

PERANCANGAN ALAT PENUKAR KALOR TIPE *SHELL AND TUBE* UNTUK *GASOLINE ENGINE CM11-MKII*

Christian Frederik Lasut¹⁾, Benny L. Maluegha²⁾, Frans P. Sappu³⁾

Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Sam Ratulangi
Jl. Kampus Unsrat Bahu, Manado
Email: @gmail.com

ABSTRACT

Shell and tube is one type of heat exchanger that serves to change the temperature of a fluid. To support the performance of this equipment, proper design and appropriate capacity are needed. The purpose of this research is to make a design of shell and tube heat exchanger on the gasoline engine CM11-MKII.

The design of this shell and tube heat exchanger is done by using the Kern method. Kern's calculation is easier to understand, as the sequence of calculations and formulas used are clearly displayed. The completion stage of the design still uses trial and error methods.

The specifications obtained for the inner diameter of the shell are 8 inches with a baffle distance of 6 inches and the number of tracks is 2 tracks. While the specifications for the tube are 16 inches long, 0.584 inches inside diameter, 0.75 inches outside diameter and the number of tracks is 4 tracks.

The calculation results using the above specifications obtain a total heat transfer coefficient of 401.71 Btu/hour.ft². °F, while for the design coefficient of 205 Btu/hour.ft². °F and the fouling factor that occurs is 0.0023 hours.ft². °F. The calculations obtained meet the requirements of the shell and tube type APK with water as the working fluid.

Keyword: Design, Heat Exchanger, Shell and tube

ABSTRAK

*Shell and tube merupakan salah satu tipe alat penukar kalor yang berfungsi untuk mengubah temperatur suatu fluida. Untuk mendukung unjuk kerja peralatan ini dibutuhkan perancangan yang tepat dan sesuai dengan kapasitas penggunaannya. Penelitian ini bertujuan untuk membuat perancangan alat penukar kalor tipe *shell and tube* untuk *gasoline engine CM11-MKII*.*

*Perancangan alat penukar kalor tipe *shell and tube* ini dilakukan dengan metode Kern. Metode perhitungan Kern lebih jelas dan lebih mudah untuk dipahami, karena urutan perhitungan serta rumus-rumus yang digunakan ditampilkan dengan jelas. Tahapan penyelesaian perancangan masih menggunakan cara *trial* dan *error*.*

*Penelitian ini menghasilkan alat penukar kalor tipe *shell and tube* dengan konstruksi menggunakan *stainless steel SA-240* tipe 304 dengan air sebagai fluida kerja. Spesifikasi yang didapatkan untuk diameter dalam *shell* yaitu 8 inci dengan jarak *baffle* 6 inci dan jumlah lintasan sebanyak 2 lintasan. Sedangkan spesifikasi untuk *tube* yaitu panjang 16 inci, diameter dalam 0.584 inci, diameter luar 0.75 inci dan jumlah lintasan sebanyak 4 lintasan.*

Hasil perhitungan dengan menggunakan spesifikasi di atas memperoleh besar koefisien perpindahan panas menyeluruh sebesar $401.71 \text{ Btu/jam.ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$, sedangkan untuk koefisien desain sebesar $205 \text{ Btu/jam.ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$ dan faktor pengotoran yang terjadi sebesar $0.0023 \text{ jam.ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$. Perhitungan yang didapatkan memenuhi ketentuan APK tipe *shell and tube* dengan air sebagai fluida kerja.

Kata kunci: Perancangan, Alat Penukar Kalor, *Shell and tube*

1. PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Alat Penukar Kalor (APK) adalah alat yang berfungsi untuk mengubah temperatur dan fasa suatu jenis fluida dengan memanfaatkan perbedaan temperatur yakni kalor dari fluida bertemperatur tinggi menuju fluida bertemperatur rendah. Proses penukaran kalor ini pun bisa terjadi dengan adanya kontak langsung maupun tidak. Proses ini berlangsung secara terus-menerus hingga temperatur seimbang (Chemugry, 2017)

APK berperan sangat penting di dalam dunia industri, sebagai contoh dalam industri pembangkit tenaga listrik, APK berperan meningkatkan efisiensi sistem. Tidak hanya itu, penukar kalor juga sangat luas dipakai dalam industri seperti kilang minyak, pabrik kimia maupun petrokimia, industri gas alam, dan refrigerasi.

Salah satu tipe APK yang banyak dipakai adalah tipe *shell and tube*. Tipe ini

dinilai memiliki banyak keuntungan baik dari segi fabrikasi, biaya, hingga unjuk kerja. Alat ini terdiri dari shell silindris di bagian luar dan sejumlah tube pada bagian dalam, yang masing-masing akan diisi oleh fluida dengan temperatur berbeda-beda dan saling bertukar kalor.

APK harus dirancang sebaik mungkin agar proses penukaran panas antarfluida dapat berlangsung secara efisien. Untuk mendukung unjuk kerja peralatan ini maka dibutuhkan perancangan yang tepat dan sesuai dengan kapasitas penggunaannya. Dalam proses perancangannya banyak faktor-faktor yang mempengaruhi efisiensi alat ini.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang permasalahan yang telah diuraikan, maka rumusan masalah yang akan menjadi pembahasan dalam penelitian ini adalah bagaimana perancangan APK tipe *shell and tube* untuk gasoline engine CM11-MKII.

1.3 Tujuan Penelitian

Pada penelitian ini hasil perancangan APK tipe shell and tube untuk gasoline engine CM11-MKII berupa dimensi alat berdasarkan hasil perhitungan.

1.4 Batasan Masalah

Penelitian ini bertujuan untuk membuat perancangan APK tipe *shell and tube* untuk membantu sistem pendinginan pada *Gasoline Engine* CM11-MKII agar lebih efisien.

1.5 Manfaat Penelitian

Terdapat dua manfaat dari penelitian ini. Manfaat pertama bagi pihak fakultas maupun universitas, hasil perancangan pada penelitian ini dapat dimanfaatkan sebagai referensi dan menjadi acuan untuk pembuatan APK tipe shell and tube. Manfaat kedua untuk peneliti, penelitian ini memberikan pengalaman dalam merancang APK tipe shell and tube.

2. LANDASAN TEORI

2.1 Perpindahan Kalor

Kalor merupakan salah satu bentuk energi. Artinya, kalor bisa berpindah dari suatu media ke media yang lain. Proses perpindahan kalor dikarenakan perbedaan

temperatur suatu media. Energi kalor berpindah dari media yang bertemperatur tinggi ke media yang bertemperatur lebih rendah. Kalor berpindah dengan cara konduksi, konveksi dan radiasi. Perpindahan kalor berfungsi untuk mempertahankan atau mencapai keadaan yang dibutuhkan pada proses yang berlangsung. Besar kecilnya kalor bergantung pada massa zat, jenis zat (kalor jenis) dan perubahan temperatur Sehingga dapat dirumuskan sebagai berikut (Priyono, 1986).

$$q = \dot{m} \times c_p \times \Delta T \quad (2.1)$$

dengan \dot{m} merupakan massa benda yang menerima atau melepas kalor,

$$\dot{m} = Q \times \rho \quad (2.2)$$

2.2 Jenis-jenis Alat Penukar Kalor

Alat penukar kalor adalah alat yang memungkinkan terjadinya perpindahan panas di antara dua fluida yang memiliki temperatur yang berbeda tanpa mencampurkan kedua fluida tersebut (Hewitt, 1994). Alat penukar kalor memiliki berbagai macam jenis sebagai berikut.

- a. *Shell and Tube*
- b. *Double Pipe*
- c. *Coil Pipe*

- d. *Open Tube Section*
- e. Lamella

2.3 *Shell and Tube*

Shell and tube adalah salah satu tipe APK yang terdiri dari kumpulan *tube* yang dihubungkan secara paralel dan ditempatkan dalam sebuah *shell*.

2.4 Perancangan APK Tipe *Shell and Tube*

Sebelum mendesain, dibutuhkan data berupa temperatur masuk dan temperatur keluar, laju dan berat aliran. Langkah-langkah dalam merancang alat penukar kalor adalah (Kern, 1950)

- a. menentukan jenis fluida yang akan digunakan;
- b. menentukan bahan konstruksi;
- c. menentukan spesifikasi alat penukar kalor dengan perkiraan yang masuk akal untuk koefisien perpindahan kalor keseluruhannya;
- d. menentukan beda temperatur rata-rata logaritmik (LMTD);
- e. mencari besar koefisien perpindahan panas baik fluida di dalam maupun di luar *tube* serta keseluruhan perpindahan panas;

- f. memeriksa kinerja dari alat penukar kalor yang telah dirancang;
- g. menghitung faktor pengotoran dan penurunan tekanan di sisi *shell and tube*.

2.5 Pemilihan Fluida Kerja

Menurut Kreith (1973), faktor-faktor yang memengaruhi pemilihan fluida dalam *shell and tube* adalah sebagai berikut.

- a. Kemampuan untuk dibersihkan
- b. Korosi
- c. Tekanan
- d. Temperatur
- e. Kuantitas
- f. *Sediment/Fouling*
- g. Viskositas

2.6 Beda Temperatur Rata-Rata Logaritmik (LMTD)

Untuk alat penukar kalor *shell and tube* dan aliran menyilang, yang memiliki jumlah aliran/lintasannya lebih dari satu (*multi-pass*), baik itu dalam *shell* maupun susunan *tube*, maka dalam hal ini nilai LMTD yang telah diperoleh harus dikoreksi dengan faktor koreksi (F_T).

2.7 Koefisien Perpindahan Panas

Suatu proses perancangan APK tipe *shell and tube* akan dinilai dari besarnya koefisien perpindahan panas.

2.8 Faktor Pengotoran

Faktor pengotoran sangat mempengaruhi perpindahan kalor. Hal ini berupa endapan dari fluida yang mengalir, juga disebabkan oleh korosi pada komponen APK akibat pengaruh dari jenis fluida yang mengalir.

2.9 Penurunan Tekanan pada Sisi *Shell and Tube*

2.9.1 Penurunan tekanan pada sisi *shell*

Penurunan tekanan pada sisi *shell* sebanding dengan berapa kali fluida itu menyeberangi kumpulan *tube* diantara sekat.

2.9.2 Penurunan tekanan pada sisi *tube*

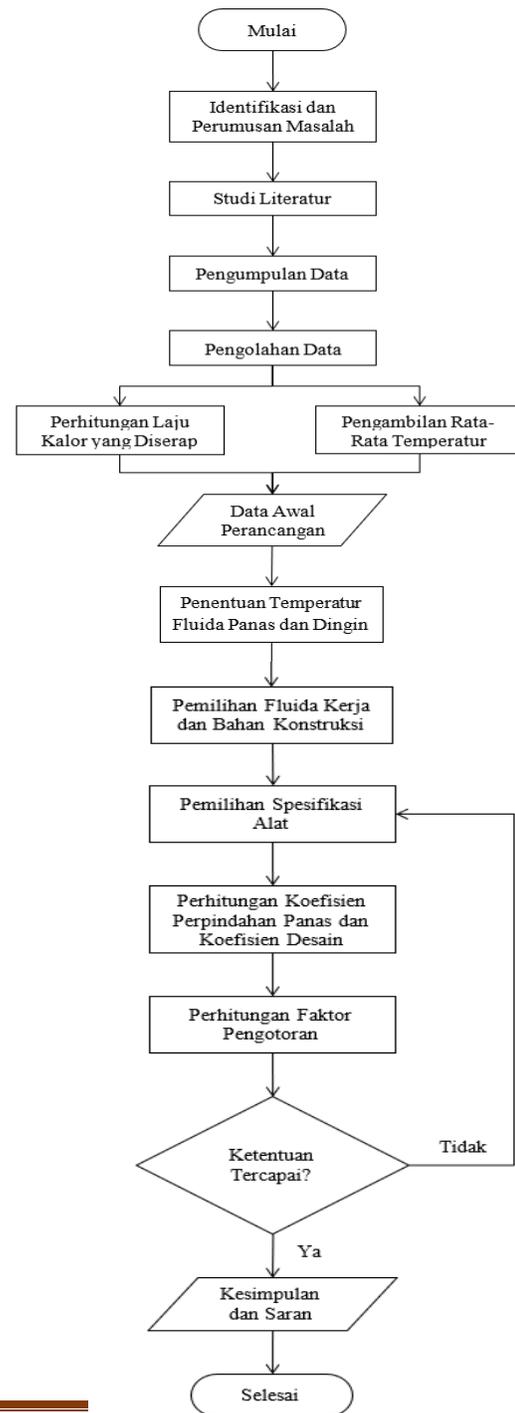
Besarnya penurunan tekanan pada sisi *tube* menggunakan persamaan terhadap faktor gesekan dari fluida yang dipanaskan atau yang didinginkan didalam *tube*.

3. METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Waktu dan Tempat Penelitian

Penelitian ini dilaksanakan dalam beberapa tahap mulai dari bulan Januari 2021 sampai dengan bulan Februari 2021. Tempat pelaksanaan penelitian ini di

3.2 Diagram Penelitian



Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian

4. HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Pengambilan Data

Data untuk proses perancangan APK *Gasoline Engine CM11-MKII* diperoleh dengan melakukan pengamatan pada *Gasoline Engine CM11-MKII* dan pengukuran temperatur menggunakan termometer. Pengambilan data dilakukan sebanyak tiga sesi, setiap sesi dilakukan selama 15 menit dan data-data dikumpulkan setiap menitnya.

4.2 Pengolahan Data

Hasil pengambilan data pada *gasoline engine CM11-MKII* dilakukan perhitungan untuk mendapatkan perhitungan yang akan digunakan sebagai data awal perancangan.

4.2.1 Menentukan Laju Kalor yang Diserap

Data dari pengambilan data pertama pada menit ke-15 dijadikan sampel untuk mendapatkan laju kalor yang diserap dengan menggunakan Persamaan (2.1).

$$q = \dot{m} \times c_p \times \Delta T$$

massa benda (\dot{m}) merupakan hasil perkalian dari laju aliran (Q) dengan massa

jenis fluida (ρ). Massa jenis fluida pada temperatur 29°C adalah 996,02 kg/m³ dengan laju aliran sebesar $3,33 \times 10^{-4}$ m³/s, dengan menggunakan Persamaan (2.2) maka besar massa benda (\dot{m}) dapat diketahui.

$$\dot{m} = Q \times \rho$$

$$\dot{m} = 3,33 \times 10^{-4} \times 996,02 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m} = 0,3316 \text{ kg/s}$$

Panas spesifik fluida pada temperatur 29°C adalah 4,179 kJ/kg. K dengan beda temperatur (ΔT) sebesar 7,7. Dengan demikian, besarnya laju kalor yang diserap adalah

$$q = \dot{m} \times c_p \times \Delta T$$

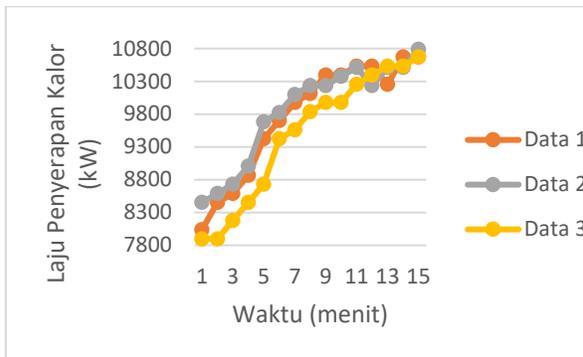
$$q = 0,3316 \text{ kg/s} \times 4,179 \text{ kJ/kg. K} \times (309,95 - 302,25) \text{ K}$$

$$q = 10.670,32 \text{ kW}$$

Dengan demikian, berdasarkan data dari pengambilan data pertama pada menit ke-15, yaitu laju aliran air 20 L/menit, temperatur air masuk 29.1°C, temperatur air keluar 36.8°C didapatkan laju penyerapan kalor sebesar 10.670,32 kW.

Berdasarkan hasil perhitungan laju kalor pada ketiga table sebelumnya, grafik laju penyerapan kalor terhadap waktu

dapat dibuat. Grafik tersebut disajikan dalam Gambar 4.2 berikut ini.



Gambar 4.2 Grafik Temperatur *Outlet* Terhadap Waktu

4.2.2 Nilai rata-rata

Dari data-data yang sudah diperoleh, dapat dicari nilai rata-rata dari setiap data yang ada. Nilai rata-rata yang akan diambil adalah nilai rata-rata dari sembilan menit terakhir setiap data. Berikut merupakan tabel dari nilai rata-rata ketiga data yang ada.

Setelah mendapatkan nilai rata-rata dari data pertama sampai ketiga, dapat dihitung nilai rata-rata keseluruhan dari ketiga data yang ada.

4.2.3 Temperatur fluida panas

Fluida yang digunakan sebagai fluida panas merupakan air dari alat penukar kalor pada *Gasoline Engine* CM11-MKII.

4.2.4 Temperatur fluida dingin

Fluida yang digunakan sebagai fluida dingin adalah air dengan temperatur lebih rendah dari temperatur fluida panas. Temperatur fluida dingin yang masuk merupakan temperatur air keran, yaitu 27°C. Sedangkan untuk mencari temperatur keluar fluida dingin menggunakan Persamaan (2.3). Maka, didapatkan nilai temperatur keluar fluida dingin sebesar 307.19 K.

4.3 Menentukan Bahan Konstruksi

Bahan konstruksi yang dipilih adalah *stainless steel* 304, dengan pertimbangan

- mempunyai struktur yang kuat;
- tahan korosi;
- harga relatif murah.

4.4 Menentukan Properti Fluida

4.4.1 Menghitung *heat balance* (Q)

Heat balance (Q) merupakan nilai panas keseluruhan yang akan digunakan dalam proses perancangan alat penukar kalor ini. *Heat balance* adalah hasil dari pengalihan berat aliran fluida, panas spesifik dan beda temperatur masing-masing fluida.

Berdasarkan hasil pengambilan data, debit air yang digunakan sebesar 20 L/menit, berat aliran (W) untuk fluida panas sebesar 2645.55 lb/jam dan nilai panas spesifik diasumsikan 1. Maka dengan menggunakan Persamaan (2.3) nilai *heat balance* adalah:

$$Q = U \times A \times \Delta T = WC(T_1 - T_2) = wc(t_2 - t_1)$$

$$Q = 2645.55 \times 1(13.428)$$

$$Q = 35524.44 \text{ Btu/jam}$$

Berbeda dengan fluida panas, fluida dingin yang digunakan belum diketahui besar nilai berat alirannya. Proses perpindahan panas pada APK ini tidak mengalami perubahan bentuk (fasa), artinya nilai *heat balance* (Q) pada kedua fluida sama. Maka nilai berat aliran pada fluida dingin adalah:

$$\begin{aligned} w &= Q/c(t_2 - t_1) \\ &= 35524.44/1(93.27^\circ\text{F} - 80.6^\circ\text{F}) \\ &= 2803.82 \text{ lb/jam} \end{aligned}$$

4.4.2 Menghitung ΔT_{LMTD}

LMTD merupakan beda temperatur rata-rata yang digunakan dalam APK karena fluida panas dan fluida dingin yang masuk dan keluar tidak sama. Nilai LMTD didapatkan dari Persamaan (2.4).

$$\begin{aligned} LMTD &= \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} \\ &= \frac{(97.88 - 93.27) - (84.45 - 80.6)}{\ln \frac{(97.88 - 93.27)}{(84.45 - 80.6)}} \\ &= 4,22^\circ\text{F} \end{aligned}$$

Karena alat ini menggunakan lebih dari satu lintasan, maka nilai LMTD harus dikoreksi menggunakan Persamaan (2.6) dan melakukan analisis pada Gambar (2.1).

$$\begin{aligned} LMTD|_{cf} &= LMTD \times F_T \\ &= 4.22 \times 0.5 \\ &= 2,11^\circ\text{F} \end{aligned}$$

4.4.3 Menghitung temperatur kalorik

Temperatur kalorik merupakan nilai rata-rata temperatur masing-masing fluida, baik fluida panas maupun dingin. Fluida panas sendiri dengan nilai temperatur masuk 97.88°F dan temperatur keluar sebesar 84.45°F mendapatkan nilai temperatur kalorik sebesar 91.166°F . Sedangkan temperatur kalorik untuk fluida dingin sebesar 86.93°F .

4.5 Menentukan Spesifikasi *Shell and Tube*

Spesifikasi *shell and tube* yang digunakan dalam penelitian ini diambil dari literatur berjudul "*Process Heat Transfer*" (Kern 1950).

Setelah beberapa kali melakukan *trial and error* menggunakan spesifikasi yang ada, maka didapatkan spesifikasi yang paling cocok. Berdasarkan hasil *trial and error* didapatkan spesifikasi untuk *shell* yaitu diameter 8 inci dengan jumlah lintasan sebanyak 2 lintasan, dan jarak *baffle* 6 inci. Sedangkan, untuk spesifikasi *tube* seperti yang ditampilkan pada Tabel 4.12.

Tube dipasang secara *square pitch* dengan jarak 1 inci, dengan pertimbangan sebagai berikut.

- a. Pembersihan luar *tube* secara mekanik dapat lebih mudah dilakukan.
- b. Pemasangan seperti ini cocok untuk kondisi *pressure drop* rendah.

4.6 Perhitungan Perancangan

4.6.1 Menghitung koefisien perpindahan panas

Pada alat penukar kalor tipe *shell and tube* besar koefisien perpindahan panas sangatlah penting. Untuk itu, pada sebuah proses perancangan besar koefisien perpindahan panas baik fluida panas maupun fluida dingin harus dihitung terlebih dahulu. Koefisien perpindahan panas kedua fluida ini dapat diketahui

dengan melakukan beberapa perhitungan berikut ini.

1. Perhitungan pada *shell*

Pada sisi *shell*, yang digunakan adalah fluida panas. Untuk mengetahui besar koefisien perpindahan panas pada sisi *shell*, perlu terlebih dahulu dilakukan beberapa perhitungan terhadap beberapa besaran, yaitu

a. *Flow area* (a_s)

Nilai *flow area* atau daerah aliran dihitung dengan menggunakan Persamaan (2.6). Jarak antar *tube* (C') adalah hasil dari pengurangan jarak *tube pitch* dengan diameter luar *tube* (OD).

Besarnya nilai a_s adalah

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

$$a_s = \frac{8 \times 0.25 \times 6}{144 \times 1}$$

$$a_s = 0.083 \text{ ft}^2$$

b. *Mass velocity* (G_s)

Mass velocity atau kecepatan massa pada *shell* didapatkan dengan menggunakan Persamaan (2.8).

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

$$G_s = \frac{264.55}{0.083}$$

$$G_s = 3187.35 \text{ lb/jam.ft}^2$$

- c. Bilangan Reynolds
 Viskositas fluida (μ) pada temperatur kalodik (T_c) sebesar 91.166 °F adalah 1.936 lb/jam.ft². Maka, dengan menggunakan Persamaan (2.9).
 Diketahui besar bilangan reynolds, yaitu:

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

$$Re_s = \frac{0.0791 \times 3187.35}{1.936}$$

$$Re_s = 130.27$$

- d. Menentukan faktor perpindahan panas (jH)
 Faktor perpindahan ditentukan dengan menggunakan Gambar 2.2. Berdasarkan Gambar 2.2, didapatkan besar faktor perpindahan panas pada sisi *shell* sebesar 6.
 e. Menghitung koefisien perpindahan panas fluida luar (h_o)
 Koefisien perpindahan panas fluida luar atau h_o dapat dihitung dengan menggunakan Persamaan (2.10). Konduktivitas fluida (k) pada temperatur kalodik (T_c) sebesar 91.166 °F adalah 0.36 Btu/jam.ft². (°F/ft) dan

diasumsikan nilai panas spesifik, 1 (Kern,1950).

$$h_o = jH \times \left(\frac{k}{D_e}\right) \times \left(\frac{c \times \mu}{k}\right)^{1/3} \times 1$$

$$h_o = 60 \times \left(\frac{0.36}{0.791}\right) \times \left(\frac{(1 \times 1.936)}{0.36}\right)^{1/3} \times 1$$

$$h_o = 47.78 \text{ Btu/jam.ft}^2. \text{ } ^\circ\text{F}$$

Hasil perhitungan di atas dirangkum dalam Tabel 4.10 berikut ini.

2. Perhitungan pada *tube*

Pada sisi *tube*, fluida yang digunakan adalah dingin. Untuk mengetahui besar koefisien perpindahan panas pada sisi *tube*, perlu dilakukan beberapa perhitungan terlebih dahulu terhadap beberapa besaran, yaitu

a. *Flow area* (a_t)

Berdasarkan spesifikasi pada Tabel 4.X daerah aliran per *tube* (a_t') adalah 0.268 in². Dengan menggunakan Persamaan (2.7) dapat diketahui besar *flow area* pada *tube*.

$$a_t = \frac{N \times a_t'}{144 \times n}$$

$$a_t = \frac{26 \times 0.268}{144 \times 4}$$

$$a_t = 0.012 \text{ ft}^2$$

b. *Mass velocity* (G_t)

Mass velocity atau kecepatan massa pada *tube* didapatkan dengan menggunakan Persamaan (2.8).

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

$$G_t = \frac{2803.82}{0.012}$$

$$G_t = 233651.67 \text{ lb/jam.ft}^2$$

c. Bilangan Reynolds

Viskositas fluida (μ) pada temperatur kaloric (T_c) sebesar 86.935 °F adalah 1,887 lb/jam.ft². Maka, dengan menggunakan Persamaan (2.9), diketahui besar bilangan Reynolds, yaitu:

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

$$Re_t = \frac{0,048 \times 233651,67}{1,887}$$

$$Re_t = 5943,44$$

d. Faktor perpindahan panas (jH)

Faktor perpindahan ditentukan dengan menggunakan Gambar 2.2. Berdasarkan Gambar 2.2, didapatkan besar faktor perpindahan panas pada sisi *tube* sebesar 24.

e. Koefisien perpindahan panas fluida dalam (h_i)

Koefisien perpindahan panas fluida dalam atau h_i dapat

diketahui dengan menggunakan Gambar 2.3. Berdasarkan Gambar 2.3 didapatkan nilai h_i sebesar 326,23 Btu/jam.ft². °F.

f. Nilai koefisien perpindahan panas fluida dalam bila mengacu pada diameter luar (h_{io})

Nilai koefisien perpindahan panas fluida dalam bila mengacu pada diameter luar atau h_{io} dapat diketahui dengan menggunakan Persamaan (2.12). Dengan menggunakan Persamaan (2.12) maka nilai h_{io} adalah:

$$h_{io} = \frac{h_i \times ID}{OD}$$

$$h_{io} = \frac{326.23 \times 0.58}{0,75}$$

$$h_{io} = 252,28 \text{ Btu/jam. (}^\circ\text{F/ft)}$$

Hasil perhitungan untuk besaran-besaran di atas ada *tube* dapat dilihat pada Tabel 4.11.

4.6.2 Menghitung koefisien perpindahan panas menyeluruh bersih (U_C)

U_C dapat dihitung dengan menggunakan Persamaan (2.13).

$$U_C = \frac{h_{io} \times h_o}{h_{io} + h_o}$$

$$U_C = \frac{252.28 \times 47.78}{252.28 + 47.78}$$

$$U_C = 401.71 \text{ Btu/jam.ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$$

4.6.3 Menghitung koefisien desain perpindahan panas menyeluruh (U_D)

Berdasarkan Tabel 9 (Kern, 1950) untuk diameter luar *tube* sebesar 0,75 in pada *square pitch* dengan jarak 1 inci, dan diameter *shell* sebesar 8 inci, jumlah *tube* yang digunakan yakni 26 buah. Koreksi luas permukaan panas dapat dihitung dengan persamaan berikut

$$A = N_T \times L \times a''$$

$$A = 26 \times 16 \times 0,19631$$

$$A = 82 \text{ ft}^2$$

Nilai U_D dapat ditentukan dengan Persamaan (2.14) berikut

$$U_D = Q / A \times \Delta T$$

$$U_D = 35.524,44 / 82 \times 2.11$$

$$U_D = 205 \text{ Btu/jam.ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$$

4.6.4 Menghitung faktor pengotoran (R_d)

Nilai faktor pengotoran dapat diketahui menggunakan Persamaan (2.15).

$$R_d = \frac{U_C - U_D}{U_C \times U_D}$$

$$R_d = \frac{401,71 - 205}{401,71 \times 205}$$

$$R_d = 0.0023 \text{ jam.ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$$

4.6.5 Menghitung *pressure drop*

Pressure drop atau penurunan tekanan pada alat penukar kalor tipe *shell*

and tube terjadi pada kedua sisi. Pada proses perancangan, besar penurunan tekanan perlu diketahui. Dengan mengetahui besar penurunan tekanan, maka kita bisa menentukan berapa tekanan minimal yang digunakan pada kedua sisi. Perhitungan penurunan tekanan pada sisi *shell* dan *tube* diuraikan berikut ini.

1. Penurunan tekanan pada sisi *shell* (ΔP_s)

Fluida yang digunakan pada sisi *shell* ini merupakan fluida panas. Untuk mengetahui besar penurunan tekanan pada sisi *shell*, perlu dilakukan perhitungan terhadap beberapa besaran sebagai berikut.

a. Faktor gesekan (f)

Berdasarkan Gambar 2.4, nilai faktor gesekan (f) pada *shell* bisa ditentukan dengan besar bilangan Reynolds (Re') sebesar 130,27, yang hasilnya adalah 0,0054 ft^2/in^2 .

b. *Number of crosses*, ($N+1$)

Number of crosses ($N+1$) dapat diketahui dengan menggunakan Persamaan (2.17).

$$N+1 = 12 \times L/B$$

$$N+1 = 12 \times 16/6$$

$$N+1 = 32$$

c. ΔP_s

Setelah mengetahui besar faktor gesekan dan *number of crosses*, besar penurunan tekanan pada sisi *shell* dapat diketahui. Besar penurunan tekanan pada sisi *shell* dapat diketahui dengan menggunakan Persamaan (2.16).

$$\Delta P_s = \frac{f \times G_s \times D_s \times (N+1)}{5,22 \times 10^{10} \times D_e \times s}$$

$$\Delta P_s = \frac{0,0054 \times 3187,35 \times 1,27 \times 32}{5,22 \times 10^{10} \times 0,0791 \times 1}$$

$$\Delta P_s = 0.00054 \text{ psi}$$

2. Penurunan tekanan pada sisi *tube* (ΔP_t)

Fluida yang digunakan pada sisi *tube* ini merupakan fluida dingin. Sama dengan pada sisi *shell*, besar faktor gesekan pada sisi *tube* adalah 0.0054 ft²/in². Penurunan tekanan pada sisi *tube* (ΔP_t) diketahui dengan menggunakan Persamaan (2.18) yang bisa dihitung sebagai berikut.

$$\Delta P_t = \frac{f \times G_t^2 \times L \times n}{5,22 \times 10^{10} \times D_s \times s}$$

$$\Delta P_t = \frac{0,0023 \times (233651,67)^2 \times 16 \times 4}{5,22 \times 10^{10} \times 0,0048 \times 1}$$

$$\Delta P_t = 3.2 \text{ psi}$$

3. Penurunan tekanan akibat belokan (ΔP_r)

Perancangan APK ini memiliki lebih dari satu lintasan, yang menyebabkan adanya belokan. Belokan yang terjadi ini memengaruhi tekanan yang ada, akibatnya terjadi penurunan tekan. Kecepatan atau (V) memengaruhi penurunan tekanan yang terjadi, maka sebelum menghitung besar penurunan tekanan akibat belokan, perlu diketahui terlebih dahulu kecepatan aliran pada *tube*. Kecepatan aliran (V) diketahui dengan menggunakan Persamaan (2.20)

$$V = \frac{G_t}{3600 \times \rho}$$

$$V = \frac{233651.67}{3600 \times 62.5}$$

$$V = 1.039 \text{ fps}$$

Maka, dengan menggunakan Persamaan (2.19) dengan nilai gravitasi spesifik (s) diasumsikan 1, dan akselerasi gravitasi (g') sebesar 32.2 ft/s².

Besar penurunan tekanan akibat belokan (ΔP_t) adalah:

$$\Delta P_t = \left(\frac{4 \times n}{s} \right) \times \left(\frac{V^2}{2 \times g'} \right)$$

$$\Delta P_t = \left(\frac{4 \times 4}{1}\right) \times \left(\frac{1,039^2}{2 \times 32,2}\right)$$

$$\Delta P_t = 0,116 \text{ psi}$$

4. Penurunan tekanan total (ΔP_T)

Penurunan tekanan total merupakan penjumlahan dari penurunan tekan pada tabung dan akibat belokan. Penurunan tekanan total diketahui dengan menggunakan Persamaan (2.21).

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r$$

$$\Delta P_T = 3,2 + 0,116$$

$$\Delta P_T = 3,316 \text{ psi}$$

4.7 Pembahasan Perhitungan Perancangan

Setelah dilakukan beberapa kali *trial and error* dengan menggunakan spesifikasi dari “*Process Heat Transfer*” (Kern, 1950), didapatkan spesifikasi yang cocok untuk digunakan, yaitu diameter dalam *shell* 8 inci, jarak *baffle* 6 inci dengan 2 lintasan. Sedangkan panjang *tube* 16 inci, diameter dalam *tube* 0,584 inci, diameter luar *tube* 0,75 inci, dengan 4 lintasan.

Pada alat penukar kalor tipe *shell and tube* yang menggunakan air pada sisi *shell* dan sisi *tube*, faktor pengotoran maksimal sebesar 0.003 jam.ft².°F, besar koefisien bersih perpindahan panas

menyeluruh di atas 400 Btu/jam.ft².°F dan untuk koefisien desain tidak lebih dari 250 Btu/jam.ft².°F (Kern, 1950). Hasil perhitungan dengan menggunakan spesifikasi yang digunakan dalam perancangan ini mendapatkan besar koefisien bersih perpindahan panas menyeluruh sebesar 401.71 Btu/jam.ft².°F, koefisien desain sebesar 205 Btu/jam.ft².°F, dengan faktor pengotoran yaitu 0.0023 jam.ft².°F. Hasil yang didapatkan memenuhi ketentuan untuk alat penukar kalor tipe *shell and tube*.

5. PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Kesimpulan penelitian ini adalah hasil perancangan APK tipe *shell and tube* untuk *gasoline engine* CM11-MKII dengan menggunakan air sebagai fluida kerja dan bahan konstruksi *stainless steel* SA-240 tipe 304 dapat membantu meningkatkan efisiensi dari sistem pendingin pada *gasoline engine* CM11-MKII. Dengan diameter luar *shell* 8 inci, jarak *baffle* 6 inci dan jumlah lintasan 2 lintasan. Sedangkan untuk *tube* memiliki panjang 16 inci, diameter dalam 0.584 inci, diameter luar 0.75 inci dengan 4 lintasan. Hasil perhitungan dengan

menggunakan spesifikasi di atas memperoleh besar koefisien perpindahan panas menyeluruh sebesar 401.71 Btu/jam.ft².°F, sedangkan untuk koefisien desain sebesar 205 Btu/jam.ft².°F dan faktor pengotoran yang terjadi sebesar 0.0023 jam.ft².°F. Hasil ini tidak melebihi ketentuan APK tipe *shell and tube* dengan air sebagai fluida kerja dengan batas faktor pengotoran sebesar 0.003 jam.ft².°F, koefisien bersih perpindahan panas menyeluruh 400 Btu/jam.ft².°F dan koefisien desain sebesar 250 Btu/jam.ft².°F.

5.2 Saran

Perancangan alat penukar kalor tipe *shell and tube* untuk *gasoline engine* CM11-MKII selanjutnya bisa menjadi bahan rujukan untuk membangun sistem pendingin pada *Gasoline Engine* CM11-MKII.

DAFTAR PUSTAKA

Arkemo, Ranto. 2019. Analisis Penukar Kalor Tipe *Shell And Tube* Sebagai Pemanas Bahan Bakar Residu (MFO). Pada Unit 3 PLTU PT. PLN (PERSERO). Skripsi Program S1 Teknik Mesin Universitas Medan Area, Medan.

Azkiya, M. Z. dan Maulana, E. 2020. Perancangan Alat Penukar Kalor Untuk Pembangkit Sistem. Jurnal

Penelitian Dan Karya Ilmiah Lembaga Penelitian Universitas Trisakti, Jakarta.

Bizzy, I. dan Setiadi, R. 2013. Studi Perhitungan Alat Penukar Kalor Tipe *Shell and Tube* Dengan Program *Heat Transfer Research Inc.* (Htri). Jurnal Rekayasa Mesin. Teknik Mesin Universitas Sriwijaya.

Fakhrurroja, Hanif. 2014. Alat Penukar Panas. Universitas Sumatera Utara.

Hammer, E. W. 1950. *Process heat transfer. In Journal of the Franklin Institute.*

Holman, J.P. 1988. Perpindahan Kalor alih bahasa Jasjfi E. edisi ke-6, Erlangga, Jakarta.

Inc, T. E. 2007. *Standard of The Tubular Exchanger Manufactures Association, Ninth Edition.*

Kern, Donald Q. 1950. *Process Heat Transfer.* The McGraw-Hill Companies, Inc. Tokyo.

Khairuddin, Hafidh Irsyad. 2018. Rancang Bangun *Heat exchanger* Tipe *Shell and tube.*

Wicaksono, C. dan Wijanarko, E. 2017. Perancangan *Eco Heat Exchanger Type 1-2 Shell And Tube* Dan Pengaruh Jumlah *Baffle* Terhadap Transfer Panas. *Chemugry*, Vol. 01, No. 01.