penukar kalor tersaji pada grafik dan perbandingan kinerja aktual desain original dengan desain ulang yang ditunjukkan pada Gambar 3.

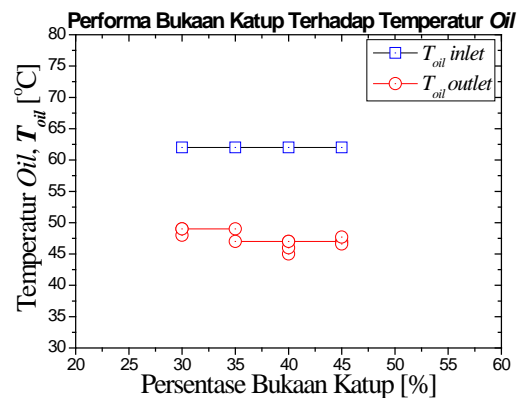


**Gambar 3.** Data komisioning

Persentase bukaan katup untuk air dan oli ditunjukkan pada Gambar 4 dan Gambar 5.



**Gambar 4.** Persentase bukaan katup untuk air

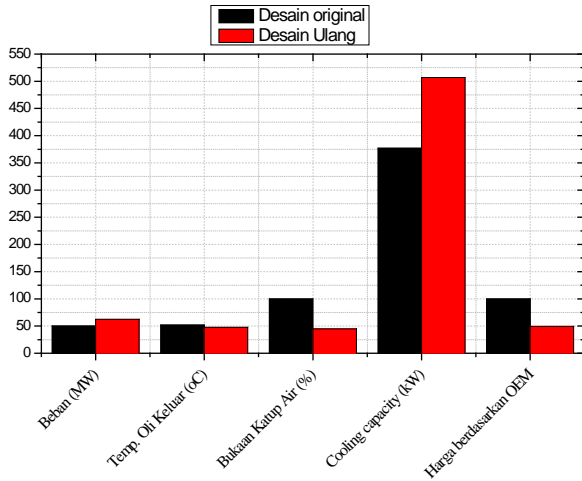


**Gambar 5.** Persentase bukaan katup untuk oil

Gambar 4 dan Gambar 5 merupakan kurva

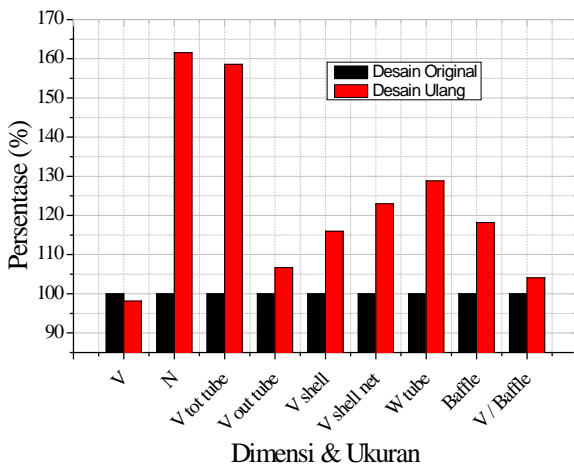
perbandingan kinerja daya dan bukaan katup terhadap perubahan temperatur masukan dan keluaran untuk sisi air dan sisi oli.

Perbandingan ukuran pipa dan cangkang *oil cooler* desain original terhadap desain ulang ditunjukkan pada Gambar 6.



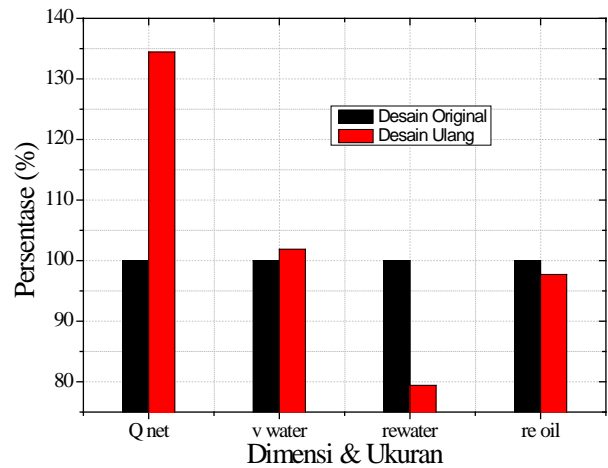
**Gambar 6.** Perbandingan ukuran utama pipa dan cangkang

Perbandingan volume pipa dan cangkang *oil cooler* desain original dan desain ulang ditunjukkan pada Gambar 7.



**Gambar 7.** Perbandingan volume pipa dan cangkang

Perbandingan geometri dan kapasitas *heat exchange oil cooler* ditunjukkan pada Gambar 8.



**Gambar 8.** Perbandingan geometri dan kapasitas *heat exchange*

Berdasarkan data komisioning, kinerja aktual alat penukar kalor lebih baik dibandingkan data rancangan. Hal ini terlihat dari pembukaan katup air yang hanya sekitar 30-45% untuk beban operasional antara 20-62 MW. Pada pembukaan katup yang kurang dari 100% menunjukkan laju masa air yang dibutuhkan oleh sistem alat penukar kalor hanya 30-45% dari data rancangan. Peningkatan kinerja aktual ini disebabkan oleh 1) jarak yang kosong antara pipa diperbesar sehingga pindah panas aktual di sisi oli lebih besar daripada rancangan 2) suhu air lebih panas 2°C (40°C) sehingga  $\Delta T_{LMN}$  meningkat dari (13.28°C menjadi 14.44°C).

Kedua faktor ini menyebabkan kapasitas pendinginan aktual lebih besar dari 506.9 kW. Hal ini dilakukan untuk mengantisipasi terjadinya *over heating* saat beban operasional berlebih akibat faktor pengotoran pipa dan kenaikan beban gesekan poros turbin.

Desain original berdimensi sebagai berikut: diameter dalam cangkang 390 mm, diameter luar pipa 16mm, tebal pipa 1.2mm, panjang pipa 3556mm, dan jumlah pipa 255 batang. Kapasitas pendingin 377.08 kW hanya mampu menurunkan suhu oli dari 62°C menjadi 50°C pada beban 50 MW dengan bukaan katup 100%. Sedangkan desain reserve berkapasitas panas 506.9 kW mampu menurunkan suhu oli dari 62°C menjadi 47.7°C pada beban 62.33 MW dengan bukaan katup 45%.

**Tabel 1** Perbandingan kinerja aktual

Uraian	Desain Original	Desain Ulang
Beban Generator, MW	50	62.33
Temperatur oli, $T_{oil}$ , °C	52	47.7
Pembukaan katup air, %	100	45
Beban Pendinginan, kW	377.08	506.90
Harga berdasarkan OEM, %	100	49.47

Peningkatan kapasitas pendinginan sebesar 34.43 % terjadi karena perubahan dimensi yang secara langsung meningkatkan kinerja alat penukar kalor seiring peningkatan kinerja fluida. Perbandingan optimasi perhitungan desain original dengan desain reserve dapat dilihat pada Tabel 1.

## Kesimpulan

*Reverse engineering* pada *oil-cooler shell and tube* mampu meningkatkan kapasitas pendinginan sebesar 34.43% dari desain original 377.08 kW menjadi actual 506.9 kW. Desain original pada beban 50 MW hanya mampu menurunkan suhu oli dari 61.2 °C menjadi 52°C. Sebaliknya desain ulang mampu menurunkan suhu oli dari 61.2°C menjadi 47.7°C pada beban 62.33 MW dengan harga 49.47% dari OEM. Secara umum peningkatan kinerja alat penukar kalor disebabkan oleh perubahan kinerja fluida dan perluasan permukaan sentuh. Dengan demikian desain *ulang* mampu meningkatkan kapasitas pendinginan dengan harga yang lebih rendah dari OEM.

## Ucapan Terima kasih

Atas kerjasama dalam melaksanakan desain ulang ini, kami mengucapkan terima kasih kepada manajemen PT Intan Prima Kalorindo yang telah melibatkan kami dalam pelaksanaan desain ulang *oil cooler* PLTU Bukit Asam.

## Nomenklatur

$\Delta P$	: Headloss (Bar)
$\Delta T$	: Perubahan suhu (°C)
$\Delta T_{LMTD}$	: Log perubahan suhu (°C)
$A$	: Luas permukaan sentuh (m <sup>2</sup> )
$C_p$	: Kalor jenis (J/kg°C)
$D_e$	: Diameter equivalent (m)
$D_i$	: Diameter dalam pipa (m)
$D_o$	: Diameter luar pipa (m)
$D_s$	: Diameter cangkang (m)
$F$	: Friction factor
$G_s$	: Laju masa per luas (kg/m <sup>2</sup> s)
$H_i$	: Koefisien pindah panas di sisi pipa (W/m <sup>2</sup> ) Koefisien pindah panas di sisi
$h_o$	: cangkang (W/m <sup>2</sup> °C) °C)
$K$	: Konduktivitas pipa (W/m °C)
$M$	: laju masa (kg/s)
$N_b$	: Jumlah baffle
$Q$	: Kalor (kW)
$R_i$	: Jari-jari dalam pipa (m)
$R_o$	: Jari-jari luar pipa (m)
$T_{c,i}$	: Suhu air masuk (°C)

$T_{c,o}$	: Suhu air keluar (°C)
$T_{h,i}$	: Suhu oli masuk (°C)
$T_{h,o}$	: Suhu oli keluar (°C)
$U$	: Pindah panas total (W/m <sup>2</sup> °C)

## Greek letters

$\mu_b$	: Viscositas pada suhu rata-rata oli (kg/m s)
$\mu_w$	: Viscositas pada suhu film (kg/m s)
$P$	: massa jenis (kg/m <sup>3</sup> )

## Subsripts

<i>OEM</i>	: Original Equipment Manufacturer
<i>temp</i>	: Temperatur

## Referensi

- Bejan A, Tsatsaronis G, Moran M. 1996. *Thermal design and Optimazation*. New York: John Willey & 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.
- Kern DQ, 1965. *Process heat transfer*. International edition, Mc Graw Hill
- Moran JM, Shapiro NH. 1988. *Fundamental of Engineering Thermodynamics*. New York: John Willey & Son, Inc.
- Stocker WF. 1989. *Design of thermal system*. New York. McGraw-Hill, Inc.