

ANALISA PENUKAR KALOR AFTERCOOLER TYPE SHELL AND TUBE DENGAN METODE DELAWARE DAN WILL JOHNSTON

Akhnad Afandiyanto¹, Mulfi Hazwi², Andianto Pintoro³, Pramio G. Sembiring⁴
^{1,2,3,4}Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Sumatera Utara
Email: *achamadafandiyanto@yahoo.com*

ABSTRAK

Fenomena perpindahan panas dari material atau fluida yang mempunyai temperatur tinggi ke material atau fluida yang mempunyai temperatur rendah. Dalam dunia industri fenomena perpindahan panas tersebut dimanfaatkan untuk keperluan proses dengan menggunakan suatu alat yang biasa disebut sebagai penukar panas atau *heat exchanger*. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk memperoleh desain *heat exchanger* yang paling optimal. Penelitian dilakukan di PT. ANEKA GAS INDUSTRI. Penggunaan metode Delaware dan metode Wills and Johnstone dalam perhitungan perpindahan panas untuk membandingkan hasil perhitungan dua metode tersebut sehingga diperoleh metode yang paling baik dalam perhitungan perpindahan panas untuk fluida di dalam *shell and tube*. Dari hasil analisa didapat Koefisien perpindahan panas total dengan metode Delaware $709,12 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ lebih besar 79,6 % dibandingkan koefisien perpindahan panas total yang dibutuhkan $U_{used} \ 394,8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ sedangkan koefisien perpindahan panas total dengan metode Wills and Johnston $679,36 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ lebih besar 72 % di bandingkan koefisien U_{used} yang dibutuhkan. Dari hasil perhitungan koefisien perpindahan panas dan penurunan tekanan ke dua metode tersebut dianggap sesuai untuk analisis perpindahan panas pada *heat exchanger* tipe *shell and tube*.

Kata kunci : *Heat exchanger, after cooler, koefisien.*

1. PENDAHULUAN

Fenomena perpindahan panas dari material atau fluida yang mempunyai temperatur tinggi ke material atau fluida yang mempunyai temperature rendah. Dalam dunia industri fenomena perpindahan panas tersebut dimanfaatkan untuk keperluan proses dengan menggunakan suatu alat yang biasa disebut sebagai penukar panas atau *heat exchanger*.

Analisa ini akan menggunakan dua metode perhitungan perpindahan panas untuk *heat exchanger* tipe *shell and tube*, yaitu metode Bell Delaware dan metode Wills and Johnston. Metode-metode tersebut digunakan untuk menganalisis perpindahan panas dan aliran fluida di dalam *shell*.

Analisa ini difokuskan pada analisa *heat exchanger* di suatu perusahaan yang digunakan sebagai *aftercooler* kompresor atau pendingin udara hasil kompresi yang akan didistribusikan ke alat-alat dan instrumen lain pada perusahaan tersebut. Saat ini, *heat exchanger* yang digunakan menunjukkan kinerja yang kurang memuaskan, dimana terjadi laju pengotoran atau *fouling* yang tinggi, serta temperature udara keluar *heat exchanger* lebih tinggi dari yang diharapkan.

Analisa *heat exchanger* ini, fluida pendingin yang digunakan adalah air. Air tersebut dialirkan di dalam *shell*, sedangkan udara dari kompresor dialirkan di dalam susunan pipa-pipa atau *tube*.

2. TINJAUAN PUSTAKA

Pengertian Heat Exchanger

Heat exchanger atau dalam bahasa Indonesia disebut sebagai penukar panas merupakan alat yang digunakan untuk menghasilkan proses perpindahan panas antara dua fluida yang memiliki beda temperatur. Panas berpindah dari fluida yang lebih panas ke fluida yang lebih dingin. Jenis penukar panas yang paling sederhana adalah sebuah wadah dimana fluida yang panas dan fluida yang dingin dicampur secara langsung. Dalam sistem demikian kedua fluida akan mencapai temperatur akhir yang sama, dan jumlah panas yang berpindah dapat diperkirakan dengan mempersamakan energi yang dilepas oleh fluida yang lebih panas dengan energi yang diterima oleh fluida yang lebih dingin. Jenis *heat exchanger* yang lebih umum dipakai adalah *heat exchanger* dimana satu fluida terpisah dari fluida lainnya oleh satu dinding atau sekat yang dilalui oleh panas. Seperti terlihat pada gambar 1 *Heat exchanger* jenis ini disebut rekuperator[1].



Gambar 1 heat exchanger after cooler

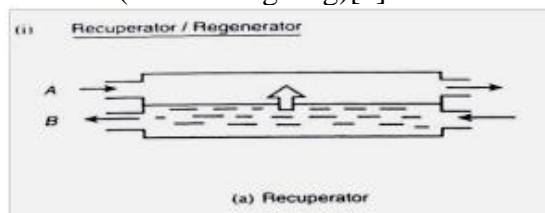
Saat ini, *heat exchanger* yang digunakan menunjukkan kinerja yang kurang memuaskan, dimana terjadi laju pengotoran atau *fouling* yang tinggi, serta temperature udara keluar *heat exchanger* lebih tinggi dari yang diharapkan.

Klasifikasi heat exchanger

Heat exchanger diklasifikasikan menjadi beberapa kelompok pengelompokan penukar panas didasarkan pada beberapa kriteria, yaitu :

1. *Recuperation* atau *regeneration*

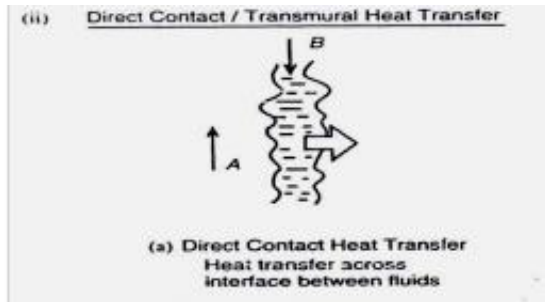
Pada rekuperator yang ditunjukkan oleh gambar 2 proses perpindahan panas terjadi diantara dua fluida yang mengalir. Proses perpindahan panas terjadi secara kontinu, baik melalui dinding yang memisahkan aliran maupun melalui permukaan diantara aliran (kontak langsung)[1].



Gambar 2 recuperator.[1]

2. Perpindahan panas kontak langsung atau *transmural*

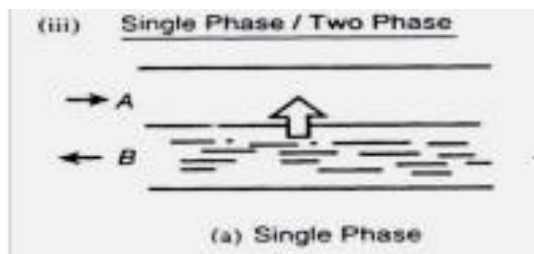
Pada gambar 3 *heat exchanger* tipe kontak langsung tidak terdapat dinding pemisah antara aliran fluida dingin dan aliran fluida panas sehingga terjadi kontak langsung antara dua fluida tersebut dan membentuk suatu permukaan perpindahan panas[1].



Gambar 3 transmural.[1]

3. Satu fase atau dua fase

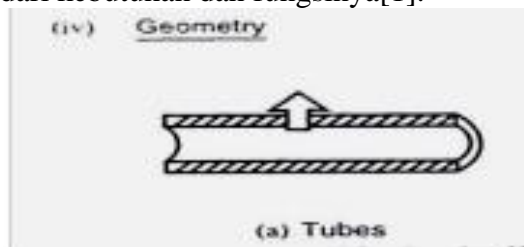
Evaporasi atau kondensasi yang terjadi pada salah satu maupun kedua aliran pada *heat exchanger* dua fase merupakan hal yang kompleks apabila dibandingkan dengan *heat exchanger* satu fase yang di perlihat kan pada gambar 4[1].



Gambar 4 single phase.[1]

4. Geometri

Pada gambar 5 ukuran dan bentuk *heat exchanger* sangat bervariasi tergantung dari kebutuhan dan fungsinya[1].



Gambar 5 geometri.[1]

Kebaikan-kebaikan *Heat Exchanger Tipe Shell and Tube*

Walaupun dewasa ini sangat banyak jenis *heat exchanger* yang dikembangkan pada industri-industri, namun *heat exchanger* jenis shell and tube ini masih jauh lebih banyak digunakan dibanding dengan jenis lainnya. Hal ini adalah diakibatkan beberapa keuntungan yang diperoleh, antara lain adalah :

- Mempunyai lay-out mekanik yang baik, bentuknya cukup baik untuk operasi bertekanan.
- Menggunakan teknik fabrikasi yang sudah mapan (*well-established*)
- Mudah membersihkannya.
- Prosedur perencanaannya sudah mapan.
- Konstruksinya sederhana, pemakaian ruangan relatif kecil.
- Konstruksinya dapat dipisah-pisah satu sama lain, tidak merupakan satu kesatuan yang utuh, sehingga pengangkutannya relatif gampang.[2]

Prinsip kerja heat exchanger shell and tube

Prinsip kerja heat exchanger tipe shell and tube adalah perpindahan panas yang terjadi antara permukaan material baik padat maupun cair dengan aliran fluida yang bergerak di sekitarnya akibat adanya perbedaan temperature perpindahan panas konveksi ini dapat dibedakan menjadi dua jenis berdasarkan aliran fluidanya

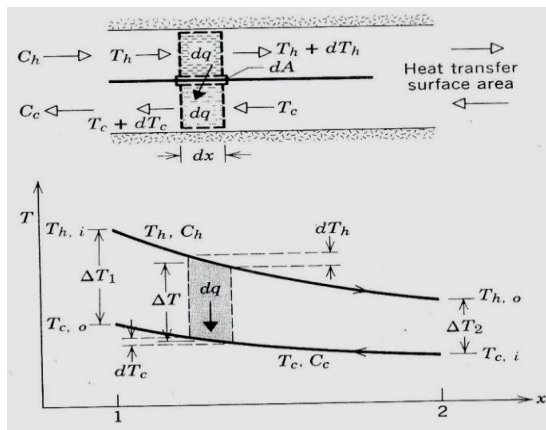
1. konveksi alamiah
perpidahan panas yang terjadi tanpa adanya bantuan dari luar
2. konveksi paksa
perpindahan panas yang terjadi karena aliran fluida yang mengalir di timbulkan factor dari luar, misalnya dari kipas atau pompa

proses perpindahan panas secara konveksi merupakan perpindahan panas yang paling kompleks karena banyak sekali variabel – variabelnya [2]

3. METODE ANALISA

Logaritmic Mean Temperature Difference (LMTD)

Kasus *heat exchanger* aliran berlawanan murni gambar 6 adalah Panas berpindah dari suatu fluida panas pada temperatur T_h menuju fluida dingin pada temperatur T_c , dimana fluida yang satu mengalir dalam arah yang berlawanan terhadap fluida lainnya[2]



Gambar 6 Heat Exchanger Aliran Berlawanan Murni.[3]

Pada kasus *heat exchanger* aliran berlawanan murni, perbedaan temperatur rata-rata disebut sebagai *logarithmic mean temperatur difference* ΔT_{LM} yang dinyatakan sebagai.

$$\Delta T_M = \Delta T_{LM} = \frac{[(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})]}{\ln[(T_{h,in} - T_{c,out}) / (T_{h,out} - T_{c,in})]} \quad [3]$$

Metode Bell Delaware

Bell-Delaware menemukan metode perhitungan perpindahan panas dan penurunan tekanan untuk aliran fluida di dalam *shell* dengan menggunakan beberapa faktor koreksi. Faktor-faktor tersebut meliputi :

1. Kebocoran yang melalui celah anatar *tube* dan *baffle* serta celah antara *baffle* and *shell*
2. Aliran yang melalui celah antar *tube bundle* dan *shell*
3. Efek dari konfigurasi *baffle*
4. Efek kerugian gradient temperatur dalam perpindahan panas pada aliaran laminar.

Dengan Koefisien perpindahan panas di sisi *shell* (α_0) yang dinyatakan sebagai

$$\alpha_0 = \alpha_c \cdot J_C \cdot J_L \cdot J_B \quad [3]$$

Dimana :

J_L = faktor koreksi karena adanya celah antara *shell*

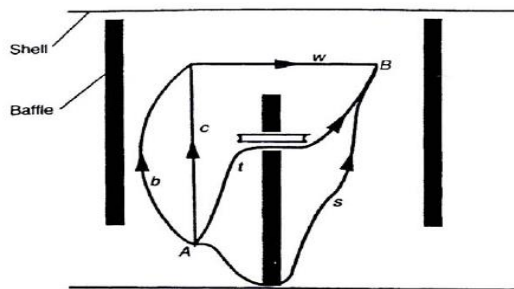
J_C = Faktor koreksi untuk konfigurasi *baffle*

J_B = faktor koreksi akibat aliran *bypass*

α_c = koefisien perpindahan panas aliran menyilang.[3]

Metode Will johnstone

Gambar 7 menunjukkan fluida mengalir dari A ke B dengan berbagai rute yang masing-masing ditandai dengan *subscript*. Kebocoran-kebocoran terjadi antara *tube* dan *baffle* (*t*), antara *baffle* dan *shell* (*s*), bagian aliran menyilang yang melewati *tube* (*c*), serta bagian aliran *bypass* di luar *bundle* (*b*). Aliran menyilang dan *bypass* bersatu membentuk aliran yang melalui celah di luar *baffle-cut* (*w*).[3]



Gambar 7 Aliran-aliran Berdasarkan Metode Wills and Johstone.[4]

Perhitungan koefisien perpindahan panas pada metode ini adalah sebagai berikut

$$\alpha = \frac{N_u \lambda}{D_0} = \frac{\lambda}{D_0} (a Re^m Pr^{0,34}) [4]$$

dimana $a = 0,273$ dan $m = 0,635$ untuk susunan *staggered tube banks* dan bilangan Reynolds $3 \times 10^2 < Re \leq 2 \times 10^5$

Koefisien perpindahan panas total (U) yang merupakan jumlah dari seluruh koefisien perpindahan panas pada metode bell Delaware will johnstone dapat dihitung dari persamaan

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + r_o + r_w + r_i \left(\frac{A_o}{A_i} \right) + \frac{1}{h_i} \left(\frac{A_o}{A_i} \right) [4]$$

dimana h_o dan h_i adalah koefisien perpindahan panas untuk kedua metode, r_o dan r_i , adalah tahanan termal akibat pengotoran aliran fluida, serta r_w adalah tahanan termal dinding *tube*. A_o dan A_i adalah luas permukaan luar dan dalam *tube*.

Persamaan dasar yang digunakan untuk menghitung laju perpindahan panas dalam *heat exchanger* adalah :

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T \quad [5]$$

Dimana

Q = laju perpindahan panas total

ΔT = perbedaan temperatur

A = luas permukaan perpindahan panas

U = koefisien perpindahan panas total. Luas permukaan perpindahan panas diperoleh dari :

$$A = n \cdot (\pi \cdot D \cdot L) \quad [5]$$

Dimana

N = jumlah *tube*

L = panjang *tube*

Karena luas perpindahan panas yang dipilih sebagai referensi adalah luas permukaan luar *tube*, maka diameter D yang digunakan adalah diameter luar *tube*.

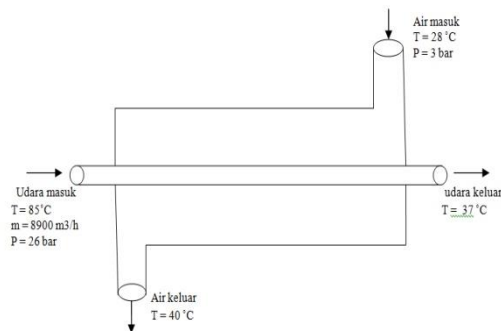
Berdasarkan hukum keseimbangan energi, panas yang dilepaskan oleh fluida panas harus sama dengan panas yang diterima fluida dingin sehingga laju perpindahan panas total yang terjadi adalah :

$$\begin{aligned} Q &= M_h C_{ph} (T_{h,in} - T_{h,out}) \\ &= M_c C_{pc} (T_{c,out} - T_{c,in}) \end{aligned} \quad [6]$$

subscript *h* dan *c* masing-masing mempresentasikan fluida panas dan fluida dingin. M_h dan M_c adalah laju aliran massa masing-masing fluida, $T_{h,in}$ dan $T_{c,in}$ adalah temperatur masuk masing-masing fluida. $T_{h,out}$ dan $T_{c,out}$ adalah temperatur keluar masing-masing fluida, serta c_{ph} dan c_{pc} adalah kapasitas panas spesifik masing-masing fluida.[6]

4. HASIL ANALISA

Gambar dibawah memperlihatkan diagram proses pada *aftercooler* kompresor. Sebagai *input* data dalam analisa *heat exchanger*, data-data yang diketahui adalah



1. Fluida pada sisi *tube* : Udara bertekanan
 - i. Komposisi udara masuk
 $m_u = 8900 \text{ m}^3/\text{h}$
 - ii. Temperatur udara masuk, $T_{u,i} = 85 \text{ }^\circ\text{C}$
 - iii. Temperatur udara keluar, $T_{u,o} = 37 \text{ }^\circ\text{C}$
 - iv. Tekanan udara masuk, $p_l = 2,6 \text{ MPa} = 26 \text{ bar}$
2. Fluida pada sisi *shell* : Air
 - i. Temperatur air masuk, $T_{a,i} = 28 \text{ }^\circ\text{C}$
 - ii. Tekanan air masuk, $p_w = 0,30 \text{ MPa} = 3 \text{ bar}$
 - iii. Temperatur air keluar, $T_{a,o} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$

Parameter analisa ini berdasarkan *survey* yang dilakukan di PT. Aneka Gas Industri Region I Sumatera Utara

- a. Komposisi udara masuk
 - 1. Laju aliran udara kering : 8900 m³/h
 - 2. Temperatur udara masuk : 85 °C
 - 3. Temperatur udara keluar : 37 °C
 - 4. Tekanan masuk : 2,6 MPa = 26 bar
- b. Komposisi air masuk
 - 1. Tekanan air masuk : 0,30 Mpa = 3 bar
 - 2. Temperatur air masuk : 28 °C
 - 3. Temperatur air keluar : 40 °C
 - 4. Laju massa aliran air m_a : 9,76 kg/s

Sifat-sifat udara didapat dari tabel *heat transfer* dengan data-data sebagai berikut

:

$$P = 26 \text{ bar} = 2600 \text{ kPa} \qquad R = 0,287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K}$$

$$T = 85 \text{ }^\circ\text{C} = 358 \text{ K}$$

$$\rho = \frac{P}{RT} = \frac{2600 \text{ kPa}}{0,287 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3/\text{kg} \cdot \text{K} \cdot 358} = 25,31 \text{ kg}/\text{m}^3$$

Maka laju aliran massa udara :

$$m_u = \rho \cdot v = 25,31 \text{ kg}/\text{m}^3 \cdot 8900 \text{ m}^3/\text{hr} \\ = 225259 \text{ kg}/\text{hr} = 62,5 \text{ kg}/\text{s}$$

Analisis Kesetimbangan Energi

- 1. Laju perpindahan panas aktual yang terjadi di dalam *heat exchanger* pada sisi tube adalah :

$$\dot{Q} = \dot{m}_h \cdot C_{p_h} \cdot (T_{h,in} - T_{h,out})$$

Panas spesifik udara kering diperoleh dari temperatur rata-rata udara :

$$T = \frac{T_{u,in} + T_{u,out}}{2} = \frac{85 + 37}{2} \text{ }^\circ\text{C} = 61 \text{ }^\circ\text{C} = 334 \text{ }^\circ\text{K}$$

Sehingga panas spesifik udara (C_{p_h}) = 1,007 kJ/kg.K Jadi, laju perpindahan panas

yang terjadi adalah : $\dot{Q} = \dot{m}_h \cdot C_{p_h} \cdot (T_{h,in} - T_{h,out})$

$$= 62,5 \text{ kg}/\text{s} \cdot 1,007 \text{ kJ}/\text{kg} \cdot \text{K} \cdot (358 - 310) \text{ K} = 3021 \text{ kW}$$

- 2. Laju perpindahan panas maksimal rata-rata yang terjadi di dalam *heat exchanger* adalah :

$$Q = \dot{m}_h \cdot C_{p_h} \cdot \Delta T = \dot{m}_c \cdot C_{p_c} \cdot \Delta T_c$$

Panas spesifik (C_{p_h}) udara pada temperatur rata-rata :

$$T = \frac{T_{u,in} + T_{u,out}}{2} = \frac{85 + 37}{2} \text{ }^\circ\text{C} = 61 \text{ }^\circ\text{C} = 334 \text{ K}$$

$$C_{p_h} = 1,007 \text{ kJ}/\text{kg} \cdot \text{K}$$

Panas spesifik air (C_{p_c}) = 4,18 kJ/kg.K

Maka : $C_h = \dot{m}_h \cdot Cp_h = 61 \frac{kg}{s} \cdot 1,007 \frac{kJ}{kg.K} = 61,42 \frac{kW}{K}$ Oleh karena itu $C_{min} = C_h = 61,42 \frac{kW}{K}$

$$C_c = \dot{m}_c \cdot Cp_c = 9,76 \frac{kg}{s} \cdot 4,18 \frac{kJ}{kg.K} = 40,7 \frac{kW}{K}$$

Jadi laju perpindahan panas maksimum rata-rata adalah

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{max} &= C_{min} \cdot (T_{h,in} - T_{c,in}) \\ &= 61,42 \frac{kW}{K} \cdot (358 - 301)K = 3500,9k W \end{aligned}$$

Efektivitas *heat exchanger* :

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{3021kW}{3500,9kW} = 0,86$$

Koefisien Perpindahan Panas Total Hasil analisa

1. Koefisien Perpindahan Panas Total Yang Dibutuhkan

Pengaruh tebal dinding pipa (*tube*) :

$$\begin{aligned} \text{tebal dinding pipa} &= D_o - D_i \\ &= 12,7 \times 10^{-3} - 10,9 \times 10^{-3} \\ &= 1,8 \times 10^{-3} \end{aligned}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} + \text{pengaruh tebal dinding pipa}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{2092,7 \frac{W}{m^2.K}} + \frac{1}{3919,6 \frac{W}{m^2.K}} + (1,8 \times 10^{-3})}$$

$$U = 394,80 \frac{W}{m^2.K}$$

2. Berdasarkan hasil perhitungan metodedellaware

$$\begin{aligned} \frac{1}{U} &= \frac{1}{h_o} + r_o + r_w + r_i \left(\frac{D_o}{D_i} \right) + \frac{1}{h_i} \left(\frac{D_o}{D_i} \right) \\ \frac{1}{U} &= \frac{1}{11324,1 \frac{W}{m^2.K}} + 0,0002 \frac{m^2.K}{W} + 4,43 \times 10^{-5} \frac{m^2.K}{W} + \\ &0,0004 \frac{m^2.K}{W} \left(\frac{0,0127 m}{0,0109 m} \right) + \frac{1}{2092,7 \frac{W}{m^2.K}} \left(\frac{0,0127 m}{0,0109 m} \right) \\ U &= 709,12 \frac{W}{m^2.K} \end{aligned}$$

3. Berdasarkan hasil perhitungan metode Wills and Johnston

$$\begin{aligned} \frac{1}{U} &= \frac{1}{h_o} + r_o + r_w + r_i \left(\frac{D_o}{D_i} \right) + \frac{1}{h_i} \left(\frac{D_o}{D_i} \right) \\ \frac{1}{U} &= \frac{1}{6978,1 \frac{W}{m^2.K}} + 0,0002 \frac{m^2.K}{W} + 4,43 \times 10^{-5} \frac{m^2.K}{W} + \\ &0,0004 \frac{m^2.K}{W} \left(\frac{0,0127 m}{0,0109 m} \right) + \frac{1}{2092,7 \frac{W}{m^2.K}} \left(\frac{0,0127 m}{0,0109 m} \right) \\ U &= 679,36 \frac{W}{m^2.K} \end{aligned}$$

Dimana

1. *Fouling resistance* pada sisi *tube*

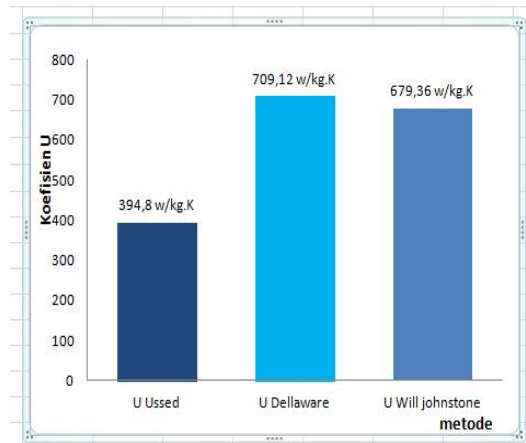
Fluida di dalam *tube* adalah udara bertekanan sehingga :

$$r_i = 0,0004 \frac{m^2.K}{W} \quad [7]$$

2. *Fouling resistance* pada sisi *shell*

Fluida di dalam *shell* adalah air sumur sehingga :

$$r_o = 0,0002 \frac{m^2 K}{W} \quad [7]$$



Gambar 13 Kolom perbandingan koefisien perndahan panas total yang terjadi

Dari kolom perbandingan diatas telah dihitung sebelumnya bahwa koefisien perpindahan panas total yang dibutuhkan adalah $U_{used} = 394,8 \frac{W}{m^2.K}$. Koefisien perpindahan panas total dengan metode Delaware lebih besar 79,6 % dibandingkan U_{used} , sedangkan koefisien perpindahan panas total dengan metode Wills and Johnston lebih besar 72 % dibandingkan U_{used} . Dengan demikian, koefisien perpindahan panas total yang terjadi sudah sesuai dengan kebutuhan.

5. KESIMPULAN

1. Hasil perhitungan koefisien perpindahan panas dan penurunan tekanan fluida di dalam *shell* antara metode Delaware dan metode Wills and Johnston mempunyai perbedaan yang kecil sehingga ke dua metode tersebut dianggap sesuai untuk analisis perpindahan panas pada *heat exchanger* tipe *shell and tube*.
2. Koefisien perpindahan panas total dengan metode Delaware $709,12 \frac{W}{m^2.K}$ lebih besar 79,6 % dibandingkan U_{used} $394,8 \frac{W}{m^2.K}$ sedangkan koefisien perpindahan panas total dengan metode Wills and Johnston $679,36 \frac{W}{m^2.K}$ lebih besar 72 % di bandingkan U_{used} .

6. SARAN

1. Analisa *heat exchanger* yang telah dilakukan tidak mencakup bagian-bagian yang sangat detail sehingga diperlukan analisa pada komponen-komponen yang lebih detail dan analisis yang lebih mendalam agar diperoleh hasil analisis yang siap difabrikasi dan mempunyai kinerja yang sangat baik.
2. Perlu adanya rumusan yang tepat dalam penentuan jumlah *tube* pada *heat exchanger*, karena dalam perhitungan sebelumnya *tube* dihitung secara manual.

7. DAFTAR PUSTAKA

- [1] Richard C.byrne (1988). *Tubular Exchanger Manufacture Assocation (TEMA)* 8th edition. New York.
- [2] E U Schlunder (2000). *Heat Exchanger Design Handbook*. Marcel Dekker. New York.
- [3] Cengel, Y. A. (1997). *Introductions to Thermodynamics and Heat Transfer*. New York. Mc. Graw Hill.
- [4] Yildiz bayazitoglu. (1988). *Element of Heat Transfer*. New York. Mc. Graw Hill.
- [5] Warren, M. Rohsenow. (1985). *Hand Book of Heat transfer application 2nd edition*. New York. Mc. Graw Hill.
- [6] Kakac, Sidic dan Hongtan Liu. (1997). *Heat Exchanger, Selection, Rating dan Thermal Design*. CRC Press. New York
- [7] Kern, D. Q. (1983). *Process Heat Transfer 2nd*. Tokyo . McGrow Hill Book Company Inc.