

ANALISIS ALAT PENUKAR KALOR TIPE *SHELL AND TUBE* DAN APLIKASI PERHITUNGAN DENGAN *MICROSOFT VISUAL BASIC 6.0*

Sugiyanto

Mahasiswa Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri
Universitas Gunadarma

Jl. Margonda Raya 100 Depok Jawa Barat – INDONESIA

e-mail : sugi_djawa@yahoo.co.id

ABSTRAK

Penukar kalor adalah suatu alat untuk memindahkan panas dari suatu fluida ke fluida yang lain. Salah satu tipe dari alat penukar kalor yang banyak dipakai adalah alat penukar kalor jenis Shell and Tube. Kelayakan salah satu alat penukar kalor jenis ini telah dianalisis untuk mengetahui besarnya faktor pengotoran dan penurunan tekanan. Sebagai bahan perbandingan analisis ini juga dilakukan dengan mempergunakan perangkat lunak Microsoft Visual Basic 6.0.

Kata kunci : *alat penukar kalor, shell and tube, faktor pengotor, penurunan tekanan, microsoft visual basic.*

PENDAHULUAN

Unit penukar kalor adalah suatu alat untuk memindahkan panas dari suatu fluida ke fluida yang lain. Sebagian besar dari industri-industri yang berkaitan dengan pemrosesan selalu menggunakan alat ini, sehingga alat penukar kalor ini mempunyai peran yang penting dalam suatu proses produksi atau operasi.

Salah satu tipe dari alat penukar kalor yang banyak dipakai adalah *Shell and Tube Heat Exchanger*. Alat ini terdiri dari sebuah *shell* silindris di bagian luar dan sejumlah *tube* (*tube bundle*) di bagian dalam, dimana temperatur fluida di dalam *tube bundle* berbeda dengan di luar *tube* (di dalam *shell*) sehingga terjadi perpindahan panas antara aliran fluida di dalam *tube* dan di luar *tube*. Adapun daerah yang berhubungan dengan bagian dalam *tube* disebut dengan *tube side* dan yang di luar dari *tube* disebut *shell side*.

Pemilihan yang tepat suatu alat penukar kalor akan menghemat biaya operasional harian dan perawatan. Bila alat penukar kalor dalam keadaan baru, maka permukaan logam dari pipa-pipa pemanas masih dalam keadaan bersih setelah alat beroperasi beberapa lama maka terbentuklah lapisan kotoran atau kerak pada permukaan pipa tersebut. Tebal tipisnya lapisan kotoran tergantung dari fluidanya. Adanya lapisan tersebut akan mengurangi koefisien perpindahan panasnya. Harga koefisien perpindahan panas untuk suatu alat penukar kalor selalu mengalami perubahan selama pemakaian. Batas terakhir alat dapat berfungsi sesuai dengan perencanaan adalah saat harga koefisien perpindahan panas mencapai harga minimum.

Tujuan penulisan ini adalah untuk menentukan besar neraca panas, *Log Mean Temperature Different*, temperatur kalorik, luas daerah aliran, kecepatan aliran massa, bilangan Reynold, faktor perpindahan panas, bilangan Prandtl, koefisien perpindahan panas, temperatur dinding *tube*, rasio viskositas, koefisien perpindahan panas terkoreksi, *clean overall heat transfer coefficient*, *overall heat transfer coefficient design*, faktor pengotoran, *pressure drop*, dan efisiensi efektif dari alat penukar kalor.

Aplikasi program untuk perhitungan efisiensi alat penukar kalor dengan menggunakan *Microsoft Visual Basic 6.0* adalah untuk :

1. Memberikan pengetahuan tentang aplikasi pemrograman dengan menggunakan *Microsoft Visual Basic 6.0*.
2. Mempelajari dan menciptakan aplikasi program tentang perhitungan efisiensi alat penukar kalor tipe *shell and tube*.
3. Mempermudah penghitungan efisiensi alat penukar kalor tipe *shell and tube*.

Alat penukar kalor sangat dibutuhkan pada proses produksi dalam suatu industri, maka untuk mengetahui unjuk kerja dari alat penukar kalor perlu diadakan analisis. Dengan analisis yang dilakukan dapat diketahui bahwa alat tersebut mampu menghasilkan kalor dengan standar kerja sesuai kebutuhan yang diinginkan.

Hasil penelitian ini digunakan untuk mempermudah dalam perhitungan alat penukar kalor tipe *shell and tube* dengan memasukkan perhitungannya ke dalam aplikasi program *visual basic 6.0*.

ALAT PENUKAR KALOR

Alat penukar kalor merupakan suatu peralatan dimana terjadi perpindahan panas dari suatu fluida yang temperaturnya lebih tinggi kepada fluida yang temperaturnya lebih rendah. Proses perpindahan panas tersebut dapat dilakukan secara langsung atau tidak. Maksudnya ialah :

1. Alat penukar kalor yang langsung, ialah dimana fluida yang panas akan bercampur secara langsung dengan fluida dingin (tanpa adanya pemisah) dalam suatu bejana atau ruangan tertentu.
2. Alat penukar kalor yang tidak langsung, ialah dimana fluida panas tidak berhubungan langsung (*indirect contact*) dengan fluida dingin. Jadi proses perpindahan panasnya itu mempunyai media perantara, seperti pipa, pelat atau peralatan jenis lainnya.

Klasifikasi Alat Penukar Kalor

Melihat begitu banyaknya jenis alat penukar kalor (*heat exchanger*), maka dapat diklasifikasikan berdasarkan bermacam-macam pertimbangan yaitu :

1. Klasifikasi berdasarkan proses perpindahan panas
 - a. Tipe kontak tidak langsung
 - Tipe dari satu fase
 - Tipe dari banyak fase

- Tipe yang ditimbun (*storage type*)
 - Tipe *fluidized bed*
- b. Tipe kontak langsung
 - 1) *Immiscible fluids*
 - 2) *Gas liquid*
 - 3) *Liquid vapor*
2. Klasifikasi berdasarkan jumlah fluida yang mengalir
 - a. Dua jenis fluida
 - b. Tiga jenis fluida
 - c. N – Jenis fluida (N lebih dari tiga)
 3. Klasifikasi berdasarkan kompaknya permukaan
 - a. Tipe penukar kalor yang kompak, Density luas permukaan $> 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$
 - b. Tipe penukar kalor yang tidak kompak, Density luas permukaan $< 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$
 4. Klasifikasi berdasarkan mekanisme perpindahan panas
 - a. Dengan cara konveksi, satu fase pada kedua sisi alirannya
 - b. Dengan cara konveksi pada satu sisi aliran dan pada sisi yang lainnya terdapat cara konveksi 2 aliran
 - c. Dengan cara konveksi pada kedua sisi alirannya serta terdapat 2 *pass* aliran masing-masing
 - d. Kombinasi cara konveksi dan radiasi
 5. Klasifikasi berdasarkan konstruksi
 - a. Konstruksi *tubular (shell and tube)*
 - 1) Tube ganda (*double tube*)
 - 2) Konstruksi *shell and tube*
 - Sekat plat (*plate baffle*)
 - Sekat batang (*rod baffle*)
 - Konstruksi *tube spiral*
 - b. Konstruksi tipe pelat
 - 1) Tipe pelat
 - 2) Tipe spiral
 - 3) Tipe lamella
 - 4) Tipe pelat koil
 - c. Konstruksi dengan luas permukaan diperluas (*extended surface*)
 - 1) Sirip pelat (*plate fin*)
 - 2) Sirip tube (*tube fin*)
 - *Heat pipe wall*
 - *Ordinary separating wall*
 - d. *Regenerative*
 - 1) Tipe *rotary*
 - 2) Tipe drum
 - 3) Tipe *disk* (piringan)
 - 4) Tipe matrik tetap
 6. Klasifikasi berdasarkan pengaturan aliran
 - a. Aliran dengan satu *pass*

- 1) Aliran berlawanan
 - 2) Aliran melintang
 - 3) Aliran yang dibagi (*divided*)
 - 4) Aliran parallel
 - 5) Aliran split
- b. Aliran *multipass*
- 1) Permukaan yang diperbesar (*extended surface*)
 - Aliran *counter* menyilang
 - Aliran paralel menyilang
 - Aliran *compound*
 - 2) *Shell and tube*
 - Aliran paralel yang berlawanan (*M pass* pada *shell* dan *N pass* pada *tube*)
 - Aliran *split*
 - Aliran dibagi (*devided*)
 - 3) *Multipass* plat
 - N – paralel plat *multipass*

Pembagian Alat Penukar Kalor Jenis *Shell* Dan *Tubes* Berdasarkan *Standard of Tubular Exchanger Manufactures Association (TEMA)*

Begitu banyaknya jenis dari alat penukar kalor *shell* dan *tubes* yang dipergunakan pada dunia industri. Untuk membuat pembagiannya secara pasti adalah sangat sulit.

Tetapi oleh *Standard of Tubular Exchanger Manufactures Association (TEMA)* dikelompokkan berdasarkan pemakaian dari *heat exchanger* itu menjadi 3 kelompok, yaitu :

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

Kelas R, kelas C dan kelas B ini, kesemuanya adalah alat penukar kalor yang tidak dibakar (*unfired shell and tubes*), tidak sama dengan dapur atau ketel uap.

METODE PENELITIAN

Proses pengumpulan data-data tentang spesifikasi dan data-data pada saat alat penukar kalor beroperasi ini dilakukan dengan melakukan peninjauan langsung ke Pusdiklat Migas Cepu. Pengumpulan data dilakukan dengan cara tanya-jawab langsung dengan beberapa karyawan, menelaah dari manual *handbook* dan mencatat data-data pada saat alat penukar kalor beroperasi. Untuk mendapatkan data-data sebagai penunjang diperlukan adanya langkah-langkah kerja, yaitu :

1. Mengetahui cara pengoperasian alat penukar kalor tipe *shell and tube*.
2. Mencari dan mengumpulkan referensi-referensi mengenai perpindahan panas dan alat penukar kalor.
3. Menganalisa data-data tersebut untuk mendapatkan perhitungan efisiensi alat penukar kalor tipe *shell and tube*.

4. Mengaplikasikan perhitungan efisiensi alat penukar kalor tipe *shell and tube* ke program *Microsoft Visual Basic 6.0*.

HASIL DAN PEMBAHASAN

Spesifikasi Desain *Heat Exchanger*

Spesifikasi Pada *Shell*

Diameter luar (ODs)	= 31,614 in x 0,0834 = 2,637 ft	Jumlah baffle (N)	= 4 buah
Diameter dalam (IDs)	= 30,748 in x 0,0834 = 2,564 ft	Fluida yang digunakan	= Solar
Jarak antar baffle (B)	= 23,623 in x 0,0834 = 1,97 ft	Jumlah passes (n)	= 1 pass
Temperatur fluida masuk (T_1)	= 536 °F	SG 60/60°F fluida	= 0,857
Temperatur fluida keluar (T_2)	= 248 °F		
Kapasitas produksi per hari	= 172,557 m ³ x 35,318 = 6094,37 ft ³		

Spesifikasi Pada *Tube*

Diameter luar (ODt)	= 1 in x 0,0834 = 0,0834 ft	BWG	= 14
Pitch (Pt)	= 1,25 in x 0,0834 = 0,104 ft	Jumlah tube (Nt)	= 382 buah
Jarak antar tube (c)	= 0,25 in x 0,0834 = 0,021 ft	Panjang tube (L)	= 9,843 ft
Temperatur fluida masuk (t_1)	= 95 °F	Jumlah passes (n)	= 1 pass
Temperatur fluida keluar (t_2)	= 208,4 °F	Fluida yang digunakan	= Crude Oil
SG 60/60°F fluida	= 0,8533		
Kapasitas produksi per hari	= 507,125 m ³ x 35,318 = 17910,64 ft ³		

The screenshot shows a software window titled 'Alat Penukar Kalor' with a 'Masukan Spesifikasi Data' dialog box. The dialog is divided into two main sections: 'Data Shell' and 'Data Tube'. Each section contains input fields for various parameters, some with dropdown menus and some with numerical values. Below the input fields, there are checkboxes for calculations to be performed, such as 'Neraca Panas', 'LMTD dan Temperatur Kalorik', 'Bilangan Reynold', 'Bilangan Prandtl dan Koefisien Perpindahan Panas', 'Rasio Viskositas dan Koefisien Dinding Tube', 'Heat Transfer dan Faktor Pengotor', 'Pressure Drop', and 'Efisiensi Alat Penukar Kalor'.

Gambar 1. Tampilan Masukan Data

Menentukan Neraca Panas

Neraca Panas Pada *Shell* (Solar)

Perhitungan neraca panas dapat diperoleh sebagai berikut :

- Temperatur rata-rata

$$T_r = \frac{(T_1 + T_2)}{2} = \frac{(536 \text{ } ^\circ\text{F} + 248 \text{ } ^\circ\text{F})}{2} = 392 \text{ } ^\circ\text{F}$$

- Derajat API (°API)

$$^{\circ}\text{API} = \frac{141,5}{\text{SG}60/60 \text{ } ^\circ\text{F}} - 131,5$$

Dengan SG 60/60°F dari data yang diperoleh = 0,8570 maka :

$$^{\circ}API = \frac{141,5}{0,8570} - 131,5 = 33,61$$

- Dengan menggunakan grafik *Approximate change of intermediate-base oils with temperature*. Grafik hubungan antara temperatur (°F) dengan °API dari solar maka akan dapat diperoleh SG pada tiap temperatur dari solar adalah 0,75 dengan menggunakan grafik *Specific heats of hydrocarbon liquids*. Grafik hubungan antara temperatur dengan °API dari solar maka dapat diperoleh panas spesifik dari solar, cp_{solar} (BTU/lb.°F) adalah 0,63 BTU/lb.°F.

- Menentukan kapasitas dari solar, Q_{solar} (ft³/jam)

Dengan kapasitas solar yang diperoleh dari data yang diambil tanggal 09 Februari 2005 yakni 172,557 m³. Maka kapasitas dari solar :

$$Q_{solar} = \frac{172,557 \text{ m}^3}{24 \text{ jam}} \times 35,318 \text{ ft}^3 / \text{m}^3 = 253,932 \text{ ft}^3 / \text{jam}$$

- Menentukan massa jenis dari solar (ρ_{solar})

$$\rho_{solar} = SG_{solar} \times \rho_{air} \quad \text{dimana } \rho_{air} = 1000 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{solar} = 0,75 \times 1000 \text{ kg / m}^3 \times 0,06243 \text{ lb / ft}^3 = 46,8225 \text{ lb / ft}^3$$

- Menentukan laju aliran massa solar, W_s (lb/jam)

$$W_s = Q_{solar} \times \rho_{solar}$$

$$W_s = 253,932 \text{ ft}^3 / \text{jam} \times 46,8225 \text{ lb / ft}^3 = 11.889,73 \text{ lb / jam}$$

- Panas yang dilepaskan oleh solar, q_s (BTU/jam)

$$q_s = W_s \times cp_s \times (T_1 - T_2)$$

$$q_s = 11.889,73 \text{ lb / jam} \times 0,63 \text{ BTU / lb}^{\circ}F \times (536^{\circ}F - 248^{\circ}F) \\ = 2.157.272,611 \text{ BTU / jam}$$

Neraca Panas Pada Tube (Crude Oil)

- Temperatur rata-rata, $T_{av} = \frac{(t_1 + t_2)}{2} = \frac{(95^{\circ}F + 208,4^{\circ}F)}{2} = 151,7^{\circ}F$

- Derajat API (°API)

$$^{\circ}API = \frac{141,5}{SG_{60/60^{\circ}F}} - 131,5$$

Dengan SG60/60 °F dari data yang diperoleh = 0,8533 maka,

$$^{\circ}API = \frac{141,5}{0,8533} - 131,5 = 34,33^{\circ}F$$

- Dengan menggunakan grafik *Approximate change of intermediate-base oils with temperature*. Grafik hubungan antara temperatur (°F) dengan °API dari crude oil maka akan dapat diperoleh SG pada tiap temperatur dari crude oil adalah 0,81. Dan dengan

menggunakan grafik *Specific heats of hydrocarbon liquids*. Grafik hubungan antara temperatur dengan °API dari crude oil maka dapat diperoleh panas spesifik dari crude oil, $c_{p\text{Crude Oil}}$ (BTU/lb.°F) adalah 0,49 BTU/lb.°F.

- Menentukan kapasitas dari *Crude Oil*, $Q_{\text{Crude Oil}}$ (ft³/jam)

Dengan volume crude oil yang diperoleh dari data yang diambil tanggal 09 Februari 2005 yakni 507,125 m³. Maka kapasitas dari *crude oil* :

$$Q_{\text{Crude Oil}} = \frac{507,125 \text{ m}^3}{24 \text{ jam}} \times 35,318 \text{ ft}^3 / \text{m}^3 = 746,277 \text{ ft}^3 / \text{jam}$$

- Menentukan massa jenis dari *Crude Oil* ($\rho_{\text{Crude Oil}}$)

$$\rho_{\text{Crude Oil}} = SG_{\text{Crude Oil}} \times \rho_{\text{air}} \quad \text{dimana } \rho_{\text{air}} = 1000 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{\text{Crude Oil}} = 0,81 \times 1000 \text{ kg/m}^3 \times 0,06243 \text{ lb/ft}^3 = 50,57 \text{ lb/ft}^3$$

- Menentukan laju aliran massa *Crude Oil*, W_{CO} (lb/jam)

$$W_{\text{Crude Oil}} = Q_{\text{Crude Oil}} \times \rho_{\text{Crude Oil}}$$

$$W_{\text{Crude Oil}} = 746,277 \text{ ft}^3 / \text{jam} \times 50,57 \text{ lb/ft}^3 = 37.739,23 \text{ lb/jam}$$

- Panas yang diserap oleh *Crude Oil*, q_{CO} (BTU/jam)

$$q_{\text{Crude Oil}} = W_{\text{Crude Oil}} \times c_{p\text{Crude Oil}} \times (t_2 - t_1)$$

$$q_{\text{Crude Oil}} = 37.739,23 \text{ lb/jam} \times 0,49 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F} \times (208,4^\circ\text{F} - 95^\circ\text{F})$$

$$= 2.097.018,054 \text{ BTU/jam}$$

The screenshot shows a software window titled "Neraca Panas" with two sections: "MENENTUKAN NERACA PANAS PADA SHELL" and "MENENTUKAN NERACA PANAS PADA TUBE". Each section contains a table of input and output values.

MENENTUKAN NERACA PANAS PADA SHELL	
Temperatur rata-rata	392 °F
Derajat API	33,61
Specific gravity pada temperatur rata-rata	0,75
Panas specific solar	0,63 BTU/lb °F
Kapasitas solar	253,932 ft ³ /jam
Massa jenis solar	46,82 lb/ft ³
Laju aliran massa solar	11889,73 lb/jam
Panas yang dilepaskan solar	2157272,611 BTU/jam

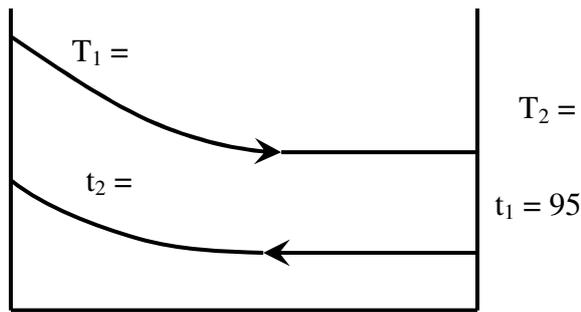
MENENTUKAN NERACA PANAS PADA TUBE	
Temperatur rata-rata	151,7 °F
Derajat API	34,33
Specific gravity pada temperatur rata-rata	0,81
Panas specific crude oil	0,49 BTU/lb °F
Kapasitas crude oil	746,277 ft ³ /jam
Massa jenis crude oil	50,57 lb/ft ³
Laju aliran massa crude	37739,23 lb/jam
Panas yang diserap crude oil	2097018,054 BTU/jam

Path: C:\My Document\Scriptsions Of Sugiyanto\My Program

Gambar 2. Hasil Eksekusi Perhitungan Neraca Panas

Menentukan LMTD (*Log Mean Temperature Different*) Dan Temperatur Kalorik LMTD (*Log Mean Temperature Different*)

Perhitungan LMTD (*Log Mean Temperature Different*) dapat diperoleh sebagai berikut :



Gambar 3. LMTD (Log Mean Temperature Different)

Keterangan	Shell (Solar)	Tube (Crude Oil)	Beda Temperatur
Temperatur fluida tinggi	$T_1 = 536^\circ\text{F}$	$t_2 = 208,4^\circ\text{F}$	$\Delta T_1 = 327,6^\circ\text{F}$
Temperatur fluida rendah	$T_2 = 248^\circ\text{F}$	$t_1 = 95^\circ\text{F}$	$\Delta T_2 = 153^\circ\text{F}$
Beda temperatur (ΔT)	288°F	$113,4^\circ\text{F}$	$174,6^\circ\text{F}$

ΔT LMTD untuk aliran yang berlawanan arah (Counter flow)

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}}$$

dimana, T_1 = Temperatur fluida panas masuk t_1 = Temperatur fluida dingin masuk
 T_2 = Temperatur fluida panas keluar t_2 = Temperatur fluida dingin keluar
maka,

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(536^\circ\text{F} - 208,4^\circ\text{F}) - (248^\circ\text{F} - 95^\circ\text{F})}{\ln \frac{(536^\circ\text{F} - 208,4^\circ\text{F})}{(248^\circ\text{F} - 95^\circ\text{F})}} = 229,435^\circ\text{F}$$

Temperatur Kalorik

Besarnya temperatur kalorik dari solar (Shell) dan Crude Oil (Tube) dapat diperoleh sebagai berikut :

$$T_C = T_2 + F_C (T_1 - T_2) \text{ Untuk Solar (Shell)}$$

$$t_C = t_1 + F_C (t_2 - t_1) \text{ Untuk Crude Oil (Tube)}$$

Dengan menggunakan grafik The Caloric Temperature Factor, F_C dengan beda temperatur pada shell = 288°F , maka dapat diperoleh harga : $K_C = 0,54$.

Dimana, ΔT_h = Beda temperatur pada fluida temperatur tinggi

ΔT_l = Beda temperatur pada fluida temperatur rendah

$$\text{Dengan } \frac{\Delta T_l}{\Delta T_h} = \frac{153^\circ\text{F}}{327,6^\circ\text{F}} = 0,467$$

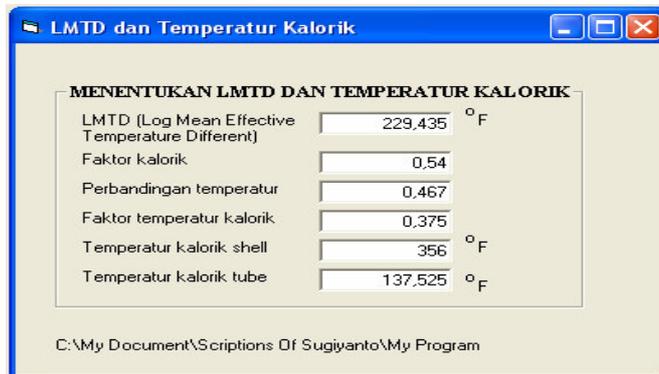
dan untuk $\Delta T_l/\Delta T_h = 0,467$ dan harga $K_C = 0,54$ dengan grafik pada The Caloric Temperature Factor, F_C dapat diperoleh : $F_C = 0,375$

Maka besar temperatur kalorik untuk solar (Shell), adalah :

$$T_C = T_2 + F_C (T_1 - T_2) = 248^\circ\text{F} + 0,375 (536^\circ\text{F} - 248^\circ\text{F}) = 356^\circ\text{F}$$

dan besar temperatur kalorik untuk *Crude Oil (Tube)*, adalah :

$$t_c = t_1 + F_c(t_2 - t_1) = 95 \text{ }^\circ\text{F} + 0,375 (208,4 \text{ }^\circ\text{F} - 95 \text{ }^\circ\text{F}) = 137,525 \text{ }^\circ\text{F}$$



Gambar 4. Hasil Eksekusi Perhitungan LMTD Dan Temperatur Kalorik

Menentukan Bilangan Reynold

Menentukan Bilangan Reynold Pada *Shell*

Luas Daerah Aliran *Shell*

Luas daerah aliran dari *shell* dapat diperoleh sebagai berikut :

$$a_s = \frac{ID \times C' \times B}{144 \times Pt}$$

dimana, ID = Diameter dalam dari *shell* = 30,748 in = 2,564 ft

C' = Jarak antara diameter luar dengan *pitch* (Pt-OD) = 0,25 in = 0,021 ft

B = Jarak antara *Baffle* = 23,623 in = 1,97 ft

Pt = Jarak antara titik pusat *tube* = 1,25 in = 0,104 ft

$$a_s = \frac{2,564 \text{ ft} \times 0,021 \text{ ft} \times 1,97 \text{ ft}}{144 \times 0,104 \text{ ft}} = 0,007 \text{ ft}^2$$

Kecepatan Aliran Massa Pada *Shell*

Kecepatan aliran massa pada *shell* dapat diperoleh sebagai berikut :

$$G_s = \frac{W_s}{a_s}$$

dimana, W_s = Laju aliran massa pada *shell* = 11.889,73 lb/jam

a_s = Luas daerah aliran pada *shell* = 0,007 ft²

maka besarnya kecepatan aliran massa untuk *shell* :

$$G_s = \frac{11.889,73 \text{ lb/jam}}{0,007 \text{ ft}^2} = 1.698.532,86 \text{ lb/ft}^2\text{jam}$$

Bilangan Reynolds Pada *Shell* (Solar)

Bilangan Reynolds pada *shell* dapat diperoleh sebagai berikut :

$$Re_s = \frac{De \times G_s}{\mu}$$

Dimana :

G_s = Kecepatan aliran massa pada *shell* = 1.698.532,86 lb/ft²jam

De = Diameter ekuivalen

Dari grafik *Shell Side Heat Transfer Curve For Segmental Baffles*, untuk tipe *Pitch Triangular* dengan Pt = 1,25 in serta diameter luar shell (OD_s) dapat diperoleh De = 0,99 in = 0,083 ft.

μ_s = Viskositas dari solar

Dari grafik *Viscosity Of Mid-Continent Oils*, untuk Tc = 374,72 °F dan °API = 33,61 dapat harga μ = 0,615 cp

$$\mu = 0,615 \text{ cp} \times 2,4192 \text{ lb/ft.jam} = 1,4878 \text{ lb/ft.jam}$$

maka bilangan Reynold untuk shell :

$$Re_s = \frac{0,083 \text{ ft} \times 1.698.532,86 \text{ lb/ft}^2 \text{ jam}}{1,4878 \text{ lb/ft.jam}} = 94.756,17$$

Menentukan Bilangan Reynold Pada Tube (Crude Oil)

Luas Daerah Aliran Tube

Luas daerah aliran dari tube dapat diperoleh sebagai berikut :

$$a_t = \frac{N_t \times a't}{144 \times n}$$

dimana, N_t = Jumlah tube = 382 buah

a't = Luas aliran per tube

berdasarkan tabel yang terdapat pada *Viscosity Of Mid-Continent Oils* diameter luar tube (OD_t) 1 in BWG 14 dapat diperoleh

$$a' = 0,546 \text{ in}^2 = 0,0038 \text{ ft}^2$$

n = Jumlah passes = 1 passes

maka luas daerah aliran untuk tube :

$$a_t = \frac{382 \times 0,0038 \text{ ft}^2}{144 \times 1} = 0,0101 \text{ ft}^2$$

Kecepatan Aliran Massa Pada Tube

Kecepatan aliran massa pada tube dapat diperoleh sebagai berikut :

$$G_t = \frac{W_t}{a_t}$$

dimana, W_t = Laju aliran massa pada tube = 37.739,23 lb/jam

$$a_t = \text{Luas daerah aliran pada tube} = 0,0101 \text{ ft}^2$$

maka besarnya kecepatan aliran massa untuk tube :

$$G_t = \frac{37.739,23 \text{ lb/ jam}}{0,0101 \text{ ft}^2} = 3.736.557,426 \text{ lb/ft}^2 \text{ jam}$$

Bilangan Reynold Pada Tube (Crude Oil)

Bilangan Reynolds pada tube dapat diperoleh sebagai berikut :

$$Re_t = \frac{ID_t \times G_t}{\mu}$$

Dimana :

$G_t =$ Kecepatan aliran massa pada tube ($\text{lb}/\text{ft}^2\text{jam}$) = $3.736.557,426 \text{ lb}/\text{ft}^2\text{jam}$

$ID_t =$ Diameter dalam tube

Dari grafik *Heat Exchanger and Condenser Tube Data*, dengan diameter luar tube (OD_t) = 1 in dan BWG = 14 dapat diperoleh diameter dalam tube (ID_t) = 0,834 in = 0,0696 ft.

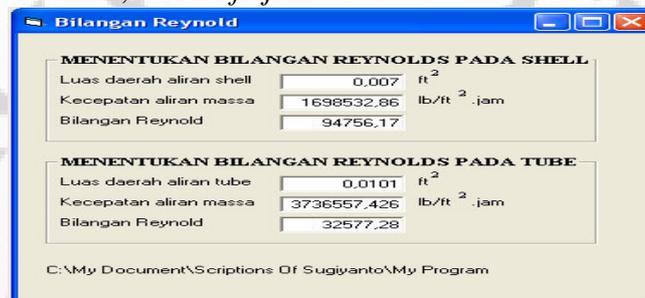
$\mu_t =$ Viskositas dari crude oil

Dari grafik *Viscosity Of Mid-Continent Oils*, untuk $T_c = 144,89$ °F dan °API = 34,33 dapat harga $\mu = 3,3$ cp

$$\mu = 3,3 \text{ cp} \times 2,4192 \text{ lb/ft.jam} = 7,983 \text{ lb/ft.jam}$$

maka bilangan Reynold untuk tube :

$$Re_t = \frac{0,0696 \text{ ft} \times 3.736.557,426 \text{ lb/ft}^2 \text{ jam}}{7,983 \text{ lb/ft.jam}} = 32.577,28$$



Gambar 5. Hasil Eksekusi Perhitungan Bilangan Reynold

Faktor Perpindahan Panas

Faktor Perpindahan Panas Pada Shell

Faktor perpindahan panas pada shell dapat diperoleh dengan menggunakan grafik *Shell Side Heat Transfer Curve For Segmental Baffles*, untuk $Re_s = 93.421,57$ dan pemotongan baffle 15 % dapat diperoleh harga faktor perpindahan panas pada shell $JH_s = 124$

Faktor Perpindahan Panas Pada Tube

Faktor perpindahan panas pada tube dapat diperoleh dengan menggunakan grafik *Tube Side Heat Transfer*, untuk $Re_t = 32.577,28$ dan $\frac{L}{D} = \frac{9,843 \text{ ft}}{0,0696 \text{ ft}} = 141,422$ dapat diperoleh harga faktor perpindahan panas pada tube $JH_t = 100$

Menentukan Bilangan Prandtl

Bilangan Prandtl Pada Shell

$$\text{Harga bilangan Prandtl pada shell dapat diperoleh sebagai berikut : } P_{rs} = \frac{c p_s \times \mu}{k_s}$$

Dimana :

$\mu_s =$ Viskositas dari solar

Dari grafik *Viscosity Of Mid-Continent Oils*, untuk $T_c = 356,72$ °F dan °API = 33,61 dapat diperoleh harga $\mu = 0,67$ cp

$$\mu = 0,67 \text{ cp} \times 2,4192 \text{ lb / ft.jam} = 1,6209 \text{ lb / ft.jam}$$

cp_s = Panas spesifik dari solar

Dengan menggunakan grafik *Specific Heat Of Hydrocarbon Liquids*, untuk $T_c = 356 \text{ }^\circ\text{F}$ dan $^\circ\text{API} = 33,61$ dapat diperoleh harga $cp = 0,63 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F}$

k_s = Konduktivitas thermal

Harga konduktivitas thermal dari solar dapat diperoleh dengan menggunakan grafik *Thermal Conductivities Of hydrocarbon Liquids*, untuk $T_c = 356 \text{ }^\circ\text{F}$ dan $^\circ\text{API} = 33,61$ dapat diperoleh harga $k = 0,071 \text{ BTU/jam(ft}^2(\text{ }^\circ\text{F/ft))}$

maka bilangan Prandtl untuk *shell* :

$$P_{rs} = \frac{0,63 \text{ BTU / lb}^\circ\text{F} \times 1,6209 \text{ lb / ft.jam}}{0,071 \text{ BTU / jam(ft}^2(\text{ }^\circ\text{F / ft))}} = 14,38$$

Bilangan Prandtl Pada *Tube*

Harga bilangan Prandtl pada *tube* dapat diperoleh sebagai berikut : $P_{rt} = \frac{cp_t \times \mu}{k_t}$

Dimana :

μ_t = Viskositas dari *crude oil*

Dari grafik *Viscosity Of Mid-Continent Oils*, untuk $T_c = 137,89 \text{ }^\circ\text{F}$ dan $^\circ\text{API} = 34,33$ dapat diperoleh harga $\mu = 3,5 \text{ cp}$

$$\mu = 3,5 \text{ cp} \times 2,4192 \text{ lb / ft.jam} = 8,4672 \text{ lb / ft.jam}$$

cp_t = Panas spesifik dari *crude oil*

Dengan menggunakan grafik *Specific Heat Of Hydrocarbon Liquids*, untuk $T_c = 137,89 \text{ }^\circ\text{F}$ dan $^\circ\text{API} = 34,33$ dapat diperoleh harga $cp = 0,49 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F}$

k_t = Konduktivitas thermal

Harga konduktivitas thermal dari solar dapat diperoleh dengan menggunakan grafik *Thermal Conductivities Of hydrocarbon Liquids*, untuk $T_c = 137,89 \text{ }^\circ\text{F}$ dan $^\circ\text{API} = 34,33$ dapat diperoleh harga $k = 0,076 \text{ BTU/jam(ft}^2(\text{ }^\circ\text{F/ft))}$

maka bilangan Prandtl untuk *tube* :

$$P_{rt} = \frac{0,490 \text{ BTU / lb}^\circ\text{F} \times 8,4672 \text{ lb / ft.jam}}{0,076 \text{ BTU / jam(ft}^2(\text{ }^\circ\text{F / ft))}} = 54,59$$

Menentukan Koefisien Perpindahan Panas

Koefisien Perpindahan Panas Pada *Shell*

Koefisien perpindahan panas pada *shell* dapat diperoleh sebagai berikut :

$$\frac{h_o}{\phi_s} = JH_s \times \frac{k_s}{De} \times (P_{rs})^{\frac{1}{3}}$$

Dimana :

$$\frac{h_o}{\phi_s} = \text{Koefisien perpindahan panas pada } shell \text{ (BTU/jam.ft}^2.\text{ }^\circ\text{F)}$$

$$JH_s = \text{Faktor perpindahan panas} = 124$$

De = Diameter ekuivalen pada shell = 0,083 ft

k_s = Konduktivitas thermal pada shell = 0,071 BTU/jam (ft²) (°F/ft)

P_{rs} = Bilangan Prandtl pada shell = 14,38

Maka harga koefisien perpindahan panas pada shell :

$$\frac{h_o}{\phi_s} = 124 \times \frac{0,071 \text{ BTU / jam. (ft}^2\text{) (}^\circ\text{F / ft)}}{0,083 \text{ ft}} \times (14,38)^{\frac{1}{3}} = 257,63 \text{ BTU / jam. ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$$

Koefisien Perpindahan Panas Pada Tube

Koefisien perpindahan panas pada tube dapat diperoleh sebagai berikut :

$$\frac{h_i}{\phi_t} = JH_t \times \frac{k_t}{ID_t} \times (P_{rt})^{\frac{1}{3}}$$

Dimana :

$$\frac{h_i}{\phi_t} = \text{Koefisien perpindahan panas pada tube (BTU/jam.ft}^2\text{.}^\circ\text{F)}$$

JH_t = Faktor perpindahan panas = 100

ID_t = Diameter dalam pada tube = 0,0696 ft

k_t = Konduktivitas thermal pada tube = 0,076 BTU/jam (ft²) (°F/ft)

P_{rt} = Bilangan Prandtl pada tube = 54,59

Maka harga koefisien perpindahan panas pada shell :

$$\frac{h_i}{\phi_t} = 100 \times \frac{0,076 \text{ BTU / jam. (ft}^2\text{) (}^\circ\text{F / ft)}}{0,0696 \text{ ft}} \times (54,59)^{\frac{1}{3}} = 413,11 \text{ BTU / jam. ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$$

Temperatur Pada Dinding Tube

Untuk menentukan harga temperatur pada dinding tube (T_w), maka sebelumnya perlu

ditentukan dahulu harga $\frac{h_{io}}{\phi_t}$, dimana $\frac{h_{io}}{\phi_t}$ dapat diperoleh sebagai berikut :

$$\frac{h_{io}}{\phi_t} = \frac{h_i}{\phi_t} \times \frac{ID_t}{OD_t}$$

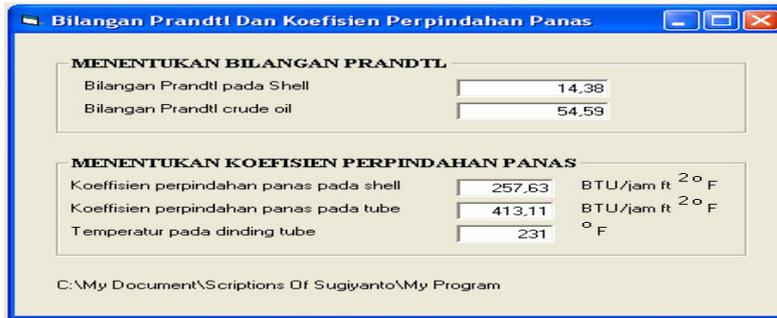
$$\frac{h_{io}}{\phi_t} = 413,11 \text{ BTU / jam. ft}^2 \cdot ^\circ\text{F} \times \frac{0,0696 \text{ ft}}{0,0834 \text{ ft}} = 344,53 \text{ BTU / jam. ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$$

Maka besarnya harga temperatur pada dinding tube dapat diperoleh sebagai berikut :

$$t_w = t_c + \frac{\frac{h_o}{\phi_s}}{\frac{h_o}{\phi_s} + \frac{h_{io}}{\phi_t}} (T_c - t_c)$$

$$t_w = 137,525 \text{ }^\circ\text{F} + \frac{257,63 \text{ BTU / jam. ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}{257,63 \text{ BTU / jam. ft}^2 \cdot ^\circ\text{F} + 344,53 \text{ BTU / jam. ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}} (356 \text{ }^\circ\text{F} - 137,525 \text{ }^\circ\text{F})$$

$$t_w = 231 \text{ }^\circ\text{F}$$



Gambar 6. Hasil Eksekusi Perhitungan Bilangan Prandtl Dan Koefisien Perpindahan Panas

Menentukan Rasio Viskositas Dan Koefisien Dinding Tube

Rasio Viskositas Dari Solar (*Shell*)

Dengan menggunakan grafik *Viscosity Of Mid-Continent Oils*, untuk temperatur $T_w = 317,32$ °F dan °API = 33,61 akan didapatkan viskositas solar pada dinding tube yaitu sebesar 0,8 cp.

$$0,8 \text{ cp} = 0,8 \times 2,4192 \text{ lb/ft.jam} \\ = 1,935 \text{ lb/ft.jam}$$

Maka rasio viskositas dari solar pada dinding *shell* dapat diperoleh sebagai berikut :

$$\phi_s = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} = \left(\frac{1,6209 \text{ lb/ft.jam}}{1,935 \text{ lb/ft.jam}} \right)^{0.14} = 0,98$$

Dimana μ = Viskositas dari solar pada T_{av} μ_w = Viskositas dari solar pada T_w

Rasio Viskositas Dari *Crude Oil* (*Tube*)

Dengan menggunakan grafik *Viscosity Of Mid-Continent Oils*, untuk temperatur $T_w = 317,59$ °F dan °API = 34,33 akan didapatkan viskositas *crude oil* pada dinding tube yaitu sebesar 0,85 cp.

$$0,85 \text{ cp} = 0,85 \times 2,4192 \text{ lb/ft.jam} \\ = 2,056 \text{ lb/ft.jam}$$

Maka rasio viskositas dari *crude oil* pada dinding *tube* dapat diperoleh sebagai berikut :

$$\phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} = \left(\frac{8,4672 \text{ lb/ft.jam}}{2,056 \text{ lb/ft.jam}} \right)^{0.14} = 1,219$$

Dimana μ = Viskositas dari *crude oil* pada T_{av} μ_w = Viskositas dari *crude oil* pada T_w

Lapisan Film Pada Dinding Bagian Luar Tube

Lapisan film pada dinding bagian luar *tube* dapat diperoleh sebagai berikut :

$$\text{Dimana } \frac{h_o}{\phi_s} = 257,63 \text{ BTU/jam.ft}^2 \cdot \text{°F}$$

$$\text{Maka } h_o = \phi_s \times 257,63 \text{ BTU/jam.ft}^2 \cdot \text{°F} \\ = 0,98 \times 257,63 \text{ BTU/jam.ft}^2 \cdot \text{°F} = 252,48 \text{ BTU/jam.ft}^2 \cdot \text{°F}$$

Lapisan Film Pada Dinding Bagian Dalam Tube

Lapisan film pada dinding bagian dalam *tube* dapat diperoleh sebagai berikut :

Dimana $\frac{h_i}{\phi_t} = 413,11 \text{ BTU/jam.ft}^2.\text{°F}$

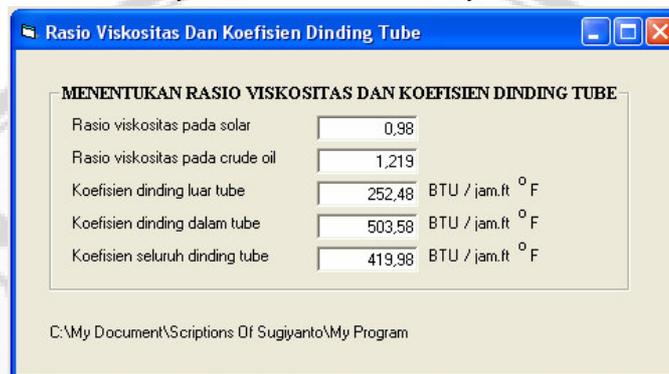
Maka $h_i = \phi_t \times 413,11 \text{ BTU/jam.ft}^2.\text{°F}$
 $= 1,219 \times 413,11 \text{ BTU/jam.ft}^2.\text{°F} = 503,58 \text{ BTU/jam.ft}^2.\text{°F}$

Lapisan Film Pada Keseluruhan Dinding Tube

Lapisan film pada keseluruhan dinding *tube* dapat diperoleh sebagai berikut :

Dimana $\frac{h_{io}}{\phi_t} = 344,53 \text{ BTU/jam.ft}^2.\text{°F}$

Maka $h_{io} = \phi_t \times 344,53 \text{ BTU/jam.ft}^2.\text{°F}$
 $= 1,219 \times 344,53 \text{ BTU/jam.ft}^2.\text{°F} = 419,98 \text{ BTU/jam.ft}^2.\text{°F}$



Gambar 7. Hasil Eksekusi Perhitungan Rasio Viskositas Dan Koefisien Dinding Tube Menentukan Overall Heat Tranfer Coefficient Clean Overall Heat Tranfer Coefficient

Clean Overall Heat Tranfer Coefficient (U_c) adalah koefisien perpindahan panas dari *heat exchanger* pada saat bersih dan belum terdapat endapan atau kotoran dan dapat diperoleh sebagai berikut :

$$U_c = \frac{h_{io} \times h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{(419,98 \times 252,48) \text{ BTU / jam.ft}^2.\text{°F}}{(419,98 + 252,48) \text{ BTU / jam.ft}^2.\text{°F}} = 157,68 \text{ BTU / jam.ft}^2.\text{°F}$$

Overall Heat Transfer Coefficient Design

Overall Heat Transfer Coefficient Design (U_d) adalah hantaran perpindahan panas dari *heat exchanger* setelah dioperasikan dan sudah terdapat endapan atau kotoran dan dapat diperoleh sebagai berikut :

$$U_d = \frac{q_t}{A \times \Delta T_{LMTD}}$$

Dimana : q_t = Panas yang diserap oleh *crude oil*

A = Luas permukaan pada bagian luar dari *tube*.

$$= N_t \times L \times a''$$

dimana : N_t = Jumlah dari *tube* = 382 buah

L = Panjang dari *tube* = 9,843 ft

a'' = Untuk OD_t dari tabel *Heat Exchanger And*

Condenser Tube Data maka diperoleh harga = 0,2618 ft²

$$= 382 \times 9,843 \times 0,2618 \text{ ft}^2 = 984,375 \text{ ft}^2$$

Maka *Overall Heat Transfer Coefficient Design* (U_d) :

$$U_d = \frac{2.097.018,054 \text{ BTU / jam}}{984,375 \text{ ft}^2 \times 229,435 \text{ }^\circ\text{F}} = 9,285 \text{ BTU / jam.ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$$

Faktor Pengotoran

Faktor Pengotoran (R_d) adalah hambatan perpindahan panas akibat adanya endapan atau kotoran pada dinding perpindahan panas dan dapat diperoleh sebagai berikut :

$$R_d = \frac{U_c - U_d}{U_c \times U_d} = \frac{(157,68 - 9,285) \text{ BTU / jam.ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}}{(157,68 \times 9,285) \text{ BTU / jam.ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}} = 0,101$$



Gambar 8. Hasil Eksekusi Perhitungan *Overall Heat Tranfer Coefficient* Dan Faktor Pengotor

Pressure Drop

Pressure Drop Pada Shell

Pressure drop pada *shell* dapat diperoleh sebagai berikut :

$$\Delta p_s = \frac{f \times (G_s)^2 \times ID_s \times (N + 1)}{(5,22 \times 10^{10}) \times De \times SG_s \times \phi_s}$$

Dimana :

Δp_s = Beda tekanan antara fluida pada saat masuk dengan tekanan fluida saat keluar dari *heat exchanger* (psi)

f = *Friction factor* (ft²/in²), dari grafik *Shell-Side Friction For Bundles With 25% Cut Segmental Baffles*, untuk harga Re dari *shell* = 93.421,57 diperoleh harga = 0,0014

G_s = Kecepatan aliran massa melalui *shell* (lb/ft²jam) = 1.698.532,86 lb/ft²jam

ID_s = Diameter dalam dari *shell* (ft) = 2,564 ft

N = Jumlah *Baffles* = 4 buah

De = Diameter ekuivalen dari *shell* = 0,083 ft

SG_s = Spesifik gravitasi dari solar = 0,75

ϕ_s = Rasio viskositas dari solar = 0,98

Maka besarnya *pressure drop* pada *shell* (Δp_s)

$$\Delta p_s = \frac{0,0014 \times (1.698.532,86)^2 \times 2,564 \times (4 + 1)}{(5,22 \times 10^{10}) \times 0,083 \times 0,75 \times 0,98} = 16,26 \text{ psi}$$

Pressure Drop Pada Tube

Pressure drop pada *Tube* dapat diperoleh sebagai berikut :

$$\Delta p_t = \frac{f \times (G_t)^2 \times L \times n}{(5,22 \times 10^{10}) \times ID_t \times SG_t \times \phi_t}$$

Dimana :

Δp_t = Beda tekanan antara fluida pada saat masuk dengan tekanan fluida saat keluar dari *heat exchanger* (psi)

f = *Friction factor* (ft²/in²), dari grafik *Tube-side Friction Factors*, untuk harga Re dari *tube* = 32.557,28 diperoleh harga = 0,0002

G_t = Kecepatan aliran massa melalui *tube* (lb/ft²jam) = 3.736.557,425 lb/ft²jam

L = Panjang dari *tube* (ft) = 9,843 ft

n = Jumlah passes = 1 pass

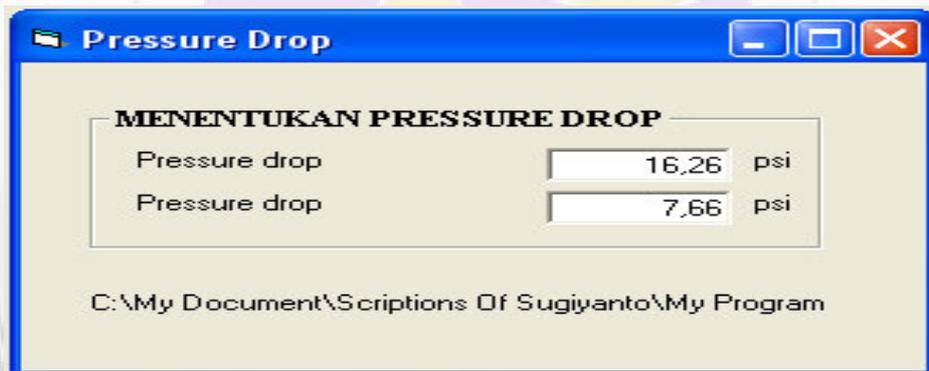
ID_t = Diameter dalam dari *tube* = 0,0696 ft

SG_t = Spesifik gravity dari *crude oil* = 0,81

ϕ_s = Rasio viskositas dari *crude oil* = 1,219

Maka besarnya *pressure drop* pada *tube* (Δp_t)

$$\Delta p_t = \frac{0,0002 \times (3.736.557,425)^2 \times 9,843 \times 1}{(5,22 \times 10^{10}) \times 0,0696 \times 0,81 \times 1,219} = 7,66 \text{ psi}$$



Gambar 9. Hasil Eksekusi Perhitungan *Pressure Drop*

Efisiensi Efektif Dari Alat Penukar Kalor

❖ Panas jenis fluida dingin dapat diperoleh sebagai berikut :

$$C_c = W_{crude\ oil} \times cp_{crude\ oil} = 37.739,23 \text{ lb/jam} \times 0,49 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F} = 18.492,22 \text{ BTU/jam}^\circ\text{F}$$

❖ Panas jenis fluida panas dapat diperoleh sebagai berikut :

$$C_h = W_{solar} \times cp_{solar} = 11.889,73 \text{ lb/jam} \times 0,63 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F} = 7.490,53 \text{ BTU/jam}^\circ\text{F}$$

❖ Laju perpindahan panas aktual dari *heat exchanger* dapat diperoleh sebagai berikut :

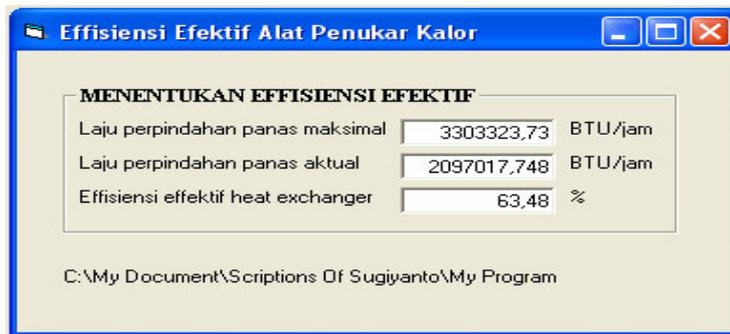
$$q_{act} = C_c \times (t_2 - t_1) = 18.492,22 \text{ BTU/jam}^\circ\text{F} \times (208,4^\circ\text{F} - 95^\circ\text{F}) = 2.097.017,748 \text{ BTU/jam}$$

❖ Laju perpindahan panas maksimal yang mungkin dapat diperoleh sebagai berikut :

$$q_{mak} = C_h \times (T_1 - t_1) = 7.490,53 \text{ BTU/jam}^\circ\text{F} \times (536^\circ\text{F} - 95^\circ\text{F}) = 3.303.323,73 \text{ BTU/jam}$$

❖ Efisiensi efektif dari *heat exchanger* dapat diperoleh sebagai berikut :

$$\eta_{eff} = \frac{q_{act}}{q_{mak}} \times 100 \% = \frac{2.097.017,748 \text{ BTU / jam}}{3.303.323,73 \text{ BTU / jam}} \times 100 \% = 63,48 \%$$



Gambar 10. Hasil Eksekusi Perhitungan Efisiensi Efektif Alat Penukar Kalor

Tampilan hasil eksekusi per bagian *online* dengan masukan data sehingga apabila elemen penghitung dirubah nilainya maka hasil eksekusi langsung berubah.

PENUTUP

Kesimpulan

Dari contoh *heat exchanger* yang ada di Pusdiklat Migas Cepu maka kesimpulan yang dapat disampaikan adalah sebagai berikut :

1. Dari segi faktor pengotoran yang diperoleh dari perhitungan sebesar 0,101 dibandingkan batas yang diijinkan yaitu sebesar 0,1. Namun karena faktor pengotoran itu berbeda kecil sekali maka pada dasarnya alat penukar kalor tersebut masih dapat dipergunakan.
2. Dari segi penurunan tekanan (*pressure drop*) pada sisi *shell* dan *tube*, hasil perhitungan lebih besar dari yang diijinkan, yaitu ΔP_s sebesar 16,26 psi dan ΔP_t sebesar 7,66 psi terhadap ΔP_{Tot} sebesar 10 psi. Hal ini berarti alat penukar kalor tersebut perlu dibersihkan.
3. Dari hasil perhitungan diperoleh efisiensi maksimal sebesar 63,48 %.
4. Aplikasi program dengan menggunakan *Microsoft Visual Basic 6.0* untuk mempermudah penghitungan efisiensi alat penukar kalor tipe *shell and tube*.

Saran

Saran yang dapat disampaikan adalah dalam pemeliharaan di lapangan supaya betul-betul diperhatikan jadwal pembersihan berkala agar alat penukar kalor dapat bekerja maksimal.

DAFTAR PUSTAKA

- Abdul Razaq, 2004, *Belajar Praktis Pemrograman Microsoft Visual Basic 6.0*, Indah, Surabaya.
- CP. Kothandaraman, 1977, *Heat and Mass Transfer Data Book*, Wiley Eastern Limited, New Delhi.
- Dali S. Naga, 1991, *Fisika : Ilmu Panas*, Seri Diktat Kuliah Universitas Gunadarma, Jakarta.

- Ekadewi A. Handoyo, 2000, *Pengaruh Tebal Isolasi Termal Terhadap Efektivitas Plate Heat Exchanger*, Jurnal Teknik Mesin Universitas Kristen Petra, Jakarta.
- Ekadewi A. Handoyo, 2000, *Pengaruh Kecepatan Aliran Terhadap Efektivitas Shell and Tube Heat Exchanger*, Jurnal Teknik Mesin Universitas Kristen Petra, Jakarta.
- Ekadewi A. Handoyo, 2001, *Pengaruh Penggunaan Baffle pada Shell and Tube Heat Exchanger*, Jurnal Teknik Mesin Universitas Kristen Petra, Jakarta.
- Frank Kreith, Arko Prijono, 1994, *Prinsip-prinsip Perpindahan Panas*, Erlangga, Jakarta.
- Heru Prayitno, 2002, *Perawatan Sistem Penukar Panas Tipe Plat EC-4 di Reaktor kartini*, Jurnal Ilmiah Pusat Penelitian dan Pengembangan Teknologi Maju, Yogyakarta.
- Joko P. Witoko, 2002, *Pembuatan Penukar Panas Tipe Cangkang dan Tabung "SEPHIA-K"*, Jurnal P2TKN – BATAN, Jakarta.
- J.P. Holman, 1995, E. Jasjfi, *Perpindahan Kalor*, Erlangga, Jakarta.
- Pamungkas, 2000, *Tip dan Trik Microsoft Visual Basic 6.0*, Elex Media Komputindo, Jakarta.
- Richard C. Byrne, 1999, *Standards of The Turbular Exchanger Manufactures Association*, Standards of The Turbular Exchanger Manufactures Association, Inc., New York.
- Syaiful Anam, 2000, *Heat Exchanger, Condenser & Cooler*, Pusdiklat Migas, Cepu.
- Tunggul M. Sitompul, 1993, *Alat Penukar Kalor*, Raja Grafindo Persada, Jakarta.
- Vincent Cavaseno, 1979, *Process Heat Exchange*, Mc Graw-Hill, New York.
- Wahyu S. Nugroho, 2001, *Analisa Fouling Factor Pada Heat Exchanger Di Pembangkit Listrik Tenaga Uap Sektor Muara Karang Dengan Menggunakan Program Visual Basic 5.0*, Tugas Akhir Universitas Trisakti, Jakarta.
- Warren M. Rohsenow, 1998, *Handbook Heat Transfer*, Mc Graw-Hill Handbook, New York.