

PERANCANGAN DAN PEMODELAN *HEAT EXCHANGER* TIPE SHELL AND TUBE DALAM MENURUNKAN TEMPERATUR OLI

Sandy Suryady¹⁾, Abdul Muchlis²⁾, Eko Aprianto Nugroho³⁾

^{1,2,3)}Program Studi Teknik Mesin, Universitas Gunadarma

¹⁾sandy22@staff.gunadarma.ac.id, ²⁾muchlis07@staff.gunadarma.ac.id,

³⁾ekoaprianto@staff.gunadarma.ac.id

ABSTRAK

Keperluan pengolahan panas dalam dunia industri menjadi sangat dibutuhkan dilihat dari proses kerja yang berlangsung secara terus-menerus, sehingga diperlukan alat pengolah panas secara optimal agar tidak ada energi yang terbuang secara sia-sia. *Heat exchanger* Tipe Shell and Tube digunakan sebagai alat penurun temperatur dari pelumas/pendingin komponen mesin/gear yang bekerja dalam mesin-mesin industri. Tujuan penulisan adalah untuk memperoleh nilai koefisien perpindahan panas secara keseluruhan pada fluida, dan besarnya penurunan tekanan/*pressure drop* yang terjadi pada oli dan air. Temperatur inlet fluida oli yang dianalisa adalah 107 oC dan inlet air pendingin 27oC. Hasilnya nilai koefisien perpindahan panas pada disisi tabung 2087,96 W/m².K dan pada sisi shell 579,281 W/m².K. Besar *pressure drop* keseluruhan pada sisi tube 2826.8Pa (0,41Psi), dan pada sisi shell 13975673Pa (0,202Psi). Penurunan tekanan yang terdapat dalam analisa ini masih dalam batas aman yaitu kurang dari 10 Psi. Hasil dari simulasi menggunakan solidworks, maka temperatur outlet oli setelah dilalui oleh air didalam tube menjadi 73,40oC, sedangkan temperatur outlet air pendingin menjadi 41,56oC. Penurunan temperatur oli terjadi sebesar 33,6oC, dan kenaikan temperatur air pendingin sebesar 14,56oC.

Kata kunci : heat exchanger, pemodelan, perancangan, simulasi

1. Pendahuluan

Heat exchanger banyak digunakan dalam dunia industri seperti indutri kimia, industri oli, industri gas dan industri-industri pembangkit tenaga pada umumnya. *Heat exchanger* berperan sangat penting untuk mengelola panas, mengondensasikan dan juga dapat menguapkan fluida.

Didalam industri banyak sekali mesin yang bekerja terus menerus, sedangkan pendingin / pelumas pada mesin atau gearbox industry membutuhkan pendinginan / pelumasan terus menerus pula. Pelumas mesin/gearbox perlu dijaga temperaturnya tetap dalam kondisi standar supaya tetap maksimal dalam mendinginkan dan melumasi

komponen-komponen mesin industri. Oleh karna itu *heat exchanger* digunakan untuk menurunkan temperatur oli yang bekerja sebagai pelumas mesin atau gear box, agar bekerja terus menerus dengan efisien. Analisa *heat exchanger* dalam penulisan ini menggunakan perhitungan desain penukar panas dari oli yang bertemperatur 107°C untuk diturunkan temperaturnya menggunakan air dengan temperatur 27°C dan untuk keperluan simulasi penulis menggunakan software SolidWoks guna memperoleh gambaran dan proses kerja heat exchanger.

Heat exchanger pada umumnya digunakan untuk mendinginkan fluida panas berupa air, gas, oli, dan berbagai media lain. Dalam

industri, oli yang digunakan sebagai pendingin mesin atau pelumas butuh pendinginan supaya menjaga umur oli dan memperpanjang siklus kerjanya tetap optimal. Tujuan penulisan ini adalah menganalisa perhitungan desain termal *heat exchanger* tipe shell dan tube, mendapatkan nilai koefisien perpindahan panas secara keseluruhan dari desain *heat exchanger* dan mendapatkan nilai penurunan tekanan/*pressure drop* pada sisi tube dan shell.

2. Landasan Teori

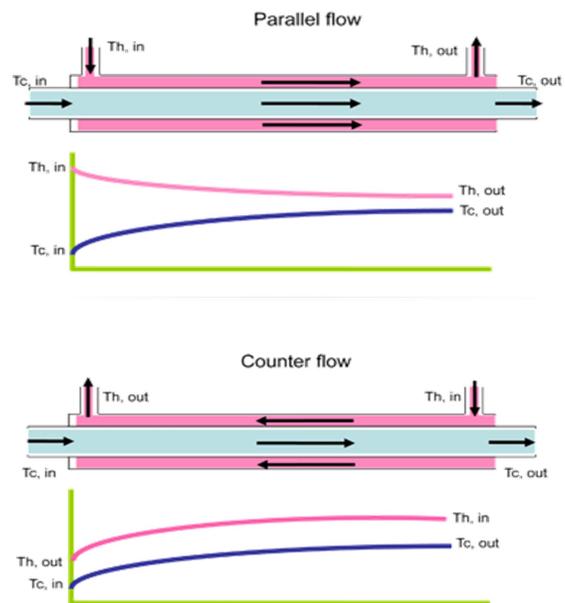
2.1. Heat Exchanger

Heat exchanger adalah suatu alat yang berfungsi memindahkan energi panas antara dua atau lebih fluida, antara permukaan padat dengan fluida, atau antara partikel padat dengan fluida, pada temperatur yang berbeda dan juga sangat berkaitan dengan adanya kontak panas. *Heat exchanger* juga digunakan sebagai alat yang dapat melakukan pembuangan panas, juga untuk sterilisasi fluida dan juga dapat digunakan untuk pemurnian atau ekstraksi suatu fluida. Dalam *heat exchanger* proses penukaran panas terjadi karena adanya kontak langsung menggunakan suatu medium yang berupa padat atau cair. Biasanya, medium pemanas dipakai uap lewat panas (*super heated steam*) dan air biasa sebagai air pendingin (*cooling water*). Penukar panas dirancang sebisa mungkin agar perpindahan panas antar fluida dapat berlangsung secara efisien.



Gambar 2.1. *Heat exchanger* tipe Shell dan Tube

Aliran fluida dalam proses pertukaran/pemindahan panas akan mempengaruhi kinerja *heat exchanger* dalam proses pendinginan dan pemanasan, aliran fluida dapat terjadi dalam fluida fase tunggal dan fase ganda. Jenis aliran fluida pada dasarnya dibagi menjadi tiga aliran, aliran aliran searah (*parallel flow*), aliran berlawanan arah (*counter flow*) dan terakhir aliran fluida yang punya viskositas tinggi.



Gambar 2.2. Aliran Parallel Flow dan Counter flow

Pada aliran searah *heat exchanger* (*parallel flow*), selisih temperatur antara fluida panas dan dingin akan menurun. Hal ini terjadi karena adanya molekul yang mengalir pada fluida panas dan dingin dan bersama-sama antar bertukar sehingga panas akan berpindah dari yang bertemperatur tinggi ke rendah. Terjadinya perbedaan temperature dalam *heat exchanger*. Penurunan maupun kenaikan temperatur fluida panas dan dingin akan sebanding.

Heat exchanger untuk parallel flow fluida panas dan dingin masuk dari ujung yang sama, mengalir dalam arah yang sama dan berakhir di ujung yang sama.

Sedangkan, aliran *heat exchanger* berlawanan arah (*counter flow*) adalah aliran kedua fluida yang berbeda temperatur mengalir dengan berlawanan arah dan dipisahkan dengan dinding pipa, aliran *counter flow* merupakan pola aliran yang paling efisien dalam penukar panas karena akan memberikan koefisien perpindahan panas tertinggi keseluruhan untuk desain heat exchanger. Heat exchanger *counter flow* dapat menangani perbedaan tekanan tinggi dan temperatur tinggi pada kedua fluida.

Pass flow adalah jumlah total fluida yang mengalir didalam shell dan didalam tube. Pada saat fluida melalui inlet shell dan keluar dari outlet shell maka lintasan tersebut disebut satu pass shell, dan jika dua kali lintasan maka disebut 2 pass shell, dan begitu seterusnya.

Dalam desain penukar panas, panas spesifik digunakan untuk dapat menghitung laju penukar panas dalam satuan waktu, ini adalah persamaan yang digunakan berdasarkan fluida tidak mengubah fase dalam proses.

$$Q = \dot{m} C_p \Delta T$$

Keterangan :

- Q = Tugas Panas (W)
- \dot{m} = Aliran Massa (kg / s)
- Cp = Panas Spesifik (J/kg.K)
- ΔT = Perbedaan Suhu (K)

Menentukan perbedaan nilai suhu fluida LMTD (*Logarithmic Mean Overall Temperature Different*).

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

Tentukan efisiensi suhu penukar panas (S).

$$S = \frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

Menentukan perbandingan hasil penggandaan aliran fluida (Ms) dalam

cangkang dengan panas spesifik (Cp) terhadap aliran fluida dalam tube (Mt) dengan panas spesifik (Cp).

$$R = \frac{M_t \times C_p}{M_s \times C_p} = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

Setelah kita mengetahui parameter ini maka kita dapat menghitung nilai faktor koreksi (Ft).

$$F_t = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln(1 - S)}{1 - RS} \\ (R - 1) \ln \left(\frac{2 - S(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - S(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})} \right)$$

Oleh karena itu, dengan mengetahui nilai faktor koreksi kita dapat mengetahui suhu rata-rata aktual dengan menggunakan persamaan:

$$\Delta t_c = F_t \cdot LMTD$$

Keterangan :

- T1 = Suhu masuk cairan di sisi cangkang (K)
- T2 = Suhu keluar cairan di sisi cangkang (K)
- t1 = Suhu masuk cairan di sisi tube (K)
- t2 = Suhu keluar cairan di sisi tube (K)
- ft = Faktor koreksi ft
- LMTD = Perbedaan suhu rata-rata (K)
- Δt_c = Perbedaan koreksi suhu rata-rata (K)

Menentukan perbedaan nilai suhu fluida LMTD (*Logarithmic Mean Overall Temperature Different*).

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

Tentukan efisiensi suhu penukar panas (S).

$$S = \frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

Menentukan perbandingan hasil penggandaan aliran fluida (Ms) dalam cangkang dengan panas spesifik (Cp) terhadap aliran fluida dalam tube (Mt) dengan panas spesifik (Cp).

$$R = \frac{M_t \times C_p}{M_s \times C_p} = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

Setelah kita mengetahui parameter ini maka kita dapat menghitung nilai faktor koreksi (Ft).

$$Ft = \frac{\frac{\sqrt{R^2+1} \ln(1-S)}{1-RS}}{(R-1) \ln \left(\frac{2-S(R+1-\sqrt{R^2+1})}{2-S(R+1+\sqrt{R^2+1})} \right)}$$

Oleh karena itu, dengan mengetahui nilai faktor koreksi kita dapat mengetahui suhu rata-rata aktual dengan menggunakan persamaan:

$$\Delta tc = Ft \cdot LMTD$$

Keterangan :

- T1= Suhu masuk cairan di sisi cangkang (K)
- T2= Suhu keluar cairan di sisi cangkang (K)
- t1= Suhu masuk cairan di sisi tube (K)
- t2 = Suhu keluar cairan di sisi tube (K)
- ft = Faktor koreksi ft
- LMTD = Perbedaan suhu rata-rata (K)
- Δtc = Perbedaan koreksi suhu rata-rata (K)

Selain rumus di atas nilai koreksi LMTD juga dapat diperoleh dari perbandingan keseimbangan energi, area perpindahan panas dan koefisien perpindahan panas sebagai berikut :

$$\Delta tc = \frac{Q}{U \text{ (koefisien perpindahan panas)} \times A}$$

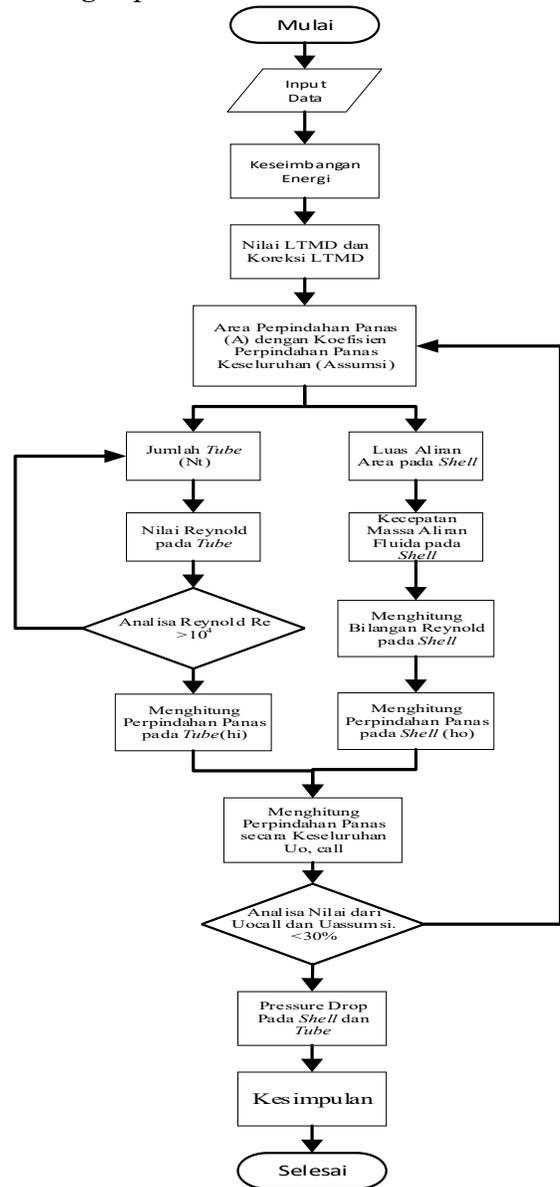
Keterangan :

- Q = Laju perpindahan panas (W)
- U = Keseluruhan koefisien perpindahan panas (W/mK)
- Δtc = Perbedaan koreksi suhu rata-rata (K)
- A = Area perpindahan panas (m²)

3. Metodologi Penelitian

Untuk mempermudah dalam melakukan penelitian, maka dibuat sebuah flowchart agar penelitian tidak menyimpang dan salah. Berikut flowchart penelitian penginputan

data dan perhitungan serta desain *heat exchanger* pada *Shell* dan *Tube*.



Gambar 3.1. Flowchart perhitungan perancangan

Input Data Perancangan

Nilai-nilai desain yang digunakan dalam proses perhitungan desain termal sebelum permodelan.

1. Aliran massa oli : 1,5 kg/s
2. Temperatur masuk dari oli : 107 °C = 380K

3. Temperatur keluar dari oli : 67°C
= 340K
4. Temperatur masuk dari air : 27°C
= 300K
5. Temperatur keluar dari air : 45°C
= 318K

Sifat-sifat Air dan Oli

Setelah mengetahui temperatur dan kapasitas dari air dan oli yang akan bekerja pada heat exchanger, maka selanjutnya menentukan properties fluida.

Oli

Temperatur rata-rata oli = $(107+67)/2 = 87^{\circ}\text{C}$
= 360K

Viskositas dari oli $\mu(h) = 2,54 \times 10^{-3} \text{ kg/m.s}$

Panas spesifik oli $c_p(h) = 2161 \text{ J/kg.K}$

Konduktivitas panas oli $k(h) = 0,138 \text{ W/m.K}$

Air

Temperatur air = $(45 + 27) / 2 = 36^{\circ}\text{C} = 309\text{K}$

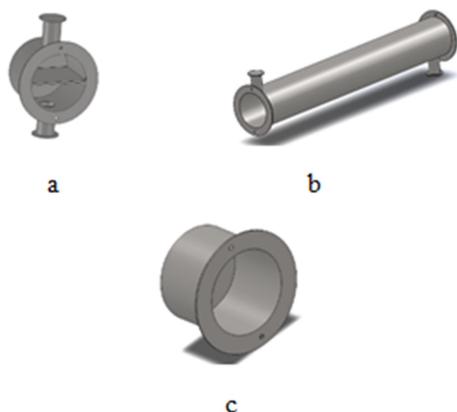
Viskositas air $\mu(c) = 6,16 \times 10^{-4} \text{ kg/m.s}$

Panas spesifik air $c_p(c) = 4174 \text{ J/kg. K}$

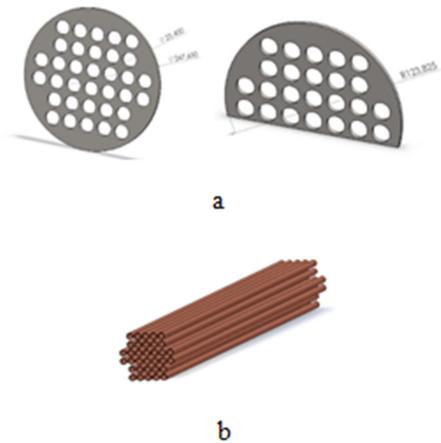
Konduktivitas panas air $k(c) = 0,640 \text{ W/m.K}$

Permodelan Komponen Heat Exchanger

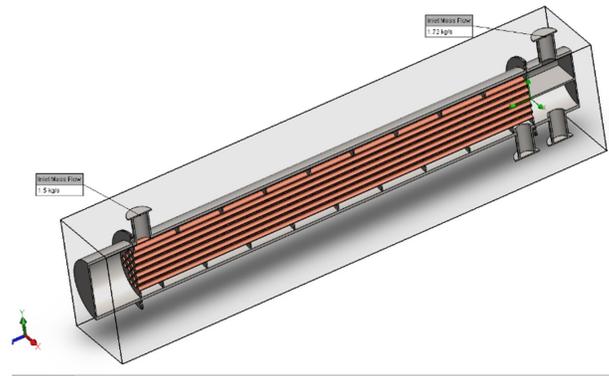
Pemodelan *heat exchanger* tipe shell dan tube dilakukan menggunakan software solidwork.



Gambar 3.2. (a) Kepala Stasioner, (b) Shell / Silinder, (c) Kepala Belakang



Gambar 3.3. (a) Baffel, (b) Tube / tabung



Gambar 3.4. Proses Input Parameter Simulasi.

4. Hasil Dan Pembahasan.

Tujuan dari perhitungan keseimbangan energi adalah untuk memperoleh kapasitas dari air sebagai pendingin untuk mendinginkan fluida oli panas dengan kapasitas 1,5 kg/s kapasitas dan suhu input adalah 107°C (380K),

Keseimbangan Energi Oli Panas

$$Q_h = m h C_p - h \Delta T$$

$$Q_h = 1,5 \text{ kg/s} \times 2161 \text{ J/kg.K} \times (380 - 340) \text{ K}$$

$$Q_h = 129660 \text{ J/s}$$

Air Dingin

$$Q_h = m c c_p - (c) \Delta T$$

$$m c = (129660 \text{ J/s}) / (4174 \text{ J/kg.K} \times (318 - 300) \text{ K})$$

$$m c = 1,72 \text{ kg/s}$$

Nilai LTMD (*Logarithmic Mean Overall Temperature Different*) dan Koreksi LTMD (ΔT_c)

$$LTMD = \frac{(T1 - t2) - (T2 - t1)}{\ln \frac{(T1-t2)}{(T2-t1)}}$$

$$LTMD = \frac{(380 - 318) - (340 - 300)}{\ln \frac{(380-318)}{(340-300)}}$$

$$= 50,22 K$$

Menentukan temperature efisiensi alat penukar kalor (S)

$$S = \frac{(t2 - t1)}{(T1 - t1)}$$

$$S = \frac{(318 - 300)}{(380 - 300)}$$

$$S = 0,225$$

Menentukan perbandingan hasil perkalian aliran fluida (Ms) dalam *Shell* dengan kalor jenis (Cp) terhadap aliran fluida dalam *Tube* (Mt) dengan kalor jenis (Cp).

$$R = \frac{(Mt \times Cp)}{(Ms \times Cp)} = \frac{(T1 - T2)}{(t2 - t1)}$$

$$R = \frac{(380 - 340)}{(318 - 300)}$$

$$R = 2,22$$

Setelah mengetahui paramerter diatas, maka langkah selanjutnya menghitung nilai dari faktor koreksi (Ft)dengan menggunakan persamaan (8).

$$Ft = \frac{\frac{\sqrt{R^2+1} \ln(1-S)}{1-R.S}}{(R - 1) \ln \left(\frac{2-S(R+1-\sqrt{R^2+1})}{2-S(R+1+\sqrt{R^2+1})} \right)}$$

$$Ft = \frac{\frac{\sqrt{2,22^2+1} \ln(1-0,225)}{1-2,22 \times 0,225}}{(2,22 - 1) \ln \left(\frac{2-0,225(2,22+1-\sqrt{2,22^2+1})}{2-0,225(2,22+1+\sqrt{2,22^2+1})} \right)}$$

$$Ft = 0,94$$

$$\Delta t_c = Ft . LTMD$$

$$\Delta t_c = 0,94 \times 50,22 K$$

$$\Delta t_c = 47,2 K$$

Sebelum melakukan perhitungan pada sisi tube, maka sebelumnya ditentukan terlebih dahulu desain dan ukuran-ukuran desain tube. Data yang ditentukan berupa dimensi seperti panjang tube, besar diameter dalam dan diameter luar tube, jumlah lintasan aliran dalam tube dan lain lain.

Tabel 4.1. Dimensi *Tube*

Dimensi	Desain standar <i>Tube</i>	SI
Diameter Luar (do)	¾ inci	0.01905 m
Diameter Dalam (dt)	0,652 inci	0.01656 m
BWG	18	-
Panjang <i>Tube</i> (Lt)		2.15 m
Layout <i>Tube</i>	Triangular pitch	Triangular pitch
Pass Flow (Np)	2	2

Area Perpindahan Panas

Untuk menghitung area perpindahan panas, ada beberapa parameter yang harus digunakan sebagai referensi dalam perhitungan, termasuk nilai keseimbangan energi (Q), perbedaan suhu aktual rata-rata (ATC) dan nilai koefisien perpindahan panas keseluruhan U, untuk nilai koefisien perpindahan panas, pertama menggunakan asumsi koefisien perpindahan panas.

$$A = \frac{Q}{U_{assumption} . \Delta t_c}$$

$$A = \frac{129660 W}{800 \frac{W}{m^2} \times 47,2 K}$$

$$A = 3,43 m^2$$

Menentukan Jumlah *Tube*

Persamaan yang digunakan untuk menentukan nomor *Tube* :

$$Nt = \frac{A}{\pi \cdot do \cdot Lt}$$

$$Nt = \frac{3,43}{3,14 \times 1.905 \cdot 10^{-2} m \times 2.15 m}$$

$$Nt = 26,7 = 26$$

Bilangan Reynolds pada Sisi Tube

Perhitungan angka Reynolds di sisi Tube

$$Re = \frac{4 \cdot m \cdot (Np/Nt)}{\pi \cdot di \cdot \mu}$$

$$Re = \frac{4 \times 1,72 \frac{kg}{s} \times (2/26)}{3,14 \times 1.656 \cdot 10^{-2} \times 6,16 \times 10^{-4} kg/m \cdot s}$$

Koefisien Perpindahan Panas pada Sisi Tube

Menurut fluida kerja yang digunakan adalah air, maka dapat diasumsikan bahwa $\phi t = \mu/\mu_w = 0.14 = 1$.

$$Re(Tube) = 107276 \text{ dengan } Jh = 34$$

$$hi = \frac{Jh \cdot k \cdot (pr)^{\frac{1}{3}}}{Dt} \cdot \phi t$$

$$hi = \frac{34 \times 0,640 W/m \cdot K \cdot (4,0174)^{\frac{1}{3}}}{1.656 \cdot 10^{-2}} \times 1$$

$$hi = 2087,96 W/m^2 \cdot K$$

Bilangan Prandtl dipakai untuk menentukan distribusi temperature pada setiap aliran Tube.

$$Pr = \frac{v}{\infty} = \frac{\mu \cdot cp}{k}$$

$$Pr = \frac{6,16 \times 10^{-4} \frac{kg}{m} \cdot s \times 4174 \frac{J}{kg} / K}{0,640 W/m \cdot K}$$

$$Pr = 4,0174$$

Perhitungan Sisi Shell

Sebelum menghitung sisi Shell, ada beberapa dimensi awal yang bisa digunakan untuk mempermudah perhitungan. nilai dimensi sisi Shell.

Tabel 4.2. Dimensi Shell

Dimensi	Ukuran	SI(Satuan Internasional)
Diameter Dalam (Ds)	12 inci	0,3048 m
Diameter Luar	12,787 inci	0,3248 m
Tebal Baffle	0,315 inci	0,008 m
Jarak Tube (Pt)	15/16 inci	0,0238 m
Pemurnian(Pt-do Tube) (C)	0,187 inci	0,00475 m

Luas Aliran pada Shell

Persamaan yang digunakan untuk menghitung luas aliran pada Shell.

$$as = \frac{C \cdot B \cdot Ds}{Pt}$$

$$as = \frac{0.475 \cdot 10^{-2} m \times 13.7 \cdot 10^{-2} m \times 30.48 \cdot 10^{-2} m}{2.38 \cdot 10^{-2} m}$$

$$as = 8,333 \times 10^{-5} m^2$$

Kecepatan Massa Aliran

Persamaan yang digunakan untuk menghitung kecepatan massa aliran, nilai aliran massa air panas disisi Shell adalah 1,8kg/s sebagai berikut :

$$Gs = \frac{m}{as}$$

$$Gs = \frac{1,8 kg/s}{8,333 \times 10^{-5} m^2}$$

$$Gs = 216,8 kg/m^2 \cdot s$$

Diameter Ekivalen pada Shell

Menentukan diameter ekivalen Shell, nilai dari diameter luar Tube do =1.905cm, pitch pt 2.38 cm.

$$De = \frac{4(\frac{1}{2} \cdot Pt \cdot 0,86 \cdot pt - \frac{1\pi}{24} do^2)}{\frac{1}{2} \cdot \pi \cdot do}$$

$$De = \frac{4(\frac{1}{2} \times 0,0238 m \times 0,86 \times 0,0238 m - \frac{3.14}{24} \times 0,01905^2 m)}{\frac{1}{2} \times 3.14 \times 0,01905 m}$$

$$De = 0,0309 m$$

Bilangan Reynold pada Sisi Shell

Persamaan yang digunakan untuk bilangan Reynold pada Shell.

$$Re = \frac{De \cdot Gs}{\mu(h)}$$

$$Re = \frac{0,0309 \text{ m} \times 216,8 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}}{2,54 \times 10^{-3} \text{ kg/m} \cdot \text{s}}$$

$$Re (\text{Shell}) = 2637,44$$

Koefisien Perpindahan Panas dalam Sisi Shell

Nilai dari $Re (\text{Shell}) = 13102,42$ kemudian $Jh = 38$ lampiran (3), sesuai dengan fluida kerja yang digunakan adalah air sehingga dapat diasumsikan bahwa $\phi t = \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14} = 1$

$$h_o = \frac{Jh \cdot k \cdot (pr)^{\frac{1}{3}}}{De} \cdot \phi t$$

$$h_o = \frac{38 \times 0,138 \text{ W/m} \cdot \text{K} \times (39,77)^{\frac{1}{3}}}{0,0309 \text{ m}} \times 1$$

$$h_o = 579,281 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Bilangan Prandtl dipakai untuk menentukan distribusi temperature pada aliran Shell.

$$Pr = \frac{v}{\infty} = \frac{\mu \cdot cp}{k}$$

$$Pr = \frac{2,54 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m}} \cdot \text{s} \times 2161 \frac{\text{J}}{\text{kg}} / \text{K}}{0,138 \text{ W/m} \cdot \text{K}}$$

$$Pr = 39,77$$

Koefisien Perpindahan Panas keseluruhan

Faktor fouling $R_{di} = 0.9 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ K/W}$ pada Tube

Fouling factor $R_{do} = 0.9 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ K/W}$ pada Tube luar,

konduktivitas tembaga $= 401 \text{ w/mK}.$

$h_o = 579,281 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

$h_i = 2087,96 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

Luas Tube bagian dalam (Ai)

$$= \pi \times r^2 = 3.14 \times 0,009525 \text{ m}$$

$$= 2,15 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Luas Tube bagian luar (Ao)

$$A_o = \pi \times r^2 = 3.14 \times 0,00828 \text{ m}$$

$$= 2,84 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Diameter luar Tube (do) = 0,01905 m

Diameter dalam Tube (di) = 0,01656 m

Konduktivitas Tube (k) = 401 W/m.k

Menghitung koefisien perpindahan panas keseluruhan.

$$U_o = \frac{1}{h_o} + R_{do} + \frac{A_o}{A_i} \times \frac{(d_o - d_i)}{2k} + \frac{A_o}{A_i} \times \frac{1}{h_i} + \frac{A_o}{A_i} \times R_{di}$$

$$U_o = \left(\frac{1}{579,281 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}} + 0.9 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \frac{\text{K}}{\text{W}} \right. \\ + \frac{2,84 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2}{2,15 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2} \times \frac{0,01905 - 0,01656}{2 \times 401} \\ + \frac{2,84 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2}{2,15 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2} \times \frac{1}{2087,96 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}} \\ \left. + \frac{2,84 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2}{2,15 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2} \times 0.9 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ K/W} \right)^{-1}$$

$$U_o \text{ calculation} = 888,97 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Koreksi keseluruhan koefisien perpindahan panas :

$$= \frac{U_{ocall} - U_{oassumsi}}{U_{oassumsi}} \times 100 \%$$

$$= \frac{888,97 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} - 800 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}{800 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}} \times 100\% < 30\%$$

$$= 11,12 \% < \text{dari } 30\%$$

Sesuai dengan perbandingan koefisien pemindahan panas keseluruhan yang harus kurang dari 30%.

Penurunan Tekanan pada Sisi Tube

Menghitung penurunan tekanan kembali pada sisi Tube.

Tabel 4.3. Penurunan Tekanan Pada Sisi Tube

Parameter	Konversi British
Re(Tube)	16522,45 kg/m.s
Faktor gesekan (f)	0.00026 ft ² /in ² dari lampiran (3)
g (percepatan gravitasi)	4.17 x 10 ⁸ ft/hr ²
ρ	996.5 kg/m ³ = 62.2094 lb/ft ³
Gt	594.84 kg/m ² .s = 132706.0212 lbm/ft ² .h
IDTube	1.656 cm = 0.054 ft
Lt (panjang Tube)	215 cm = 7.05 ft
Np (number pass)	2

$$\Delta p (tube) = \frac{f \times Gt^2 \times Lt \times n p}{5.22 \times 10^{10} \times ID_{tube} \times s \times \phi t}$$

$$\Delta p (tube) = \frac{0.00026 \times 132706.0212^2 \times 7.05 \times 2}{5.22 \times 10^{10} \times 0.054 \times 0.98 \times 1}$$

$$\Delta p (tube) = \frac{64561515.64}{2762424000} = 0,23psi$$

$$= 1585.79 Pa$$

$$\Delta p (kembali) = \frac{4 \cdot n}{s} \times \frac{V^2}{2G}$$

$$\frac{V^2}{2G} = 0.023 \text{ dari lampiran (3)}$$

$$Gt = 594,84 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

$$= 132706.0212 \text{ lbm/ft}^2\text{h}$$

$$\Delta p (kembali) = (4 \times 2) / 0,98 \times 0,023$$

$$= 0,18 Psi$$

$$\Delta p (kembali) = 0,18 Psi = 1241.05 Pa$$

Penurunan tekanan total

$$\Delta p (tota) = 0,23 psi + 0,18 Psi$$

$$\Delta p (total) = 0,41Psi$$

$$= 2826.85 Pa < 10 Psi$$

Penurunan Tekanan pada Sisi Shell

Persamaan yang digunakan untuk menghitung *Pressure drop* pada sisi *Shell*).

Tabel 4.4. Penurunan Tekanan pada Sisi *Shell*

Parameter	Konversi British
Nomor Baffle (Nb)	14
Re (Shell)	2637,44
Faktor Gesekan (f)	0.0023 ft ² /in ²
GShell	216,8 kg/m ² s = 159854.9 lbm/ft ² h
Diameter Ekivalen	0.0309 m = 0,1013 ft
Diameter Shell	0.3048 m = 1 ft
ρ	9804 kg/m ³ = 61.2043 lb/ft ³ .
g (Gravitasi)	4.17 x 10 ⁸ ft/hr ²

Penurunan tekanan pada sisi Shell

$$\Delta Ps = \frac{f \times (Gs)^2 \times ID_s \times (n+1)}{2 \times g \times \rho \times D_s \times \theta s}$$

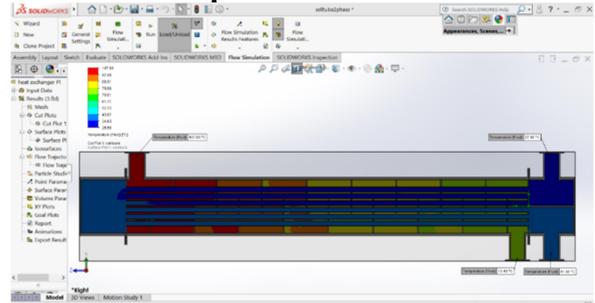
$$\Delta Ps = \frac{0.0023 \times (159854)^2 \times 1 \times (14+1)}{5.22 \times 10^{10} \times 0.085 \times 0.98 \times 1}$$

$$\Delta Ps = \frac{881588895.4}{4348260000}$$

$$= 13975673 Pa$$

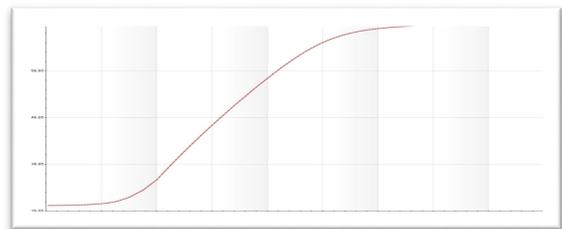
$$= 0,2027 Psi$$

Hasil simulasi pemodelan

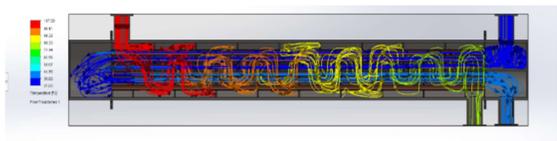


Gambar 3.5. Hasil Simulasi Temperatur Fluida

Dalam gambar 3.9 dihasilkan temperatur Oli panas setelah melewati hasil konduksi air di dalam tabung turun menjadi 73,40°C dari yang sebelumnya adalah 107°C dan untuk temperatur Air Pendingin yang keluar setelah melalui oli panas lewat tabung meningkat menjadi 41,56°C dari temperatur sebelumnya 27°C. Penurunan temperatur fluida Oli terjadi sebesar 33,6°C, dan untuk temperatur Air Pendingin terjadi peningkatan temperatur sebesar 14,56°C.



Gambar 3.6. Kurva Peningkatan Temperatur Air Pendingin

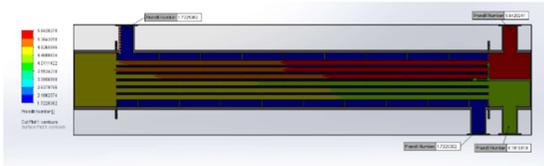


Gambar 3.7. Simulasi Aliran Fluida



Gambar 3.8. Pressure Drop

Tekanan pada inlet shell adalah 1563.40 Pa, dan inlet pada tube adalah 756.97 Pa, dan tekanan pada sisi *outlet tube* adalah 0.96 dan *outlet shell* adalah 1.00



Gambar 3.9. Bilangan Prandtl

Besarnya nilai Bilangan Prandtl pada suatu fluida merupakan ukuran besarnya kontribusi transfer panas konduksi panas fluida. Nilai Bilangan Prandtl fluida pendingin sebelum melewati tube adalah 5.8420 dan setelah melalui tube menurun menjadi 4.1910. Penurunan bilangan prandtl terjadi karena temperatur fluida pendingin bertambah sehingga kontribusi transfer panas menurun.

5. Simpulan

Berdasarkan dari analisa dan simulasi hasil *Heat exchanger* Tipe Shell dan Tube dengan Fluida Oli dan Air, maka dapat diperoleh beberapa kesimpulan, antara lain adalah sebagai berikut :

1. Dalam perhitungan termal, dimensi dari shell yang digunakan memiliki panjang 2.15 m, diameter dalam 30,48 cm dan diameter luar 32,48 cm. Dimensi yang digunakan dalam tabung 2.15 m diameter luar 1,656 cm dan diameter dalam adalah 1,905 cm dengan pitch tabung 26 dan menggunakan 12 baffel dengan jarak 13,70 cm. Bahan material yang digunakan untuk shell adalah aluminium dan untuk tube adalah tembaga, sehingga didapat koefisien perpindahan panas total dari fluida yang mengalir didalamnya adalah 888,97 W/m².K. Nilai faktor koreksi desain

keseluruhan *heat exchanger* adalah 11.12%.

2. Fluida yang digunakan dalam *heat exchanger* adalah air bertemperatur 27oC untuk menurunkan temperatur oli 107oC sehingga hasil koefisien perpindahan panas yang terjadi pada sisi tabung adalah 2087,96 W/m².K dan bilangan prandtl pada tabung adalah 4,01. Oli yang mengalir didalam shell memiliki koefisien perpindahan panas di sisi shell adalah 579,281 W/m².K dengan bilangan Prandtl adalah 39,77. Nilai perpindahan panas dari oli cukup besar karena temperatur oli yang tinggi menyebabkan transfer panas yang besar pula.
3. Besar penurunan tekanan total secara keseluruhan dalam tube adalah 2826.85 Pa/0,41 Psi<10Psi, dan penurunan tekanan pada shell adalah 13.975.673 Pa/0,2027Psi. Penurunan tekanan yang terdapat dalam penulisan ini masih dalam batas standar yaitu kurang dari 10 Psi, sehingga masih aman digunakan.

Daftar Pustaka

1. Holman, J.P. 2010 Heat Transfer Tenth Edition, McGraw-Hill Higher Education, Boston.
2. Kern, Donal. Q, 1965. Process Heat Transfer, International Student Edition Mc.Graw Hill Book Company, Tokyo.
3. Budiman Arif, 2015. The Effects Of Material Types In Designing Shell-Tube *Heat exchanger* Using Solidworks, Skripsi Teknik Mesin, Universitas Gunadarma, Jakarta.
4. Solidworks, 2010. Solidworks Flow Simulation 2010 Tutorial, Solidworks Company.

5. Sudarajat Jajat, 2017. Analisis Kinerja *Heat exchanger* Shell & Tube Pada Sistem Cog Booster Di Integrated Steel Mill Krakatau, Jurnal Teknik Mesin, Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Mercu Buana.
6. Fagri Amir, Zhang Yuwen, Howell John. 2010. *Advanced Heat and Mass Transfer*, Global Digitas Press, Columbia.
7. Sari, S. P., & Suryady, S. 2018. Koefisien Perpindahan Panas Konveksi dan Simulasi Distribusi Temperatur Aliran Fluida pada Penukar Kalor Pipa Ganda dengan Pipa Spiral.