

Optimasi Desain *Heat Exchanger Shell-And-Tube* Menggunakan Metode *Particle Swarm Optimization*

Rifnaldi Veriyawan, Totok Ruki Biyanto, Gunawan Nugroho

Jurusan Teknik Fisika, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS)

Jl. Arief Rahman Hakim, Surabaya 60111 Indonesia

e-mail: trb@ep.its.ac.id; gunawan@ep.its.ac.id

Abstrak— Industri proses terutama perminyakan adalah salah satu industri membutuhkan energi panas dengan jumlah kapasitas besar. Dengan berjalan perkembangan teknologi dibutuhkan proses perpindahan panas dalam jumlah besar. Tetapi dengan besarnya penukaran panas yang diberikan maka besar pula luas permukaan. Dibutuhkan optimasi pada desain *heat exchanger* terutama *shell-and-tube*. Dalam tugas akhir ini, Algoritma *particle swarm optimization* (PSO) digunakan untuk mengoptimasikan nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan dengan mendapatkan nilai terbaik. Perumusan fungsi tujuan nilai perpindahan panas keseluruhan (U), dan luas permukaan (A) yang digunakan untuk mencari nilai fungsi objektif pada PSO. Partikel dalam PSO menyatakan sebagai posisi atau solusi dari hasil optimasi didapatkan nilai perpindahan panas maksimal dengan luas permukaan dan *pressure drop* dibawah data desain atau *datasheet*. Partikel tersebut dalam pemodelan berupa rentang nilai minimal dan maksimal dari diameter luar diantara (d_o) dan jumlah *baffle* (N_b). Dari hasil optimasi pada tiga HE didapatkan nilai U dan A secara berturut-turut; HE E-1111 472 W/m^2C dan 289 m^2 ; pada HE E-1107 174 W/m^2C dan 265 m^2 ; dan HE E-1102 618 W/m^2C dan 574 m^2 . Nilai perpindahan panas keseluruhan yang telah dioptimasi sesuai dengan fungsi objektif dapat dikatakan HE *shell-and-tube* mencapai titik optimal.

Kata Kunci— *heat exchanger*, *Optimasi*, *PSO*

I. PENDAHULUAN

DI era modern saat ini energi merupakan salah satu kebutuhan pokok yang berpengaruh penting dalam kehidupan manusia. Dimana hampir seluruh aktifitas manusia berhubungan dengan energi. Seiring dengan berjalannya waktu kebutuhan akan energi semakin lama semakin meningkat. Dengan meningkatnya harga energi yang dibutuhkan, maka butuhnya suatu usaha untuk melakukan efisiensi pada energi tersebut. Salah satu cara meningkatkan efisiensi dengan mengambil energi dari sumber yang berbeda untuk digunakan. Energi yang dapat digunakan tersebut adalah energi panas [1]. Sumber energi panas yang tersedia tercermin pada propertis fisika seperti massa aliran, temperatur, viskositas, panas spesifik, densitas, dan konduktivitas termal

[2]. Maka dibutuhkan sebuah alat untuk mengambil sumber panas tersebut yaitu dengan menggunakan *heat exchanger*.

HE (*heat exchanger*) adalah suatu alat digunakan dalam proses perpindahan panas fluida dengan fluida yang lain tanpa terjadi perpindahan massa didalamnya dan dapat dipergunakan sebagai pemanas maupun pendingin. HE pada lapangan memiliki tipe yang beragam [2]. HE yang sering digunakan ialah HE dengan tipe *shell-and-tube* dengan *segmental baffle*.

Performansi HE ditinjau dari beberapa parameter. Parameter tersebut berupa koefisien perpindahan panas keseluruhan (U), luasan area (A), dan *pressure drop* (ΔP). Semakin tinggi nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan, rendahnya luasan area, dan rendahnya *pressure drop*, maka membuat performansi HE dikatakan baik. Dalam rangka itu, maka diperlukan optimasi dalam mendesain HE khususnya *shell-and-tube* dengan *segmental baffle*. Parameter-parameter yang mempengaruhi performansi adalah diameter luar *tube* (d_o), diameter dalam *tube* (d_i), *tube layout* (θ_p), jumlah *tube* (N_t), jumlah *baffle* (N_b), *baffle cut*, *tube bank outer*, *baffle spacing* (L_{bc}), diameter *bundle* (D_{ci}), diameter *shell* (D_s), *tube of passes* (N_p), jumlah *shell* (N_s), ketebalan *tube* (t_w) dan panjang *tube* (L_{ta}) [3]. Untuk parameter ketebalan *tube*, panjang *tube*, diameter dalam *shell*, *tube bank outer*, *tube layout*, jumlah *shell*, *number of tube passes*, *baffle cut* ditentukan. Untuk parameter jumlah *baffle* dan diameter luar *tube* dikenakan optimasi. Selebihnya parameter tersebut ditentukan dan dikalkulasikan. Sehingga optimasi desain HE diperlukan untuk membesarkan nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan dengan batasan luas permukaan dan *pressure drop* dengan variabel yang dioptimasi jumlah *baffle* dan diameter luar *tube*.

Untuk melakukan optimasi HE ini dapat memanfaatkan beberapa teknik optimasi seperti menggunakan teori konstruktural dengan pendekatan standar TEMA [4], *particle swarm optimization* [5], *economic optimization* [6] dan metode *genetic algorithms* (GA) [4]. Maka melakukan optimasi pada HE itu sangat penting agar HE menjadi lebih optimal. Pada penelitian kali ini optimasi desain HE menggunakan metode *particle swarm optimization* (PSO).

II. METODOLOGI PENELITIAN

Secara umum tahapan penelitian Tugas Akhir ini dapat digambarkan dalam diagram alir seperti dibawah ini.

A. Alur Penelitian

Alur runtutan dalam penelitian ini adalah diawali pengambilan data propertis dan kondisi operasi. Nilai propertis meliputi panas spesifik (C_p), viskositas (μ), dan densitas (ρ), konduktifitas termal (k), dan nilai kondisi operasi meliputi perbedaan masuk dan keluar temperatur (ΔT) dan massa aliran (\dot{m}). Tahapan selanjutnya ialah pembuatan pemodelan HE dengan mencari nilai koefisien keseluruhan perpindahan panas, luasan permukaan dan *pressure drop*. Tahapan selanjutnya adalah perumusan optimasi HE biasa disebut sebagai fungsi objektif. Fungsi objektif yang dibuat adalah mencari nilai koefisien keseluruhan perpindahan panas (U) yang maksimal dengan batasan *pressure drop* dan luas permukaannya tidak melewati dari nilai desain. Tahapan selanjutnya yaitu optimasi menggunakan metode *particle swarm optimization*. Optimasi dilakukan untuk mencapai fungsi objektif yang telah dibuat. Setelah didapat hasilnya tahap selanjutnya adalah analisa dan penyusunan laporan.

B.1 Perhitungan Perpindahan Panas pada Tube

Mencari perpindahan panas pada *tube* dapat digunakan dengan menggunakan Persamaan berikut:

$$h_t = \frac{k_t \cdot Nu_t}{d_i} \tag{1}$$

Nilai diameter dalam *tube* (d_i) ditentukan dengan pengurangan diameter terluar *tube* (d_o) dengan ketebalan *tube* (t_w) yang telah diketahui. Perhitungan untuk menentukan nilai *nusselt* seperti pada Persamaan 2.a dalam kondisi nilai *reynold* diatas 10000 ($Re_t > 10000$) dan Persamaan 2.b dengan nilai *reynold* diantara 2100 dan 10000 ($2100 > Re_t > 10000$) dan Persamaan 2.c pada *reynold* dibawah 2100 ($Re_t < 2100$).

$$Nu_t = \frac{h_t \cdot d_i}{k_f} = 0,027 Re_t^{0,8} Pr_t^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0,14} \tag{2.a}$$

$$Nu_t = \frac{h_t \cdot d_i}{k_f} = 0,023 Re_t^{0,8} Pr_t^{0,4} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0,14} \tag{2.b}$$

$$Nu_t = \frac{h_t \cdot d_i}{k_f} = 1,86 \left(\frac{d_i \cdot Re_t \cdot Pr_t}{L_{ta}}\right)^{0,5} Pr_t^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0,14} \tag{2.c}$$

Bilangan *reynold*, *prandtl*, dan *nusselt* adalah parameter-parameter untuk menunjukkan gradiennya temperatur pada permukaan dan nilai konveksi pada permukaan *tube* atau *shell*.

$$Re_t = \frac{\dot{m}_t \cdot d_i}{\mu_t \cdot A_t} \tag{3}$$

Yang dimana Re_t adalah nilai *reynold* yang dapat membantu untuk mengetahui kondisi aliran yang mengalir pada *tube* secara laminar (gerakan fluida yang sejajar) atau turbulen (gerakan fluida yang secara acak). Ketika nilai *reynold* kurang dari 2300 ($Re_t < 2300$) maka aliran didalam *tube* adalah laminar.

Bilangan *prandtl* adalah bilangan rasio momentum difusi atau kinematik viskositas terhadap difusi termal.

$$Pr_t = \frac{C_p \mu_s}{k_s} \tag{4}$$

Bilangan *prandtl* dapat dinyatakan sebagai ukuran efektifitas perpindahan momentum dan energi dari proses mengalirnya fluida dari konsentrasi tinggi ke konsentrasi rendah dengan kecepatan dan lapisan batas termal. Apabila nilai *nusselt* kurang dari 3,66 maka ambil nilai minimal *nusselt* yaitu 3,66. Untuk mengetahui luasan pada *tube* dapat diketahui dengan Persamaan sebagai berikut:

$$A_t = \frac{\pi \cdot d_i^2 \cdot N_t}{4} \tag{5}$$

Dengan diketahuinya jumlah *tube* dan jarak antar *tube* atau *tube pitch* (L_{tp}) dapat diprediksikan diameter *bundle* dengan Persamaan berikut.

$$N_t = \frac{0,78 D_{ctl}^2}{C L_{tp}^2} \tag{6}$$

Nilai C dengan *tube layout* 45° atau 90° adalah 1 ($\theta_{tp} = 45^\circ$ atau 90° , $C=1$) dan ketika *tube layout* 30° maka nilai C adalah 0,86 ($\theta_{tp}=30^\circ$, $C=0,86$). Untuk L_{tp} bisa didapat dengan menggunakan Persamaan berikut:

$$L_{tp} = 1,25 d_o \tag{7}$$

Dimana kecil jarak antar *tube* dan semakin besar diameter *bundle* maka semakin banyak *tube* yang diperoleh.

Ketika diameter *bundle* sudah didapat, untuk mencari nilai diameter *tube bank outer* dengan sebagai berikut.

$$D_{ctl} = D_{otl} - d_o \tag{8}$$

Selanjutnya kecepatan fluida akan dapat dicari dengan Persamaan 9.

$$V_t = \frac{\dot{m}_t}{\rho_t \cdot A_t} \tag{9}$$

Ketika fluida yang mengalir melewati pipa, maka akan terjadi penurunan karena adanya gaya gesek atau friksi pada permukaan yang teraliri. Penurunan tekanan akibat friksi pada *tube* dapat diprediksi dengan menggunakan Persamaan 10. faktor nilai p pada Persamaan tersebut bernilai 4 ($p=4$) [7].

$$\Delta P_t = \left(\frac{f_t L_{ta}}{d_i} + p\right) \frac{V_t^2}{2} N_p \tag{10}$$

Faktor friksi yang dimaksud adalah f_t yang ada pada Persamaan 3.9. faktor friksi dapat ditentukan bergantung pada jenis aliran pada *tube*. Untuk aliran turbulen akan didapat dengan menggunakan Persamaan 11.

$$f_t = (1,58 \cdot \ln(Re_t) - 3,28)^{-2} \tag{11}$$

untuk aliran laminar

$$f_t = 16/Re_t \tag{12}$$

Jadi pada dasarnya mekanika fluida pada HE ditinjau dari sisi yang akan dioptimalkan yaitu diameter luar *tube* (d_o) dan jumlah *baffle* (N_b). Perubahan diameter luar *tube* akan merubah diameter dalam *tube* dengan pengurangan pada tebalnya dinding *tube* (t_w). Ketika diameter dalam *tube* (d_i) besar maka membuat luas penampang *tube* menjadi besar seperti pada Persamaan 5. Luas penampang *tube* menjadi besar maka seperti pada Persamaan 9 kecepatan aliran (V_t) pada *tube* menjadi kecil. Dengan kecepatan aliran menjadi kecil dan diameter dalam *tube* menjadi kecil maka seperti pada Persamaan 3 mengakibatkan nilai *reynold* pada *tube* menjadi lebih kecil dan akan membuat nilai *nusselt* menjadi kecil pula seperti pada Persamaan 2. Nilai *nusselt* sangat berpengaruh terhadap nilai perpindahan panas pada *tube*.

B.2 Perhitungan Perpindahan Panas pada Shell

Untuk perhitungan pada *shell* seperti pada *tube* dengan cara mencari nilai perpindahan panas ideal (h_i) yang terjadi didalam *shell* dan beberapa friksi faktor sebagai faktor koreksinya dapat dicari pada Persamaan 3.13.

$$h_s = h_i J_c J_b J_s J_r \tag{13}$$

Faktor koreksi yang terdapat pada Persamaan 3.14 adalah faktor koreksi segmental jendela *baffle* (J_c), koreksi faktor untuk *bundle bypas* efek dari perpindahan panas yang terjadi (J_b), koreksi faktor yang merugikan temperatur gradien

dialiran laminar (J_r), faktor koreksi untuk jarak *baffle* yang tidak sesuai (J_s), dan faktor koreksi efek *leakage* pada *baffle* (J_i) Untuk mencari faktor koreksi pada segmental jendela *baffle* bisa menggunakan Persamaan 3.14.

$$J_c = 0,55 + 0,72F_c \quad (14)$$

Dan untuk mencari F_c dapat digunakan Persamaan berikut:

$$F_c = 1 - 2F_w \quad (15)$$

Untuk mencari nilai faktor koreksi efek *leakage* pada *baffle* (J_i) dapat ditemukan dengan Persamaan berikut:

$$J_i = 0,44(1 - r_s) + [1 - 0,44(1 - r_s)]e^{-2,2r_{lm}} \quad (16)$$

R_s dan r_{lm} adalah parameter untuk menentukan nilai koreksi yang dimana dapat dicari dengan Persamaan berikut:

$$r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} \quad (17)$$

$$r_{lm} = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m} \quad (18)$$

Untuk mencari parameter itu haru dicari terlebih dahulu S_{sb} dan S_{tb} . S_{sb} adalah nilai kebocoran pada area *shell* ke *baffle* pada segemen lingkaran dan S_{tb} adalah nilai kebocoran pada area pada satu *baffle*. Untuk menentuka kebocoran yang terjadi dapat menggunakan Persamaan berikut:

$$S_{sb} = \pi D_s \frac{L_{sb}}{2} \left(\frac{2\pi - \theta_{ds}}{2\pi} \right) \quad (19)$$

θ_{ds} adalah sudut kemiringan pada diameter *shell*. L_{sb} pada Persamaan diatas ialah *clearance* diantara *shell* diameter dengan *baffle*. Untuk mencari L_{sb} dalam satuan meter bisa didapat dengan menggunakan Persamaan 20.

$$L_{sb} = \frac{(3.1 + 0.004 D_s)}{1000} \quad (20)$$

Untuk mencari kebocoran pada area *baffle* (S_{tb}) dapat digunakan Persamaan berikut

$$S_{tb} = \frac{\pi}{4} [(d + L_{tb})^2 - d^2] N_t (1 - F_w) \quad (21)$$

Dengan *clearance* (L_{tb}) sesuai dengan standard TEMA yang biasa dipakai adalah 0,4 mm atau 0,8 mm. Untuk F_w adalah nilai friksi pada pipa di jendela *baffle*.

$$S_m = L_{bc} \left[L_{bb} + \frac{D_{ctl}}{L_{tp,eff}} (L_{tp} - do) \right] \quad (22)$$

$L_{tp,eff}$ memiliki beberapa ketentuan tergantung pada *tube layout* yang dipakai pada desain yang akan dirancang.

Ketika *tube layout* yang dipilih 30° dan 90° maka ($\theta_{tp}=30$ atau 90°) $L_{tp,eff}$ sama dengan panjang antar *tube* atau *tube pitch* ($L_{tp,eff} = L_{tp}$). Ketika *tube layout* yang digunakan adalah 45° ($\theta_{tp}=45^\circ$) maka $L_{tp,eff}$ sama dengan $0,707 L_{tp}$ ($L_{tp,eff}=0,77 L_{tp}$). Untuk mengetahui area aliran *crossflow* pada *shell* dapat digunakan Persamaan 23.

$$S_m = L_{bc} \left[L_{bb} + \frac{D_{ctl}}{L_{tp,eff}} (L_{tp} - do) \right] \quad (23)$$

Selanjutnya dilakukan pemodelan alat penukar panas dengan penurunan sebuah rumus perpindahan panas. Langkah yang pertama adalah menentukan jarak *baffle*.

$$L_{bc} = \frac{L_{ta}}{N_b + 1} \quad (24)$$

Untuk mencari *clearance* antara *bundle* dan *shell* (L_{bb}) dalam satuan meter dapat digunakan pada Persamaan 25.

$$L_{bb} = \frac{(12 + \frac{0.005 D_s}{1000})}{1000} \quad (25)$$

Untuk nilai fraksi pada pipa dijendela *baffle* dapat ditemukan dengan menggunakan Persamaan 26.

$$F_w = \frac{\theta_{ctl}}{360} - \frac{\sin \theta_{ctl}}{2\pi} \quad (26)$$

θ_{ds} bisa ditemukan dengan menggunakan Persamaan berikut

$$\theta_{ds} = 2 \cos^{-1} \left(1 - \frac{2B_c}{100} \right) \quad (27)$$

Sudut kemiringan pada *baffle cut* (θ_{ds}) dapat dicari menggunakan Persamaan 28.

$$\theta_{ctl} = 2 \cos^{-1} \left[\frac{D_s}{D_{ctl}} \left(1 - \frac{2B_c}{100} \right) \right] \quad (28)$$

Koreksi faktor pada *bundle* efek perpindahan panas untuk melengkap variabel mencari nilai perpindahan panas pada *shell* dapat ditemukan dengan menggunakan Persamaan 3.29.

$$J_b = \exp \left\{ -C_{bh} F_{sbp} \left[1 - \left(2r_{ss} \right)^{\frac{1}{3}} \right] \right\} \quad (29)$$

Dengan batasan-batasan nilai C_{bh} pada kondisi aliran pada *shell* laminar ($Re_s \leq 100$), maka nilai C_{bh} adalah 1,25 ($C_{bh}=1,25$). Ketika alirannya turbulen ($Re_s \geq 100$), maka nilai C_{bh} adalah 1,35 ($C_{bh}=1,35$). Untuk mencari r_{ss} dapat dicari dengan menggunakan Persamaan 3.30.

$$r_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_{tcc}} \quad (30)$$

Dengan N_{ss} adalah sebagai *sealing strips* (biasanya yang digunakan berjumlah satu dan ada didalam *datasheet*) dan jumlah baris *tube* yang melintas (N_{tcc}) didapat dengan Persamaan berikut:

$$N_{tcc} = \frac{0.8}{L_{pp}} \left[\frac{D_s B_c}{100} - \frac{D_s - D_{ctl}}{2} \right] \quad (31)$$

Nilai B_c adalah *baffle cut* yang dimana nilainya adalah presentase dari diameter *shell*. Selanjutnya koreksi faktor yang merugikan temperatur gradien pada aliran laminar (J_r) dapat diprediksi dengan menggunakan Persamaan 32.

$$J_r = \frac{1,51}{N_c^{0,18}} \quad (32)$$

Persamaan diatas digunakan pada saat $Re_s < 20$. Dengan nilai total baris *tube* pada HE (N_c) yang belum diketahui, dapat dicari dengan menggunakan Persamaan berikut:

$$N_c = (N_{tcc} + N_{tcw})(N_b + 1) \quad (33)$$

Ketika Re_s berada pada $20 \leq Re_s \leq 100$ untuk mencari nilai koreksinya menggunakan Persamaan sebagai berikut:

$$J_r = \frac{1,51}{N_c^{0,18}} + \left(\frac{20 - Re_s}{80} \right) \left(\frac{1,51}{N_c^{0,18}} - 1 \right) \quad (34)$$

Dan ketika kondisi aliran pada *shell* berupa turbulen ($Re_s \geq 100$), maka koreksi faktornya bernilai satu ($J_r=1$). Untuk mengetahui nilai reynold pada *shell* (Re_s) dapat digunakan Persamaan 35.

$$Re_s = \frac{G_s d_e}{\mu_s} \quad (35)$$

μ_s adalah viskositas pada *shell* dan G_s adalah kecepatan massa per luasan pada *shell* didapat pada Persamaan berikut:

$$G_s = \frac{m_s}{S_m} \quad (36)$$

Dengan m_s adalah kecepatan massa pada *shell*. Faktor koreksi yang terakhir adalah koreksi pada jarak *baffle* yang tidak sesuai inlet dan outlenya (J_s) dapat ditemukan dengan menggunakan Persamaan berikut

$$J_s = \frac{(N_b - 1) + (L_i^*)^{1-n} + (L_o^*)^{1-n}}{(N_b - 1) + (L_i^* - 1) + (L_o^* - 1)} \quad (37)$$

Yang dimana L_i^* adalah perbandingan jarak *baffle* inlet dengan jarak *baffle* dalam *shell* ($L_i^* = \frac{L_{bi}}{L_{bc}}$) dan L_o^* adalah perbandingan antara jarak *baffle* outlet dengan jarak *baffle* dalam *shell* ($L_o^* = \frac{L_{bo}}{L_{bc}}$). Untuk parameter n memiliki ketentuan sendiri. Ketika alirannya turbulen $n=0,6$ dan aliran laminar $n=1$.

Perpindahan panas ideal (h_i) pada *shell* dapat ditemukan dengan menggunakan Persamaan:

$$h_i = \frac{j_i C_{ps} G_s (\phi_s)^n}{Pr_s^{\frac{2}{3}}} \quad (38)$$

Dengan j_i sebagai parameter ideal coolburn yang dimana memiliki ketentuan sebagai berikut:

$$j_i = 1,73 Re_s^{-0,694} \text{ ketika } 1 \leq Re_s \leq 100 \quad (39.a)$$

$$j_i = 0,717 Re_s^{-0,574} \text{ ketika } 100 \leq Re_s \leq 1000 \quad (39.b)$$

$$j_i = 0,236 Re_s^{0,346} \text{ ketika } 1000 > Re_s \quad (39.c)$$

Untuk mencari nilai parameter ideal coolburn ($(\phi_s)^n$) dapat ditemukan dengan Persamaan 3.40.

$$(\phi_s)^n = \left(\frac{\mu_s}{\mu_{sw}}\right)^{0,14} \quad (40)$$

Dengan nilai prandtl untuk mendapatkan nilai h_i dapat ditemukan pada Persamaan berikut:

$$Pr_s = \frac{\mu_s C_{ps}}{k_s} \quad (41)$$

Pressure drop pada *shell* dapat ditentukan pada Persamaan berikut:

$$\Delta P_s = f_s \frac{\rho_s V_s^2}{2} \frac{L_{ta}}{L_{bc}} \frac{D_s}{d_e} \quad (42)$$

Penurunan tekanan pada HE pastilah terjadi. Pada pemodelan ini penurunan tekanan disebut sebagai friksi pada bagian *shell* dan dapat dihitung dengan Persamaan 43.

$$f_s = \left(\frac{52}{Re_s}\right) + 0,17 \text{ ketika } 1 < Re_s < 500 \quad (43.a)$$

$$f_s = 0,56 Re_s^{0,14} \text{ ketika } Re_s > 500 \quad (43.b)$$

Untuk mencari diameter ekuivalensi (d_e) ada ketentuan yang dimana setiap *tube layout* berbeda bisa dilihat pada Persamaan berikut:

$$d_e = \frac{4(0,43 L_{tp}^2 - (0,5\pi d_o^2/4))}{\pi d_o} \text{ untuk } \theta_{tp} = 30^\circ \text{ \& } 45^\circ \quad (44.a)$$

$$d_e = \frac{4(L_{tp}^2 - (\pi d_o^2/4))}{\pi d_o} \text{ untuk } \theta_{tp} = 90^\circ \quad (44.b)$$

Seluruh perpindahan panas (U) dapat dicari dengan menggunakan Persamaan berikut:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_s} + \frac{d_o}{h_t d_i} + cond} \quad (45)$$

Karena perpindahan panas melibatkan konduksi, variabel konduksi pada bahan HE nantinya akan berpengaruh pada perpindahan panas yang terjadi (*cond*). Konduksi tersebut dapat dicari dengan menggunakan Persamaan 3.46.

$$cond = \frac{d_o \left(\log\left(\frac{d_o}{d_i}\right)\right)}{2 K_{cs}} \quad (46)$$

Dengan K_{cs} sebagai nilai variabel pada bahan HE itu sendiri. Untuk mendapatkan luas permukaan pada HE (A) bisa didapat dengan:

$$A = \frac{Q}{F U LMTD} \quad (47)$$

Untuk mencari nilai faktor koreksi F dapat ditemukan dengan cara membandingkan temperatur masukan dan keluaran. Dapat digunakan dengan menggunakan Persamaan berikut:

$$F = \sqrt{\frac{R^2 + 1}{R^2 - 1}} \frac{\ln\left(\frac{1-P}{1-PR}\right)}{\ln\left(\frac{2-PR-\sqrt{R^2+1}}{2-PR+1+\sqrt{R^2+1}}\right)} \quad (48)$$

Yang dimana R adalah koefisien koreksi yang dapat ditemukan dengan Persamaan 3.49

$$R = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{co} - T_{ci}} \quad (49)$$

P adalah efisiensi dapat dicari dengan Persamaan berikut:

$$P = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{ci}} \quad (50)$$

LMTD adalah *logarithmic mean temperature difference* yang dapat dicari menggunakan Persamaan 3.50.

$$LMTD = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln\left(\frac{T_{hi} - T_{co}}{T_{ho} - T_{ci}}\right)} \quad (51)$$

Dalam kesetimbangan massa HE yang berpengaruh besar dan kecilnya suatu koefisien keseluruhan perpindahan panas (U) pada *shell* yaitu jumlah *baffle*. Banyaknya *baffle* akan membuat jarak antar *baffle*nya menjadi lebih dekat seperti pada Persamaan 3.24. Dengan membuat jarak *baffle* (L_{bc}) menjadi lebih dekat maka luas permukaan pada *shell* menjadi lebih kecil. Dengan kecilnya luas permukaan maka kecepatan aliran pada *shell* menjadi lebih tinggi dan nilai *reynold* menjadi lebih tinggi seperti pada Persamaan 3.35. Seperti pada *tube*, ketika nilai *reynold* pada *shell* menjadi lebih tinggi maka nilai *nusselt* akan menjadi tinggi yang akan membuat perpindahan panas pada *shell* menjadi tinggi.

B.3 Fungsi Objektif

Pemodelan penukar panas yang telah dibuat sesuai dengan tujuan tugas akhir ini dinamakan sebagai fungsi objektif dengan tujuan membuat koefisien perpindahan panas yang terbaik. Fungsi objektif dari perpindahan panas keseluruhan seperti pada Persamaan 45. Jadi cara untuk membuat nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan menjadi besar ialah dengan pengoptimalan pada nilai diameter luar *tube* (d_o) dan jumlah *baffle* (N_b). Ketentuan nilai diameter luar *tube* dan jumlah *baffle* seperti pada Persamaan 3.52b dan 3.52c.

$$\max f(d_o, N_b) \rightarrow \text{fungsi } U \quad (52.a)$$

$$0,01905 > d_o > 0,038 \quad (52.b)$$

$$2 > N_b > 20 \quad (52.c)$$

Ketika nilai U sudah mencapai maksimal seperti pada Persamaan 52.a tetapi terdapat batasan-batasan yang dipenuhi untuk mencapai titik optimal. Ketentuan tersebut ialah minimal *pressure drop* dan minimal luas permukaan HE. Yang dimaksud diatas ialah *pressure drop* dan luas permukaan minimal adalah keadaan optimal yang akan didapat dengan keadaan *pressure drop* harus dibawah batas *pressure drop* desain yang diperbolehkan dan luas permukaan dibawah nilai luas permukaan desain HE. Batasan-batasan tersebut disebut dengan *constrain* seperti pada Persamaan 52.c. Pada kasus ini *heat exchanger* yang akan dioptimasi yaitu HE E-1111, E-1107, dan E-1102.

III. HASIL DAN DISKUSI

A. Perhitungan Keseluruhan Perpindahan Panas (U)

Ketika persyaratan sudah terpenuhi dapat dilakukan pengoptimalan dari HE E-1111, E-1107, dan E-1102 dengan data propertis dan kondisi operasi terlihat pada Tabel 1. Data tersebut dijadikan sebagai inputan pada algoritma yang sudah dibuat dengan menggunakan metode *swarm particle optimization* (PSO) untuk mengoptimalkan tiga HE tersebut. Variabel yang dilakukan optimasi adalah diameter luar *tube* (d_o), dan jumlah *baffle* (N_b). Untuk dilakukan PSO diberikan jarak maksimum dan minimum disetiap variabel tersebut dengan ketentuan standar yang ada pada kuppam [1], kern [7], dan incropera [9]. Persyaratan dan variabel ketentuan yang didapat: diameter luar diantara (d_o) 0,0191 dan 0,038 m dan

jumlah *baffle* diantara (N_b) 2 dan 15. Untuk kasus HE yang didesain adalah HE *shell-and-tube* yang didesain bertipe AES, *tube layout* (θ_{tp}) menggunakan 90° , panjang *tube* (L_{ta}), ketebalan *tube* (t_w), *baffle cut* (B_v), jumlah *shell* (N_s) dan diameter dalam *shell* (D_s) seperti pada desain.

Tabel 1 Proses input dan propertis pada HE

Nama HE	aliran massa (kg/h)	T_{masuk} ($^\circ\text{C}$)	T_{keluar} ($^\circ\text{C}$)	Massa aliran (kg/m ³)	C_p (kJ/kg.C)	μ (Pa s)	k (W/mK)
E-1111							
Pada shell : Crude feed	420085	213	232	626	2,935	0,000268	0,1
Pada tube : Residue	96001	336	256	762,5	2,92	0,0005615	0,444
E-1107							
Pada shell: AGO PROD	14436	306	163	722	2,93	0,000984	0,078
Pada tube : Crude feed	420085	151	157	695,5	2,605	0,000431	0,0875
E-1102							
Pada shell: Kero Produk	99246	157	87	711	2,475	0,000406	0,101
Pada tube: Crude feed	420279	77	95	751	2,285	0,0008765	0,1025

Dengan pemodelan tersebut dilakukan optimasi dengan menggunakan algoritma PSO dengan hasil optimasinya dapat dilihat pada tabel 2. Hasil optimisasi dilakukan perbandingan antara data desain dengan data hasil optimasi untuk mencari nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan (U) yang terbaik. Untuk nilai yang didapat setelah dilakukannya optimasi adalah pada E-1111 nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan yang didapat adalah $472 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ dan luas permukaan 289 m^2 sesuai dengan fungsi objektif yang dibuat tetapi nilai U tidak mengalami kenaikan. Karena mengecilnya luas permukaan mengakibatkan menaiknya nilai reynold dan *pressure drop*. Sebelum dilakukannya optimasi nilai *pressure drop* yang terhitung tidak terlalu jauh dengan *pressure drop allowed* yang berada pada *datasheet* seperti pada tabel 4.3. Jadi A yang dikecilkan tidak menghasilkan perubahan nilai U yang lebih besar dari desain.

Pada HE E-1107 nilai perpindahan panas keseluruhan yang didapat adalah $174 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ dengan luas permukaan sebesar 265 m^2 . Hasil sudah sesuai dengan optimasi yang dibuat.

Pada HE E-1102 hasil optimasi yang didapat pada nilai perpindahan panas keseluruhan sebesar $618 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ dan luas permukaannya adalah 574 m^2 . Hasil optimasi sudah sesuai dengan diharapkan dengan menekan luas permukaan dan *pressure drop* tidak mengurangi nilai U pada sebelumnya.

Sebelum melakukan optimasi dengan menggunakan metode PSO tahap pertama yang dilakukan adalah melakukan inisialisasi pada jumlah partikel, maksimal iterasi, beban inersia (w), kognitif parameter (c_1), parameter sosial (c_2) dan kecepatan maksimum (V_{max}).

Tabel 2 Optimasi pada HE E-1111, E-1107, dan E-1102

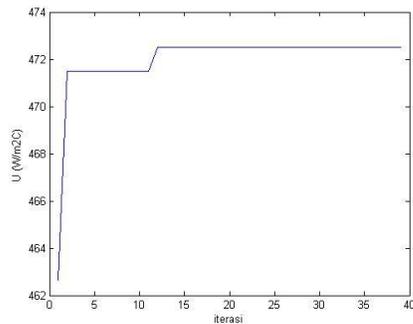
Variabel	E1111		E1107		E-1102	
	Data Desain	Hasil Optimasi	Data Desain	Hasil Optimasi	Data Desain	Hasil Optimasi
do (m)	0,0191	0,0321	0,019	0,0252	0,019	0,027
tw (m)	0,0017	0,0017	0,0021	0,0021	0,0021	0,0021
D_s (m)	0,75	0,75	1	1	1,05	1,05
N_b	13	19	17	15	11	17
L_{bi} (m)	0,7452	0,4	0,724	0,2	0,724	0,1
L_{bc} (m)	0,4	0,3	0,22	0,3	0,32	0,26
D_{oi} (m)	0,69	0,73	0,9982	1,02	0,998	1,026
V_i (m/s ²)	0,83	0,92	1,7	1,2	1,62	0,56
V_s (m/s ²)	0,79	4	0,1	0,1	0,28	0,67
ΔP_s (Pa)	51000	3772	71400	364	31400	19993
ΔP_t (Pa)	71400	6732	71400	5575	31400	1340
de (m)	0,024	0,032	0,0241	0,25	0,019	0,026
Re_s	92180	301890	1750	1571	20868	31130
Re_t	37565	36075	40683	41756	20604	10748
Pr_s	7,9	7,9	35,4845	35,5	9,8	9,8
Pr_t	21,9	21,9	12,8315	12,8	19,5	19,5
A (m ²)	295	289	296	265	576	574
U (W/m ² C)	555	472	175	174	516	618
f_s	0,17	0,17	0,21	0,2	0,17	0,17
f_t	0,01	0,01	0,02	0,01	0,01	0,01
h_s (w/m ² C)	2334	2459	201	209	991	1167
h_t (W/m ² C)	951	668	1903	1300	1567	1736
N_t	434	233	1140	787	1110	705
L_{tp} (m)	0,025	0,04	0,025	0,032	0,025	0,033

Pada kasus kali ini peneliti membuat inisialisasi sebagai berikut :

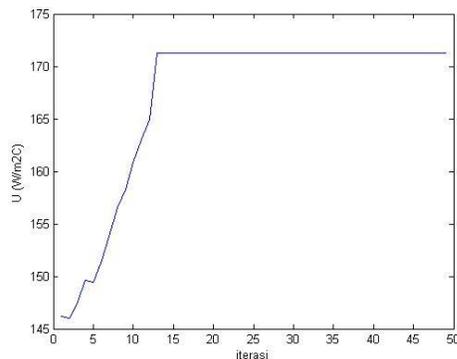
- Nilai partikel (populasi) = 30
- Maksimal nilai generasi (iterasi) = 50
- Variasi beban inersia (w) = 0,9-0,4
- Kognitif parameter (c_1) = 2
- Parameter sosial (c_2) = 2
- Kecepatan maksimum (V_{max}) = 1

Didapat solusi dari menggunakan *swarm particle optimization* (PSO) dengan menentukan nilai partikel dan nilai generasi yang dibutuhkan untuk memperoleh hasil yang optimum. Setelah didapat nilai partikel dan nilai generasinya, algoritma PSO dijalankan sebanyak 10 kali dengan mempertimbangkan mengikuti parameter parameter yang telah dibuat untuk mengoptimalkan fungsi objektif yang telah dibuat. Seperti yang terlihat pada Gambar 1 sampai dengan gambar Gambar 3 nilai keseluruhan perpindahan panas terjadi kenaikan disetiap partikelnya yang dimana sesuai dengan

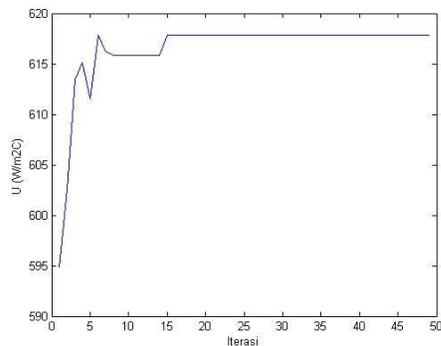
fungsi yang digunakan pada optimasi. Grafik terlihat naik karena fungsi yang dibuat mencari nilai koefisien perpindahan panas (U) yang maksimal.



Gambar 1. U maksimal pada HE E-1111 disetiap iterasi



Gambar 2. U maksimal pada HE E-1107 disetiap iterasi



Gambar 3. U maksimal pada HE E-1102 disetiap iterasi

IV. KESIMPULAN DAN SARAN

A. Kesimpulan

Berdasarkan hasil penelitian yang telah dilakukan, maka dapat disimpulkan perpindahan panas secara keseluruhan (U), luas permukaan (A), *pressure drop* pada *tube* (ΔP_t) dan *pressure drop* pada *shell* (ΔP_s) yang didapat dari hasil algoritma PSO secara berturut-turut ; pada HE E-1111 472 W/m^2C , 289 m^2 , 6691 Pa, dan 3749 Pa dengan parameter jumlah *baffle* sebanyak 19 dan diameter luar *tube* sebesar 0,032 m; pada HE E-1107 174 W/m^2C , 265 m^2 , 5575 Pa dan 364 Pa dengan parameter jumlah *baffle* sebanyak 15 dan diameter luar *tube* sebesar 0,0252 m ; dan HE E-1102 618 W/m^2C , 574 m^2 , 1340 Pa dan 19993 Pa dengan parameter jumlah *baffle* sebanyak 17 dan diameter luar *tube* sebesar 0,0266 m. Hasil dari optimasi dikatakan sudah

dapat dikatakan optimal karena sudah memenuhi fungsi objektif yaitu mencari nilai U maksimal dengan ketentuan luas permukaan dan *pressure drop* dibawah data desain atau *datasheet*.

B. Saran

Heat Exchanger yang telah dioptimasi dapat dijadikan pertimbangan dalam melakukan pembuatan HE *shell-and-tube* dengan performansi yang lebih baik.

UCAPAN TERIMA KASIH

Terima kasih kepada *member* lab instrumentasi yang telah membantu menyelesaikan laporan dan paper ini. Serta dosen pembimbing yang kerap membimbing proses pengerjaan tugas akhir hingga selesai.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] T Kuppan, Heat Exchanger Design Handbook (2000) Marcel Dekker, Inc.
- [2] V.K Patel, R.V. Rao, Design Optimization of shell-and-tube heat exchanger using particle swarm optimization technique, Applied Thermal Engineering 30 (2010) 1417-1425.
- [3] Kusnarjo, desain alat perpindahan panas, 2010.
- [4] Antononio C.Caputo, Pacifico M. Pelagagge, Paolo Salini, Heat exchanger design based on economic optimisation, Applied Thermal Engineering 28 (2008) 1151-1159.
- [5] Resar Selbas, O'nder Kizilkan, Marcus Reppich, A new design approach for shell-and-tube heat exchangers using genetic algorithms from economic point of view, Chemical Engineering dan Processing 45 (2006) 268-275.
- [6] P.M.V Subbarao, Design Formulae for Mingled Shell-side stream, Mechanical Engineering Department IIT Delhi.
- [7] D.Q Kern, Process Heat Transfer, International Student Edition, ISBN 0-07-083353-3.
- [8] Jie Yang, Aiwu Fan, Wei Liu, Anthony M. Jacobi. 2013. "Optimization of shell-and-tube heat exchanger conforming to TEMA standards with design motivated constructal theory". University of Illinois, Urbana, IL, USA.
- [9] Frank P. Incropera, Favid P. Dewitt, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley and Sons.