Optimasi Desain Alat Penukar Kalor Gas Buang untuk Pemanas Air Degreaser

Sukarman*), Yogi Sirodz Gaos **)
*) *Mahasiswa Program Studi Magister Teknik Mesin, Universitas Pancasila, Jakarta*
**) *Dosen Progrm Studi Magister Teknik Mesin, Universitas Pancasila, Jakarta*
Email: sukarman1517@gmail.com

ABSTRAK

Pada tesis ini telah dilakukan optimasi ketel uap tekanan rendah dengan menambahkan *APK* pada cerobong untuk pemanas air masuk proses *degreasing*. Optimasi desain *APK* ini dilakukan dengan metode *full factorial* menggunakan empat variable bebas dengan tiga *level* eksperimen sehingga diperoleh 81 data hitungan. Hasil optimasi *full factorial* didapatkan nilai koefisien perpindahan desain (*Ud*) tertinggi sebesar 358.7 W/m^{2}K dengan nilai koefisien perpindahan kalor bersih (*Uc*) 287,4 W/m^{2}K. Kondisi ini deperoleh pada diameter luar pipa 0,0191 m, susunan pipa 45^o, jarak antara pipa PR adalah 1.5 dan panjang pipa 3,0 m. *APK* ini memiliki kapasitas maksimum memindahkan panas sebesar 212.48 kW dengan laju aliran massa air sebesar 4,2 kg/ detik dan memiliki efisiensi eksergi sebesar 79,7 %. Hasil validasi *HTRI* diperoleh penyimpangan kontruksi dan koefisien perpindahan panas masing-masing 1.2% dan 6.55% lebih rendah dari data hitungan manual.

Kata kunci: APK *shell & Tube, full factirial, HTRI* dan Eksergi.

ABSTRACT

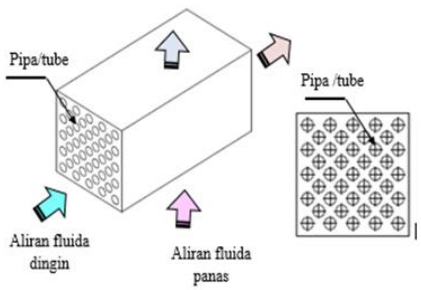
Heat utilization of exhaust gas from low-pressure steam boiler on the phospating process to heat the water inlet in degreasing process is one of the real form of energy conversion optimization. It was working by adding STHE on the chimney so exhaust gas temperature will be come down and reduces the environment impact. STHE optimize design was performed by full factorial method by using four independent variables by three levels design calculation so we get 81 data results. The optimum design has been performed validation with HTRI software version 7 licensed. The result of full factorial optimization showed the highest value of cleanest heat transfer coefficient (Uc), design heat transfer coefficient (Ud) and overall heat transfer area are 312,3 W/m2K, 358.7 W/m2K and 7.3 m2 respectively. It's have outer diameter pipe 0,0191 m, pipe arrangement 45^o, pitch ratio 1.5 and pipe length 3,0 m. The STHE duty is about 212.48 kW and 4,2 kg/s for water flow rate. The additional of STHE on the chimney has 79,7% exergy efficiency. The deviation result of STHE contruction and heat transfer coeficient are 1,2 % and 6,55% respectively higher than HTRI validation datas.

Key words: shell & tube heat exchanger, full factorial, HTRI and exergy.

PENDAHULUAN

Pemanfatan energi gas buang merupakan bentuk nyata optimasi sistem termal. Pada tesis ini telah dilakukan optimasi desain *APK* untuk pemanasan air masuk pada proses *degreaser*. Sumber energi diambil dari cerobong pada ketel uap tekanan rendah yang suhurnya mencapai 180-205^{o}C. APK dalam desain ini merupakan tipe *unmixed cross flow* dengan fluda panas pada sisi *shell* dan fluida dingin pada sisi *tube*.

Model fisik *APK* pada ketel uap tekanan rendah menggunakan fluida air (sebagai fuida dingin) dan gas (sebagai fluida panas) dari hasil pembakaran (CO_2, dan H_2O) bisa dilihat pada gambar 1. Sistematika aliran fluida pada *APK*, pertama udara mengalir dari dalam kamar pembakaran ke pipa-pipa ketel tekanan rendah dari bawah ke atas menggunakan prinsip perbedaan tekanan. Energi pada gas buang diserap oleh air sebagai fluida dingin, selanjutnya gas buang dengan suhu 180-205^{o}C masuk ke dalam *shell* untuk memanaskan air di dalam *tube*. Gas buang yang telah mengalami penurunan suhu diteruskan ke cerobong untuk dibuang ke lingkungan.



Gambar 1. Model fisik alat penukar kalor aliran silang tidak campur

Material APK *shell dan tube* ini menggunakan material *stainless steel* 304 dengan kandungan Ni = 18-20 %, Cr =8-11% dan Mn ≤ 2% sesuai JIS G 4303 (S30200), dengan konduktivitas termal k = 14,9 W/m.K [8-859].

Berdasarkan identikasi di lapangan diketahui bahwa suhu air masuk ke ketel uap tekanan rendah sekitar 40^{o}C, yang artinya masih sekitar 10^{o}C di bawah suhu optimum untuk proses *degreasing*. Mengacu pada data ini maka pokok permasalahan yang akan diangkat dalam penelitian ini adalah bagaimana mendesain APK tipe *shell and tube* yang optimum untuk memanfaatkan energi/ kalor gas buang untuk pemanasan air masuk pada proses degreaser sehingga menghemat pemakaian energi dan mengurangi potensi menurunkan kualitas udara.

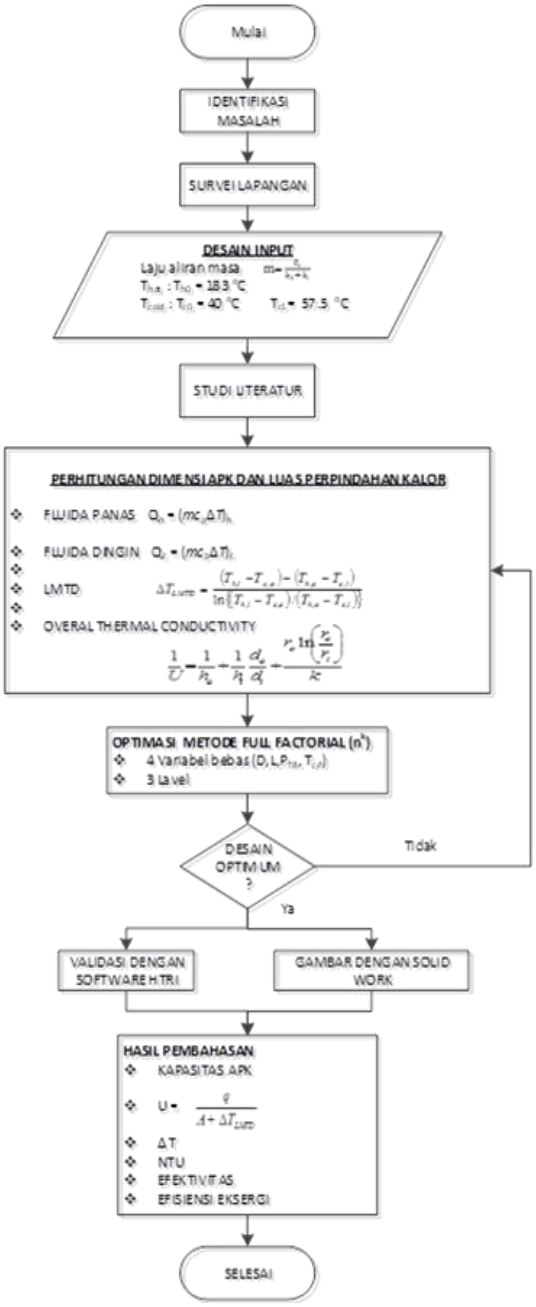
METODE PENELITIAN

Penelitian ini mengambil tema optimasi alat APK dengan judul "*Optimasi Desain Alat Penukar Kalor Gas Buang Untuk Pemanasan Air Proses Degreaser*". Pada penelitian ini menggunakan optimasi desain ekperimental *full factorial* yang meliputi 4 variable penelitian dan 3 level eksperimen. Proses penghitungan desain menggunakan pendekatan algoritma dan selanjutnya dipilih desain APK yang paling optimum.



Gambar 2. Pengukuran suhu fluida panas di sisi outlet

Optimasi desain *full factorial* dengan menggunakan 4 variabel bebas dengan 3 level percobaan sehingga diperoleh data sebanyak 81 hitungan manual. Dari 81 data tersebut dipilih hasil yang optimum dan divalidasi dengan software HTRI versi 7 berlisensi.



Gambar 3. Alir Proses Penelitian

Variabel bebas untuk melakukan optimasi desain adalah sebagai berikut:

Tabel 1 Variabel bebas dan level eksperimen full factorial

Kode	Variabel bebas	Simbol	Level I	Level II	Level III
A	Diameter luar pipa dalam m	d	**0,01905**	**0,02223**	**0,02540**
B	Panjang pipa dalam m	L	2,8	3,0	3,3
C	Jarak antar pipa/ Pitch *tube* ratio)	P_{TR}	1,5	2,0	2,4
D	Susunan pipa (Tube layout pattern)	T_{LP}	30^{o}	45^{o}	60^{o}

Persamaan-persamaan yang digunakan untuk melakukan optimasi desain adalah sebagai berikut:

Dimensi pipa (tube)

Rasio jarak antar pipa (tube pitch rasio) [9].

$$PR = \frac{P_r}{d_o} \text{..... (1)}$$

Luas penampang pipa (*cross sectional area of the tube*) [9].

$$A_C = \frac{\pi d_i^2}{4} \text{ ..... (2)}$$

Luas permukaan pipa (*sectional area of the tube*) [4, 5, 8, 9].

$$Ao = \pi d_o N_t L \text{ ..... (3)}$$

Jumlah pipa (Nt) dihitung dengan berdasarkan besaran nilai koefisien k_1 dan n_1 pada tabel 2 yang merupakan konstanta Sinot's [4,5].

$$Nt = k\left[\frac{d_s}{d_o}\right]^{n_1} \text{ ..... (4)}$$

Tabel 2. Nilai koefisien k1 dan n1 (Masoud Asadi)

No. of *tube* Phase	Triangular *tube* pitch St=1,25 do		Square *tube* pitch St=1,25 do	
	k1	n1	k1	n1
1	0,3190	2,142	0,215	2,207
2	0,2490	2,207	0,156	2,291
4	0,1750	2,285	0,158	2,263
6	0,0743	2,499	0,0402	2,617
8	0,0365	2,675	0,0331	2,643

Dimana n_1 dan k_1 adalah konstata Sinnot [5].

$$Db = do\left(\frac{Nt}{k_1}\right)^{\frac{1}{n1}} \text{ ..... (5)}$$

Dimensi cangkang (*shell*)

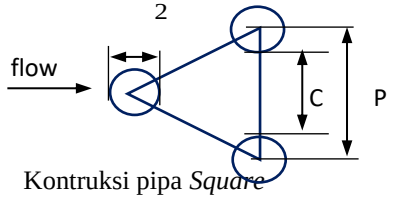
Luas penampang aliran cangkang *(bundle cross flow area)* [4, 5]

$$A_s = \frac{D_s}{P_t} CB \text{ ..... (6)}$$

Diameter ekuivalen *(De)* dan diameter *shell (Ds)* [4, 5].

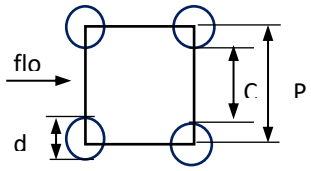
- Kontruksi pipa *Triangular*

$$De = \frac{4\left(\frac{P_t^2\sqrt{3}}{4} - \frac{\pi d_o^{\,2}}{8}\right)}{\frac{\pi d_o}{2}} \text{ ..... (7)}$$



- Kontruksi pipa *Square*

$$De = \frac{4\left(P_t^2 - \frac{\pi d_o^{\,2}}{4}\right)}{\pi d_o} \text{ ..... (8)}$$



Diemater cangkang/ *shell (Ds)* dan *bundle diameter (D_b)* [9-70].

$$D_s = Db + Bs \text{ ..... (9)}$$

Perhitungan sifat fluida di sisi pipa (*tube*)

Bilangan *Reynold* [4,5,8,9].

$$\mathrm{Re}_t = \frac{\rho_t\, v_t\, d_i}{\mu_t} \text{ ..... (10)}$$

Bilangan *Nusselt* (Nu)

- Untuk aliran laminar (Re<2300) [4,5]

$$Nu_t = 0{,}657 + \left[\frac{0{,}0677\{\mathrm{Re}_t\,\mathrm{Pr}_t(di/L)\}^{1{,}33}}{1 + 0{,}1\mathrm{Pr}_t\{\mathrm{Re}_t(di/L)\}^{10{,}3}}\right] \text{ ..... (11)}$$

- Untuk aliran transisi (2300>Re>10000 [5,6]

$$Nu_t = \frac{(f/8)(\mathrm{Re}_t - 1000)\,\mathrm{Pr}_t}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}\left(\mathrm{Pr}t^{2/3} - 1\right)}\left(1 - \frac{di}{L}\right) \text{..... (12)}$$

- Untuk aliran turbulen (Re>10000) [6-225]

$$Nu_t = \frac{(f/8)\mathrm{Re}_t\,\mathrm{Pr}_t}{1.07 + 12.7(f/8)^{1/2}\left(\mathrm{Pr}t^{2/3} - 1\right)}\left(\frac{\mu_t}{\mu_s}\right)^{0{,}11} \text{..... (13)}$$

Dengan *f* adalah nilai gesekan fluida dengan pipa yang besarnya ditentukan sebagai berikut.

$$f = \left(1.82.\log_{10}\mathrm{Re}_t - 1{,}64\right)^{-2} \text{..... (14)}$$

Koefisien perpindahan panas pada bagian dalam pipa [4,5,6,]

$$h_i = \frac{Nu_t k_t}{d_i} \text{ ..... (15)}$$

Perhitungan *Pressure drop*

Penurunan tekanan dihitung dengan rumus berikut [9-50]

$$\Delta P = \frac{v_t \rho}{2} n_p\left(\frac{fL}{d_i} + 4\right) \text{ ..... (16)}$$

Perhitungan sifat fluida di sisi cangkang *(shell)*

Bilangan *Reynold* [4,5]

$$\mathrm{Re}_s = \left(\frac{m_s}{A_s}\right)\left(\frac{D_e}{\mu_s}\right) \quad \text{..... (17)}$$

Koefisien pindah panas di bagian luar pipa [5]

$$h_o = \frac{0.36k_s}{D_e}\mathrm{Re}_s\, 0.55\mathrm{Pr}_s^{1/3} \text{..... (18)}$$

Penurunan Tekanan [4].

$$\Delta P = f_k\left(\frac{v_s^{\,2}\rho}{2}\right)\left(\frac{L}{B}\right)\left(\frac{Ds}{De}\right) \text{..... (19)}$$

Perhitungan prestasi *APK*

Koefisien pindah panas menyeluruh [4,5].

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i}\frac{d_o}{d_i} + \frac{r_o \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{k} \text{..... (20)}$$

Log mean temperature difference (LMTD) [4,5,8,9].

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(\mathrm{T}_{hi} - T_{co}) - (\mathrm{T}_{ho} - T_{ci})}{\ln\left[\frac{(\mathrm{T}_{hi} - T_{co})}{(\mathrm{T}_{ho} - T_{ci})}\right]} \text{..... (21)}$$

Foktor koreksi konfigurasi APK shell and tube [4,5].

Untuk R≠1

$$F = \left(\frac{\sqrt{R^2+1}}{R-1}\right)\frac{Ln\left[\frac{(1-P_Z)}{1-RP_Z}\right]}{Ln\left[\frac{(2/P_Z)-1-R+\sqrt{R^2+1}}{(2/P_Z)-1-R-\sqrt{R^2+1}}\right]} \text{..... (22)}$$

R= $\frac{T_1-T_2}{t_2-t_1}$ dan P=$\frac{T_1-T_2}{t_2-t_1}$ dengan Pz adalah sebagai berikut:

Untuk R=1

$$Pz = \frac{1-\left(\frac{RP-1}{p-1}\right)^{1/N}}{R-\left(\frac{RP-1}{P-1}\right)^{1/N}} \text{..... (23)}$$

$$\mathrm{F} = \frac{\sqrt{2P}}{(1-P)\ln[(2-P(2-\sqrt{2}))/(2-P(2-P(2+\sqrt{2}))]} \text{..... (24)}$$

Perhitungan kesetimbangan energi di dalam alat penukar kalor, APK adalah sebagai berikut [4,5,6,7,8,9]:

Energi panas yang dipindahkan

$$Q = UAF_T\Delta T_{LMTD} \text{..... (25)}$$

Perubahan panas pada air (fluida dingin)

$$Q_{cold} = (mcp\Delta T)_{cold} \text{..... (26)}$$

Perubahan panas pada gas (fluida panas)

$$Q_{hot} = (mcp\Delta T)_{hot} \text{..... (27)}$$

Efektivitas *APK*

Efektivitas *APK* dan *Number Transfer Unit APK* 1-*shell* pass *and* 4-*tube* pass dihitung menggunakan persamaan berikut [8-694].

$$\mathrm{C} = \mathrm{C}_{\min}/\mathrm{C}_{\mathrm{mak}} \text{..... (28)}$$

$$\varepsilon = \frac{\mathrm{T}_{\mathrm{co}} - \mathrm{T}_{\mathrm{ci}}}{\mathrm{T}_{\mathrm{hi}} - \mathrm{T}_{\mathrm{ci}}} \times 100\% \text{..... (29)}$$

$$NTU = -\sqrt{(1-\mathrm{C}^2)}.\ln\left(\frac{\frac{2}{\varepsilon}-1-C-\sqrt{(1+C^2)}}{\frac{2}{\varepsilon}-1-C+\sqrt{(1+C^2)}}\right) \text{..... (30)}$$

Analisis eksergi

Perhitungan matematika pada kesetimbangan eksergi ditulis oleh Arepally dkk [11] adalah sebagai berikut:

Fluida Panas (Gas buang)

- Eksergi (*W*) yang tersedia:

$$W_{h,in} = Cp_{hi}\left[(T_{hi} - T_\infty) - T_\infty \ln\frac{T_{hi}}{T_\infty}\right] \text{..... (31)}$$

- Eksergi yang terbuang:

$$W_{h,out} = Cp_{hi}\left[(T_{ho}T_\infty) - T_\infty \ln\frac{T_{ho}}{T_\infty}\right] \text{..... (32)}$$

Fluida dingin (air)

- Eksergi yang terserap:

$$W_c = Cp_{c0}\left[(T_{c0} - T_\infty) - T_\infty \ln\frac{T_{c0}}{T_\infty}\right] - Cp_{ci}\left[(T_{c0} - T_\infty) - T_\infty \ln\frac{T_{ci}}{T_\infty}\right]$$

..... (33)

Efisiensi Eksergi (η_W)

Eksergi hilang merupakan selisih dari eksergi masuk kedalam system dikurangi dengan eksergi yang keluar dari system [11].

$$W_{loss} = W_{Hin} - W_{Hout} - W_c \text{..... (34)}$$

Efisiensi eksergi dapat didefinisikan sebagai rasio eksergi digunakan bersih dalam system terhadap eskergi yang disuplai/eksergi masuk [11].

$$\eta_W = \frac{W_{Hin} - W_{out}}{W_{Hin}} \text{ x 100\% ..... (35)}$$

HASIL DAN DISKUSI

Optimasi dalam penelitian ini menggunakan 4 variable bebas dan 3 lavel eksperimen sehingga dengan metode *full factorial* diperoleh matrik perhitungan sebanyak 81 kali. Matrik kombinasi *full factorial* dan bisa dilihat pada table 3.

Table 3. Matrik optimasi *full factorial*

No.	OD	PR	L	CL	No.	OD	PR	L	CL	No.	OD	PR	L	CL
	[m]	-	[m]	[Degree]		[m]	-	[m]	[Degree]		[m]	-	[m]	[Degree]
1	0,0222	2,00	3,0	45	28	0,0254	1,50	2,8	60	55	0,0191	1,50	3,3	30
2	0,0254	1,50	3,0	60	29	0,0254	2,40	3,3	30	56	0,0191	2,00	2,8	30
3	0,0254	2,40	2,8	60	30	0,0191	2,00	3,3	60	57	0,0254	2,00	3,0	30
4	0,0222	1,50	2,8	60	31	0,0254	2,40	3,3	45	58	0,0222	2,00	3,3	30
5	0,0222	1,50	3,3	45	32	0,0191	1,50	3,0	60	59	0,0191	2,40	3,0	45
6	0,0254	1,50	3,3	45	33	0,0191	2,00	2,8	60	60	0,0254	1,50	3,0	45
7	0,0191	2,00	3,0	30	34	0,0222	2,00	3,0	60	61	0,0191	2,40	3,3	45
8	0,0254	1,50	2,8	45	35	0,0222	1,50	3,0	30	62	0,0254	2,00	2,8	60
9	0,0222	2,40	3,0	30	36	0,0222	1,50	2,8	30	63	0,0222	2,00	2,8	60
10	0,0254	2,00	3,3	60	37	0,0254	2,00	2,8	30	64	0,0191	2,40	3,0	60
11	0,0254	2,40	2,8	30	38	0,0222	1,50	3,3	60	65	0,0222	1,50	2,8	45
12	0,0191	2,00	3,3	45	39	0,0191	1,50	3,3	45	66	0,0222	2,00	3,3	60
13	0,0222	2,00	2,8	45	40	0,0222	2,40	3,0	45	67	0,0191	2,40	3,3	30
14	0,0222	2,40	3,0	60	41	0,0191	2,00	2,8	45	68	0,0222	2,40	2,8	30
15	0,0254	1,50	3,3	30	42	0,0191	2,00	3,0	60	69	0,0191	1,50	3,0	30
16	0,0254	2,40	3,0	30	43	0,0254	2,40	3,3	60	70	0,0222	1,50	3,3	30
17	0,0222	2,40	3,3	45	44	0,0254	2,40	3,0	60	71	0,0254	1,50	3,0	30
18	0,0222	2,40	3,3	60	45	0,0222	2,00	3,3	45	72	0,0254	1,50	2,8	30
19	0,0222	2,40	3,3	30	46	0,0222	1,50	3,0	60	73	0,0254	2,40	3,0	45
20	0,0191	2,00	3,0	45	47	0,0191	1,50	2,8	45	74	0,0191	1,50	3,3	60
21	0,0191	2,40	2,8	30	48	0,0222	1,50	3,0	45	75	0,0191	2,40	2,8	45
22	0,0222	2,00	2,8	30	49	0,0191	2,00	3,3	30	76	0,0191	1,50	2,8	60
23	0,0191	2,40	2,8	60	50	0,0254	2,40	2,8	45	77	0,0191	2,40	3,0	30
24	0,0191	2,40	3,3	60	51	0,0191	1,50	3,0	45	78	0,0254	2,00	3,3	45
25	0,0222	2,40	2,8	45	52	0,0254	2,00	3,3	30	79	0,0254	2,00	3,0	45
26	0,0222	2,00	3,0	30	53	0,0222	2,40	2,8	60	80	0,0254	1,50	3,3	60
27	0,0191	1,50	2,8	30	54	0,0254	2,00	2,8	45	81	0,0254	2,00	3,0	60

Dari perhitungan manual diperoleh nilai optimum pada iterasi no.51 dengan nilai koefisien perpindahan panas desain, *Ud* tertinggi pada kondisi over desaing yang dibatasi pada 15%≤ (1-*Ud*/*Uc*) ≤25%. Kontruksi APK *Shell and tube* berdasrkan hitungan manual pada kondisi optimum pada iterasi 51 dibandingkan dengan iterasi no. 47 tersaji pada tabel 4.

Tabel 4. Kontruksi *shell & tube* hitungan manual

Data	Kontruksi Pipa		Unit
	Nilai Tersaji	Nilai Optimum	
di	0.016560	0.01656	m
do	0.0191	0.019050	m
L	2.8	3.0	m
Nt	41	41	unit
B	0.23	0.19	m
C	0.0095	0.0095	m
CL	1	1	
CTP	0.85	0.85	
k	14.90	14.90	
Pt	0.0286	0.0286	
PR	1.50	1.50	
Ac	0.000215	0.000215	m^2
Ao	6.87	7.36	m^2

Data	Kontruksi Shell		Unit
	Nilai Tersaji	Nilai Optimum	
Ds	0.339	0.339	m
As	0.0180	0.0145	m^2
De	0.0356	0.0356	m

Koefisien perpindahan panas hitungan manual data nilai tersaji dan optimum pada table 5 Kinerja APK hitungan manual. Data nilai optimum akan dilakukan validasi dengan *software HTRI* dan hasilnya akan dilakukan analisa.

Table 5 Kinerja APK hitungan manual

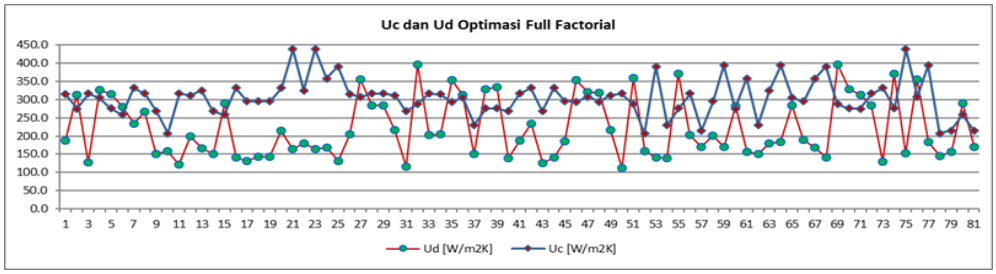
Data	Nilai Tersaji	Nilai Optimum	Unit
1/U	0.003	0.003	
U	320.9	358.7	W/m2K
ΔT_{LMTD}	89.20	89.20	K
Q	177.39	212.48	kW
Q_{cold}	170.06	170.06	kW
Q_{hot}	170.01	170.01	kW
ε	6.70	6.70	%
NTU	6.96	6.96	%
η_{Ex}	34.27	34.27	%

Hasil validasi *HTRI* untuk laju perpindahan kalor, koefisien perpindahan kalor menyeluruh disain dan bersih, beda suhu rata-rata logaritmik (ΔT_{LMTD}), koefisien perpindahan kalor menyeluruh disain (*Ud*) dan bersih (*Uc*), jumlah baffle dan faktor pengotoran tersaji pada table 6.

Table 6. Perbandingan kinerja APK optimum

Parameter	Manual	*HTRI*
Laju perpindahan kalor (q), kW	170.06	170.50
Koefisien perpindahan kalor disain (*Ud*), W/m^2K	358,75	335,24
Koefisien perpindahan kalor bersih (*Uc*), W/m2K	287,13	268,64
ΔT_{LMTD}, K	89,20	84.70

Grafik koefisien perpindahan kalor menyeluruh disain (*Ud*) dan bersih (*Uc*) hasil perhitungan manual tersaji pada gambar 4.



Gambar 4. Grafik koefisien perpindahan kalor menyeluruh disain (*Ud*) dan bersih (*Uc*)

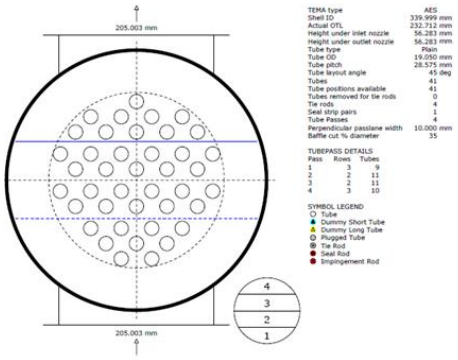
Hasil perhitungan manual yang paling optimum divalidasi dengan *HTRI* versi 7.1 berlisensi. Hasil validasi kontruksi pipa tersaji pada tabel 7.

Table 7. Validasi *HTRI* kontruksi pipa

Data	Kontruksi Pipa		Unit
	Optimum [Hitungan Manual]	HTRI	
di	0.0166	0.0166	m
do	0.0191	0.0191	m
L	3.0	3.0	m
Nt	41	41	unit
B	0.188	0.275	m
C	0.0095	0.0095	m
CL	1.00	1.00	
CTP	0.85	0.85	
k	14.9	14.90	
Pt	0.0286	0.0286	
PR	1.5	1.5	
Ac	0.0002	-	m²
Ao	7.36	7.27	m²

Data	Kontruksi Shell		Unit
	Optimum [Hitungan Manual]	HTRI	
Ds	0.339	**0.340**	m
As	0.0145	.-	m²
De	0.0356	.-	m

Dari tabel 7 diketahui nilai luas permukaan APK, Ao pada hitungan manual lebih besar sekitar 2,1% hal ini dikarenakan adanya pengurangan luas permukaan total, *Ao* akibat penambahan buffle. Pada hitungan manual pengurangan ini diabaikan sehingga hasil hasil validasi *HTRI* lebih besar 2,1%.



Gambar 5. Penampang kontruksi pipa

KESIMPULAN

Berdasarkan hasil optimasi pada tabel eksperimen *full factorial* diatas dapat diidentifikasi bahwa data rancangan nomor 51 merupakan desain yang paling optimum. Pada kondisi ini didapatkan luas permukaan meyeluruh APK sebesar 7.34 m2, koefisien perpindahan kalor desain (*Ud*) dan bersih (*Uc*) masing-masing sebesar 358,75 W/m^{2}K dan 287,4 W/m^{2}K. Variabel bebas rancangan ini memiliki diameter luar pipa 0,0191 m; bentuk susunan pipa 45^o dengan nilai CL 1,0; jarak antara pipa PR adalah 1.5 dan panjang pipa 3,0 m. Alat penukar kalor tipe *AES 1-4* pass tubes ini memiliki kapasitas pindah panas maksimum sebesar 204,3 kW

Berdasarkan table 7 diketahui bahwa hasil hitungan maual luas permukaan perpindahan kalor menyeluruh, Ao lebih besar dibandingkan hasil validasi dikarenakan pada hitungan manual pengurangan dimensi karena pemakaian baffle diabaikan.

a. Tidak terdapat perbedaan signifikan antara Q_{cold} dan Q_{hot} data rancangan dengan data *HTRI*. Perbedaan hitungan manual dengan data *HTRI* hanya berkisar 0,2% sehingga bisa diabaikan.
b. Eksergi yang rusak pada kondisi optimum sebesar 22,4 J/kg atau 26,5% dengan efisiensi eksergi sebesar 79,7 %.

DAFTAR PUSTAKA

[1] A.L.H. Costa and E. M. Queiroz. Design optimization of shell-and-tube heat exchangers. Elsivier, Applied Thermal Engineering 28 (2008) 1798–1805.

[2] Y. Ozcelik. Exergetic optimization of shell and tube heat exchangers using a genetic based algorithm. Applied Thermal Engineering 27 (2007) 1849–1856.

[3] Y. Haseli, I. Dincer, and G.F. Naterer. Optimum temperatures in a shell and tube condenser with respect to exergy. International Journal of Heat and Mass Transfer 51 (2008) 2462–2470.

[4] D. K. Mohanty. Application of firefly algorithm for design optimization of a shell and tube heat exchanger from economic point of view. International Journal of Thermal Sciences 102 (2016) 228-238.

[5] M. Asadi, Y. Song, B. Sunden, and G. Xie. Economic optimization design of shell-and-tube heat exchangers by a cuckoo-search-algorithm. Applied Thermal Engineering 73 (2014) 1030-1038.

[6] Holman J.P. 1997. Perpindahan Kalor, Ed. Keenam. Jakarta: Erlangga.

[7] D.Q. Kern. 1983. Process Heat Transfer, Ed. Keduapuluh satu. Japan: McGraw-Hill.

[8] Changel, Yunus A. 2004. Heat Tranfer: A Practical Approach. Singapore: McGraw-Hill.

[9] M. Nitsche and R.O. Gbadamosi. 2016. HEAT EXCHANGER DESIGN GUIDE: A Practical Guide for Planning, Selecting and Designing of Shell and Tube Exchangers. Waltham-USA. Elsevier

[10] TEMA, Standards of the tubular exchanger manufacturers association, 8th ed.Tubular Exchanger Manufacturers Association, New York; 1999.

[11] D. Arepally, S.R. Ravula, G.M. Malik, and V.R. Kamidi. Mathematical Modelling, Energy and Exergy Analysis of Tomato Slices in a Mixed Mode Natural Convection Solar Dryer. Chemical Science International Journal 20 (2017).