

## ANALISA FULL FACTORIAL SHELL AND TUBE CONDENSOR AIR CONDITIONER

Jainal Arifin

Prodi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Islam Kalimantan MAB  
Jl. Adhiyaksa No. 2 Kayu Tangi, Banjarmasin  
Email: [jainalarifin804@gmail.com](mailto:jainalarifin804@gmail.com)

### ABSTRAK

Sistem pendingin sekarang ini banyak kita temui termasuk macam-macam dari sistem pendingin tersebut, pada awalnya pengkodisian udara diarahkan untuk keperluan proses dan material daripada untuk kenyamanan manusia, dalam perkembangannya pengkodisian udara untuk manusia berkembang pesat pada akhir-akhir ini, prinsip kerja pengkodisian udara adalah sama dengan mesin pendingin, yaitu berdasarkan siklus kompresi uap. 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 kondensator sementara, kinerja kondensator semakin lama akan menurun seiring terjadinya pengotoran pada dinding pipa.

Berdasarkan analisa data dan pembahasan, dapat diambil kesimpulan mengenai optimasi kondensator tipe *shell and tube* pada mesin pendingin ruangan yang paling optimal, Pada penelitian ini dilakukan analisa optimasi sistem termal pada sebuah kondensator *shell and tube* sebagai alat penukar kalor (APK) dari hasil optimasi kondensator *shell and tube*, didapat 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  $45^\circ$ . Sehingga didapat nilai perpindahan panas konveksi paling besar adalah  $41848.92 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Sedangkan Hasil Design yang dilakukan diameter tube 12.7 mm, dan panjang tube, 1.27 m dengansusunan tube  $60^\circ$ , dan jumlah 1 passdimana 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 pengaruh yang lebih besar juga, dari hasil perhitungan maka Koefisien perpindahan panas secara menyeluruh adalah  $50247.26 \text{ W/m}^2\text{K}$ , Dari dua perbandingan diatas maka desain paling ekonomis adalah yang menunjukkan nilai U paling besar dimana memberikan pengaruh lebih besar.

**Kata Kunci :** *Desain termal, kondensator, simulasi*

### PENDAHULUAN

Sistem pendingin sekarang ini banyak kita temui termasuk macam-macam dari sistem pendingin tersebut, pada awalnya pengkodisian udara diarahkan untuk keperluan proses dan material daripada untuk kenyamanan manusia, dalam perkembangannya pengkodisian udara untuk manusia berkembang pesat pada akhir-akhir ini, prinsip kerja pengkodisian udara adalah

sama dengan mesin pendingin, yaitu berdasarkan siklus kompresi uap. Yang membedakan adalah udara yang didinginkan sebagai beban melewati evaporator memasuki ruangan pada kondisi temperatur yang lebih tinggi daripada mesin pendingin dan peralatan yang digunakan sama.

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 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, dengan cara menganalisa *full factorial* untuk menentukan hasil dari NTU ( *Number Transfer Unit* ) dan nilai U ialah perpindahan panas secara menyeluruh yang paling besar paling bagus.

## TINJAUAN PUSTAKA

### 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*. Setelah itu proses tersebut dilalui maka kita sampai kepada perhitungan perancangan yang akan memprediksi parameter performance seperti luas permukaan perpindahan panas dan kerugian tekanan baik di sisi *shell* maupun di sisi *tube*. Pada akhir perhitungan, apabila diperoleh harga yang tidak sesuai dengan yang telah ditetapkan sebelumnya maka prosesnya harus diulangi dengan cara memodifikasi variabel tertentu. Bagi sebuah alat penukar kalor, kemampuan dalam mempertukarkan energi.

### Teori Dasar Metode Full Factorial

Percobaan *factorial* adalah percobaan yang perlakuannya terdiri atas semua kemungkinan kombinasi taraf

dari beberapa faktor. Percobaan dengan menggunakan faktor dengan taraf untuk setiap faktornya disimbolkan dengan percobaan *factorial*. misalnya percobaan *factorial 2<sup>2</sup>* artinya kita menggunakan faktor dan taraf masing-masing faktornya terdiri dari 2 taraf. Percobaan *factorial 2<sup>2</sup>* juga sering ditulis dalam bentuk percobaan 2x2. Tujuan dari percobaan *factorial* adalah untuk melihat interaksi antara faktor yang kita cobakan. Adakalanya kedua faktor saling sinergi terhadap respon (positif), namun adakalanya juga keberadaan salah satu faktor justru menghambat kinerja dari faktor lain (negatif). Adanya kedua mekanisme tersebut cenderung meningkatkan pengaruh interaksi antara ke dua faktor. Interaksi mengukur kegagalan dari pengaruh salah satu faktor untuk tetap sama pada setiap taraf faktor lainnya atau secara sederhana, interaksi antara faktor adalah apakah pengaruh dari faktor tertentu tergantung pada taraf faktor lainnya.

**Perancangan sebuah alat penukar kalor jenis *shell and 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

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

**Koefisien Global Perpindahan Panas didalam Alat Penukar Kalor, U**

Bagi keperluan perhitungan perancangan, harga koefisien global perpindahan panas, U mula-mula dipilih sesuai yang disarankan (lihat tabel koefisien perpindahan panas U untuk beragam konfigurasi aliran fluida) bagi konfigurasi aliran air pendingin dengan aliran fluida panas oil didalam sebuah alat penukar kalor *shell and tube* harga koefisien U dapat dipilih antara harga 60 – 300 W/m<sup>2</sup> K.

Koefisien perpindahan panas menyeluruh didalam alat tersebut hasil perhitungan menggunakan berbagai persamaan yang sifatnya pendekatan, sedangkan dibagian awal perhitungan sewaktu kita menghitung luas permukaan perpindahan panas (dimensi alat), kita akan memilih harga awal koefisien perpindahan panas, apabila di inginkan perbedaannya lebih kecil lagi dari 10%, perhitungan dapat diulang

kembali dengan memilih harga U, dan hasil perhitungan pada langkah terakhir.

Dimana selanjutnya dilakukan rangkaian perhitungan seperti skenario dan langkah-langkah yang sama mulai dari paragraf empat sampai dengan paragraf enam demikian seterusnya, perhitungan selanjutnya dapat kembali dengan menggunakan harga  $U_{awal}$  = harga U yang diperoleh pada langkah terakhir perhitungan. Koefisien global perpindahan panas bagi kedua aliran fluida didalam alat penukar kalor,

- 7. Temperatur Air Keluar : 48° C
- 8. Temperatur Freon Keluar : 42° C
- 9. Temperatur Freon Masuk : 68° C
- 10. Tekanan Freon : 14.9 kPa
- 11. Laju Aliran Massa Air : 2.8 kg/s
- 12. Laju Aliran Massa Freon : 5.30 kg/s
- 13. Velocity Air : 2.2 m/s
- 14. Velocity Freon : 5.3 m/s
- 15. Jumlah Pass : 2 Pass
- 16 Material Shell : Carbon
- 17 Material Tu : Tembaga

**METODE PENELITIAN**

**Metode Penelitian**

Dalam metode penelitian ini sangat penting dilakukan karena merupakan alat untuk menentukan langkah – langkah penelitian.

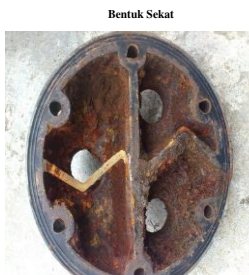
**Data dan Gambar Spesifikasi Alat Penukar Kalor**

Sebagai bahan obyek penelitian adalah sebuah alat penukar kalor tipe shell and tube pada kondensor, dengan spesifikasi teknis yang didapat sebagai berikut :

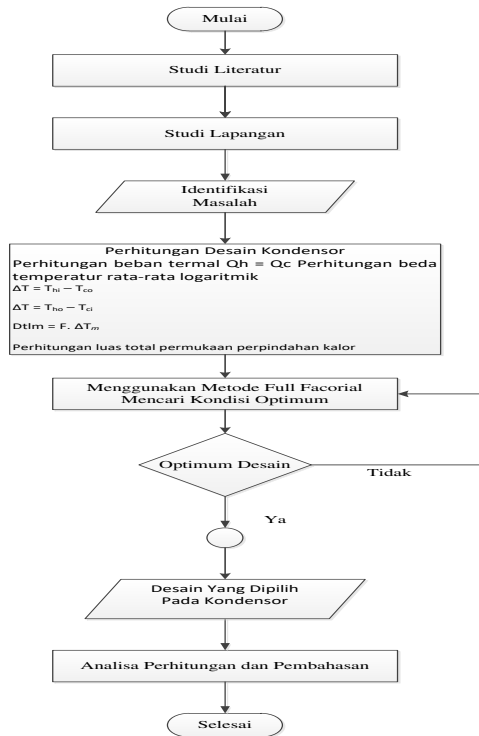
- 1. Refrigerant : Freon R22
- 2. Tipe Kompresor : Sentrifugal
- 3. Kondensor : Air pendingin
- 4. Tipe kondensor : Shell and Tube
- 5. Aliran Fluida : Cross-flow, air pendingin pada sisi tube dan Freon R22 pda sisi shell

**Spesifikasi Data**

- 1. Diameter Shell, ( $D_s$ ) : 124 mm
- 2. Diameter luar Tube ( $d_o$ ) : 12.7
- 3. Diameter dalam Tube ( $d_i$ ) : 11.00 mm
- 4. Panjang Tube (L) : 1.5 m
- 5. Jumlah Tube : 16 Buah
- 6. Temperatur Air Masuk : 27° C



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



Metode yang digunakan dalam optimasi desain kondensor tipe *shell and Tube* ini adalah dengan memperhatikan dan menggunakan dari faktor desain awal kondensor tipe *shell and Tube* pada mesin sistem *Air conditioner* atau pendingin ruangan, dalam penelitian ini akan menggunakan metode eksperimen *full Factorial* dapat dibuat dalam bentuk 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

## HASIL PENELITIAN

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 sesuai. 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 kondensor. 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 :  $30^{\circ}$  ;  $45^{\circ}$  ;  $60^{\circ}$
3. Jarak antara tube dipilih 1.6 ; 2.0 ; 2.4
4. Panjang shell dipilih ukuran : 1 ; 1.27 ; 1.50

Selanjutnya ruang lingkup penelitian yang berisikan banyaknya kondisi desain dan jumlah eksperimen yang akan dilakukan ada 81 kali percobaan.

### Perhitungan perpindahan panas yang diterima oleh aliran fluida air

Besarnya laju aliran fluida air yang ada dikondensor dapat dihitung dengan menggunakan persamaan perpindahan panas diterima oleh air

$$Q_c = 2.8 \text{ kg / s} \times 4181 \text{ J/kgK} \times (321 - 300) = 245842.8 \text{ W}$$

### Perhitungan perpindahan panas yang dilepas Refrigerant R22

$$m_n = \frac{245842.8}{1527 \text{ J / kgK} \cdot (341 - 315)} = 6.2 \text{ kg / s}$$

### Perhitungan diameter shell ( $D_s$ )

$$D_s = 0.637 \left( \frac{0.87}{0.93} \right)^{0.5} \left( \frac{0.957 \times (1.6)^2 \times 12.7}{1270} \right)^{0.5}$$

$$= 0.637 \times 0.983 \times 0.1 = 0.98 \text{ m}$$

**Perhitungan jumlah tube (Nt)**

$$Nt = 0.785 \left( \frac{0.93}{0.87} \right) \frac{0.98^2}{(1.6)^2 (12.7)^2}$$

$$0.785 \times 1.03 \times \frac{0.9604}{2.56 \times 161.29}$$

$$Nt = 0.785 \times 1.03 \times 24.218 = 19 \text{ Buah}$$

**Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Aliran**

Dalam perhitungan perancangan *coefisien* tersebut dapat diperoleh melalui persamaan empirik yang berbentuk bilangan. Luas penampang aliran didalam tube dapat dihitung

$$= \frac{3.14}{4} 0.00121 = 0.0009498 \text{ m}^2$$

Maka kita dapat menghitung kecepatan aliran air didalam pipa

$$v_r = \frac{2.8}{0.0009498 \times 986.2} = 30 \text{ m/s}$$

Selanjutnya untuk bilangan reynolds pada tube

$$R_{er} = \frac{986.2 \times 30.6 \times 0.011}{0.00061} = 531576.59$$

Sehingga untuk faktor gesekan pada tube dapat dihitung

$$= (1.58 \ln 531576.60 - 3.28)^{-2} = 0.003246$$

Sedangkan bilangan prendtl tube

$$N_{u_i} = \frac{\left( \frac{0.003246}{2} \right) 531576.60 \times 2.8}{1.07 + 12.7 \left( \frac{0.003246}{2} \right)^{\frac{1}{2}} \left( 2.8^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} = 1530.87$$

Sehingga koefisien perpidahan panas konveksi aliran di dalam pipa,  $h_i$  dapat dihitung

$$h_i = \frac{1530.87 \times 0.652}{0.011} = 90739.25 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

**Koefisien global perpindahan panas didalam alat penukar kalor, U**

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{165798.82} + \frac{1}{90739.25} + \frac{0.0127}{0.011} + \frac{0.00635 \ln \left( \frac{0.00635}{0.0055} \right)}{398}$$

$$\frac{1}{U} = 0.00001990 \text{ W/m}^2 \text{ K} = \frac{1}{0.00001990}$$

$$= 502447.26 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

**Laju Perindahan Panas Maksimum, Efektivitas dan NTU (Number Of Transfer Unit)**

$$= 6.2 \times 1527$$

$$= 9455.49 \text{ w/k}$$

$$C_h = m_c \times C_{pt}$$

$$C_h = 2.8 \times 4181$$

$$C_h = 1170.68 \text{ w/k}$$

Sehingga diperoleh perpindahan kalor maksimum yang terjadi adalah:

$$= 1170.68 \times (341 - 300)$$

$$= 479978.8 \text{ W}$$

Sedangkan untuk evektivitas alat penukar kalor

$$\varepsilon = \frac{257364.8}{479978.8} 100\% = 51.2 \%$$

Kemudian selanjutnya dapat dihitung besar nilai NTU (*Number of Transfer Unit*) pada alat penukar kalor

$$NTU = \frac{73542.3 \times 0.98}{1170.68} = 4.1$$

**Perhitungsn Desain untuk Satu Kondisi Desain**

Dengan menggunakan persamaan dan tabel 4.1 Ekperimen *full factorial* dibawah ini dan memilih dasain yang pertama yaitu:

Tabel 4.1 Variabel 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, ( $CL$ , °)	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

Selanjutnya ruang lingkup penelitian yang berisikan banyaknya kondisi desain dan jumlah eksperimen yang akan dilakukan, berdasarkan batasan desain seperti diatas terlihat pada tabel 4.2 yaitu:

Tabel 4.2 Kondisi desain dan jumlah eksperimen full factorial

No	D <sub>o</sub> (Inch)	CL (°)	Picht Ratio (PR)	L (m)	Ds (m)	Nt (Tube)	U (W/m <sup>2</sup> 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

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

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 kondisi desain 81 kali percobaan maka dapat di indetifikasi bahwa kondisi desain yang terbaik memberikan hasil desain paling optimum atau paling ekonomis diameter tube d<sub>o</sub> 12.7 mm, panjang tube 1.27 m, pitch rasio 1.6, bentuk susunan tube dengan 60<sup>0</sup>. Sehingga didapat nilai U paling besar adalah 50247.26W/m<sup>2</sup>K.

Sedangkan standar milik perusahaan diameter tube d<sub>o</sub> 12.7 mm, panjang tube

1.50 m, pitch rasio 1.6 dan yang terakhir Pitch rasio dengan 45<sup>0</sup>. Sehingga didapat nilai U paling besar adalah 41848.92 W/m<sup>2</sup>K.

Dari dua perbandingan diatas maka desain paling ekonomis adalah yang menunjukan nilai U paling besar dimana memberikan pengaruh lebih besar.. 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 paling optimum.

**KESIMPULAN**

Berdasarkan analisa data dan pembahasan, dapat diambil kesimpulan mengenai optimasi kondensor *tipe 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 didapat standar milik perusahaan diameter tube d<sub>o</sub> 12.7 mm, panjang tube 1.50 m, pitch rasio 1.6 dan yang terakhir Pitch rasio dengan 45<sup>0</sup>. Sehingga didapat nilai U paling besar adalah 41848.92 W/m<sup>2</sup>K. Sedangkan Hasil Design yang dilakukan diameter tube 12.7 mm, dan panjang tube, 1.27 m dengansusunan tube 60<sup>0</sup>, dan jumlah 1 passdimana memberikan hasil desain dengan jumlah *tube* 19 buah, diameter *shell* 0,098 m.Sedangkan desain yang adaDari 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/m<sup>2</sup>K, Dari dua perbandingan diatas maka desain paling ekonomis adalah yang menunjukan nilai U paling besar

dimana memberikan pengaruh lebih besar.

## REFERENSI

- [1] Frank Kreith, William Z. Black 1980. *Basic Heat 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 jilid 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, 3<sup>rd</sup> ed, McGraw Hill.1999.*
- [6] Tuarkia, Firman, 2008 Dasar-dasar CFD Menggunakan *FLUENT* , Bandung Informatika.
- [7] Jurnal usman ur rehman 2011. *Heat transfer optimization of shell and tube heat exchanger.*
- [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