

Optimasi Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh pada Ekonomiser *Package Boiler* BBF-4101 Berdasarkan Faktor *Fouling* dan Kondisi Operasi di PT. XYZ

Imada Chrisanta¹, Jojo Sumarjo², Reza Setiawan³

^{1,2,3}Program Studi Teknik Mesin Universitas Singaperbangsa Karawang,
Jl. HS.Ronggo Waluyo, Puseurjaya, Kec. Telukjambe Tim., Kabupaten Karawang, Jawa Barat 41361

^{a)} 1610631150060@student.unsika.ac.id (corresponding author), ^{b)}jojo_sumarjo@ft.unsika.ac.id, ^{c)} reza.setiawan@staff.unsika.ac.id

Abstrak

Alat penukar kalor (APK) di industri sangatlah dibutuhkan untuk menjaga efisiensi kerja mesin. Pada dasarnya APK merupakan tempat pertukaran kalor. Pengujian sudah dilakukan selama 6 bulan pada Ekonomiser *Package Boiler* BBF-4101 saat alat ini beroperasi. Data operasi seperti temperatur inlet dan outlet, laju aliran massa fluida dingin dan fluida panas sudah terekam pada sistem DCS (*Distributed Control System*). Penurunan kinerja pada APK terjadi karena adanya pengotoran (*fouling*) permukaan dalam maupun luar pipa yang tentu menurunkan efektivitas kerja APK karena tidak dapat mentransfer panas dengan maksimal akibat faktor *fouling*. Untuk itu dihitung hambatan pengotor maksimalnya supaya dapat diestimasi penambahan hambatan pengotornya dan di buat waktu pembersihannya serta untuk mengurangi biaya pembelian APK. Dilakukan optimasi koefisien perpindahan panas APK berdasarkan data operasi yang ada di PT. XYZ. Kemudian dihitung efektivitas APK melalui perbandingan antara perpindahan kalor nyata dengan perpindahan kalor maksimum yang mungkin berdasarkan kondisi operasi yang ada. Didapat laju pertumbuhan maksimal pengotor akhirnya 0,000945 m².K/W dan didapat koefisien perpindahan panas menyeluruh akhirnya 58 W/m².K yang menurun akibat hasil optimasi koefisien perpindahan panas menyeluruh.

Kata kunci: *Optimasi U, faktor fouling, kondisi operasi*

Abstract

A heat exchanger (HEX) in industry is needed to maintain engine efficiency. In real HEX is a place for heat exchange. Testing has been carried out for 6 months on the Economiser Package Boiler BBF-4101 when this tool was operating. Data operations such as temperature entry and exit, mass flow of cold and hot fluids have been recorded in the DCS (Distributed Control System) system. The decrease in performance in HEX occurs due to fouling on the inner and outer surface of the pipe which reduces the working authority of the APK because it cannot transfer heat due to the maximum fouling factor. For this reason, the maximum impurity resistance is calculated, it can be estimated the addition of the impurity barriers and made at that time and to reduce the cost of purchasing HEX. Optimization of heat coordination HEX based on existing operating data at PT. XYZ. Continue to calculate the HEX by comparing the real heat to the maximum possible heat based on the existing operating conditions. The maximum impurity growth rate is finally 0.000945 m².K / W and the overall heat coefficient is finally 58 W/m².K which decreases due to the optimal result of the overall heat transfer.

Keywords: *Optimization U, fouling factor, operating conditions*

I. PENDAHULUAN

Ekonomiser adalah alat pemindah kalor berbentuk tubular yang digunakan untuk memanaskan air umpan boiler sebelum masuk ke steam drum. Istilah ekonomiser diambil dari kegunaan alat tersebut, yaitu untuk menghemat penggunaan bahan bakar dengan mengambil panas gas buang sebelum dibuang ke atmosfer [5]. Penurunan kinerja pada APK terjadi karena adanya pengotoran (*fouling*) permukaan dalam maupun luar pipa. Pada fluida yang mengalir membawa banyak unsur mineral yang berbeda. Dengan bertambahnya waktu pengoperasian, deposit yang ada di permukaan APK membentuk ketebalan tertentu sehingga memengaruhi tahanan termalnya. Hal ini tentu menurunkan efektivitas kerja APK karena tidak dapat mentransfer panas dengan maksimal akibat *fouling*. Untuk mengurangi biaya pembelian APK, optimasi koefisien perpindahan panas menyeluruh sangatlah efektif.

Selama pengoperasian APK maka *fouling* pasti akan muncul. Beberapa penelitian mengenai *fouling* pada alat penukar kalor telah dilakukan. [1] yang melakukan penelitian pada kebocoran pipa, APK yang beroperasi secara terus menerus semakin menurun kapasitas temperaturnya, faktor *fouling*nya pun meningkat dengan diikuti meningkatnya tahanan panas yang terdapat pada APK. Beberapa faktor lain di sebutkan oleh [2], bahwa penambahan hambatan pengotor pada APK disebabkan karena adanya faktor *fouling* dari fluida (air) pendingin, yang hanya menggunakan air tanah biasa, tanpa perlakuan khusus disamping adanya pengotoran dari lingkungan sekitar lokasi. Adanya sambungan las pada APK memengaruhi laju pengotor tetapi tidak terlalu signifikan, karena material yang digunakan tahan terhadap pengotoran dalam jangka waktu yang cukup lama [3]. Sedangkan seringnya dilakukannya pembersihan dari pada seharusnya (tidak sesuai dengan

spesifikasi dari alat tersebut) mengakibatkan efisiensi waktu menurun dan biaya perawatan meningkat [4]. Peningkatan biaya tersebut adalah dalam bentuk peningkatan biaya pokok pembuatan (fabrikasi), peningkatan biaya perawatan (maintenance), kerugian produksi, dan kerugian energi [6]. Maka dari itu, perlu dilakukan penelitian guna memprediksi material endapan pada APK sehingga dapat dihitung koefisien perpindahan panas menyeluruhnya.

II. LANDASAN TEORI

A. Ekonomiser

Ekonomiser adalah penukar kalor yang menaikkan temperatur air yang keluar dari pemanas air umpan yang tekanannya paling tinggi sampai ke suhu jenuh yang sesuai dengan tekanan ketel-uap (boiler). Pemanasan ini dilakukan oleh gas yang keluar dari pemanas lanjut atau pemanas ulang yang terakhir. Gas itu, yang suhunya cukup tinggi untuk memberikan kalor ke pemanas lanjut atau pemanas ulang, masuk ke ekonomisator pada 700 sampai 1000°F sebagian energinya digunakan untuk memanaskan air umpan.

Ekonomisator ada yang menggunakan pipa biasa atau pipa yang permukaannya diperluas. Pipa yang permukaannya diperluas dengan sirip atau studi mempunyai karakteristik perpindahan kalor lebih tinggi dan memerlukan ruang lebih kecil. Secara keseluruhan, biaya investasinya lebih rendah. Akan tetapi, jenis ini hanya cocok untuk bahan bakar gas yang bersih dan dalam situasi yang tidak menggunakan pemanas awal udara.

Ekonomisator pada umumnya ditempatkan diantara pemanas lanjut atau pemanas ulang yang terakhir dan pemanas awal udara. Kadang-kadang, ekonomisator bertemperatur rendah ditempatkan sesudah pemanas awal udara. Ekonomisator seperti itu disebut pendingin cerobong dan berfungsi sebagai pemanas air umpan tekanan rendah. Hanya, medium pemansnya disini adalah gas buang dan bukan uap yang dibocorkan dari turbin [8].

B. Laju Perpindahan Panas

Variasi temperatur pada proses perpindahan panas fluida ke fluida biasa bergantung pada susunan jalur aliran. Pada hukum pertama termodinamika untuk sistem terbuka, pada kondisi tetap, aliran tetap, dengan energi potensial dan kinetik diabaikan, perpindahan panasnya menjadi [9]:

$$Q_h = (\dot{m} \cdot c_p)_h (T_{h1} - T_{h2}) \quad (1)$$

$$Q_c = (\dot{m} \cdot c_p)_c (T_{c2} - T_{c1}) \quad (2)$$

Beban termal atau laju perpindahan energi panas di dalam alat penukar kalor, apabila APK dianggap adiabatik, besarnya sama dengan laju energi panas yang dilepaskan oleh aliran fluida panas, Q_h atau sama dengan laju energi panas yang diterima oleh aliran fluida pendingin, Q_c . h dan c menandakan aliran *hot* (panas) dan *cold* (dingin).

C. Metode LMTD

Perbedaan temperatur pada fluida bervariasi dengan posisi aliran pada penukar kalor. Oleh sebab itu, sangat penting untuk menentukan nilai rata-rata yang tepat dari perbedaan temperatur antara aliran panas dan dingin seperti pada total perpindahan panas antara fluida yang dapat ditentukan dari:

$$Q = U \cdot A \cdot \text{LMTD} \quad (3)$$

Dimana, U adalah koefisien perpindahan panas menyeluruh, A adalah luas perpindahan panas APK atau melalui persamaan:

$$A_{\text{total}} = \pi \cdot d_o \cdot L \cdot N \quad (4)$$

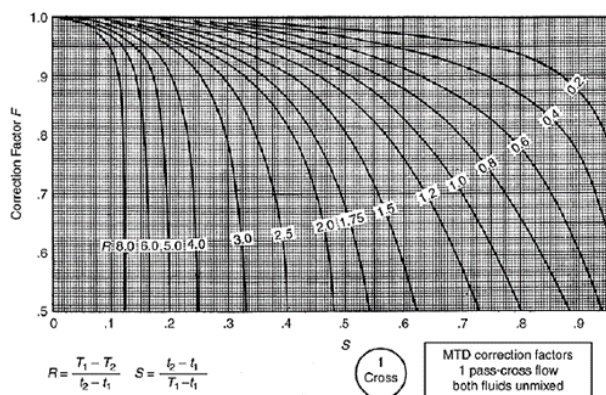
dimana d_o diameter luar pipa, L merupakan panjang pipa dan N adalah jumlah pipa.

Sedangkan, LMTD (*Log Mean Temperature Difference*) ialah perbedaan temperatur rata-rata antara fluida panas dan dingin pada seluruh panjang penukar kalor. Nilai LMTD di evaluasi berdasarkan konfigurasi beda temperatur rata-rata logaritmik ΔT_m , dengan pertimbangan nilai faktor koreksi F .

$$\Delta T_m = (\Delta T_1 - \Delta T_2) / \ln (\Delta T_1 / \Delta T_2) \quad (5)$$

Pada aliran fluida *counter flow* (berlawanan), konfigurasi ΔT_m berbeda dengan aliran lainnya. ΔT_1 merupakan beda temperatur fluida panas masuk APK dengan temperatur fluida dingin keluar APK dan ΔT_2 adalah beda temperatur fluida panas keluar APK dengan temperatur fluida dingin masuk APK. Sedangkan faktor koreksi merupakan bilangan tidak berdimensi yang bergantung pada nilai P (efektivitas udara) dan R (rasio kapasitas panas).

$$\text{LMTD} = F \cdot \Delta T_m \quad (6)$$



Gambar 1. Faktor koreksi untuk aliran cross flow 1 pass shell [10]

C. Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh (U)
C.1. Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas
Konveksi Aliran Fluida pada Pipa

Besarnya koefisien perpindahan panas konveksi aliran fluida di dalam pipa, h_i dapat diperoleh melalui persamaan empirik yang berbentuk bilangan Nusselt, Nu seperti pada gambar berikut [9].

Correlation	Geometry	Conditions ^b
$\delta = 5x Re_c^{-1/2}$ (7.17)	Flat plate	Laminar, T_f
$C_{fx} = 0.664 Re_x^{-1/2}$ (7.18)	Flat plate	Laminar, local, T_f
$Nu_x = 0.332 Re_x^{1/2} Pr^{1/3}$ (7.21)	Flat plate	Laminar, local, T_f , $Pr \geq 0.6$
$\delta_t = \delta Pr^{-1/3}$ (7.22)	Flat plate	Laminar, T_f
$\bar{C}_{fx} = 1.328 Re_x^{-1/2}$ (7.24)	Flat plate	Laminar, average, T_f
$\bar{Nu}_x = 0.664 Re_x^{1/2} Pr^{1/3}$ (7.25)	Flat plate	Laminar, average, T_f , $Pr \geq 0.6$
$Nu_x = 0.564 Pe_x^{1/2}$ (7.26)	Flat plate	Laminar, local, T_f , $Re_x \leq 0.05$, $Pe_x \geq 100$
$C_{fx} = 0.0592 Re_x^{-1/2}$ (7.28)	Flat plate	Turbulent, local, T_f , $Re_x \leq 10^8$
$\delta = 0.37x Re_x^{-1/4}$ (7.29)	Flat plate	Turbulent, T_f , $Re_x \leq 10^8$
$Nu_x = 0.0296 Re_x^{1/2} Pr^{1/3}$ (7.30)	Flat plate	Turbulent, local, T_f , $Re_x \leq 10^8$, $0.6 \leq Pr \leq 60$
$\bar{C}_{fx} = 0.074 Re_x^{-1/2} - 1742 Re_x^{-1}$ (7.33)	Flat plate	Mixed, average, T_f , $Re_x \leq 5 \times 10^8$, $Re_x \leq 10^8$
$\bar{Nu}_x = (0.037 Re_x^{1/4} - 871) Pr^{1/3}$ (7.31)	Flat plate	Mixed, average, T_f , $Re_x \leq 5 \times 10^8$, $Re_x \leq 10^8$, $0.6 \leq Pr \leq 60$
$\bar{Nu}_D = C Re_D^m Pr^n$ (Table 7.2)	Cylinder	Average, T_s , $0.4 \leq Re_D \leq 4 \times 10^5$, $Pr \geq 0.7$
$\bar{Nu}_D = C Re_D^m Pr^n (Pr/Pr_s)^{1/4}$ (Table 7.4)	Cylinder	Average, T_s , $1 \leq Re_D \leq 10^6$, $0.7 \leq Pr \leq 500$
$\bar{Nu}_D = 0.3 + [0.62 Re_D^{1/2} Pr^{1/3} \times [1 + (0.4/Pr)^{1/4}] \times [1 + (Re_D/282,000)^{5/8}]^{4/5}]$ (7.46)	Cylinder	Average, T_s , Re_D , $Pr \geq 0.2$
$\bar{Nu}_D = 2 + (0.4 Re_D^{1/2} + 0.06 Re_D^{1/3}) Pr^{1/4} \times [1 + (\mu/\mu_s)^{1/4}]$ (7.48)	Sphere	Average, T_s , $3.5 \leq Re_D \leq 7.6 \times 10^4$, $0.71 \leq Pr \leq 380$, $1.0 \leq (\mu/\mu_s) \leq 3.2$
$\bar{Nu}_D = 2 + 0.6 Re_D^{1/2} Pr^{1/3}$ (7.49)	Falling drop	Average, T_s

Gambar 2. Bilangan Nusselt aliran internal [11]

Correlation	Conditions
$f = 64/Re_D$ (8.19)	Laminar, fully developed
$Nu_D = 4.36$ (8.53)	Laminar, fully developed, uniform q_w'
$Nu_D = 3.66$ (8.55)	Laminar, fully developed, uniform T_s
$\bar{Nu}_D = 3.66 + \frac{0.0668 Gz_D}{1 + 0.04 Gz_D^{1/4}}$ (8.57)	Laminar, thermal entry (or combined entry with $Pr \geq 5$), uniform T_s , $Gz_D = (D/x) Re_D Pr$
$\bar{Nu}_D = \frac{3.66 + 0.0499 Gz_D \tanh(Gz_D)}{\tanh[2.264 Gz_D^{1/4} + 1.7 Gz_D^{1/8} + 0.0499 Gz_D \tanh(Gz_D)]}$ (8.58)	Laminar, combined entry, $Pr \geq 0.1$, uniform T_s , $Gz_D = (D/x) Re_D Pr$
$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 \log \left[\frac{e/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re_D \sqrt{f}} \right]$ (8.20) ^a	Turbulent, fully developed
$f = (0.790 \ln Re_D - 1.64)^{-2}$ (8.21) ^a	Turbulent, fully developed, smooth walls, $3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$
$Nu_D = 0.023 Re_D^{0.8} Pr^n$ (8.60) ^a	Turbulent, fully developed, $0.6 \leq Pr \leq 160$, $Re_D \geq 10,000$, $(L/D) \geq 10$, $n = 0.4$ for $T_s > T_m$ and $n = 0.3$ for $T_s < T_m$
$Nu_D = 0.027 Re_D^{0.8} Pr^{1/4} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$ (8.61) ^a	Turbulent, fully developed, $0.7 \leq Pr \leq 16,700$, $Re_D \geq 10,000$, $L/D \geq 10$
$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000) Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{1/3} - 1)}$ (8.62) ^a	Turbulent, fully developed, $0.5 \leq Pr \leq 2000$, $3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$, $(L/D) \geq 10$
$Nu_D = 4.82 + 0.0185(Re_D Pr)^{0.827}$ (8.64)	Liquid metals, turbulent, fully developed, uniform q_w' , $3.6 \times 10^3 \leq Re_D \leq 9.05 \times 10^5$, $3 \times 10^{-3} \leq Pr \leq 5 \times 10^{-2}$, $10^4 \leq Re_D Pr \leq 10^7$
$Nu_D = 5.0 + 0.025(Re_D Pr)^{0.8}$ (8.65)	Liquid metals, turbulent, fully developed, uniform T_s , $Re_D Pr \geq 100$

Gambar 3. Bilangan Nusselt aliran eksternal [11]

Bilangan Reynold, Re, diberikan oleh persamaan:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d}{\mu} \quad (7)$$

Dimana, v ialah kecepatan rata-rata aliran fluida, ρ ialah massa jenis fluida, μ merupakan viskositas dinamik fluida. Sedangkan bilangan Prandtl, Pr, diberikan oleh persamaan:

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{k} \quad (8)$$

c_p adalah konstanta panas fluida pada tekanan konstan. Maka, koefisien perpindahan panas konveksinya didapat melalui persamaan:

$$h = \frac{Nu \cdot k_f}{d} \quad (10)$$

Pada persamaan tersebut parameter-parameternya menyesuaikan aliran yang dievaluasi. Jika, koefisien perpindahan panas konveksi internal pipa (*tube*) maka nilai Nu, koefisien perpindahan panas konduksi fluida (k_f) dan diameter (d) ditinjau berdasarkan aliran dalam pipa.

C.2. Tahanan termal pengotoran permukaan perpindahan panas di dalam APK

Kebanyakan permukaan APK cenderung memperoleh tambahan hambatan transfer panas yang disebut hambatan fouling, R_f . Nilai itu bergantung pada jenis fluida (ditunjukkan pada Gambar 4 dan Gambar 5), kecepatan fluida, jenis permukaan dan panjang APK. Hambatan termal total (dalam dan luar pipa) ditunjukkan sebagai:

$$R_t = \frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + R_w + \frac{R_{fi}}{A_i} + \frac{R_{fo}}{A_o} + \frac{1}{A_o \cdot h_o} \quad (11)$$

Industrial Fluids	R_f (m ² · K/W)
<i>Oils</i>	
Fuel oil no. 2	0.000352
Fuel oil no. 6	0.000881
Transformer oil	0.000176
Engine lube oil	0.000176
Quench oil	0.000705
<i>Gases and Vapors</i>	
Manufactured gas	0.001761
Engine exhaust gas	0.001761
Steam (nonoil bearing)	0.000088
Exhaust steam (oil bearing)	0.000264–0.000352
Refrigerant vapors (oil bearing)	0.000352
Compressed air	0.000176
Ammonia vapor	0.000176
CO ₂ vapor	0.000176
Chlorine vapor	0.000352
Coal flue gas	0.001761
Natural gas flue gas	0.000881

Gambar 4. Desain hambatan pengotor TEMA untuk fluida industri [9]

Temperature of Water Velocity (m/s)	Up to 115°C 50°C		R_f (m ² · K/W) 115°C to 205°C Over 50°C	
	0.9 and Less	Over 0.9	0.9 and Less	Over 0.9
350.000176	0.000528	0.000352	Cooling tower and artificial spray pond	Treated make up 0.052
Cooling tower and artificial spray pond				
Treated make up	0.000176	0.000176	0.000352	0.000352
Untreated	0.000528	0.000528	0.000881	0.000705
City or well water	0.000176	0.000176	0.000352	0.000352
River water				
Minimum	0.000352	0.000176	0.000528	0.000352
Average	0.000528	0.000352	0.000705	0.000528
Muddy or silty	0.000528	0.000352	0.000705	0.000528
Hard (over 15 grains/gal)	0.000528	0.000528	0.000881	0.000881
Engine jacket	0.000176	0.000176	0.000176	0.000176
Distilled or closed cycle				
Condensate	0.000088	0.000088	0.000088	0.000088
Treated boiler feedwater	0.000176	0.000088	0.000176	0.000176
Boiler blowdown	0.000352	0.000352	0.000352	0.000352

Gambar 5. Hambatan pengotor untuk air [10]

Dalam desain penukar panas, nilai konstan dari hambatan fouling, R_f , diartikan sebagai nilai yang dicapai dalam periode waktu, setelah itu penukar panas akan dibersihkan dan digunakan kembali. Untuk menentukan siklus pembersihan, harus dapat memprediksi bagaimana hambatan berlangsung seiring waktu. Informasi seperti itu juga diperlukan untuk pengoperasian penukar panas yang benar.

$$R_f = R_f^*(1 - e^{-t/\theta}) \quad (12)$$

Dimana R_f^* adalah faktor hambatan asimtotik untuk menunjukkan hambatan maksimal yang akan terjadi selama APK beroperasi juga sebagai parameter untuk menentukan siklus pembersihan. Sementara θ adalah kontanta waktu yang menunjukkan seberapa cepat pengotoran asimtotik sesuai dengan waktu operasi APK.

Application	Hot Fluid	Cold Fluid	U [$W/(m^2 \cdot K)$]
Single phase	Gas	Gas	10–120
	Gas	Light hydrocarbon	15–200
	Light hydrocarbon	Water	250–750
	Heavy oil	Water	30–420
	Gas	Water	15–250
	Water	Water	800–1,600
	Light hydrocarbon	Brine	150–500
	Light hydrocarbon	Light hydrocarbon	120–350
	Heavy oil	Heavy oil	45–250
	Steam	Light hydrocarbon	450–1,000
Boiling	Steam	Water	2,000–4,000
	Steam	Heavy hydrocarbon	150–300
	Water	Refrigerant fluid	400–800
	Hydrocarbon	Refrigerant fluid	150–600

Gambar 6. Koefisien perpindahan panas menyeluruh [10]

Pada pipa perpindahan panas sederhana, koefisien perpindahan panas menyeluruh berdasarkan luas permukaan luar pada kondisi fouling, U_f , dapat dilihat pada Gambar 6 atau dapat diperoleh dengan persamaan:

$$U = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i h_i} + \frac{A_o R_{fi}}{A_i} + \frac{A_o \ln(d_o/d_i)}{2\pi k L} + R_{fo} + \frac{1}{h_o}} \quad (13)$$

Dimana A merupakan luas total permukaan perpindahan panas, d adalah diameter pipa, L adalah panjang pipa. Sedangkan k adalah koefisien perpindahan panas konduksi bahan pipa, dan h adalah koefisien perpindahan panas konveksi. Subskrip o dan i mengisyaratkan out (luar) dan in (dalam) pipa [9].

C.3. Evaluasi nilai perpindahan panas koefisien menyeluruh (U)

Untuk menentukan pemilihan koefisien perpindahan panas menyeluruh yang baik sesuai dengan kebutuhan kondisi operasi APK, maka dievaluasi berdasarkan persamaan :

$$\frac{U_{akhir} - U_{awal}}{U_{awal}} \times 100\% \quad (14)$$

U_{awal} didapat berdasarkan kondisi awal operasi, sedangkan selama APK beroperasi nilai U_{awal} berubah

dan dihitung kembali menjadi U_{akhir} . Hasilnya kemudian dibandingkan sampai diperoleh perbedaan yang relatif kecil. Apabila perbedaannya belum cukup kecil (masih di atas harga tertentu yang kita pilih, misalnya 5%) maka perhitungan perancangan diulang seperti awal perhitungan, dengan memilih harga koefisien global perpindahan panas yang diperoleh dari perhitungan dengan menggunakan persamaan empirik.

III. METODE PENELITIAN

1. Pengambilan data operasi Ekonomiser pada *Package Boiler* BBF-4101
2. Data operasi yang menjadi nilai awal perhitungan yaitu :
 - a. Laju aliran massa fluida panas dan fluida dingin
 - b. Temperatur inlet fluida panas dan fluida dingin
 Setelah itu, dipilih nilai hambatan pengotor fluida panas dan fluida dingin berdasarkan literatur yang ada. Diameter dalam dan luar pipa yaitu pada Ekonomiser *Package Boiler-4101*
3. Dipilih nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh berdasarkan jenis fluida yang beroperasi. Koefisien perpindahan panas menyeluruh ini selanjutnya disebut sebagai koefisien perpindahan panas menyeluruh awal.
4. Dihitung luas perpindahan panas berdasarkan koefisien perpindahan panas menyeluruh yang sudah di pilih terlebih dahulu. Lalu dihitung jumlah pipa yang dibutuhkan.
5. Menghitung koefisien perpindahan panas menyeluruh atau disebut koefisien perpindahan panas menyeluruh akhir.
6. Evaluasi prosedur optimasi nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh apakah

$$\frac{U_{akhir} - U_{awal}}{U_{awal}} \times 100\% < 5\%$$

jika tidak, maka kembali ke pemilihan koefisien perpindahan panas menyeluruh awal.

6. Membuat kesimpulan berdasarkan hasil optimasi harga koefisien perpindahan panas menyeluruh.

IV. HASIL DAN PEMBAHASAN

A. Data Kondisi Operasi

Data kondisi operasi aliran fluida pada Ekonomiser *Package Boiler* BBF-4101 PT.XYZ ditunjukkan pada tabel 1. Pada kondisi operasi, APK beroperasi dengan beban termal (load) 5.875,03 kJ/s atau 78% dari beban termal 100% atau 7.532,09 kJ/s. Data hasil penelitian ditunjukkan pada Tabel 1.

Tabel 1. Data hasil penelitian

Waktu (jam)	m _{ec} (kg/s)	T _{ci} (K)	T _{co} (K)	m _{fg} (kg/s)	T _{ho} (K)
0	25,42	402,77	457,93	28,02	409,29
24	25,41	402,77	458,08	28,05	409,35
48	25,35	402,77	458,13	28,02	409,38
72	25,33	402,77	458,10	27,97	409,38
96	25,29	402,77	458,10	27,94	409,38
120	25,27	402,76	458,12	27,94	409,38
144	25,26	402,73	458,13	27,95	409,37
168	25,26	402,73	458,17	27,96	409,39
192	25,27	402,74	458,24	27,98	409,41
288	25,19	402,75	458,22	27,92	409,4
384	25,14	402,75	458,19	27,86	409,38
480	25,10	402,75	458,16	27,81	409,36
576	25,10	402,76	458,17	27,80	409,37
672	25,08	402,85	458,23	27,79	409,45
768	25,07	402,84	458,25	27,78	409,44
864	25,07	402,83	458,26	27,79	409,44
.
3168	24,69	403,3	403,03	27,20	410
.
4224	24,48	402,77	402,77	26,94	409,77

B. Aliran Fluida pada Package Boiler BBF-4101

Boiler pada dasarnya digunakan untuk memanaskan air sehingga memproduksi uap sesuai dengan kebutuhan operasional. Di dalam ekonomiser, air dipanaskan dalam pipa-pipa oleh gas pembakaran pada cangkang ekonomiser menjadi air jenuh. Selanjutnya, air tersebut dialirkan ke steam drum untuk di ubah menjadi uap jenuh. Pada steam drum, uap tersebut di pisahkan dari kandungan airnya namun tidak sepenuhnya menjadi uap kering. Lalu, uap tersebut di alirkan ke *superheater* untuk dipanaskan kembali menjadi uap panas lanjut. Uap yang memiliki temperatur sangat tinggi dan kering. Kemudian, uap tersebut diteruskan ke *desuperheater* agar temperaturnya di atur menyesuaikan kebutuhan turbin. Uap tersebut digunakan untuk memutar turbin untuk dikonversikan menjadi tenaga listrik. Bahan bakar yang digunakan pada *Package Boiler* BBF-4101 ini menggunakan natural gas. Natural gas masuk bersama dengan udara yang didorong oleh *Forced Draft Fan* (FDF) ke furnace (tanur). Di dalam furnace terjadi pembakaran dan menghasilkan gas pembakaran yang digunakan untuk memanaskan air dan steam pada *package boiler*. Dari furnace, gas pembakaran tersebut dialirkan ke superheater, lalu ke steam drum selanjutnya ke ekonomiser. Laju aliran massa yang dialirkan dari furnace ke masing-masing komponen boiler besarnya sama.

C. Perhitungan Laju Perpindahan Panas dan Temperatur Outlet Fluida Panas

Hasil perhitungan tersebut dapat dilihat pada Tabel 2 dibawah.

Tabel 2. Data kondisi operasi pada Ekonomiser pada *Package Boiler* BBF-4101

Waktu (jam)	Q _{c=Qh} (kJ/s)	T _{hi} (K)
0	5913,82	613,50
24	6059,36	615,45
48	6051,89	615,47
72	6042,59	615,50
96	6036,61	615,51
120	6032,44	615,40
144	6036,97	615,47
168	6038,45	615,43
192	6046,99	615,60
288	6028,46	615,45
384	6015,21	615,38
480	6000,79	615,25
576	5997,29	615,21
672	5992,29	615,23
768	5994,14	615,30
864	5999,10	615,41
.	.	.
3168	5795,78	613,32
.	.	.
4224	5783,95	615,17

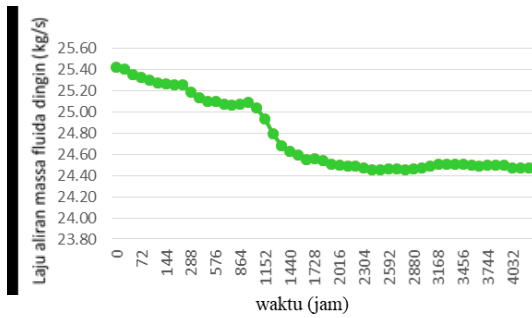
Untuk mencari laju perpindahan panas digunakan persamaan:

$$Q_{ec} = m_{ec} \cdot C_p \cdot (T_{co} - T_{ci}) \quad (15)$$

Selanjutnya, nilai kalor tersebut digunakan untuk mencari temperatur gas pembakaran masuk ekonomiser (T_{hi}).

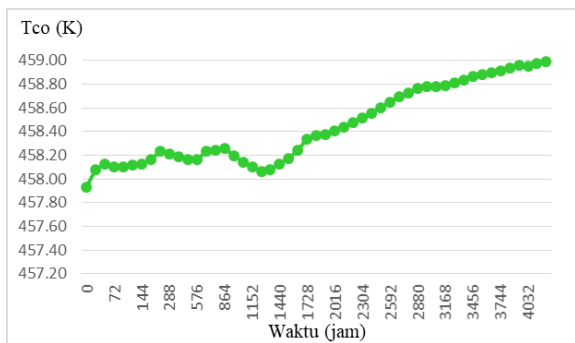
$$T_{hi} = \frac{Q_{ec}}{m_{fg} \cdot C_p} + T_{ho} \quad (16)$$

Gambar grafik laju aliran massa fluida pada ekonomiser dibawah ini berdasarkan kondisi operasi yang ada. Jenis fluida yang ditunjukkan pada Gambar 7 grafiknya adalah fluida dingin atau air.



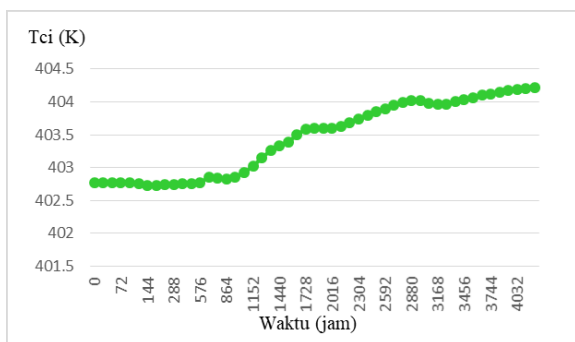
Gambar 7. Laju aliran massa fluida dingin di ekonomiser

Pada Gambar 8 terdapat grafik temperatur outlet fluida dingin di ekonomiser. Dapat dilihat bahwa temperatur outlet fluida dingin di ekonomiser tersebut semakin naik seiring bertambahnya waktu pengoperasian.



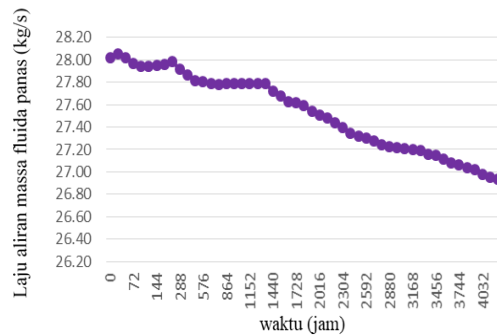
Gambar 8. Temperatur outlet fluida dingin di ekonomiser

Pada gambar 9 menunjukkan temperatur inlet fluida dingin di ekonomiser semakin naik seiring bertambahnya waktu pengoperasian.



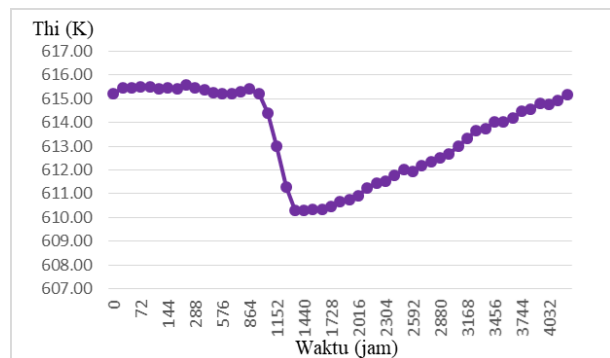
Gambar 9. Temperatur inlet fluida dingin di ekonomiser

Pada gambar 10 menunjukkan grafik laju aliran massa fluida panas di ekonomiser. Fluida panas yang beroperasi pada ekonomiser tersebut merupakan gas pembakaran yang akan menaikkan temperatur fluida dingin pada ekonomiser.



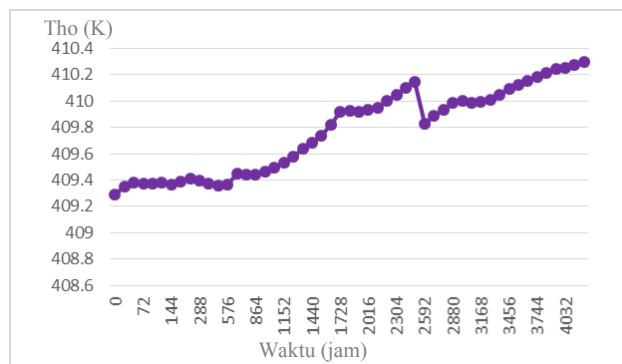
Gambar 10. Laju aliran massa fluida panas di ekonomiser

Selanjutnya, pada Gambar 11 terdapat grafik temperatur inlet fluida panas di ekonomiser. Grafik tersebut sempat mengalami penurunan nilai pada titik 800an jam, tetapi kemudian naik kembali pada 1152an jam.



Gambar 11. Temperatur inlet fluida panas di ekonomiser

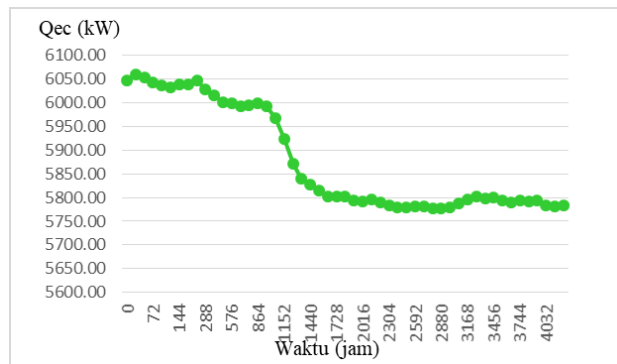
Kemudian, pada grafik temperatur outlet fluida panas di ekonomiser yang ditunjukkan pada Gambar 12. Grafik tersebut semakin lama semakin naik seiring bertambahnya waktu pengoperasian meski sempat turun nilainya pada titik 2300 an jam.



Gambar 12. Temperatur outlet fluida panas di ekonomiser

Lalu, berdasarkan data-data diatas kemudian dihitunglah kalor yang dilepas oleh fluida panas diekonomiser. Pada perhitungan, diasumsikan kalor yang dilepas fluida panas sama nilainya dengan kalor yang diterima oleh fluida dingin. Grafik hasil perhitungan

kalor yang dilepas oleh fluida panas di ekonomiser dapat dilihat pada Gambar 13



Gambar 13. Kalor yang dilepas oleh fluida panas di ekonomiser

D. Beda Temperatur Rata-Rata Logaritmik

Beda temperatur rata-rata logaritmik (ΔT_m) dihitung berdasarkan kondisi arah aliran crossflow atau aliran menyilang.

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (17)$$

Dimana ΔT_1 adalah pengurangan temperatur aliran gas pembakaran masuk ekonomiser dengan temperatur air keluar ekonomiser atau $T_{hi} - T_{co}$, sedangkan ΔT_2 adalah pengurangan temperatur aliran gas pembakaran keluar ekonomiser dengan temperatur air masuk ekonomiser.

E. Faktor Koreksi

Faktor koreksi (F_c) dihitung berdasarkan nilai S dan R sesuai dengan kondisi operasional aliran fluida. Pada perhitungan berikut diidentifikasi berdasarkan jenis ekonomiser aliran *crossflow* dengan satu *shell passes*.

$$S = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{ci}} \quad \text{dan} \quad R = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{co} - T_{ci}} \quad (18)$$

Selanjutnya, berdasarkan gambar 1 tentang faktor koreksi LMTD (*Log Mean Temperature Different*) dicocokkan nilai S dan Rnya sehingga didapat nilai faktor koreksi (F_c).

F. Pemilihan Harga Koefisien Menyeluruh Perpindahan Panas (U)

Sebagai perhitungan awal perancangan, harga koefisien global perpindahan panas (U) mula-mula dipilih sesuai dengan yang kondisi operasi. Bagi konfigurasi aliran air pendingin dengan aliran fluida panas gas di dalam sebuah alat penukar kalor pipa dan cangkang harga koefisien U dapat dipilih berdasarkan gambar 6 tentang koefisien perpindahan panas menyeluruh dimana fluida panas yang digunakan ialah gas dan fluida dinginnya air. Maka didapat nilai di antara : 15 - 250 W/m².K. Pada perhitungan ini, dipilih nilai U = 132 W/m².K sebagai nilai tengahnya.

F1. Jumlah tube yang diperlukan

Jumlah tubes (N) diperlukan untuk spesifikasi desain dapat diperoleh dari persamaan tentang luas permukaan perpindahan panas total (A_{total}) yaitu:

$$A_{total} = \pi \cdot d_o \cdot L \cdot N \quad (19)$$

dimana,

d_o = diameter luar pipa ekonomiser (m)

L = panjang pipa ekonomiser (m)

N = jumlah pipa ekonomiser (m)

Sementara itu, luas permukaan perpindahan panas dapat diperoleh dari persamaan tentang laju pertukaran energi panas di dalam alat penukar kalor.

$$Q = U \cdot A_{total} \cdot LMTD \quad (20)$$

dimana,

Q = perpindahan panas pada ekonomiser (kJ/s)

U = koefisien perpindahan panas menyeluruh (W/m².K)

Kemudian, dengan nilai yang terdapat pada spesifikasi ekonomiser yaitu diameter luar pipa (d_o) adalah 38mm dan panjang tube (L) adalah 43,01 m, maka diperoleh jumlah pipa (N) yang dibutuhkan :

$$N = \frac{A_{total}}{\pi \cdot d_o \cdot L} \quad (21)$$

G. Evaluasi Harga Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh (U)

G1. Koefisien perpindahan panas konveksi dalam pipa (h_i)

Dalam perhitungan perancangan, besarnya koefisien perpindahan panas konveksi diperoleh melalui persamaan persamaan empirik yang berbentuk bilangan Nusselt (Nu). Persamaan bilangan Nusselt tersebut dipilih berdasarkan kondisi operasi dengan pertimbangan nilai bilangan Reynolds dan bilangan Prandtl.

$$Re = \frac{\rho v d_i}{\mu} \quad (22)$$

Aliran dalam pipa dengan bilangan Reynolds, $Re > 2.300$ dikategorikan aliran turbulen. Selanjutnya, bilangan Prandtl (Pr) didapat dari:

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (23)$$

Karena kondisi aliran dalam pipa turbulen, bilangan Reynolds diatas 10000 dan bilangan Prandtl lebih dari 0,7. Didapat juga nilai n pada persamaan diatas yaitu 0,4 karena $T_s > T_m$, maka dipilih persamaan bilangan Nusseltnya yaitu:

$$Nu = 0,023 \cdot (219480)^{0,8} \cdot (1,1)^{0,4}$$

Selanjutnya, dapat dihitung koefisien perpindahan panas konveksinya dengan

$$h_i = \frac{Nu \cdot k_f}{d_i} \quad (24)$$

G2. Perhitungan koefisien perpindahan panas konveksi aliran diluar pipa (h_o)

Koefisien perpindahan panas konveksi fluida yang mengalir didalam cangkang atau di permukaan luar pipa (h_o) dapat dihitung besarnya dengan cara yang sama dengan h_i . Sifat termofisik fluida ditinjau berdasarkan temperatur rata-rata fluida panas (T_{mh}). Dihitung pula bilangan Reynoldnya seperti persamaan 7. Pada bilangan Reynolds tersebut dapat diambil kesimpulan bahwa aliran dalam kondisi laminar karena $Re < 500.000$ pada aliran diluar pipa. Selanjutnya, bilangan Prandtl dapat dihitung seperti persamaan 9. Berdasarkan nilai bilangan Reynold dan bilangan Prandtl maka dipilihlah persamaan bilangan Nusseltnya:

$$Nu = 0,3 + [0,62 (24777)^{\frac{1}{4}} + 0,72^{\frac{1}{4}} x [1 + (\frac{0,4}{0,72})^{\frac{1}{4}}]^{-1/4}] * [1 + (\frac{24777}{282.000})^{\frac{1}{4}}]^{4/5}$$

G3. Perhitungan koefisien perpindahan panas menyeluruh (U)

Pada awal perhitungan, sewaktu akan menghitung luas permukaan perpindahan panas (dimensi alat), telah dipilih harga awal koefisien global perpindahan panas sebesar. Sebagai nilai awal, $U = 132 \text{ W/m}^2\text{.K}$.

Nilai hambatan fouling di dalam atau diluar pipa, sesuai dengan standar TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) diambil data sebagai berikut:

$$R_{fi} = 0,000176 \text{ m}^2\text{.K/W}$$

$$R_{fo} = 0,00081 \text{ m}^2\text{.K/W}$$

Pemilihan nilai R_{fi} berdasarkan jenis fluida yang diidentifikasi adalah air umpan boiler fluida mengalir pada temperatur diatas 115°C seperti pada gambar 5 tentang hambatan pengotor untuk air. Dan nilai R_{fo} ditentukan berdasarkan fluida yang mengalir gas pembakaran natural gas untuk industri seperti pada gambar 4 tentang desain hambatan pengotor TEMA untuk fluida industri. Koefisien perpindahan panas menyeluruh untuk kedua aliran fluida di dalam ekonomiser dapat dihitung menggunakan persamaan:

$$U = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i h_i} + \frac{A_o R_{fi}}{A_i} + \frac{A_o \ln(d_o/d_i)}{2\pi k L} + R_{fo} + \frac{1}{h_o}} \quad (25)$$

Setelah didapat nilai koefisien perpindahan panas menyeluruhnya, selanjutnya dihitung perbandingan nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh awal dan akhir adalah:

$$\frac{U_{akhir} - U_{awal}}{U_{awal}} \times 100\% \quad (26)$$

Berdasarkan perbedaan harga koefisien perpindahan panas menyeluruh yaitu $-54,37\%$, maka perlu dilakukan optimasi dengan cara iterasi harga koefisien perpindahan panas menyeluruh guna menjadi dasar mendapatkan nilai yang lebih optimal. Perhitungan kembali dilakukan pada poin “Pemilihan harga koefisien global perpindahan panas (U)” sampai diperoleh perbedaan yang relatif kecil. Pada perhitungan ini dipilih perbedaan maksimal 5% . Setelah melakukan iterasi ini, didapat nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh akhir sebesar $58 \text{ W/m}^2\text{.K}$. dengan luas perpindahan panas (A_o) yaitu $2755,9 \text{ m}^2$ dan jumlah pipa yaitu 537 pipa.

G4. Prediksi hambatan pengotor maksimal (R_f)

Dihitung hambatan pengotor maksimal untuk menentukan waktu pembersihan melalui persamaan R_f asimtot (R_f^*). Sebelumnya, dihitung terlebih dahulu nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh pada kondisi bersih atau tidak ada hambatan pengotor. Pada perhitungan berikut diambil satu contoh data untuk mewakili keseluruhan data operasi.

$$U_{clean} = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i h_i} + \frac{A_o \ln(d_o/d_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o}} \quad (27)$$

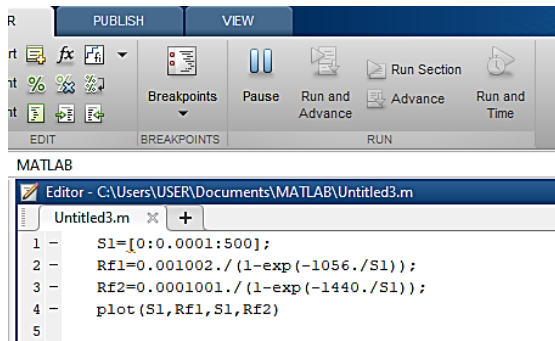
Setelah didapat nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh kotor (pada bagian sebelumnya) dengan koefisien perpindahan panas menyeluruh bersih, maka hambatan pengotor total dapat dihitung dengan persamaan:

$$\Sigma R_f = \frac{1}{U} - \frac{1}{U_{clean}} \quad (28)$$

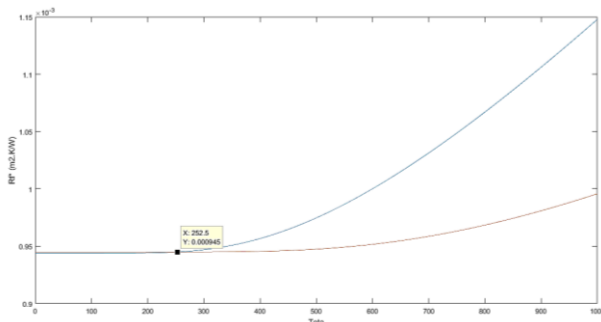
Pada awal pengoperasian, kondisi permukaan perpindahan panas didalam APK masih dalam keadaan bersih, sehingga $\Sigma R_f = 0$. Kemudian, dengan berjalannya waktu pengoperasian pengotoran permukaan akan terjadi dan tebal lapisan fouling akan bertumbuh secara bertahap. Perhitungan dilakukan terus selama enam bulan atau 4224 jam. Kemudian, untuk mencari nilai R_f asimtotnya (R_f^*) menggunakan aplikasi matlab dengan rumus [9]:

$$R_f = R_f^*(1 - e^{-(t/\theta)}) \quad (29)$$

Rumus tersebut selanjutnya dibuat menjadi dua persamaan pada aplikasi matlab untuk mencari nilai R_f^* dan θ . t merupakan fungsi dari waktu operasi APK dalam bentuk jam. Operasi persamaan pada aplikasi matlab dan hasil grafiknya dapat dilihat pada Gambar 14 dan Gambar 15.



Gambar 14. Persamaan hambatan pengotor maksimal



Gambar 15. Grafik hasil hambatan pengotor maksimal

Berdasarkan plotting dua persamaan diatas, didapat nilai x sebagai teta yaitu 252,5 dan y sebagai R_f^* yaitu 0,000945 $m^2.K/W$. Selanjutnya, nilai R_f dapat dihitung kembali menggunakan nilai R_f^* dan θ . Pada hari kedua penelitian (atau hari pertama ekonomiser dihidupkan), didapat data:

$$R_f = R_f^*(1 - e^{-(t/\theta)})$$

$$= 0,000945*(1 - e^{-(24/252,5)}) = 0,000086 \text{ m}^2.K/W$$

Pada hari ketiga penelitian, didapat nilai R_f :

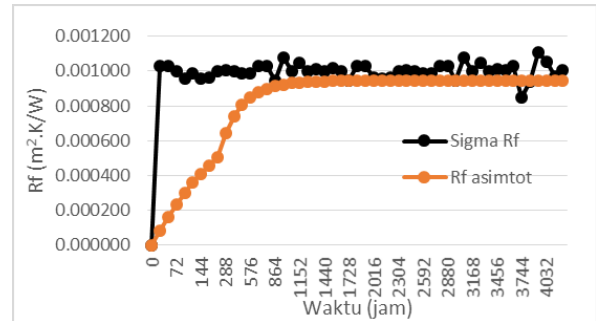
$$R_f = 0,000945*(1 - e^{-(48/252,5)}) = 0,000164 \text{ m}^2.K/W.$$

Data hasil perhitungan lebih lengkap ditunjukkan oleh Tabel 2 dan Gambar 16 dibawah.

Tabel 3. Sigma R_f dan Sigma R_f^*

Jam	Sigma R_f	θ	R_f^*	ΣR_f dari Asimtot
0	0.000000	252.5	0.000945	0.000000
24	0.001029	252.5	0.000945	0.000086
48	0.001029	252.5	0.000945	0.000164
72	0.001001	252.5	0.000945	0.000234
96	0.000960	252.5	0.000945	0.000299
120	0.000987	252.5	0.000945	0.000357
144	0.000958	252.5	0.000945	0.000411
168	0.000961	252.5	0.000945	0.000459
192	0.001000	252.5	0.000945	0.000503
288	0.001003	252.5	0.000945	0.000643
384	0.001000	252.5	0.000945	0.000738
480	0.000988	252.5	0.000945	0.000804
576	0.000988	252.5	0.000945	0.000848

672	0.001028	252.5	0.000945	0.000879
768	0.001029	252.5	0.000945	0.000900
864	0.000945	252.5	0.000945	0.000914
.
3168	0.001001	252.5	0.000945	0.000945
.
4224	0.001004	252.5	0.000945	0.000945



Gambar 16. Grafik sigma R_f dan R_f asimtot

Semakin lama, seperti yang dapat dilihat pada grafik, nilai R_f^* menjadi konstan dan nilai tersebut dijadikan batas maksimal hambatan pengotor dan ditentukan sebagai batas pembersihan berkala. Pada perhitungan ini, didapat waktu pembersihan ekonomiser yaitu setelah 1920 jam atau 80 hari.

Kemudian, dihitung kembali nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh menggunakan nilai hambatan pengotor maksimal per waktu atau R_f^* dibagi dengan waktu. Dalam hal ini, dilakukan pengamatan selama enam bulan dan di tinjau setiap empat hari sekali. Sehingga, didapat pembagian waktunya sebanyak 51.

$$R_f^*/\text{jumlah waktu} = 0,000945 \text{ m}^2.K/W/51$$

$$= 0,00001853 \text{ m}^2.K/W.$$

Maka, nilai R_f per waktunya menjadi:

$$\Sigma R_f = \text{Waktu} * \text{hambatan pengotor} \tag{30}$$

Pada $t = 0$ jam (mesin baru menyala):

$$\Sigma R_f = 0 \times 0,00001853 \text{ m}^2.K/W = 0$$

Pada $t = 24$ jam,

$$\Sigma R_f = 24 \times 0,00001853 \text{ m}^2.K/W = 0,00002 \text{ m}^2.K/W$$

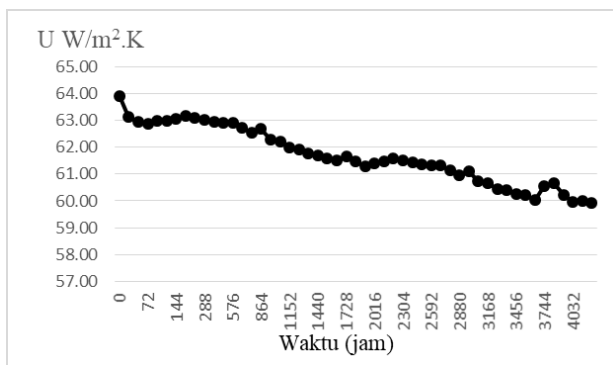
Nilai tersebut terus dihitung sampai 4224 jam kemudian dihitung nilai koefisien perpindahan panas menyeluruhnya yaitu:

$$U = \left(\frac{1}{U_{\text{clean}}} + \Sigma R_f \right)^{-1} \tag{31}$$

Perhitungan tersebut dilakukan sampai waktunya 4224 jam seperti pada Tabel 4 dan Gambar 17.

Tabel 4. Hasil optimasi nilai U

Jam	U	U _{clean}	Rf/waktu	$\Sigma U.fr.R_f^*$
0	59.4398	63.20055	0.00000	63.20
24	58.8597	62.5451	0.00002	62.47
48	58.7635	62.43651	0.00004	62.29
72	58.7641	62.43718	0.00006	62.22
96	58.9065	62.59789	0.00007	62.31
120	58.9537	62.65126	0.00009	62.29
144	59.1021	62.81889	0.00011	62.38
168	59,2426	62,98	0,00013	62,47
192	59,247	62,98	0,00015	62,40
288	59,2396	62,97	0,00017	62,32
384	59,244	62,98	0,00019	62,25
480	59,2886	63,03	0,00020	62,23
576	59,3336	63,08	0,00022	62,21
672	59,2404	62,98	0,00024	62,03
768	59,1426	62,86	0,00026	61,86
864	59,3405	63,09	0,00028	62,00
.
3168	59,06	62,77	0,00072	60,05
.
4224	59,05	62,76	0,00093	59,31

**Gambar 17.** Hasil optimasi nilai U

V. KESIMPULAN

Telah dioptimasi nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh fluida pada ekonomiser pada *Package Boiler* BBF-4101. Data operasi seperti temperatur inlet dan outlet, laju aliran massa fluida dingin dan fluida panas sudah terekam pada sistem DCS atau *Distributed Control System*. Penurunan kinerja pada APK terjadi karena adanya pengotoran (*fouling*) permukaan dalam maupun luar pipa yang tentu menurunkan efektivitas kerja APK karena tidak dapat mentransfer panas dengan maksimal akibat hambatan pengotor. Dihitung nilai laju pertumbuhan hambatan pengotor maksimalnya dan didapat 0,000945 m².K/W, didapat pula waktu pembersihan ekonomisernya yaitu 80 hari sekali. Kemudian dihitung data optimasi koefisien perpindahan panas menyeluruh dan didapat nilai 58 W/m².K

REFERENSI

- [1] Y. Amani, Predict tube overall fouling in heat exchanger 53 EA-1001, *Jurnal Sistem Informasi*, vol. 2, no. 1, 2018.
- [2] R. Setiawan dkk, Analisis fouling resistance intercooler dan kualitas udara kompresor fu sheng sa – 4100 wii di pt. xyz indonesia, *Barometer*, vol. 3, no. 2, 2018, 125-129.
- [3] Imaningtyastuti, Analisa laju korosi sambungan las pipa stainless steel 316 sada sensor di dalam media larutan nacl, Tugas Akhir, Teknik Mesin FT Universitas Diponegoro, 2012.
- [4] J. Sumarjo dan C. Soekardi, Analisis economizer#2 pada heat recovery steam generation (hrsg) di turbin gas#2 untuk proses maintenance di pt. xxx, *Jurnal Ilmu dan Aplikasi Teknik*, vol. 2, no. 1, 2017, pp. 34-39.
- [5] F. G. Sumarno dan B. Prasetyo, Analisis kinerja efisiensi economizer terhadap pemakaian bahan bakar boiler di pltu tanjung jati b unit 4, *Jurnal Teknik Energi*, vol. 14, 2018, pp. 36-39.
- [6] S. T. Brahmana, Perhitungan dan analisis faktor pengotor pada alat penukar panas tipe shell and tube, Tugas Akhir, Teknik Kimia FT Universitas Diponegoro, 2016.
- [7] I. Santiatma, Pemodelan dan analisis Boiler menggunakan kesetimbangan massa dan energi, Tugas Akhir, Teknik Fisika, Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh November, 2017.
- [8] M. M. El Wakil, *Instalasi Pembangkit Daya*, Jilid I, Terjemahan Ir. E. Jasji Msc, Penerbit Erlangga, 1992.
- [9] S. Kakac, H. Liu dan A. Pramuanjarenkij, *Heat exchanger section, rating, and thermal design*, Second edition, CRC PREES, 2002
- [10] Eduardo Cao, *Heat Transfer Process Engineering*, McGraw-Hill, New York, 2010.
- [11] F.P. Incropera, *Introduction to Heat Transfer SIXTH EDITION*, Hoboken: John Wiley & Sons, Inc, 2011