ROTARY
ISSN: 2721-6225 (print)
ISSN: 2745-6331 (online)
Volume 5 No 2 2023
https://ppjp.ulm.ac.id/journals/index.php/rot
page 105-120

ANALISIS MODIFIKASI *SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER* PADA PENGOLAHAN AIR LIMBAH PT. ANDALAN FURNINDO

ANALYSIS OF SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER MODIFICATION IN WASTE WATER TREATMENT PT. ANDALAN FURNINDO

Antan Noraidi Maulana[1)], Katiko Imamul Muttaqin[1)], Ahmad Riyadi[1)], M. Khoiri[1)]
[1]Politeknik Negeri Banjarmasin, Banjarmasin, Indonesia
email: antannoraidimaulana@poliban.ac.id*, katikoim@poliban.ac.id, muhammadriyadi226@gmail.com, hoirin25@gmail.com

Received:
24 Agustus 2023

Accepted:
03 September 2023

Published:
04 September 2023

Abstract
Heat exchanger in the waste water treatment process of PT. Andalan Furnindo is frequently in trouble. Therefore, the authors try to modify the heat exchanger design on the tube, baffle, and estimated pressure drop in order to get better performance. The data processing starts from modifying the dimensions of shell diameter, tube diameter, shell length, tube length, number of baffles, number of tubes and type of fluid flow path. Linking the correlation between parameters with dimensional modifications that have been done so that the final result is the value of the heat transfer coefficient and pressure drop as desired. The results of design calculations with Ds_{id} =1 m; d_i = 0,02 m; d_o = 0,025 m; length of shell and tube = 4.6 m; B=5; N_t=1176 and the flow path U is to produce U_c=683 $(W/m^2.K)$ dan U_f=569 $(W/m^2.K)$; Δp_s=1691,3 Pa; dan Δp_t=1276,6 Pa. By modifying the tube and shell diameter which is larger than the factory setting, it can facilitate the unit maintenance process in terms of cleaning dirt in the tube and in the shell. So that the performance is stable, the service life of the unit is longer, and the next maintenance time is properly scheduled.
Keywords: *Shell Diameter, Tube Diameter, Pressure Drop, Baffle*

Abstrak
Heat exchanger pada proses pengolahan air limbah PT. Andalan Furnindo sering bermasalah. Oleh sebab itu, penulis mencoba untuk memodifikasi desain *heat exchanger* pada bagian *tube*, *baffle*, dan estimasi *pressure drop* agar mendapat performa yang lebih bagus. Proses pengolahan data dimulai dari memodifikasi dimensi diameter *shell*, diameter *tube*, panjang *shell*, panjang *tube*, jumlah *baffles*, jumlah *tube* dan jenis *path* aliran fluida. Menghubungkan korelasi antara parameter dengan modifikasi dimensi yang telah dilakukan agar hasil akhir berupa nilai koefisien perpindahan panas dan *pressure drop* sesuai yang diinginkan. Hasil perhitungan perancangan dengan Ds_{id} =1 m; d_i = 0,02 m; d_o = 0,025 m; panjang *shell* dan *tube*=4,6 m; B=5; N_t=1176 dan *path* aliran U adalah menghasilkan U_c=683 $(W/m^2.K)$ dan U_f=569 $(W/m^2.K)$; Δp_s=1691,3 Pa; dan Δp_t=1276,6 Pa. Dengan memodifikasi diameter *tube* dan *shell* yang lebih besar dari setelan pabriknya dapat memudahkan proses perawatan unit dalam hal membersihkan kotoran dalam *tube* maupun dalam *shell*. Sehingga performanya stabil, umur pemakaian unit lebih lama, dan waktu perawatan selanjutnya terjadwal dengan baik.
Kata kunci: Diameter Shell, Diameter Tube, Pressure Drop, Baffle

DOI: 10.20527/jtam_rotary.v5i2.9963

How to cite: Maulana, A. N., Muttaqin, K. I., Riyadi, A., & Khoiri, M., "Analisis Modifikasi *Shell And Tube Heat Exchanger* Pada Pengolahan Air Limbah PT. Andalan Furnindo". *JTAM ROTARY*, 5(2), 105-120, 2023.

PENDAHULUAN

Heat Exchanger adalah perangkat yang digunakan untuk mentransfer energi panas (entalpi) antara dua atau lebih aliran fluida pada temperatur yang berbeda. *Heat Exchanger* banyak digunakan dalam pembangkit listrik, pemrosesan kimia, pendingin elektronik, AC, *freezer*, dan aplikasi otomotif (Fraas, 1991). *Heat Exchanger* melayani banyak fungsi dan datang dalam berbagai bentuk dan ukuran sehingga dapat diklasifikasikan berdasarkan pemulihan dan regenerasi (*Recuperation & Regeneration*), proses perpindahan : kontak langsung dan perpindahan panas transmural, geometri konstruksi: tabung, pelat, dan permukaan yang diperluas, mekanisme perpindahan panas: fase tunggal dan dua fase, dan pengaturan aliran: paralel, counter dan cross-flow (Moran, Michael J., 2003).

Desain dasar *shell-and-tube exchanger* diperkenalkan pada awal 1900-an untuk memenuhi kebutuhan pembangkit listrik untuk permukaan penukar panas yang besar sebagai kondensor dan pemanas air umpan yang mampu beroperasi di bawah tekanan yang relatif tinggi (Shah & Sekulic, 2003). Kedua aplikasi asli penukar panas *shell-and-tube* ini terus digunakan, tetapi desainnya telah menjadi sangat canggih dan terspesialisasi (Incropera, D., 2007).

Masalah paling umum dalam desain *heat exchanger* adalah *rating* dan *sizing*. Masalah *rating* berkaitan dengan penentuan laju perpindahan panas dan temperatur keluar fluida untuk laju aliran fluida yang ditentukan, temperatur masuk, dan penurunan tekanan yang diijinkan untuk penukar panas yang ada. Oleh karena itu, luas permukaan perpindahan panas dan dimensi saluran aliran sangat berperan penting. Masalah *sizing*, melibatkan penentuan dimensi penukar panas, yaitu memilih jenis penukar panas yang sesuai dan menentukan ukuran untuk memenuhi persyaratan fluida panas dan dingin yang ditentukan, temperatur masuk dan keluar, laju aliran dan *pressure drop.* Selain itu kebutuhan standar desain mekanik sama pentingnya dengan alasan keselamatan, keseragaman toleransi, dan *quality qontrol* (Sadic kakac, 2012).

PT. Andalan Furnindo merupakan perusahaan pabrik gula yang bertempat di Marunda Bekasi Jawa Barat. *Heat exchanger* pada proses pengolahan air limbah sering bermasalah sehingga mengharuskan overhoul dalam waktu yang lebih singkat dari perkiraan waktu overhaul selanjutnya. Hal ini tentunya akan menghambat produksi gula sehingga perlu adanya inovasi terkait permasalahan ini. Oleh sebab itu penulis mencoba untuk memodifikasi desain *heat exchanger* pada bagian *tube, baffle,* dan estimasi *pressure drop* berdasarkan standar TEMA agar mendapat performa yang lebih bagus.

HEAT EXCHANGER

Klasifikasi *heat exchanger*

Perpindahan panas dari satu fluida ke fluida lainnya merupakan operasi penting bagi sebagian besar industri. Aplikasi perpindahan panas yang paling umum adalah dalam merancang peralatan perpindahan panas untuk pertukaran panas dari satu fluida ke fluida lain. Perangkat semacam itu pada perpindahan panas yang efisien umumnya disebut *heat exchanger*. *Heat Exchanger* biasanya diklasifikasikan tergantung pada proses transfer yang terjadi di dalamnya (Suastiyanti *et al*, 2020).

Berdasarkan standar *Tubular Exchanger Manufactures Association* (TEMA) terdapat 3 Macam kelas *heat exchanger:*

1. Alat penukar kalor kelas “R”, yang digunakan pada industri minyak dan yang berhubungan pada proses tersebut.
2. Alat penukar kalor kelas “C”, yang umumnya dipergunakan pada keperluan komersial.

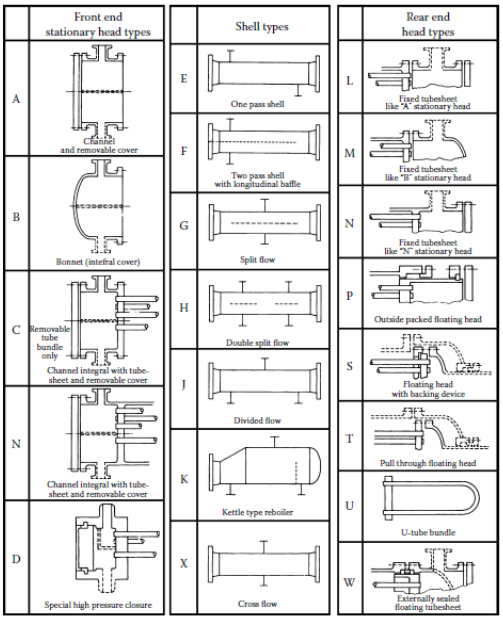
3. Alat penukar kalor kelas “B:, yang banyak dipergunakan pada proses kimia (Sadic kakac, 2012).

Selain itu TEMA memberikan tipe lain, seperti :

1. *Heat exchanger* dengan *fixed tube sheet*
2. *Heat exchanger* dengan *floating tube sheet*
3. *Heat exchanger* dengan pipa U
4. *Heat exchanger* dengan fixed tube sheet dan mempunyai sambungan ekspansi pada shellnya (Sadic kakac, 2012).

Standar TEMA juga mengklasifikasikan heat exchanger menurut tipe stasionary head, shell dan rear head ke dalam tiga kode huruf, yaitu:

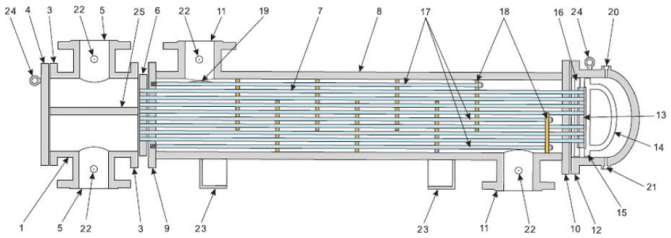
1. Huruf pertama: A, B, C, N, dan D. Menunjukan tipe ujung muka.
2. Huruf kedua: E, F, G, H, J, K, dan X. Menunjukan tipe shell.
3. Hurud ketiga: L, M, D, U, P, S, T, dan W. Menunjukan tipe ujung belakang (Sadic kakac, 2012).



Gambar 1. Jenis-Jenis *Shell and Tube Heat Exchanger*

Shell-And-Tube

Shell-and-tube merupakan jenis *heat exchanger* yang populer dan lebih banyak digunakan. *Shell and tube* terdiri dari sejumlah tube yang terpasang didalam shell yang berbentuk silindris (Rashidi *et al*, 2022). Terdapat dua fluida yang mengalir, dimana satu fluida mengalir di dalam tube, dan yang lainnya mengalir diluar tube. Skematic bagan dan komponen dari shell and tube di perlihatkan lebih jelas pada gambar 2.



Gambar 2. Komponen *Shell And Tube Heat Exchanger*

Tabel 1. Nama-nama komponen

(1) stationary head-channel;	*(14) floating head cover;*
(2) stationary head—bonnet;	*(15) floating head cover flange;*
(3) stationary head flange—channel or bonnet	*(16) floating head backing device;*
(4) channel cover	*(17) tierods and spacers;*
(5) stationary head nozzle;	*(18) transverse baffle or support plates;*
(6) stationary tube sheet	*(19) impingement plate;*
(7) tubes	*(20) vent connection;*
(8) shell;	*(21) drain connection;*
(9) Shell Flange Stationary Head End	*(22) instrument connection*
(10) Shell Flane Rear Head End	*(23) support saddle*
(11) Shell Nozzle	*(24) lifting lug;*
(12) Shell cover Flange	*(25) pass partition;*
(13) floating tube sheet;;	

Shell

Shell adalah wadah untuk fluida dan *tube bundle* yang ditempatkan di dalam secara bersamaan. Diameter *shell* harus dipilih sedemikian rupa untuk memberikan kecocokan yang dekat dengan *tube bundle*. Jarak bebas antara *tube bundle* dan dinding *shell* bagian dalam tergantung pada jenis *heat exchanger*. *Shell* biasanya dibuat dari pipa baja standar dengan *corrosion allowance* yang memuaskan. Ketebalan *shell* 3/8 inci untuk ID *shell* 12-24 inci dapat digunakan hingga tekanan operasi 300 psi (Sadic kakac, 2012) (D.Q.Kern, 1965).

Tube

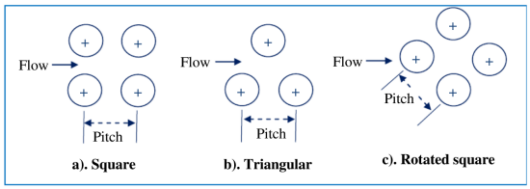
Tube OD ¾ dan 1" sangat umum digunakan untuk perancangan *heat exchanger* yang kompak. Kondisi paling efisien untuk perpindahan panas adalah memiliki jumlah tabung maksimum di dalam *shell* untuk meningkatkan turbulensi fluida. Ketebalan tabung harus cukup untuk menahan tekanan internal bersama dengan kelonggaran korosi yang memadai. Ketebalan pipa dinyatakan dalam hal BWG (Birmingham Wire Gauge) dan diameter luar sebenarnya (OD). Panjang *tube* 6, 8, 12, 16, 20, dan 24 ft lebih sering digunakan. *tube* yang lebih panjang mengurangi diameter *shell* dengan mengorbankan *pressure drop* pada *shell* yang lebih tinggi. *Tube* bersirip juga digunakan ketika cairan dengan koefisien perpindahan panas rendah mengalir di *shell-side*. Stainless steel, kuningan admiralty, tembaga, perunggu dan paduan tembaga-nikel adalah bahan *tube* yang umum digunakan (Sadic kakac, 2012) (D.Q.Kern, 1965).

Tube Pitch, Tube-Layout,* Dan *Tube-Count

Tube pitch adalah jarak pusat ke pusat terpendek antara *tube* yang berdekatan. *Tube* umumnya ditempatkan dalam pola persegi atau segitiga (pitch) seperti yang ditunjukkan pada gambar 4. Tata letak *tube* yang banyak digunakan diilustrasikan pada Gambar.. Jumlah *tube* yang dapat ditampung dalam ID (diameter dalam) *shell* tertentu disebut jumlah *tube*. Jumlah *tabung* tergantung pada faktor-faktor seperti shell ID, OD *tube*, pitch *tube*, tata letak *tube*, jumlah lintasan *tube*, jenis heat exchanger, dan tekanan desain (Sadic kakac, 2012) (D.Q.Kern, 1965).

Tube OD, in	Pitch type	Tube pitch, in
3/4	Square	1
1		1 1/4
3/4	Triangular	15/16
3/4		1

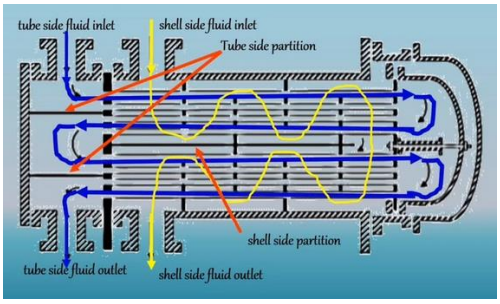
Gambar 3. Konfigurasi Diameter *Tube*



Gambar 4. *Tube Layout Angles*

Tube Passes

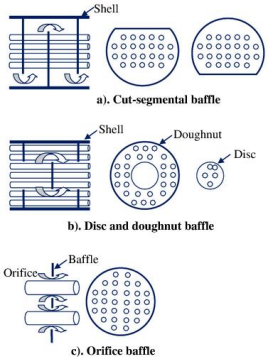
Jumlah *pass* dipilih untuk mendapatkan kecepatan fluida pada sisi *tube* yang dibutuhkan untuk mendapatkan koefisien perpindahan panas yang lebih besar dan juga untuk mengurangi pembentukan kerak atau pengotor. Jalur *tube* bervariasi dari 1 hingga 16. Jalur *tube* 1, 2 dan 4 sering digunakan pada *heat exchanger* skala industri. *Tube side partition* yang berada pada bagian kepala *heat exchanger* dikenal sebagai *plat partition* (juga disebut *partition pass*) berfungsi untuk mengarahkan aliran sisi *tube* (Sadic kakac, 2012) (D.Q.Kern, 1965).



Gambar 5. *Flow Path* Dari *Shel And Tube*

Baffles

Baffle digunakan untuk meningkatkan kecepatan fluida dengan mengalihkan aliran melintasi *tube bundle* untuk mendapatkan koefisien transfer yang lebih tinggi. Jarak antara *baffle* yang berdekatan disebut *baffle-spacing*. Jarak baffle 0,2 sampai 1 kali dari diameter dalam *shell* yang umum digunakan. *Baffle* ditahan pada posisinya melalui *baffle spacer*. Jarak *baffle* yang lebih dekat memberikan transfer co-efisien yang lebih besar dengan menginduksi turbulensi yang lebih tinggi (Salahuddin *et al*, 2015). Penurunan tekanan lebih banyak dengan jarak baffle yang lebih dekat. Berbagai jenis baffle ditunjukkan pada gambar 7. Dalam kasus baffle potongan-segmen, sebuah segmen dihilangkan untuk membentuk baffle yang dinyatakan sebagai persentase dari diameter *baffle*. Pemotongan *baffle* dari 15 hingga 45% sering digunakan. Pemotongan *baffle* 20 hingga 25% memberikan perpindahan panas yang baik dengan penurunan tekanan yang wajar.



Gambar 6. Jenis-Jenis *Baffle Heat Exchanger*

Pertimbangan *Fouling*

Sebagian besar cairan proses dalam penukar mengotori permukaan perpindahan panas. Material yang diendapkan mengurangi laju perpindahan panas efektif karena konduktivitas termal yang relatif rendah. Oleh karena itu, perpindahan panas dengan permukaan yang bersih harus lebih tinggi untuk mengkompensasi penurunan kinerja selama pengoperasian (Bott, 1995). Pengotoran dapat meningkatkan biaya konstruksi karena *oversizing*, tambahan energi karena kinerja *heat exchanger* yang menurun, dan pembersihan untuk menghilangkan kotoran yang melekat. Pengaruh fouling sangat dipertimbangkan dalam desain *heat exchanger* dengan memasukkan resistensi fouling *tube-side* dan *shell-side*. Nilai khas untuk koefisien *fouling* dan resistansi dirangkum dalam gambar 7.

Fluid	Coefficient ($W.m^{-2}.°C^{-1}$)	Resistance ($m^2.°C.W^{-1}$)
River water	3000-12,000	0.0003-0.0001
Sea water	1000-3000	0.001-0.0003
Cooling water (towers)	3000-6000	0.0003-0.00017
Towns water (soft)	3000-5000	0.0003-0.0002
Towns water (hard)	1000-2000	0.001-0.0005
Steam condensate	1500-5000	0.00067-0.0002
Steam (oil free)	4000- 10,000	0.0025-0.0001
Steam (oil traces)	2000-5000	0.0005-0.0002
Refrigerated brine	3000-5000	0.0003-0.0002
Air and industrial gases	5000-10,000	0.0002-0.000-1
Flue gases	2000-5000	0.0005-0.0002
Organic vapors	5000	0.0002
Organic liquids	5000	0.0002
Light hydrocarbons	5000	0.0002
Heavy hydrocarbons	2000	0.0005
Boiling organics	2500	0.0004
Condensing organics	5000	0.0002
Heat transfer fluids	5000	0.0002
Aqueous salt solutions	3000-5000	0.0003-0.0002

Gambar 7. *Properties* Fluida Kerja

Pemilihan Fluida Untuk *Tube-Side* Dan *Shell-Side*

Pemilihan fluida *shell-side* dan *tube-side* memiliki efek yang cukup besar pada desain penukar panas. Beberapa pedoman umum untuk memposisikan fluida diberikan pada gambar 8. Perlu dipahami bahwa pedoman ini bukanlah peraturan yang ketat dan penempatan cairan yang optimal bergantung pada banyak faktor yang spesifik untuk setiap kasus.

Tube-side fluid	*Shell-side fluid*
Corrosive fluid	Condensing vapor (unless corrosive)
Cooling water	Fluid with large temperature difference (>40°C)
Fouling fluid	
Less viscous fluid	
High-pressure steam	
Hotter fluid	

Gambar 8. Faktor Pertimbangan Jenis Fluida

PERPINDAHAN PANAS DAN PENURUNAN TEKANAN

Neraca Panas

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_t c_{p,c} \Delta T_c \quad (1)$$

Dimana :

$\dot{Q}_c$= adalah laju perpindahan panas pada fluida dingin (kW)*;* $\dot{m}_t$= laju aliran massa pada *tube* (kg/s)*;* $c_{p,c}$= kalor spesifik pada tekanan konstan dan fluida dingin (J/Kg.K)*;* ΔT_c= perbedaan temperatur fluida dingin (^oC) (Moran, Michael J., 2003) (Incropera, D., 2007).

Mean Temperature Difference

$$\Delta T_{lm,cf} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\mathrm{Ln}\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (2)$$

$$R = \frac{T_{h_1} - T_{h_2}}{T_{c_2} - T_{c_1}} \quad (3)$$

$$P = \frac{T_{c_2} - T_{c_1}}{T_{h_1} - T_{c_1}} \quad (4)$$

$$\Delta T_m = F.\Delta T_{lm,cf} \quad (5)$$

Dimana:

$\Delta T_{lm,cf}$ = rata-rata perbedaan temperatur; R = rasio perbedaan temperatur fluida panas dengan fluida dingin; P = rasio perbedaan temperatur fluida dingin dengan fluida panas; ΔT_m= *True mean temperature differences*; F = Corrective factor LMTD (Moran, Michael J., 2003) (Incropera, D., 2007).

Luas Area Penampang Pada Bagian *Tube*

$$A_t = \frac{\pi {d_i}^2}{4} N_t \quad (6)$$

Dimana :

A_t= luas penampang *tube* (m^2); d_i= diameter dalam *tube* (m); N_t= Jumlah total *tube* didalam *tube sheet* (Sadic Kakac, 2012).

Crossflow Area* Pada Bagian *Shell

$$N_{TC} = \frac{D_s}{PT} \quad (7)$$

$$A_s = (D_s - N_{tc} d_o)B \quad (8)$$

Dimana :

N_{TC} = rasio diameter *shell* dengan *pitch tube;* D_s =Diameter *Shell; PT = pitch tube;* A_s= luas penampang *shell;* d_o= diameter luar *tube;* B = *Baffle spacing* (Sadic Kakac, 2012).

Koefisien Perpindahan Panas Pada Bagian *Shell-Side*

Layout Angle	Reynolds Number	a_1	a_2	a_3	a_4	b_1	b_2	b_3	b_4
30°	10^5–10^4	0.321	−0.388	1.450	0.519	0.372	−0.123	7.00	0.500
	10^4–10^3	0.321	−0.388			0.486	−0.152		
	10^3–10^2	0.593	−0.477			4.570	−0.476		
	10^2–10	1.360	−0.657			45.100	−0.973		
	<10	1.400	−0.667			48.000	−1.000		
45°	10^5–10^4	0.370	−0.396	1.930	0.500	0.303	−0.126	6.59	0.520
	10^4–10^3	0.370	−0.396			0.333	−0.136		
	10^3–10^2	0.730	−0.500			3.500	−0.476		
	10^2–10	0.498	−0.656			26.200	−0.913		
	<10	1.550	−0.667			32.00	−1.000		
90°	10^5–10^4	0.370	−0.395	1.187	0.370	0.391	−0.148	6.30	0.378
	10^4–10^3	0.107	−0.266			0.0815	+0.022		
	10^3–10^2	0.408	−0.460			6.0900	−0.602		
	10^2–10	0.900	−0.631			32.1000	−0.963		
	<10	0.970	−0.667			35.0000	−1.000		

Gambar 9. Korelasi Koefisiean j_i Dan f_i

$$Re_s = \frac{d_o \dot{m}_s}{A_s \mu_s} \quad (9)$$

$$a = \frac{a_3}{1+0{,}14(Re_s)^{a_4}} \quad (10)$$

$$j_i = a_1 \left(\frac{1{,}33}{PR}\right)^a (Re_s)^{a_2} \quad (11)$$

$$h_o = j_i C_{ps} \left(\frac{\dot{m}_s}{A_s}\right) \left(\frac{k_s}{C_{ps}\mu_s}\right)^{2/3} \left(\frac{\mu_s}{\mu_{s,w}}\right)^{0{,}14} \quad (12)$$

Dimana :

Re_s= Bilangan Reynolds *Shell;* $\dot{m}_s$= laju aliran massa dalam *shell;* μ_s= viskositas fluida dalam *shell;* $\mu_{s,w}$= viskositas fluida dalam *shell* dan *window;* j_i = *Colburn j-factor* untuk sebuah ideal *tube bank;* k_s= Konduktivitas termal fluida *shell-side; PR = Pitch ratio;*

C_{ps}= Kalor spesifik tekanan konstan pada *shell;* a, a_1, a_2, a_3, dan a_4 = variabel korelasi berdasarkan gambar 10 (Sadic Kakac, 2012).

Koefisien Perpindahan Panas Pada Bagian *Tube-Side*

$$Re_t = \frac{d_i \dot{m}_t}{A_t \mu_t} \quad (13)$$

$$f = (1{,}58 \ln Re_t - 3{,}28)^{-2} \quad (14)$$

$$Nu_b = \frac{Re_t Pr_t}{1.07 + 12.7\left(\frac{f}{2}\right)^{\frac{1}{2}}\left(Pr_t^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (15)$$

$$h_i = Nu_b \frac{k}{d_i} \quad (16)$$

Dimana :

Re_t= Bilangan Reynolds pada *tube;* $\dot{m}_s$= laju aliran massa dalam *tube* (kg/s)*;* A_t= luas penampang *tube;* μ_t= viskositas fluida dalam *tube* (N.s/m^2)*;* f= *Fanning friction factor;* Pr_t= bilangan Prandtl pada *tube;* Nu_b= Korelasi bilangan Nusselt untuk *Fully Developed Turbulent Forced Convection* melalui saluran sirkular; h_i= koefisien perpindahan panas pada *tubes-side.* $\left(\frac{W}{m^2.K}\right)$; k = konduktivitas termal dari fluida. (W/m.K) (Sadic Kakac, 2012)(D.Q.Kern, 1965).

Overall* Koefisien Perpindahan Panas Untuk *Clean Surface

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{h_0} + \frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_i} + \frac{r_o \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{k} \quad (17)$$

Dimana :

U_c = koefisien perpindahan panas keseluruhan untuk *clean surface*; r_o= jari-jari permukaan diameter luar *tube*; r_i = jari-jari permukaan diameter dalam *tube.* (Sadic Kakac, 2012)(D.Q.Kern, 1965).

Overall* Koefisien Perpindahan Panas Untuk *Fouled Surface

$$\frac{1}{U_f} = \frac{1}{\frac{d_o}{h_0 d_i} + \frac{R_{fi} d_o}{d_i} + \frac{d_o \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2k} + R_{f0} + \frac{1}{h_0}}. \quad (18)$$

Dimana :

U_f = koefisien perpindahan panas keseluruhan untuk *fouling surface;* R_{fi}= *tube-side fouling resistance* berdasarkan permukaan didalam *tube;* R_{fo}= *tube-side fouling resistance* berdasarkan permukaan diluar *tube* (Sadic Kakac, 2012)(D.Q.Kern, 1965).

Over Surface Design

$$OS = 100\left(\frac{A_f}{A_c} - 1\right) \quad (19)$$

Dimana :

OS= over surface design; A_f = area perpindahan panas dengan *fouling,* m^2*;* A_c= area perpindahan panas tanpa *fouling,* m^2 (Sadic Kakac, 2012).

Penurunan Tekanan Bagian *Shell-Side (Bell-Delaware Method)*

$$L_c = 0{,}25 D_s \quad (20)$$

$$N_c = \frac{D_s\left(1 - 2\frac{L_c}{D_s}\right)}{P_p}. \quad (21)$$

Dimana :

L_c= *baffle cut destance* dari *baffle tip* ke dalam dari *shell;* P_p= *tube pitches parallel;* N_c= *number of tube rows crossed between baffle tips* (Sadic Kakac, 2012).

Fanning Friction Coefficient

$$b = \frac{b_3}{1+0{,}14(Re_s)^{b_4}} \quad (22)$$

$$f_i = b1\left(\frac{1{,}33}{1{,}25}\right)^b (Re_s)^{b2} \quad (23)$$

Dimana :

f_i= *friction factor for flow across an ideal tube bank;* b, b_1, b_2, b_3, dan b_4 = variabel korelasi berdasarkan gambar 10 (Sadic Kakac, 2012).

Penurunan Tekanan Dalam *One Crossflow Section*

$$G_s = \frac{\dot{m}_s}{A_s} \quad (24)$$

$$\Delta p_{bi} = 4f_i \frac{{G_s}^2}{2\rho_s}\left(\frac{\mu_{s,w}}{\mu_s}\right)^{0,14} N_c \quad (25)$$

Dimana :

G_s= *the shell-side mass velocity;* Δp_{bi}= *pressure drop in one baffle compartment in crossflow;* ρ_s =*shell fluid density* (Sadic Kakac, 2012).

Number of Baffles

$$N_b = \frac{L}{B} - 1 \quad (26)$$

Dimana :

N_b = jumlah *baffles;* L = *effective tube length of heat exchanger between tube sheets* (m)*;* B = *baffle spacing* (m) (Sadic Kakac, 2012).

Penurunan Tekanan Campuran

$$\Delta p_c = \Delta p_{bi}(N_b - 1)R_l R_b \quad (27)$$

Dimana :

Δp_c= *combined pressure drop of the entire interior crossflow section* ; R_l= *correction factor for baffle leakage effects*; R_b = *correction factor for bypass flow* (Sadic Kakac, 2012).

Number Of Effective Crossflow Rows

$$N_{cw} = \frac{0{,}8L_c}{P_p} \quad (28)$$

$$\Delta p_{wi} = \frac{{\dot{m}_s}^2(2+0{,}6N_{cw})}{2\rho_s A_s A_w} \quad (29)$$

Dimana :

N_{cw}= Jumlah efektif *crossflow rows;* Δp_{wi}= *pressure drop in one ideal window section of a segmentally baffled exchanger;* A_w= luas area untuk mengalir melalui *baffle window* (m^2) (Sadic Kakac, 2012).

Penurunan Tekanan Pada Semua Jendela (Dalam *Shell)*

$$\Delta p_w = \Delta p_{wi} N_b R_l \quad (30)$$

Total Penurunan Tekanan Pada Bagian *Shell* Dari *Heat Exchanger*

$$\Delta p_s = [(N_b - 1)\Delta p_{bi} R_b + N_b \Delta p_{wi}] R_l + 2\Delta p_{bi}\left(1 + \frac{N_{cw}}{N_c}\right) R_b R_s \qquad (31)$$

The Tube-Side Pressure Drop

$$\Delta p_t = 4f\left(\frac{LN_p}{d_i} + 4N_p\right)\frac{\rho_t u^2}{2} \qquad (32)$$

Dimana :

Δp_w*= total pressure drop in all the window;* Δp_s*= total pressure drop over the heat exchanger on the shell side;* Δp_t*= total pressure drop of the tube side;* N_p*= number of tube passes;* ρ_t *= tube fluid density;* u= kecepatan rata-rata aliran fluida didalam *tubes (m/s)* (Sadic Kakac, 2012).

METODE PENELITIAN

Metode Pengumpulan Data

Proses pengumpulan data dimulai dengan berkunjung ke sistem pembangkit PT. Andalan Furnindo. Penulis melakukan wawancara kepada teknisi sekitar mengenai permasalahan yang sering terjadi. Pada *heat exchanger* departemen air limbah sering terjadi perbaikan karena performanya yang menurun. Data yang dikumpulkan dari hasil wawancara adalah berupa *logsheet data* performa *heat exchanger* yang mencakup temperatur masuk, temperatur keluar, laju aliran massa, jenis material, tekanan masuk, tekanan keluar, dan *pressure drop.*

Gambar 10. Perawatan *heat exchanger* air limbah

Metode Pengolahan Data

Proses pengolahan data dimulai dari memetakan nilai parameter-parameter yang didapatkan hasil wawancara. Memodifikasi dimensi diameter *shell*, diameter *tube*, panjang *shell*, panjang *tube*, jumlah *baffles*, jumlah *tube* dan *path* aliran fluida berdasarkan standar TEMA. Menghubungkan korelasi antara parameter dengan modifikasi dimensi yang telah dilakukan agar hasil akhir berupa nilai koefisien perpindahan panas dan *pressure drop* sesuai yang diinginkan. Setelah itu, *heat exchanger* di desain 3D berdasarkan data tersebut.

HASIL DAN PEMBAHASAN

Tabel 2. Data konstruksi untuk *heat exchanger shell & tube* yang diusulkan

Parameters	***Unit***	***Hot Fluid***	***Cold Fluid***
Inner Diameter tube (d_i)	m		0,01905
Outer Diameter tube (d_o)	m		0,0254
Velocity	m/s		0,3
Wall Temperature	K	308,75	
Viscosity shell wall	N.s/m^2	1,89075x10^{-6}	
Flow rates	Kg/s	31,65352	48,5
Temperature in	C	50	28
Temperature out	C	31	34

Fouling Resistance	m^2.K/W	0,000088	0,000176
Specific Heat	J/Kg.K	2022,04	4178,2
Viscosity	N.s/m^2	0,000285	0,000786
Thermal Conductivity	W/m.K	0,6792	0,6186
Density	Kg/m^3	959,6	995,4211
Prandtl Number		1,78	5,326
Diameter shell (Ds)	m	0,9906	
Number of Tubes (Nt)		1176	
Number of Pass Tube (Np)		2	
Using Carboon Steel for the material of tube (k)	W/m^2.K	60	
Correction Factor (F)		0,65	
Pitch Parallel (P_p)	m	0,0206756	
Pitch Normal (P_n)	m	0,0119126	
a_1		0,321	
a_2		-0,388	
a_3		1,45	
a_4		0,519	
b_1		0,372	
b_2		-0,123	
b_3		7	
b_4		0,5	
correction factor for baffle leakage effects (Rl)		0,4	
correction factors for bypass flow (Rb)		0,5	
Baffle spacing in the inlet, exit and central regions (Rs)		1	
Tube Layout (Degree)	^{o}	30	
The tube count calculation constant (CTP)		0,9	
The tube Layout Constant (CL)		0,87	
maximum allowable pressure drops	kPa	5	
Pressure in condenser	Bar	0,95	
Pitch Ratio (PR)		1,25	
Baffle space (B)	m	0,74295	
Pitch (PT)	m	0,03175	
The area of flow through the baffle windows (A_w)	m^2	0,076	

Neraca Panas

Beban panas yang dibutuhkan dapat dihitung dari kesetimbangan panas dibawah ini.

$\dot{Q}_c = \dot{m}_t c_{p,c} \Delta T_c = 48.5 \text{ x } 4178.2 \text{ x } (34 - 28) = 1216.089 \text{ kW}$

$\dot{Q} = \dot{Q}_c = \dot{Q}_h = \dot{m}_s c_{p,h} \Delta T_h = \dot{m} \text{ x } 2022.04 \text{ x } (50 - 31) = 1216.089 \text{ kW}$

$\dot{m}_s = 31{,}65352031 \text{ (kg/s)}$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\text{Ln} \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

$\Delta T_1 = 50 - 34 = 16 \,^oC$

$\Delta T_2 = 31 - 28 = 3 \,^oC$

Rata-rata perbedaan temperatur.

$$\Delta T_{lm,cf} = \frac{16 - 3}{\text{Ln} \frac{16}{3}} = 7{,}765939675$$

$R = \frac{T_{h_1} - T_{h_2}}{T_{c_2} - T_{c_1}} = 3{,}167$

$P = \frac{T_{c_2} - T_{c_1}}{T_{h_1} - T_{c_1}} = 0{,}27$

$(\mathrm{F} = 0{,}65$ from Tabel) (Sadic Kakac, 2012).

$\Delta \mathrm{T_m} = \mathrm{F}.\Delta \mathrm{T_{lm,cf}} = 0.65 \times 7.766 = 5{,}047860789$

Luas aliran melalui *tube* adalah

$A_t = \frac{\pi {d_i}^2}{4} \mathrm{N}_t = \frac{\pi (0{,}01905)^2}{4} 1176 = 0{,}335017072\ (\mathrm{m}^2)$

Perkiraan luas area *crossflow* pada diameter *shell.*

$N_{TC} = \frac{\mathrm{D}_s}{PT} = \frac{0{,}9906}{1{,}25} = 31{,}2$

$A_s = (\mathrm{D}_s - \mathrm{N}_{tc} d_o) B = (0{,}9906 - (31{,}2) x 0{,}0254) x 0{,}7429 = 0{,}09906\ (\mathrm{m}^2)$

Koefisien Perpindahan Panas Pada *Shell-Side*

Perkiraan koefisien perpindahan panas *shell-side* dengan menggunakan metode Bell-Delaware.

$Re_s = \frac{d_o \dot{m}_s}{\mathrm{A}_s \mu_s} = \frac{(0{,}0254)(31{,}651)}{(0{,}09906)(0{,}000285)} = 28498{,}19$

$a = \frac{a_3}{1 + 0{,}14(Re_s)^{a_4}} = \frac{1{,}45}{1 + 0{,}14(28498{,}19965)^{0{,}519}} = 0{,}048789363$

$j_i = a_1 \left(\frac{1{,}33}{PR}\right)^a (Re_s)^{a_2} = 0{,}321 \left(\frac{1{,}33}{1{,}25}\right)^{0{,}048789363} (28498{,}19)^{-0{,}388} = 0{,}0060$

$h_o = j_i C_{ps} \left(\frac{\dot{m}_s}{\mathrm{A}_s}\right) \left(\frac{k_s}{C_{ps} \mu_s}\right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{\mu_s}{\mu_{s,w}}\right)^{0{,}14}$

$h_o = (0{,}00601)(2022{,}04) \left(\frac{31{,}65}{0{,}09}\right) \left(\frac{0{,}6792}{(2022{,}04)(0{,}00028)}\right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{(0{,}0002848)}{1{,}89075 \mathrm{x} 10^{-6}}\right)^{0{,}14}$

$h_o = 8756{,}87 \left(\frac{W}{m^2.K}\right)$

Diasumsikan bahwa sifat-sifatnya konstan. Dalam metode bell-delaware, faktor koreksi akibat *bypass* dan *leakage stream* disediakan dalam bentuk grafik tergantung pada fitur konstruksi *heat exchanger*. Efek gabungan dari semua faktor koreksi ini adalah 60% (Sadic Kakac, 2012).

$h_o = 0{,}6 x 8756{,}876561 = 5254{,}125936 \left(\frac{W}{m^2.K}\right)$

Koefisien Perpindahan Panas Pada *Tube-Side*

Koefisien perpindahan panas *tube-side*, $\mathrm{h_i}$, dapat dihitung dari korelasi Petukhov-Kirillov sebagai berikut.

$Re_t = \frac{d_i \dot{m}_t}{\mathrm{A}_t \mu_t} = \frac{(0{,}01905)(48{,}5)}{(0{,}335017072)(0{,}000786)} = 3507{,}815483\ (Turbulent)$

$f = (1{,}58 \ln Re_t - 3{,}28)^{-2} = (1{,}58 \ln(3507{,}815483) - 3{,}28)^{-2}$

$f = 0{,}010812045$

$$Nu_b = \frac{Re_t Pr_t}{1.07 + 12.7\left(\frac{f}{2}\right)^{\frac{1}{2}}\left(Pr_t^{\frac{2}{3}} - 1\right)}$$

$$Nu_b = \frac{(3507{,}815483\ )(5{,}326)}{1.07 + 12.7\left(\frac{0{,}010812045}{2}\right)^{\frac{1}{2}}\left((5{,}326)^{\frac{2}{3}} - 1\right)}$$

$$Nu_b = 33{,}84642865$$

$$h_i = Nu_b \frac{k}{d_i} = 33{,}84642865x\frac{0{,}6186}{0{,}01905} = 1099{,}076156\ \left(\frac{W}{m^2.K}\right)$$

Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan Untuk Permukaan Bersih Dan Kotor

Koefisien perpindahan panas keseluruhan permukaan bersih :

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{h_0} + \frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_i} + \frac{r_o \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{k}$$

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{5254{,}125936} + \frac{0.0254}{0.01905} \times \frac{1}{1099{,}076156} + \frac{0.0127\ \times \ln\left(\frac{0.0127}{0.009525}\right)}{60}$$

$$U_c = 682{,}89246591\ \ (W/m^2.K)$$

$$A_c = \frac{\dot{Q}}{U_c \Delta T_m} = \frac{1216.089 \times 10^3}{682{,}89246591\ \ \times 5{,}047860789} = 352{,}781392\ (m^2)$$

Konduktivitas termal untuk *tube* = 60 W/m · K

Koefisien perpindahan panas keseluruhan untuk permukaan kotor :

$$\frac{1}{U_f} = \frac{1}{\frac{d_o}{h_0 d_i} + \frac{R_{fi} d_o}{d_i} + \frac{d_o \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2k} + R_{f0} + \frac{1}{h_0}} = 568{,}9276529\ (W/m^2.K)$$

$$A_f = \frac{\dot{Q}}{U_f \Delta T_m} = \frac{1216.089 \times 10^3}{568{,}9276529 \times 5{,}047860789} = 423{,}44884\ (m^2)$$

$$L = \frac{A_f}{N_t \pi d_o} = \frac{423{,}44884}{(1176)\pi(0{,}0254)} = 4{,}514714181\ (m)$$

Over Surface Design

$$OS = 100\left(\frac{A_f}{A_c} - 1\right) = 100\left(\frac{423{,}44884}{352{,}781392} - 1\right) = 20{,}03\%$$

Yang mana merupakan faktor keamanan antara permukaan bersih vs kotor. *Over surface design* tidak boleh lebih dari sekitar 30%. (Sadic Kakac, 2012).

Pressure Drop* Pada *Shell-Side, Pressure Drop* Pada *Tube-Side,* Jumlah *Baffle, Baffle Spacing,* Dan Total *Pressure Drop Heat Exchanger

Shell-side Pressure drop (Bell-Delaware Method)

$L_c = 0{,}25\mathrm{D}_s = 0{,}25(0{,}9906) = 0{,}24765\ (m)$

$$\mathrm{N_c} = \frac{\mathrm{D}_s\left(1 - 2\frac{L_c}{\mathrm{D}_s}\right)}{\mathrm{P_p}} = \frac{(0{,}9906)\left(1 - 2\frac{0{,}24765}{(0{,}9906)}\right)}{0{,}020676} = 23{,}95577396$$

Koefisien *fanning friction*

$$b = \frac{b_3}{1 + 0{,}14(Re_s)^{b_4}} = \frac{7}{1 + 0{,}14(28498{,}19965)^{0{,}5}} = 0{,}284160407$$

$$f_i = 0{,}372\left(\frac{1{,}33}{1{,}25}\right)^{0{,}284160407}(28498{,}19965)^{-0{,}123} = 0{,}107215146$$

Pressure drop pada satu penampang *crossflow* dapat dihitung sebagai berikut.

$$\mathrm{G_s} = \frac{\dot{\mathrm{m}}_s}{A_s} = \frac{31{,}65352}{0{,}09906} = 319{,}5388685\ \left(\frac{kg}{m^2.s}\right)$$

$$\Delta p_{bi} = 4f_i\frac{{\mathrm{G_s}}^2}{2\rho_s}\left(\frac{\mu_{s,w}}{\mu_s}\right)^{0{,}14} * \mathrm{N_c}$$

$$\Delta p_{bi} = 4(0{,}107)\frac{(319{,}53\ )^2}{2(959{,}6)}\left(\frac{1{,}89075x10^{-6}}{0{,}0002848}\right)^{0{,}14}(23{,}9) = 270{,}86(Pa)$$

Jumlah *baffle* dapat dihitung sebagai berikut:

$$\mathrm{N_b} = \frac{L}{B} - 1 = \frac{4{,}514714181}{0{,}742995} - 1 = 5{,}076740267$$

Pressure drop gabungan dari seluruh bagian aliran *crossflow interior* dapat dihitung sebagai berikut.

$\Delta p_c = \Delta p_{bi}(\mathrm{N_b} - 1)\mathrm{R_l}\mathrm{R_b} = 270{,}861118x(5{,}076740267 - 1)x0{,}4x0{,}5$

$\Delta p_c = 220{,}8460853\ (Pa)$

Jumlah baris *effective crossflow* di setiap jendela, dapat diperkirakan sebagai berikut.

$$\mathrm{N_{cw}} = \frac{0{,}8L_c}{\mathrm{P_p}} = \frac{0{,}8(0{,}24765)}{0{,}020676} = 9{,}582309582$$

$$\Delta p_{wi} = \frac{{\dot{\mathrm{m}}_\mathrm{s}}^2(2 + 0{,}6\mathrm{N_{cw}})}{2\rho_s A_s A_w} = \frac{(31{,}65352)^2\big(2 + 0{,}6(9{,}582309582)\big)}{2(959{,}6)(0{,}09906)(0{,}076)}$$

$\Delta p_{wi} = 537{,}3771085\ (Pa)$

Total *pressure drop* di semua jendela adalah.

$\Delta p_w = \Delta p_{wi}\mathrm{N_b}\mathrm{R_l}$

$\Delta p_w = (537{,}3771085)(5{,}076740267)(0{,}4)$

$\Delta p_w = 1091{,}249602(Pa)$

Pressure drop total pada *heat exchanger* di bagian *shell-side* dapat dihitung sebagai berikut.

$$\Delta p_s = [(\mathrm{N_b} - 1)\Delta p_{bi}\mathrm{R_b} + \mathrm{N_b}\Delta p_{wi}]\mathrm{R_l} + 2\Delta p_{bi}\left(1 + \frac{\mathrm{N_{cw}}}{\mathrm{N_c}}\right)\mathrm{R_b}\mathrm{R_s}$$

$$\Delta p_s = [(5{,}076740267 - 1)(270{,}86)(0{,}5) + (0{,}4)(537{,}37)](0{,}4) + 2(270{,}86)\left(1 + \frac{9{,}58}{(23{,}95)}\right)\text{x0,5x1}$$

$$\Delta p_s = 1691{,}301253 \text{ (Pa)}$$

Yang mana kurang dari *allowable pressure drop*, sehingga *heat exchanger* ini pantas dan cocok. *Pressure drop* pada *shell-side* bisa kelebihan estimasi jika dihitung tanpa *baffle leakage* dan tanpa efek *tube bundle bypass* (Sadic Kakac, 2012).

Pressure drop total pada *heat exchanger* di bagian *tube-side* dapat dihitung sebagai berikut.

$$\Delta p_t = 4f\left(\frac{\mathrm{LN_p}}{\mathrm{d_i}} + 4\mathrm{N_p}\right)\frac{\rho_t u^2}{2}$$

$$\Delta p_t = 4(40{,}010812045)\left(\frac{(4{,}52)(2)}{0{,}01905} + 4(2)\right)\frac{(995{,}4211)(0{,}3)^2}{2}$$

$$\Delta p_t = 1276{,}583655\ (Pa)$$

Dari hasil perhitungan terlihat bahwa secara teoritis konfigurasi diameter *tube* dan *shell* yang dipilih berdasarkan standar TEMA memiliki nilai koefisien perpindahan panas menyeluruh yang memuaskan. Diameter *tube* dan *shell* lebih besar dari setelan pabriknya memiliki manfaat dapat mempermudah proses perawatan unit. Sehingga kotoran yang mengendap didalam *tube* dapat dibersihkan dengan mudah. Tidak bisa dipungkiri bahwa air laut yang digunakan dalam proses ini tidaklah bersih sempurna. Walaupun air laut sudah diberi perlakuan proses filtrasi bertingkat. Oleh sebab itu memodifikasi diameter *tube* dan *shell* merupakan inovasi yang tepat agar meminimalisir biaya perawatan *heat exchanger* dan umur pemakaian yang lebih lama.

KESIMPULAN

Dalam proses modifikasi desain hal yang paling sulit adalah menentukan dimensi yang kita inginkan berdasarkan data di lapangan. Sehingga banyak parameter yang dimodifikasi atau diiterasi untuk mendapatkan hasil yang wajar. Oleh karena itu hal terpenting dalam menentukan desain *shell and tube heat exchanger* adalah menentukan diameter *tube* dan *shell* berdasarkan standar TEMA.

Tabel 3. Hasil perhitungan teoritis

Parameter	***Unit***	***Cold Fluid***	***Hot Fluid***
Flow rate	kg/s		31,65
h_o			5254,12
h_i		1099,076	
U_c		682,89	
U_f		568,92	
A_f	m^2	423,44	
A_c	m^2	352,781392	
Over Surface (OS)	%	20,03%	
L	m	4,514714181	
Nb		5,076740267	
Tube layout	Degree	30	
Baffle spacing		0,74295	
Number of Baffle		5,076740267	
Pitch tube	m	0,03175	

Pitch Paralel	m	0,0206756
Pitch Normal	m	0,0119126
Pressure Drop in shell	Pa	1691,301253
Pressure Drop in Tube	Pa	1276,583655
Tube Material	Carbon Steel k =60	
Shell Material	Steel Alloy k=60	

REFERENSI

D. Q. Kern, Process Heat Transfer, McGraw-Hill Book Company, Int. ed. 1965.

Incropera, Dewitt D., et al. Introduction to Thermal Heat Transfer. The Ohio State University : John Wiley & Sons, Inc., 2007. 837 s.

Moran, Michael J., et al. Introduction to Thermal Systems Engineering. The Ohio State University : John Wiley & Sons, Inc., 2003. 566 s.

Sadik kakac, et al. Heat Exchanger Selection, Rating, and Thermal Design. CRC Press., 2012.

Fraas, A. P. (1991). Heat exchanger design. John Wiley & Sons.

Shah, R. K., & Sekulic, D. P. (2003). Fundamentals of heat exchanger design. John Wiley & Sons.

Suastiyanti, D., Fatanur, Y., & Rupajati, P. (2020). Analisis Kerusakan Tube Heat Exchanger Menggunakan Metode Remote Field Testing (RFT). Jurnal Teknik Mesin ITI, 4(3), 73-83.

Rashidi, M. M., Mahariq, I., Alhuyi Nazari, M., Accouche, O., & Bhatti, M. M. (2022). Comprehensive review on exergy analysis of shell and tube heat exchangers. Journal of Thermal Analysis and Calorimetry, 147(22), 12301-12311.

Bott, T. R. (1995). Fouling of heat exchangers. Elsevier.

Salahuddin, U., Bilal, M., & Ejaz, H. (2015). A review of the advancements made in helical baffles used in shell and tube heat exchangers. International Communications in Heat and Mass Transfer, 67, 104-108.