

## **ANALISA PENGARUH FAKTOR UKURAN TUBE, JARAK ANTAR TUBE, DAN BENTUK SUSUNAN TUBE PADA KONDENSOR TERHADAP KINERJA MESIN PENDINGIN**

Sobar Ihsan dan Jainal Arifin  
Fakultas Teknik, Universitas Islam Kalimantan  
E-mail : sobar.uniska@gmail.com dan jainalarifin804@gmail.com

### **ABSTRAK**

Pada penelitian ini akan dikaji mengenai seberapa besar pengaruh faktor ukuran tube, jarak antar tube, dan bentuk susunan tube pada kondensor dalam membuang panas terhadap kinerja mesin pendingin. Target luaran yang diharapkan dari penelitian ini adalah hasil optimum jumlah tube, diameter tube, dan temperatur rata-rata terhadap laju perpindahan panas menyeluruh pada kinerja mesin. Penelitian ini direncanakan dilaksanakan selama 4 bulan, di PT. Wirontono Cabang Banjarmasin dan Laboratorium Teknik Mesin UNISKA MAB Banjarmasin, Kalimantan Selatan. Alat yang diteliti dalam penelitian ini yaitu Kondensor tipe shell and tube pada sistem refrigerasi berfluida  $\text{NH}_3$ . Pada penelitian ini dilakukan analisis optimasi sistem termal pada kondensor shell and tube sebagai Alat Penukar Kalor (APK). Dari hasil optimasi kondensor shell and tube dengan menggunakan analisis full factorial. Didapat hasil optimum adalah diameter shell 720 mm, jumlah tube 192 buah, diameter tube 38.1 mm, panjang tube 3 m, beda temperatur rata-rata LMTD 8.86 K, dan dengan koefisien perpindahan panas menyeluruh  $U$  1448.21  $\text{W/m}^2\text{K}$ . Dalam penentuan parameter temperatur desain kondensor sistem cooling-tower, harus mempertimbangkan kinerja cooling-tower dan perubahan temperatur udara.

**Kata kunci:** *kondensor, optimal, shell and tube*

### **PENDAHULUAN**

Dasar perhitungan desain termal kondensor adalah terpenuhinya kinerja secara termal pada kondisi normal. Berbagai asumsi dapat diambil untuk penyelesaian dengan menentukan kondensor sebagai volume control tunggal (*single control volume*) dan rerata koefisien transfer kalor dua sisi-masuk dan keluar. Koefisien transfer kalor didasarkan pada konstituen koefisien sisi-*shell* (kondensasi) dan sisi-*tube* (pendingin). Spesifikasi parameter desain kondensor termasuk luasan transfer kalor, koefisien transfer kalor, parameter operasi dan dimensi-dimensi *tube*. Desain termal (*thermal rating*) merupakan salah satu bagian kegiatan desain dari keseluruhan yang mencakup analisis vibrasi, analisis korosi, desain mekanik, gambar teknik (*engineering drawing*) dan fabrikasi.

Dalam hal ini perusahaan sekarang masih menggunakan material *carbon steel* untuk bahan *tube* yang mengakibatkan sering terjadinya pengokotoran karena korosi pada material didalam *tube*. Sehingga akan mengakibatkan menurunnya besaran koefisien perpindahan panas menyeluruh di dalam alat penukar kalor. Maka sangatlah penting dalam pemilihan material untuk *tube* dengan menggunakan bahan *stainless steel* yang tahan terhadap korosi yang terjadi pertukaran energi panas di dalam alat penukar kalor.

Untuk memperoleh performan yang sebaik-baiknya maka alat penukar kalor harus dirancang dengan cara yang seksama dan seoptimal mungkin. Oleh karena itu penguasaan metode perancangan sebuah alat penukar kalor menjadi sangat penting karena akan memberikan kontribusi yang sangat besar kepada upaya peningkatan performance instalasi industri, yang berarti juga kepada upaya penghematan energi terutama di sektor industri.

## **METODE PENELITIAN**

Dalam melaksanakan penelitian ini digunakan suatu metode dan prosedur penelitian, sehingga langkah-langkah serta tujuan dari penelitian yang dilakukan dapat sesuai dengan apa yang diharapkan.

### **Tempat dan Waktu Penelitian**

Tempat penelitian dilaksanakan di PT. WIRONTONO BARU dan Laboratorium Teknik Mesin UNISKA Banjarmasin, dan waktu Penelitian di laksanakan selama kurang lebih berkisar antara 3 sampai 6 bulan.

### **Metode Penelitian**

Agar penelitian dapat berjalan secara sistematis, maka diperlukan rancangan penelitian / langkah-langkah dalam penelitian :

### **Rancangan pengumpulan dan pengolahan data**

#### **1. Pengumpulan Data**

Data – data yang dibutuhkan dalam penelitian ini adalah data desain awal dari *kondensor tipe shell and tube* pada mesin pendingin seperti: ukuran *tube*, jumlah *tube*, bentuk susunan *tube* dan beberapa faktor yang lainnya.

Metode penelitian yang dipilih adalah metode eksperimen pada desain alat penukar kalor dengan menggunakan persamaan-persamaan teoritis.

## 2. Pengolahan Data

Data yang diperoleh dari perhitungan dituangkan dalam bentuk tabel dan grafik. Sehingga dapat dianalisis lebih lanjut tentang desain *kondensor* tersebut. Dari data yang terkumpul, data dikelompokkan berdasarkan *input* energi.

### PEMBAHASAN

Dalam bab ini akan dilakukan perhitungan desain ulang dari alat penukar kalor mesin pendingin *kondensor* untuk tipe *shell dan tube*. Dimana sesuai dengan latar belakang masalah yaitu untuk memudahkan waktu perawatan dan perbaikan mesin yang memakan waktu dan biaya yang besar sehingga dapat mengganggu waktu produksi serta menyangkut efisiensi pemakaian alat penukar kalor.

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

Besarnya laju aliran fluida air yang ada di kondensor dapat dihitung dengan menggunakan persamaan dibawah ini:

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

Dan dari persamaan kesetimbangan energy, maka kalor yang diterima air dianggap sama dengan kalor yang dilepas gas  $\text{NH}_3$ . Sehingga  $Q_c = Q_h$  merupakan nilai perpindahan kalor aktual yang dilepaskan pada alat penukar kalor.

Dimana :

$$m_c = 14.82 \text{ kg/s}$$

$$T_{co} = 55 \text{ }^\circ\text{C} = 328 \text{ K}$$

$$T_{ci} = 26 \text{ }^\circ\text{C} = 299 \text{ K}$$

Kemudian, Sifat-sifat fisik fluida air (lihat tabel sifat-sifat fisik fluida air), yang dievaluasi pada temperatur  $55 \text{ }^\circ\text{C}$  memberikan data :

$$\rho = 988 \text{ kg/m}^3$$

$$c_{pc} = 4181 \text{ J/kgK}$$

$$\mu = 548 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$$

$$k = 0.643 \text{ W/mK}$$

$$\text{Pr} = 3.56$$

Maka diperoleh,

$$\begin{aligned} Q_c &= 14.82 \text{ kg/s} \times 4181 \text{ J/kg} \cdot \text{K} \times (328 - 299) \\ &= 1796910.18 \text{ W} = 1796.91 \text{ kW} \end{aligned}$$

### Perhitungan perpindahan kalor yang dilepas gas NH<sub>3</sub>

Sistem pendinginan yang dilakukan pada mesin pendingin dimana menggunakan fluida pendinginnya yaitu gas NH<sub>3</sub> dan air. Laju aliran massa fluida pendingin pada kondensor yaitu 14.82 kg/s.

Selanjutnya untuk menentukan besarnya laju perpindahan kalor yang dilepas gas NH<sub>3</sub> pada alat penukar kalor dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut ini:

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

Kemudian, Dari data sifat-sifat fisik amoniak NH<sub>3</sub> (tabel sifat-sifat fluida amoniak) yang dievaluasi pada temperatur 77 °C diperoleh harga  $c_{ph} = 2550 \text{ J/kgK}$ . Sehingga :

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

Dimana,

$$Q_c = Q_h = 179.61 \text{ kW}$$

$$T_{hi} = 77 \text{ }^\circ\text{C} = 350 \text{ K}$$

$$T_{ho} = 35 \text{ }^\circ\text{C} = 308 \text{ K}$$

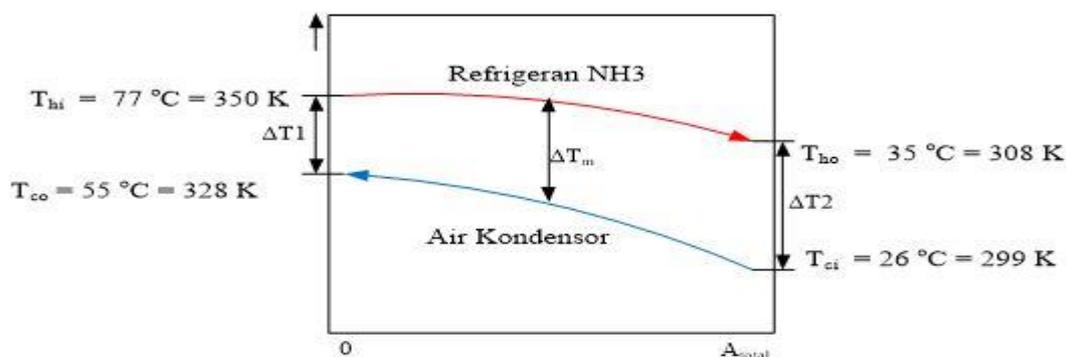
$$c_p = 2550 \text{ J/kg K}$$

maka diperoleh,

$$\begin{aligned} m_h &= \frac{179691}{2550 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} (350 - 308)} \\ &= \frac{179691}{107100} = 1.68 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

$Q_h$  merupakan laju aliran perpindahan kalor yang dilepas gas NH<sub>3</sub> dan merupakan energi yang dikeluarkan oleh alat penukar kalor ( $Q_{out}$ )

### Perhitungan Beda Temperatur Rata-rata Logaritmik, *LMTD*



Gambar 4.1. Distribusi temperatur NH<sub>3</sub> dan air pada *kondensor*

Besarnya harga beda temperatur  $\Delta T_1$  yang dievaluasi dengan persamaan berikut ini:

$$\Delta T_1 = T_{hi} - T_{co}$$

Dimana,

$$T_{hi} = 77^\circ\text{C} = 350 \text{ K}$$

$$T_{co} = 55^\circ\text{C} = 328 \text{ K}$$

Maka diperoleh,

$$\Delta T_1 = 350 \text{ K} - 328 \text{ K}$$

$$\Delta T_1 = 22 \text{ K}$$

Besarnya harga beda temperatur  $\Delta T_2$  yang dievaluasi dengan persamaan dibawah ini:

$$\Delta T_2 = T_{ho} - T_{ci}$$

Dimana,

$$T_{ho} = 35^\circ\text{C} = 308 \text{ K}$$

$$T_{ci} = 26^\circ\text{C} = 299 \text{ K}$$

Maka diperoleh,

$$\Delta T_2 = 308 \text{ K} - 299 \text{ K}$$

$$\Delta T_2 = 9 \text{ K}$$

Besarnya nilai beda temperatur rata-rata logaritmik,  $\Delta T_m$  dapat dievaluasi dengan menggunakan persamaan berikut:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left[ \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right]}$$

Dimana,

$$\Delta T_1 = 22 \text{ K}$$

$$\Delta T_2 = 9 \text{ K}$$

Maka diperoleh,

$$\begin{aligned} \Delta T_m &= \frac{22 - 9}{\ln \left[ \frac{22}{9} \right]} \\ &= 9.84 \text{ K} \end{aligned}$$

Besarnya beda temperatur rata-rata logaritmik sebuah APK *shell and tube* besarnya dapat didekati menggunakan persamaan beda temperature logaritmik bagi

APK *counter flow* atau aliran yang berlawanan, namun harus dikoreksi dengan sebuah factor koreksi yang harganya tergantung kepada karakteristik temperature kedua aliran fluida kerjanya.

### Faktor untuk koreksi konfigurasi *shell & tube*

Faktor koreksinya dapat ditentukan dengan menggunakan data yang sesuai dengan harga-harga parameter P dan R sebagai berikut:

$$P = \frac{328 - 299}{308 - 299} = 0.32$$

$$R = \frac{350 - 308}{328 - 299} = 0.29$$

Dari data grafik faktor koreksi untuk shell & tube, diperoleh:

$$F_c = \frac{\sqrt{(0.29^2 + 1)} \cdot \{0.32 + 1\}}{(0.29 + 1) \ln \frac{0.32}{0.29}}$$
$$= 0.87$$

Bagi APK *shell and tube* para perancang pada umumnya menggunakan factor koreksi 0.9 karena apabila harga factor koreksi tersebut lebih besar atau lebih kecil sedikit dari harga tersebut maka dampaknya terhadap perhitungan desain tidak terlalu besar, hal ini dipengaruhi oleh nilai faktor koreksi-nya. Alat penukar jenis *shell and tube* pada umumnya memiliki nilai faktor koreksi sebesar 0.9. Besarnya beda temperatur rata-rata sebenarnya, *LMTD* dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan dibawah ini:

$$LMTD = F_c \cdot \Delta T_m$$

dimana :

$$F_c = 0.9$$

$$\Delta T_m = 9.84 \text{ K}$$

Maka diperoleh:

$$LMTD = 0.9 \cdot (9.84 \text{ K}) = 8.86 \text{ K}$$

### Perhitungan luas permukaan perpindahan panas total, $A_{total}$

Besarnya  $Q_o$  dapat dianggap sama dengan  $Q = Q_h = Q_o = 179691 \text{ W}$

$$A_o = \pi d_o L N_t$$
$$= 3.14 \times 0.0381 \times 3 \times 192$$

$$= 68.9 \text{ m}^2$$

#### Perhitungan diameter *shell* ( $D_s$ )

Diameter *shell*, dapat dihitung menggunakan persamaan berikut:

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

Dimana :

- Diameter *tube*,  $d_o = 38.1 \text{ mm}$
- Panjang *tube*,  $L = 3 \text{ m}$
- Tube layout*  $30^\circ$ , yg berarti  $CL = 0.87$
- Aliran fluida di dalam *tube*: 1 *pass* yg berarti  $CT_p = 0.93$
- Pitch ratio* (jarak antar *tube* / diameter *tube*) = 1.25
- luas permukaan perpindahan panas  $A_o = 68.9 \text{ m}^2$

Maka dengan mensubstitusi harga-harga diatas kedalam persamaan untuk diameter *shell*, akan diperoleh:

$$\begin{aligned} D_s &= 0.637 \left( \frac{0.87}{0.93} \right)^{0.5} \left( \frac{68.9 \times (1.25)^2 \times 38.1}{3000} \right)^{0.5} \\ &= 0.637 \times 0.967 \times 1.169 \\ &= 720 \text{ mm} \end{aligned}$$

#### Perhitungan diameter jumlah *tube* ( $N_t$ )

Jumlah *tube*, dapat dihitung menggunakan persamaan berikut:

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

Dimana :

- Diameter *shell*,  $D_s = 720 \text{ mm}$
- Diameter *tube*,  $d_o = 38.1 \text{ mm}$
- Tube layout*  $30^\circ$ , yg berarti  $CL = 0.87$
- Aliran fluida di dalam *tube*: 1 *pass* yg berarti  $CT_p = 0.93$
- Pitch ratio* (jarak antar *tube* / diameter *tube*) = 1.25

Maka diperoleh :

$$N_t = 0.785 \left( \frac{0.93}{0.87} \right) \frac{720^2}{(1.25)^2 (38.1)^2}$$

$$\begin{aligned} &= 0.785 \times 1.07 \times \frac{518400}{1.5625 \times 1451.61} \\ &= 0.785 \times 1.07 \times 228.56 \\ &= 192 \text{ buah} \end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan desain pertama tersebut didapat diameter *shell*,  $D_s = 720$  mm dan jumlah *tube*,  $N_t = 192$  buah.

Dari hasil analisa yang telah dilakukan secara manual dengan mengambil data secara langsung pada PT. Wirontono Baru dapat diketahui spesifikasi suhu yang didapat saat pendinginan pada temperatur air masuk  $T_{ci} 26$  °C, dan temperatur air keluar  $T_{co} 55$  °C serta saat temperatur fluida amoniak masuk  $T_{hi} 77$  °C, dan temperatur amoniak keluar  $T_{ho} 35$  °C. Dengan efisiensi sistem pemindah panas sebesar 50.16 %

Setelah dilakukan analisa dengan menggunakan metode eksperimen *full factorial* dan dimasukkan dalam program HTRI maka didapatkan pressure drop yang terjadi antara perhitungan 5.72 kpa dengan aktual dalam simulasi 2.25 kpa, tidak terlalu signifikan atau tidak jauh beda, hal ini menandakan kesesuaian antara simulasi dengan perhitungan, sedangkan overdesign terjadi sekitar 17.79%. pressure drop diperlukan sebagai indikasi penurunan tekanan selama terjadi pendinginan atau pemindahan panas. Berkaitan dengan aliran yang terjadi pada saat memindahkan panas atau mendinginkan fluida aliran yang terjadi pada design yang baik tidak mengalami perbedaan yang signifikan dan juga tidak terlalu lambat, yang dapat menyebabkan pengotoran (*fouling*) dalam jangka waktu tertentu. Setelah terjadi *fouling* maka proses pendinginan menjadi tidak efektif.

Jika pada desain utama yang sekarang sedang diaplikasikan pada PT. Wirontono Baru banyak *tube* adalah 124 buah Jadi melalui analisa sistem ini, dapat disarankan untuk digunakan pada PT. Wirontono Baru untuk dimanfaatkan menjadi alat perpindahan panas atau kemungkinan untuk merubah *heat exchanger* yang dimilikinya menjadi desain baru yang lebih ekonomis. Selain itu juga disarankan pada pihak lain untuk dapat melakukan penelitian secara lebih mendalam dalam upaya mendapatkan hasil pemindah panas yang optimal.

## KESIMPULAN

1. Dari data awal spesifikasi alat penukar kalor *kondensor tipe shell and tube* dengan ukuran diameter *shell* 929 mm, panjang *tube* 3.5 m, diameter *tube* 50.8 mm, dan jumlah *tube* 124 buah, dirasa masih kurang optimum yang mengakibatkan menurunnya besaran koefisien perpindahan panas menyeluruh di dalam alat penukar kalor, akibatnya laju pertukaran energi panas di dalam Alat Penukar Kalor menjadi lebih rendah.
2. Setelah dilakukan redesain dengan menggunakan metode eksperimen *full factorial* didapatkan hasil desain yang optimum dimana diameter *shell* 720 mm, panjang *tube* 3 m, diameter *tube* 38.1 mm, dan jumlah *tube* 192 buah yang memberikan perpindahan panas dengan nilai koefisien perpindahan U sebesar 1448.21 W/m<sup>2</sup>K.
3. Pengaruh rata-rata masing-masing faktor terhadap jumlah *tube*
  - a) *Ukuran tube* diameter 38.1 mm, memberikan pengaruh yang lebih baik dari pada dua *ukuran tube* lainnya di mana memberikan perpindahan panas yang besar dengan nilai koefisien perpindahan U sebesar 1448.21 W/m<sup>2</sup>K hasil desain dengan jumlah *tube* sebesar 192.6 *tube*.
  - b) Faktor susunan antar *tube layout* (CL), memiliki nilai yang sama sehingga didalam desain alat penukar kalor ini *layout* tidak memberikan pengaruh yang berarti terhadap jumlah *tube* yang didesain.
  - c) Faktor *Pitch Ratio* (PR), memiliki nilai yang sama sehingga didalam desain alat penukar kalor ini *Pitch Ratio* tidak memiliki pengaruh yang berarti kepada *jumlah tube* di alat penukar kalor yang didesain.
  - d) Sedangkan pada *Panjang tube* 3 m memberikan pengaruh yang lebih baik dari pada kedua *Panjang tube* yang lainnya
4. Pengaruh rata-rata masing-masing faktor terhadap diameter *shell*
  - a) *Ukuran tube* diameter 38.1 mm, memberikan pengaruh yang lebih baik dari pada dua *ukuran tube* lainnya di mana memberikan hasil desain dengan dimensi yang paling ekonomis yaitu diameter *shell* yang terkecil yaitu 720 mm.
  - b) Susunan antar *tube layout* 30° dan 60° (*konstanta* 0.87), memberikan pengaruh yang lebih baik dari pada susunan antar *tube layout* 45°, di mana memberikan hasil desain dengan dimensi yang paling ekonomis yaitu diameter *shell* yang terkecil sebesar 720 mm.

- c) Jarak antar tube (*Pitch rasio*) 1.25 memberikan pengaruh yang lebih baik dari pada dua jarak antar tube (*Pitch ratio*) lainnya di mana memberikan hasil desain dengan dimensi yang paling ekonomis yaitu diameter *shell* yang terkecil yaitu 720 mm.
- d) Sedangkan *panjang tube* 3 m memberikan pengaruh yang lebih baik dari pada kedua *Panjang tube* yang lainnya dimana memberikan hasil desain dengan dimensi yang paling ekonomis.

#### DAFTAR PUSTAKA

- Cengel, Y.A., Boles, M.A. 1999, *Thermodynamics: an engineering approach*, 3rd ed, McGraw Hill.
- Frank Kreith, Arko Priyono M.Sc. 1997. *Prinsip-prinsip perpindahan panas*. Jakarta.: Erlangga
- Frank M. White. 1996. *Mekanika Fluida Edisi kedua jilid 1*. Jakarta : Erlangga.
- Stocker, Supratman Hara.1992. *Refrigerasi dan pengkondisian Udara*. Jakarta: Erlangga
- Frank Kreith, William Z. Black. 1980. *Basic Heat Transfer*. America. Harper & Row
- Yogesh Jaluria. 2008. *Design and Optimization of Thermal Systems* Francis. CRC Press