

OPTIMASI SHELL AND TUBE KONDENSOR DAN PEMANFAATAN ENERGI PANAS TERBUANG PADA AC UNTUK PEMANAS AIR

Jainal Arifin

Program Studi Teknik Mesin, Universitas Islam Kalimantan, Banjarmasin

Email : jainalarifin804@gmail.com

ABSTRAK

Jenis alat penukar kalor sangatlah beragam dan masing-masing dirancang untuk memenuhi kebutuhan yang spesifik, namun demikian jenis *shell and tube* sejauh ini merupakan jenis yang paling banyak dipergunakan berkat konstruksinya relatif sederhana dan memiliki keandalan karena dapat dioperasikan dengan beberapa jenis fluida kerja. Efek pendinginan yang dihasilkan dalam sistem refrigransi tergantung dari efektifitas kinerja kondensor sementara, kinerja kondensor semakin lama akan menurun seiring terjadinya pengotoran pada dinding pipa. Pada penelitian ini dilakukan analisa optimasi sistem termal pada sebuah kondensor *shell and tube* sebagai alat penukar kalor atau yang kita sering sebut (APK) dari hasil optimasi kondensor *shell and tube* dengan menggunakan analisis *full factorial* yang di validasikan dengan *software Head Transfer Research Inc (HTRI)* dan disimulasikan dengan *Computational Fluid Dynamics (CFD)*, didapat hasil yang optimum adalah diameter shell 0.98 mm, jumlah tube 19 buah dengan diameter tube 12.7 mm, panjang tube 1,27 m, dan koefisien perpindahan panas secara menyeluruh adalah 50247.26 W/m²K dengan penentuan diameter temperatur desain kondensor dan mempertimbangkan desain kondensor yang akar panas diserap lebih besar dan alat bisa bekerja lebih optimal sehingga pendinginan ruangan lebih maksimal bekerjanya.

Kata Kunci : *Desain termal, kondensor, simulasi*

PENDAHULUAN

Kondensor merupakan komponen pendingin yang sangat penting dan berfungsi untuk memaksimalkan efisiensi pada mesin AC yang pada intinya terletak di kondensor sebagai mendinginkan gas *refrigerant* dan ini terjadi pelepasan panas pada *shell and tube* yang mana air dialirkan didalam pipa pada kondensor, kemudian air tersebut seketika panas karena ada gas *refrigerant* yang berada di dalam shell tersebut, air panas yang berada didalam pipa selanjutnya di alirkan kedalam penampungan sementara untuk dipakai keperluan mandi.

Pada umumnya aliran fluida yang mengalir terus-menerus di dalam alat penukar kalor, setelah melampaui operasi tertentu akan mengakibatkan pengotoran pada dinding *shell and tube* tersebut deposit yang terbentuk dipermukaan kebanyakan akan mempunyai konduktivitas termal yang cukup rendah sehingga akan mengakibatkan penurunan efisiensi global perpindahan panas didalam alat

penukar kalor, akibatnya laju perpindahan panas didalam alat penukar kalor menjadi rendah.

Dasar perhitungan termal kondensor adalah terpenuhi kinerja secara termal pada kondisi normal, berbagai asumsi dapat diambil untuk penyelesaian dengan menentukan kondensor sebagai volume kontrol tunggal dan koefisien perpindahan panas dua sisi masuk dan keluar. Koefisien perpindahan panas didasarkan secara terus – menerus koefisien sisi shell (kondensasi), untuk sisi tube pendingin di manfaatkan panasnya didalam pipa tersebut untuk keperluan mandi, parameter desain kondensor termasuk luasan perpindahan panas, parameter operasi dan dimensi tube, desain termal merupakan salah satu bagian kegiatan desain dari keseluruhan yang mencakup analisa vibrasi, analisa korosi, desain mekanik, gambar teknik dan fabrikasi.

Dari penelitian ini diharapkan mampu melakukan perancangan sebuah alat penukar kalor (APK) sesuai dengan standar yang berlaku dan melakukan optimasi performancenya sehingga dapat dihasilkan alat penukar kalor (APK), yang memiliki

efektivitas tinggi, kemudian di validasikan dengan software HTRI (*Head Transfer Research Inc*) dan CFD (*Computational Fluid Dynamic*) dimana Software ini berfungsi untuk membuktikan bahwa suatu proses atau metode dapat memberikan hasil yang konsisten sesuai dengan spesifikasi yang telah ditetapkan dan terdokumentasi dengan baik dan di simulasikan dengan aliran fluida pada dalam sebuah pipa.

Prinsip dasar perancangan

Alat penukar kalor jenis *shell and tube* adalah alat penukar kalor yang banyak digunakan diberbagai macam industri dan paling sederhana dibandingkan dengan alat penukar kalor yang lainnya, yang dipergunakan diberbagai instalasi proses produksi pada dasarnya merupakan tempat pertukaran energi dalam bentuk panas dari sebuah sumber atau fluida ke sumber yang lain. Komponen ini merupakan peralatan yang vital karena tanpa menggunakan komponen ini, kebanyakan proses industri tidak dapat dioperasikan, dalam proses perancangan alat penukar kalor *shell and tube* tujuan utamanya adalah menentukan dimensi dan geometri alat tersebut sesuai dengan spesifikasi bahan dan proses yang telah ditentukan.

Prosesnya terdiri dari beberapa tahap, di mana yang pertama biasanya adalah pendefinisian aliran fluida kerja yang akan dilewatkan pada bagian *shell and tube*. Pada tahap yang kedua dilakukan pemilihan dimensi dan geometri *shell and tube*, seperti diameter *shell* minimum dan maksimum ukuran dan bahan pipa serta susunan dan tata letaknya, sesuai standar yang ada. Tahap selanjutnya adalah menetapkan harga maksimum yang diijinkan bagi kerugian tekanan di sisi *shell* maupun di sisi *tube*, serta menetapkan type dan ukuran *baffle*.

Perancangan sebuah alat penukar kalor jenis *shell & tube*

Dalam melakukan perancangan kita perlu memperhitungkan dengan rumus-rumus sebagai berikut:

- Laju perpindahan energi panas yang diterima oleh aliran fluida dingin :

$$Q_c = m_c \cdot c_{pc} (T_{co} - T_{ci})$$

- Temperatur aliran keluar, T_{ho} :

$$Q_h = m_h \cdot c_{ph} (T_{hi} - T_{ho})$$

- Beda temperatur rata-rata logaritmik konfigurasi aliran counter flow :

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

- Faktor untuk koreksi konfigurasi *shell&tube* :

$$F_c = \frac{\sqrt{(R^2 + 1)} \cdot \{P + 1\}}{(R + 1) \ln \frac{P}{R}}$$

- Perhitungan luas permukaan perpindahan panas total, A_{total}

$$A_o = \pi d_o L N_t$$

- Perhitungan diameter *shell* (D_s)

$$D_s = 0.637 \left(\frac{Cl}{CT_p} \right)^{0.5} \left(\frac{A (PR)^2 d_o}{L} \right)^{0.5}$$

- Perhitungan diameter jumlah *tube* (N_t)

$$N_t = 0.785 \left(\frac{CT_p}{Cl} \right) \frac{D_s^2}{(PR)^2 (d_o)^2}$$

- Koefisien global perpindahan panas (U)

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

- Laju perpindahan panas maksimum, (Number Of Transfer Unit)

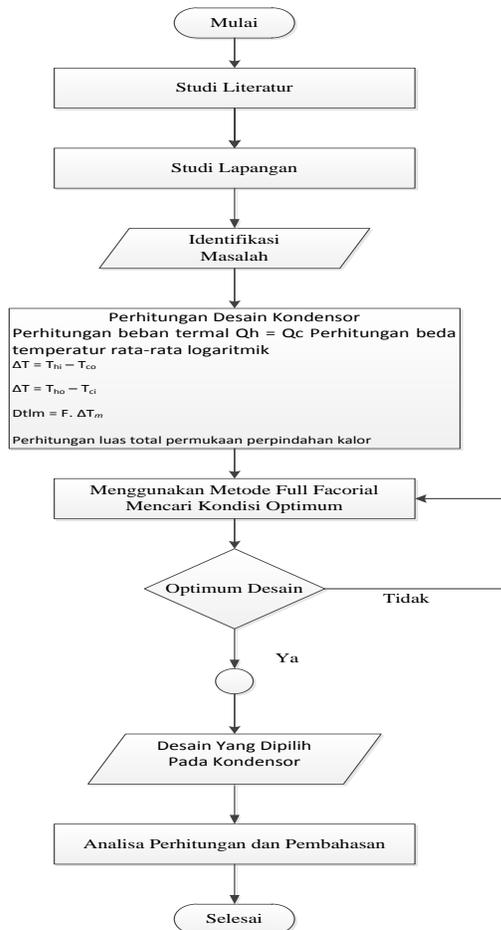
$$NTU = \frac{UA_o}{C_{min}}$$

- Efektivitas alat penukar kalor

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} 100\%$$

METODE PENELITIAN

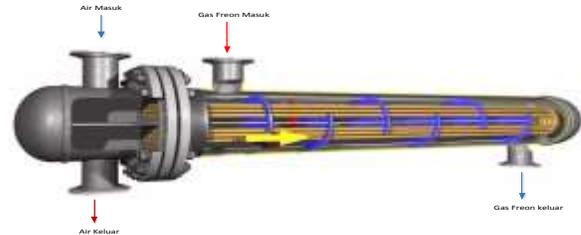
Penelitian ini mengikuti langkah-langkah pada bagan alur dibawah ini:



Metode yang digunakan dalam optimasi desain kondensator tipe *shell and Tube* ini adalah dengan memperhatikan dan menggunakan dari faktor desain awal kondensator tipe *shell and Tube* pada mesin sistem AC selanjutnya dilakukan perhitungan untuk menentukan kondisi optimum dengan menggunakan metode *full Factorial* dan disimulasikan dengan program HTRI sebagai perbandingan, untuk aliran fluidanya menggunakan simulasi CFD. Dengan menggunakan metode eksperimen *full Factorial* dapat dibuat tabel, selanjutnya dikombinasi dengan empat variabel bebas dan ada tiga level penelitian tersebut.

Table 1. variable bebas dan level eksperimen

Kode	Variabel Bebas	Level 1	Level 2	Level 3
A	Diameter Tube, (d_o , mm)	9.52	12.7	15.8
B	Susunan Tube/lay out, (CL , $^{\circ}$)	30	45	60
C	Jarak Antara Tube/Pitch Ratio, (PR)	1.6	2.0	2.4
D	Panjang Tube (L)	1	1,27	1,50



Gambar 1. Kondensator

HASIL DAN PEMBAHASAN

Sebelum melakukan perancangan kita akan melakukan perhitungan secara manual dengan menggunakan rumus-rumus yang sudah ada sehingga perancangan tersebut akan memberikan hasil yang paling tepat dan kemudian kita akan validasikan dengan software HTRI, (*Head Transfer Research Inc*) dan kemudian di simulasikan dengan menggunakan program CFD (*Computational Fluid Dynamics*)

Berdasarkan analisa data dan pengolahan data dengan menggunakan metode eksperimen *Full factorial*, maka dapat diidentifikasi bahwa kondisi desain yang terbaik dan memberikan hasil desain paling optimum atau paling ekonomis dengan jumlah tube paling sedikit namun di sini mencari nilai U paling besar, dimana nilai U paling besar ialah melepaskan panas secara menyeluruh pada sebuah kondensator. Pada penelitian ini sebagai variabel bebas dan ruang lingkup desain dipilih sebagai berikut:

1. Diameter pipa dipilih berukuran : 9.52 mm ; 12.7 mm ; 15.8mm
2. Bentuk susunan pipa dipilih berbentuk : 30° ; 45° ; 60°
3. Jarak antara tube dipilih 1.6 ; 2.0 ; 2.4
4. Panjang shell dipilih ukuran : 1 ; 1.27 ; 1.5

Selanjutnya ruang lingkup penelitian yang berisikan banyaknya kondisi desain dan jumlah

eksperimen yang akan dilakukan ada 81 kali percobaan pada table berikut ini:

Tabel 2. Kondisi desain dan jumlah eksperimental full factorial

No	D _i (Inch)	CL (°)	Pitch Ratio (PR)	L (m)	D _o (m)	N _t (Tube)	U (W/m ² K)	NTU
1	9.52	30	1.6	1	0.094	32	21826.41	1.8
2	9.52	45	1.6	1	0.101	32	21540.04	1.8
3	9.52	60	1.6	1	0.094	32	21826.41	1.8
4	9.52	30	2.0	1	0.118	32	20061.04	1.6
5	9.52	45	2.0	1	0.126	32	19705.32	1.6
6	9.52	60	2.0	1	0.118	32	20061.04	1.6
7	9.52	30	2.4	1	0.141	32	18559.88	1.5
8	9.52	45	2.4	1	0.151	32	18158.63	1.5
9	9.52	60	2.4	1	0.141	32	18559.88	1.5
10	12.7	30	1.6	1	0.109	24	48385.79	4.0
11	12.7	45	1.6	1	0.117	24	47264.83	3.9
12	12.7	60	1.6	1	0.109	24	48385.79	4.0
13	12.7	30	2.0	1	0.109	24	48385.79	4.0
14	12.7	45	2.0	1	0.117	24	47264.83	3.9
15	12.7	60	2.0	1	0.109	24	48385.79	4.0
16	12.7	30	2.4	1	0.109	24	48385.79	4.0
17	12.7	45	2.4	1	0.117	24	47264.83	3.9
18	12.7	60	2.4	1	0.109	24	48385.79	4.0
19	15.8	30	1.6	1	0.122	19	40054.07	3.3
20	15.8	45	1.6	1	0.130	19	39563.36	3.2
21	15.8	60	1.6	1	0.122	19	40054.07	3.3
22	15.8	30	2.0	1	0.122	19	40054.07	3.3
23	15.8	45	2.0	1	0.163	19	32408.31	2.6
24	15.8	60	2.0	1	0.152	19	33144.11	2.7
25	15.8	30	2.4	1	0.182	19	28267.51	2.3
26	15.8	45	2.4	1	0.196	19	27444.89	2.2
27	15.8	60	2.4	1	0.182	19	28267.51	2.3
28	9.52	30	1.6	1.27	0.084	25	22289.28	1.8
29	9.52	45	1.6	1.27	0.090	25	22023.96	1.8
30	9.52	60	1.6	1.27	0.084	25	22289.28	1.8
31	9.52	30	2.0	1.27	0.104	25	20643.14	1.7
32	9.52	45	2.0	1.27	0.125	25	20308.39	1.7
33	9.52	60	2.0	1.27	0.134	25	20643.14	1.7
34	9.52	30	2.4	1.27	0.125	25	19223.42	1.6
35	9.52	45	2.4	1.27	0.134	25	18840.78	1.5
36	9.52	60	2.4	1.27	0.125	25	19223.42	1.6
37	12.7	30	1.6	1.27	0.109	24	48559.88	4.0
38	12.7	45	1.6	1.27	0.103	19	49172.62	4.0
39	12.7	60	1.6	1.27	0.098	19	50247.26	4.1
40	12.7	30	2.0	1.27	0.121	19	41610.00	3.4
41	12.7	45	2.0	1.27	0.129	19	40378.71	3.3
42	12.7	60	2.0	1.27	0.121	19	41610.00	3.4

43	12.7	30	2.4	1.27	0.145	19	35506.59	2.9
44	12.7	45	2.4	1.27	0.155	19	34252.99	2.8
45	12.7	60	2.4	1.27	0.145	19	35506.59	2.9
46	15.8	30	1.6	1.27	0.108	15	40845.43	3.3
47	15.8	45	1.6	1.27	0.116	15	40392.09	3.3
48	15.8	60	1.6	1.27	0.108	15	40845.43	3.3
49	15.8	30	2.0	1.27	0.135	15	34362.78	2.8
50	15.8	45	2.0	1.27	0.145	15	33659.72	2.8
51	15.8	60	2.0	1.27	0.135	15	34362.78	2.8
52	15.8	30	2.4	1.27	0.162	15	29656.02	2.4
53	15.8	45	2.4	1.27	0.173	15	28850.97	2.4
54	15.8	60	2.4	1.27	0.162	15	29656.02	2.4
55	9.52	30	1.6	1.50	0.077	21	22590.66	1.8
56	9.52	45	1.6	1.50	0.082	21	22339.67	1.8
57	9.52	60	1.6	1.50	0.077	21	22590.66	1.8
58	9.52	30	2.0	1.50	0.96	21	21026.94	1.7
59	9.52	45	2.0	1.50	0.103	21	20707.04	1.7
60	9.52	60	2.0	1.50	0.096	21	21026.94	1.7
61	9.52	30	2.4	1.50	0.115	21	19665.69	1.6
62	9.52	45	2.4	1.50	0.124	21	19296.79	1.6
63	9.52	60	2.4	1.50	0.115	21	19665.69	1.6
64	12.7	30	1.6	1.50	0.111	16	43064.18	3.5

65	12.7	45	1.6	1.50	0.119	16	41848.92	3.4
66	12.7	60	1.6	1.50	0.111	16	43064.18	3.5
67	12.7	30	2.0	1.50	0.111	16	43064.18	3.5
68	12.7	45	2.0	1.50	0.124	16	41848.92	3.4
69	12.7	60	2.0	1.50	0.111	16	43064.18	3.5
70	12.7	30	2.4	1.50	0.133	16	37006.38	3.0
71	12.7	45	2.4	1.50	0.143	16	35751.56	2.9
72	12.7	60	2.4	1.50	0.133	16	37006.38	3.0
73	15.8	30	1.6	1.50	0.099	12	41359.47	3.4
74	15.8	45	1.6	1.50	0.106	12	40931.44	3.3
75	15.8	60	1.6	1.50	0.099	12	41359.47	3.4
76	15.8	30	2.0	1.50	0.124	12	35176.41	2.9
77	15.8	45	2.0	1.50	0.133	12	34497.69	2.8
78	15.8	60	2.0	1.50	0.124	12	35176.41	2.9
79	15.8	30	2.4	1.50	0.149	12	30601.60	2.5
80	15.8	45	2.4	1.50	0.160	12	29811.76	2.4
81	15.8	60	2.4	1.50	0.149	12	30601.60	2.5

Analisa hasil perhitungan yang optimum

Dari analisis tersebut diatas maka dapat diidentifikasi bahwa kondisi desain yang terbaik memberikan hasil desain paling optimum atau paling ekonomis diameter tube d_o 12.7 mm, panjang tube 1.27 m, pitch rasio 1.6, bentuk susunan tube dengan 60° . Sehingga didapat nilai U paling besar adalah $50247.26 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Sedangkan standar milik perusahaan diameter tube d_o 12.7 mm, panjang tube 1.50 m, pitch rasio 1.6 dan yang terakhir Pitch rasio dengan 45° . Sehingga didapat nilai U paling besar adalah $41848.92 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Dari dua perbandingan diatas maka desain paling ekonomis adalah yang menunjukkan nilai U paling besar dimana memberikan pengaruh lebih besar. Dan untuk membandingkan hasil dari hasil perhitungan yang kita olah maka disini menggunakan bantuan software HTRI sebagai perbandingan, untuk simulasi temperatur, kecepatan aliran dan tekanan menggunakan software CFD. Selanjutnya hasil dari eksperimen perhitungan *Full factorial* yang dilakukan dan diperoleh pengaruh dari masing-masing faktor pada jumlah tube dan diameter shell sehingga diperoleh hasil kondisi desain yang paling optimum kondisi optimum alat penukar kalor dapat dilihat seperti pada tabel dibawah ini:

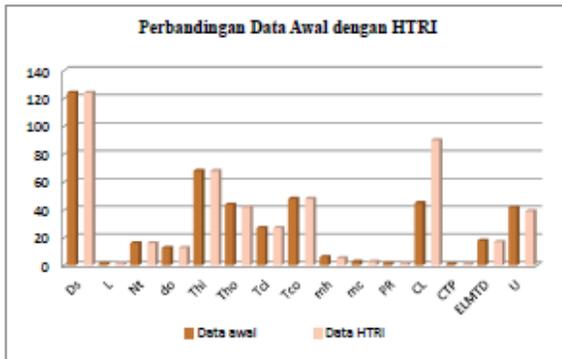
Perbandingan Data Awal Dengan HTRI

Tabel 3. Perbandingan desain awal dari alat penukar kalor dengan software HTRI

No	Parameter /dimensi	Symbol	Desain awal	HTRI	Satuan
1	Diameter Shell	D_s	124	124	mm
2	Panjang	L	1.5	1.5	m
3	Jumlah Tube	N_t	16	16	Buah
4	Diameter tube	d_o	12.7	12.7	mm
5	Temperatur NH_3 masuk	T_M	68	68	$^\circ\text{C}$
6	Temperatur NH_3 keluar	T_{Mo}	42	42	$^\circ\text{C}$
7	Temperatur Air Masuk	T_{ei}	27	27	$^\circ\text{C}$
8	Temperatur Air Keluar	T_{eo}	48	48	$^\circ\text{C}$
9	Laju Aliran Massa freon	m_h	6.2	5.3	kg/s
10	Laju Aliran Massa Air	m_c	2.8	2.8	kg/s
11	Pitch Rasio	PR	1.6	1.4	-
12	Susunan antar tube	CL	45	90	Derajat
13	Jumlah One Pass	CTP	0.93	0.93	-
14	ΔLMTD	ΔLMTD	17.9	17.0	K
15	Koef perpindahan menyehuruh	U	41848	39083	$\text{W/m}^2\text{K}$

Table 4. Hasil design awal dengan program HTRI

Process Conditions		Hot Shellside		Cold Tubeside	
Fluid name	Freon	water			
Flow rate (kg/s)	6.2000	2.8000			
Inlet/Outlet T (Wt. frac. vol.)	0.000	0.000	0.000	0.000	
Inlet/Outlet T (Deg. C)	68.00	42.00	27.00	48.00	
Inlet P/Out. (MPa)	0.000	0.000	0.500	0.000	
dP-Allow. (MPa)	14.976	0.000	13.523	0.000	
Fouling (m ² -K/W)	0.000000			0.000000	
Exchanger Performance					
Shell S (W/m ² -K)	8631.72	Actual U (W/m ² -K)	3908.28		
Tube S (W/m ² -K)	10802.5	Required U (W/m ² -K)	29299.1		
Hot regime (-)	Sens. Liquid	Duty (MegaWts)	0.4026		
Cold regime (-)	Sens. Liquid	Area (m ²)	0.842		
EA/TD (Deg. C)	17.0	Overdesign (%)	36.55		
Shell Geometry			Baffle Geometry		
TEMA type (-)	AES	baffle type (-)	Single-Seg.		
Shell ID (mm)	124.000	Baffle out (Pd Dia.)	30.00		
Series (-)	1	baffle orientation (-)	Parallel		
Parallel (-)	1	Central spacing (mm)	280.000		
Orientation (deg)	0.00	Crossflow (-)	4		
Tube Geometry			NOZZLES		
Tube type (-)	Plain	Shell inlet (mm)	77.527		
Tube OD (mm)	12.700	Shell outlet (mm)	77.527		
Length (m)	1.500	Inlet height (mm)	19.362		
Pitch ratio (-)	1.4173	Outlet height (mm)	25.215		
Layout (deg)	90	Tube inlet (mm)	52.583		
Tube count (-)	16	Tube outlet (mm)	52.583		
Tube Pass (-)	1				
Thermal Resistance, %		Velocities, m/s		Flow Fractions	
Shell	45.80	Shellside	0.90	A	0.019
Tube	45.01	Tubeside	2.15	B	0.438
Fouling	0.00	Crossflow	0.87	C	0.482
Metal	9.188	Window	3.35	E	0.060
				F	0.000



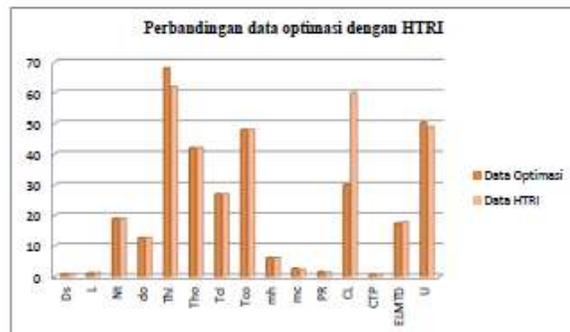
Grafik 1. Perbandingan data awal dengan HTRI

Dari grafik diatas dapat memperlihatkan pengujian dari desain awal dari data spesifikasi alat penukar kalor dengan hasil program HTRI menunjukkan data dimensi utama untuk mendesain alat penukar kalor tipe shell and tube pada kondensor, sedikit memiliki perbedaan laju aliran refrigrant dari data awal menunjukkan 6.2 kg/s dan data HTRI menunjukkan 5.3 kg/s kemudian untuk jarak antara tube sedikit berbeda dengan data awal 1.6 sedangkan dari program HTRI menunjukkan nilai 1.4 ini tidak berpengaruh besar sedangkan LMTD dengan data awal 17.9 dan data HTRI menunjukkan nilai 17.9 sealnjutnya koefisien perpindahan panas secara menyeluruh U menunjukkan sedikit berbeda dengan nilai 41848 W/m²K sedangkan hasil dari HTRI 39083 ini tidak terlalu jauh berbeda dengan hasil validasi HTRI dengan data awal, sehingga dapat dibuat perbandingan antara desain awal dari dimensi utama alat penukar kalor tipe shell and tube.

Perbandinga hasil Optimasi dengan Program HTRI

HTRI		Output Summary		Page 1
Released to the following HTRI Member Company:				
CAP USER				
Date: Ver: 1.00 2/17/2015 1:05:38 PM P:\E\3031				
Rating - Horizontal Counter-current Flow TEMA AES Shell With Single-Segmental Baffles				
No Data Check Messages.				
See Data Check Message Report For Informative Messages.				
See Runtime Message Report for Informative Messages.				
Process Conditions		Hot Shellside		Cold Tubeside
Fluid name		Frion	6.2000	Water
Flow rate (kg/s)		0.000	0.000	2.4000
Inlet/Outlet T (Deg C)		65.00	42.00	27.00
Inlet/Outlet T (Deg C)		0.000	0.000	45.00
Inlet P/Airsp (kPa)		0.000	0.000	0.000
Outlet P/Airsp (kPa)		26.060	0.000	6.407
Fouling (m ² -kWh)		0.000000		0.000000
Exchanger Performance				
Shell n (Wind-K)	19155.7	Actual U (Wind-K)	4777.66	
Tube n (Wind-K)	3417.41	Required U (Wind-K)	50211.1	
Hot regime (Sens. Liquid)		Out (MegaWatts)	8.0215	
Cold regime (Sens. Liquid)		Area (m ²)	0.944	
EAUTD (Deg C)	17.9	Overdesign (%)	15.55	
Shell Geometry		Baffle Geometry		
TEMA type (-)	AES	baffle type (-)	Single-Seg	
Shell ID (mm)	19.000	baffle cut (Pct Dia.)	30.00	
Series (-)	1	baffle orientation (-)	Parallel	
Partials (-)	1	Central spacing (mm)	200.000	
Orientation (deg)	0.00	Crosspasses (-)	8	
Tube Geometry		Nozzles		
Tube type (-)	Plain	Shell inlet (mm)	102.261	
Tube OD (mm)	12.700	Shell outlet (mm)	77.927	
Length (m)	1.270	inlet height (mm)	24.150	
Pitch ratio (-)	1.4173	Outlet height (mm)	15.150	
Layout (deg)	6.0	Tube inlet (mm)	52.553	
Tube count (-)	19	Tube outlet (mm)	52.553	
Tube Pass (-)	2			
Thermal Resistance, %		Velocities, m/s		Flow Fractions
Shell	25.01	Shellside	3.30	A
Tube	63.10	Tubeside	2.15	B
Fouling	0.00	Crossflow	1.88	C
Metal	11.891	Window	7.35	E
				F
				0.027
				0.433
				0.455
				0.075
				0.000

Gambar 2. Hasil Desain kondisi Optimum program HTRI



Grafik 2. Perbandingan hasil optimasi dengan HTRI

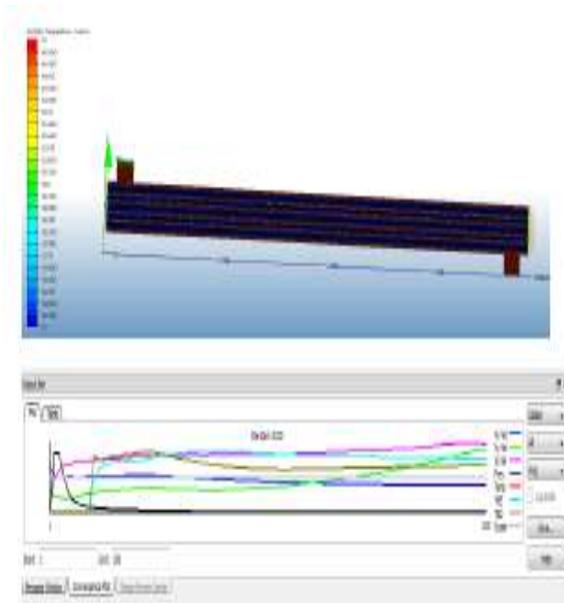
Perbandingan data Optimasi dengan HTRI

Berdasarkan hasil perhitungan kondisi optimum dengan menggunakan eksperimental full factorial dibandingkan dengan simulasi program HTRI memiliki hasil yang mendekati sama seperti menggunakan metode full factorial atau dengan kata lain secara teoritis, dan dari hasil Optimasi dengan software HTRI bahwa menunjukkan bahwa hasil optimasi dengan validasi software HTRI tidak begitu jauh berbeda, namun ada beberapa yang berbeda seperti temperatur refrigrant masuk dengan data optimasi sebesar 68⁰ C sedangkan hasil dari HTRI didapat 62⁰ C, kemudian laju aliran massa air dengan

hasil optimasi adalah 2.8 kg/s sedangkan dari HTRI didapat 2.4 kg/s, selanjutnya jarak antara tube sedikit memiliki perbedaan dari hasil optimasi 1.6 sedangkan hasil dari HTRI didapat 1.4 ini tidak terlalu berpengaruh terlalu besar, CTP hasil dari Optimasi menunjukkan bahwa 0.90 sedangkan menggunakan software HTRI menunjukkan 0.93, selanjutnya LMTD dari hasil optimasi 17.5 K sedangkan hasil dari HTRI 17.9 K dan yang terakhir adalah koefisien perpindahan panas secara menyeluruh hasil dari optimasi 50247 W/m²K sedangkan menggunakan software HTRI didapatkan 48777 W/m²K, maka dapat disimpulkan hasil optimasi dengan menggunakan software HTRI menunjukkan bahwa tidak jauh perbedaannya sehingga dapat dibuat perbandingan antara desain awal dari dimensi utama alat penukar kalor tipe shell and tube.

Simulasi karakteristik aliran pada program CFD

Bentuk aliran hasil analisa menggunakan program CFD didapat bentuk aliran yang terlihat seperti gambar dibawah ini. Bentuk gambar yang ditampilkan diantaranya jenis distribusi temperatur kecepatan aliran dan tekanan.



Gambar 3. distribusi CFD

Dari hasil analisa yang dilakukan secara manual dengan mengambil data secara langsung pada sebuah Hotel Banjarmasin Internasional dapat diketahui:

1. Distribusi temperatur pada sisi tube dari spesifikasi suhu yang di dapat saat pendinginan pada temperatur air T_{ci} 27 °C dan temperatur air keluar T_{co} 48 °C.
2. Distribusi pada sisi shell di dapat suhu panas pada temperature Refrigerant R22 pada suhu masuk T_{hi} 68 °C dan suhu refrigerant keluar T_{ho} 42 °C dengan efesiensi sistem pemindahan panas sebesar 51.21%.

Berkaitan dengan aliran yang terjadi saat memindahkan panas atau mendinginkan fluida aliran yang terjadi pada desain yang baik akan mengalami perbedaan signifikan dan juga tidak terlalu lambat yang dapat menyebabkan pengotoran dalam jangka waktu tertentu setelah terjadi pengotoran maka proses pendinginan menjadi tidak efektif.

Sedangkan distribusi Kecepatan

1. Distribusi kecepatan pada sisi tube, kecepatan aliran yang terjadi pada bagian tube yaitu 2.6 m/s setelah dilakukan desain dengan menggunakan HTRI pola aliran pada tube mengalami perbaikan.
2. Distribusi kecepatan pada sisi shell adalah 6.2 m/s setelah dilakukan desain dengan menggunakan HTRI pola aliran pada tube mengalami perbaikan.

Distribusi Tekanan

1. Distribusi tekanan pada sisi tube tekanan atau pressure drop yang terjadi pada bagian tube yaitu 4.02 kPa setelah dilakukan desain dengan menggunakan HTRI. Tekanan atau pressure drop yang terjadi pada bagian tube 2.02 kPa
2. Distribusi tekanan pada sisi shell yaitu 6.2.kPa setelah dilakukan desain dengan menggunakan HTRI. Tekanan atau pressure drop yang terjadi pada bagian shell mengalami perbaikan menjadi 3.4 kPa.

Setelah dilakukan analisa dengan menggunakan metode eksperimen full factorial dan dimasukkan dalam program HTRI maka didapatkan Pressure drop yang terjadi antara perhitungan 6.2 kPa dalam aktual dan simulasi 3.4 kPa tidak terlalu signifikan atau tidak terlalu jauh beda hal ini menandakan kesesuaian antara simulasi dengan perhitungan sedangkan over

design 15.59 %. Pressure drop diperlukan sebagai indikasi penurunan tekanan selama terjadi pendinginan atau pemindahan panas, berkaitan dengan aliran yang terjadi saat memindahkan panas atau mendinginkan fluida aliran yang terjadi pada desain yang tidak baik mengalami perbedaan yang signifikan dan juga tidak terlalu lambat yang dapat mengakibatkan pengotoran dalam jangka waktu tertentu, setelah terjadi fouling maka proses pendinginan pada ruangan tidak menjadi efektif karena panas yang dilepaskan tidak maksimal bekerjanya.

Jika pada design utama yang sekarang ini digunakan pada Hotel Banjarmasin Internasional dengan banyak Tube 16 buah dengan diameter shell 124 mm dan panjang 1.50 m setelah dilakukan redesign menggunakan software HTRI dan hasil Perhitungan maka didapat 19 buah tube dengan diameter 0.98 mm dan panjang tube 1.27 m.

Jadi melalui analisa sistem dapat disarankan untuk digunakan pada Hotel Banjarmasin Internasional untuk dimanfaatkan menjadi alat pemindah panas atau kemungkinan untuk merubah Head exchanger yang dimilikinya menjadi desain baru yang lebih ekonomis selain itu disarankan untuk pihak lain untuk dapat melakukan penelitian secara lebih mendalam agar mendapatkan hasil pemindahan panas yang lebih optimal.

KESIMPULAN

Berdasarkan analisa data dan pembahasan, dapat diambil kesimpulan mengenai optimasi kondensor *type shell and tube* pada mesin pendingin ruangan yang paling optimal Pada penelitian ini dilakukan analisa optimasi sistem termal pada sebuah kondensor *shell and tube* sebagai alat penukar kalor atau yang kita sering sebut (APK) dari hasil optimasi kondensor *shell and tube* dengan menggunakan analisis *full factorial* yang di validasikan dengan *Software Head Transfer Research Inc* (HTRI) dan disimulasikan dengan *Computational Fluid Dynamics* (CFD), dengan didapat hasil yang optimum diameter tube 12.7 mm, dan panjang tube, 1.27 m dengan susunan tube 60⁰, dan jumlah 1 pass dimana memberikan hasil desain dengan jumlah tube 19 buah, diameter shell 0,098 m. Sedangkan desain yang ada Dari hasil optimasi pada perhitungan maka kita cari harga U

yang paling besar dimana harga U paling besar akan memberikan penggaruh yang lebih besar juga, dari hasil perhitungan maka Koefisien perpindahan panas secara menyeluruh U adalah 50247.26 W/m²K.

DAFTAR PUSTAKA

1. Frank Kreith, William Z. Black 1980. *Basic Head Transfer*. Amerika harper and Row
2. Stocker, Supratman Hara. 1992 Refrigeransi dan pengkondisian udara. Jakarta : Erlangga
3. Frank M. White. 1996 Mekanika Fluida Edisi kedua jlid 1. Jakarta : Erlangga
4. Frank Kreith, Arko Prijono M.Sc. 1997. Prinsip-prinsip perpindahan panas jakarta: Erlangga
5. Cengel Y.A. Boles M.A *Thermodynamics an engineering Approach, 3rd ed, McGraw Hill.1999.*
6. Tuarkia, Firman, 2008 Dasar-dasar CFD Menggunakan *FLUENT*, Bandung Informatika.
7. Jurnal Usman ur rehman 2011. *Head transfer optimization of shell and tube head excangger.*
8. Jurnal Ratiko 2012 optimasi multi obyektif sistem pendingin pada ruangan penyimpanan bahan bakar nuklir . Teknologi BATAN.
9. Moran JM, Shapiro NH. 1988. *Fundamental of Engineering Thermodynamics*. New York: John Willey & Son, Inc.
10. Cengel YA. 2003. *Heat transfer a practical approach*. Second Edition. Singapore: Mc Graw Hill.
11. Suryanarayana NV, Arici Oner. 2003. *Design and simulation of thermal system*. New Ork: Mc Graw-Hill Higher Education
12. Boehm, R.F. 1987. *Design of Analysis of Thermal System*. New York:John Wiley & Sons.
13. Cengel YA, Boles MA. 2006. *Thermodynamics an engineering approach*. Fifth Edition in SI Unit. Singapore: Mc Graw Hill.