

DESAIN DAN UJI EKSPERIMENTAL EVAPORATOR
PADA *ORGANIC RANKINE CYCLE*Ade Sobar¹⁾, Yogi Sirodz Gaos²⁾, Hablinur Alkindi³⁾¹Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik dan Sains, Universitas Ibnu Khaldun Bogor
e-mail: adesobar@gmail.com²Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik dan Sains, Universitas Ibn Khaldun Bogor
e-mail: yogi@ft.uika-bogor.ac.id³Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik dan Sains, Universitas Ibn Khaldun Bogor
e-mail: angintimur88@gmail.com

ABSTRAK

Penelitian desain dan uji eksperimental evaporator pada *organic rankine cycle* telah dilakukan. Metode uji dilakukan berdasarkan pada perpindahan panas yang terjadi pada evaporator sistem ORC. Material tube yang digunakan adalah SA 304 dengan diameter luar tube 10mm, diameter dalam *tube* 7,11mm, panjang tube 1000 mm, jumlah *tube* 158 dengan susunan *tube* segi tiga, *pitch tube* 13 mm, dan diameter *shell* 200 mm, jumlah *baffle* 4. Dari hasil perhitungan yang dilakukan diperoleh perpindahan panas hasil pengujian sebesar 1,07 kW sedangkan perpindahan panas hasil desain sebesar 5,05 kW atau baru tercapai 21,19% perpindahan dari desain.

Kata kunci : *Baffle, Evaporator, Perpindahan Panas, ORC, SA 304.*

ABSTRACT

This research is focused on one component in the Organic Rankine Cycle system, evaporator. The calculation method is based on the heat transfer calculation stage that occurs in the ORC system evaporator. The tube material used is SA 304 with an outer diameter of 10mm, inner tube diameter of 7.11mm, length of tube 1000mm, number of tubes 158, with triangular tube arrangement, pitch tube 13mm, and shell diameter 200mm, number of baffles 4. From the calculation results, the heat transfer obtained from the test results was 1.07 kW while the heat transfer results of the design were 5.05 kW or only 21.19% of the design transfer had been achieved.

Keywords : *Baffle, Evaporator, Heat Transfer, ORC, SA 304.*

1. PENDAHULUAN

Siklus pembangkit listrik yang biasa menggunakan air sebagai fluida kerja disebut *Organic Rankine Cycle* (ORC) (Rohmah et al., 2013). ORC merupakan sebuah sistem yang dapat bekerja pada temperatur rendah. Oleh karena itu, sistem ini cocok digunakan untuk menghasilkan listrik dengan menggunakan air panas di bawah temperatur 100°C (Pikra et al., 2015; Wang et al., 2013). Pemanasan fluida kerja menggunakan solar kolektor merupakan salah sumber termal dengan hasil temperatur yang tidak begitu tinggi. Namun, memungkinkan siklus ORC bekerja dalam mengevaporasi refrigeran menggunakan *evaporator* untuk menggerakkan turbin yang terkopel dengan generator sehingga dapat menghasilkan energi listrik (Delgado-Torres dan García-Rodríguez, 2010). Salah satu yang mempengaruhi kinerja sistem ORC adalah *evaporator*, karena apabila

evaporator tidak bekerja dengan baik maka energi yang dihasilkan generator akan tidak maksimal (Setiawan, 2011). Atas dasar itulah kajian yang dipilih yakni mengenai perancangan *evaporator*.

Alat Penukar Kalor

Alat penukar kalor (*Heat Exchangers*) adalah suatu alat yang menghasilkan perpindahan panas dari suatu fluida yang bertemperatur tinggi ke fluida yang bertemperatur rendah. Alat penukar kalor sering juga disebut *Rekuperator*, merupakan penukar kalor dimana satu fluida terpisah dari fluida lainnya oleh suatu dinding atau sekat yang dilalui oleh panas (Cengel dan Ghajar, 2003). Contoh alat adalah kondensor, *evaporator*, pemanas uap, pemanas udara, dan lain-lain.

Evaporator shell dan tube

Evaporator shell dan tube adalah salah satu jenis alat penukar kalor yang menurut konstruksinya dicirikan oleh adanya sekumpulan tube (*tube bundles*) yang dipasangkan di dalam shell dengan dua jenis fluida yang saling bertukar kalor mengalir secara terpisah masing-masing melalui sisi tube dan sisi shell.

Konstruksi Evaporator Shell and Tube

Ditinjau dari segi konstruksi *Evaporator shell and tube*, maka secara umum konstruksinya dibagi dalam 4 bagian, yaitu :

1. Bagian depan yang tetap atau *Front Head Stationary Head*.

Pada bagian ini terdapat saluran masuk fluida yang akan mengalir kedalam *tube*. Dapat dilihat pada Gambar 1.

2. *Shell* atau badan alat penukar kalor.

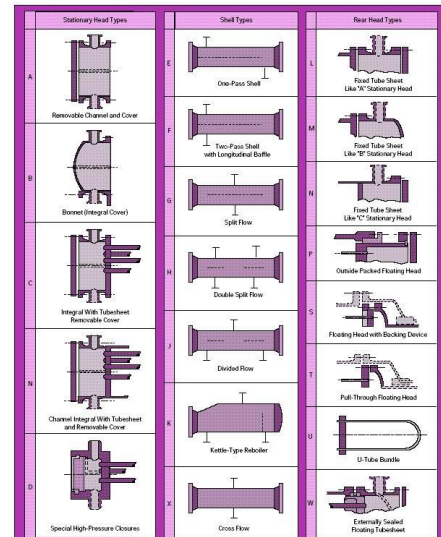
Pada bagian ini merupakan rumah untuk *tube bundle*. Antara *shell* dan *tube-bundel* terdapat fluida yang menerima atau melepaskan panas, sesuai dengan proses yang terjadi. Dapat dilihat pada Gambar 1.

3. Bagian ujung belakang atau *Rear End Head*.

Pada bagian ini terdapat saluran keluar fluida dari APK namun dapat masuk kembali kedalam *tube* dengan menambahkan sekat. Dapat dilihat pada Gambar 1.

4. Berkas *tube* atau *tube bundle*

Di dalam *standard TEMA*, masing-masing bagian tersebut telah diberi kode dengan mempergunakan huruf. Bagian depan yang tetap (*front end stationary*) terdiri dari 4 tipe, yaitu : tipe A, B, C, dan D. *Shell* alat penukar kalor terdiri dari 6 tipe, yaitu : tipe E, F, G, H, J, dan K. Bagian ujung belakang (*rear end head*) alat penukar kalor terdiri dari 8 tipe, yaitu : L, M, N, P, S, T, U, dan W.

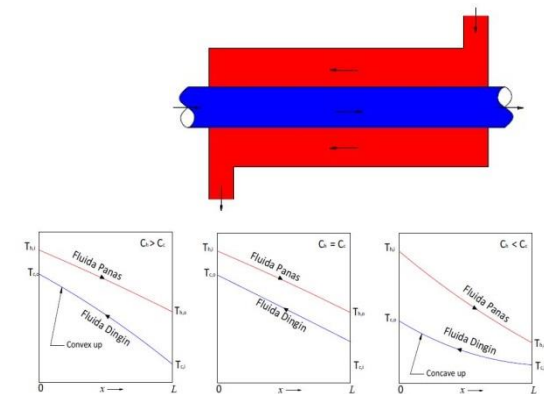


Gambar 1. Bagian-bagian dari *Evaporator* (berdasarkan standar TEMA)

Prinsip Perpindahan Panas

Aliran Fluida dan Distribusi Temperatur pada *Evaporator*.

Aliran berlawanan atau *counter flow*



Gambar 2. Distribusi temperatur-Panjang (luas) *tube* pada *evaporator* dengan aliran berlawanan (*Counter-flow*)

Perpindahan kalor secara perpindahan panas diperoleh :

$$q = U \times A_s \times LMTD \tag{1}$$

❖ *Log Mean Temperatur Difference* diperoleh :

$$LMTD = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln \frac{(T_{h,i} - T_{c,o})}{(T_{h,o} - T_{c,i})}}$$

(2)

❖ Koefisien perpindahan panas keseluruhan diperoleh :

Tanpa pengotoran :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{\ln \frac{D_{p,o}}{D_{p,i}}}{2 \pi k_{tube} L} + \frac{1}{h_o}} \quad (3)$$

❖ Luas perpindahan panas keseluruhan diperoleh :

$$A_s = N_t \times \pi \times D_{p,o} \times L \quad (4)$$

Mencari koefisien perpindahan panas konveksi didalam pipa

Bilangan Reynolds diperoleh :

$$Re_t = \frac{m \times D_{p,i}}{\rho \times A_t \times u} \quad (5)$$

Luas aliran sisi tube diperoleh :

$$A_i = \frac{N_t \times \pi \times D_{p,i}^2}{4 \times N_p} \quad (6)$$

Bilangan nusselt didalam tube diperoleh

$$Nu_t = 0,05 Re Pr D \quad (7)$$

Sifat-sifat fluida dievaluasi pada temperatur rata-rata diperoleh :

$$\bar{T} = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (8)$$

Mencari koefisien perpindahan panas konveksi didalam shell

Bilangan Reynolds diperoleh dari yaitu :

$$Re_s = \frac{m \times De}{\rho \times A_s \times u} \quad (9)$$

Diameter ekivalen diperoleh :
Susunan Pipa Segitiga

$$De = \frac{(3,48 \times Pt^2) - \pi \times D_{p,o}^2}{\pi \times D_{p,o}} \quad (10)$$

Luas aliran sisi shell diperoleh :

$$A_o = \frac{D_s \times C \times B}{Pt} \quad (11)$$

Untuk bilangan Nusselt didalam shell diperoleh

$$Nu_s = \frac{ho \times De}{k_{air}} = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,3} \quad (12)$$

Mencari Perpindahan Panas Menggunakan Metode NTU

$$q = C_c (T_{c,o} - T_{c,i}) = C_h (T_{h,o} - T_{h,i}) \quad (13)$$

Dimana

$$C_c = \dot{m}_c \times Cp_c \quad C_h = \dot{m}_h \times Cp_h \quad (14)$$

Jika $C_c < C_h$ maka $C_c = C_{min}$

Jika $C_c > C_h$ maka $C_h = C_{min}$

Menentukan perpindahan panas maksimum (q_{maks})

$$q_{maks} = C_{min} \times (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (15)$$

Mencari efektivitas alat penukar kalor

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{maks}} \quad (16)$$

Mencari rasio kapasitas (c)

$$c = \frac{C_{min}}{C_{maks}} \quad (17)$$

Mencari NTU (Number of Transfer Units)

$$NTU = -\frac{1}{\sqrt{1+c^2}} \ln \left(\frac{2/\varepsilon - 1 - c - \sqrt{1+c^2}}{2/\varepsilon - 1 - c + \sqrt{1+c^2}} \right) \quad (18)$$

2. METODOLOGI

Analisis perpindahan panas *Evaporator* sirkulasi air panas pada sistem ORC diuji di depan halaman Laboratorium Konversi Energi, Teknik Mesin, Fakultas Teknik dan Sains, Universitas Ibnu Khaldun Bogor. Pengujian ini dilakukan dengan mengalirkan fluida air menggunakan pompa sentrifugal yang kemudian dipanaskan menggunakan solar kolektor.



Gambar 3. Sirkulasi sistem ORC

Peralatan yang digunakan untuk penelitian ini antara lain : (1) dua buah pompa sentrifugal, (2) motor listrik, untuk memutar poros pompa, (3) pipa, untuk sarana pengaliran fluida atau transportasi fluida, (4) *pressure gauge*, untuk mengukur tekanan *discharge* dan *suction*, (5) *flowmeter*, untuk mengukur debit aliran, (6) tangki penampung air kapasitas 550 L, (7) termokopel, untuk mengukur temperatur air, (8) *Solar Power Meter*, untuk mengukur intensitas tenaga matahari, (9) instalasi listrik, untuk kebutuhan alat uji pompa sentrifugal, (10) Selang, untuk sarana pengaliran fluida atau transportasi fluida, (11) *Clamp* selang, untuk mengikat selang pada komponen alat uji.

Desain Kriteria

Evaporator yang diuji dalam karya tulis ini adalah *evaporator shell and tube* dengan aliran berlawanan (*counter flow*). Berikut merupakan desain kriteria Bejana tekan :

Karakteristik Umum

Diameter luar *tube* : 10 mm
 Diameter dalam *tube* : 7.11 mm
 Diameter dalam *shell* : 200 mm
 Jumlah *tube* : 158
 Panjang *tube* : 1000 mm
Pitch tube : 13 mm
 Jumlah *shell* : 1
 Jumlah *pass tube* : 1
 Jumlah *baffle* : 4
 Susunan *tube* : segitiga
 Bahan *tube* 304 *stainless steel* dengan
konduktivitas thermal tube : 21,50 W/m°C

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Perhitungan Data Hasil Pengujian
 Temperatur masuk *shell* : 38.26 C
 Temperatur keluar *shell* : 37.295 C
 Laju aliran massa : 0.875 kg/s

Temperatur masuk *tube* : 36.745 C
 Temperatur keluar *tube* : 36.936 C
 Laju aliran massa : 0.22 kg/s

A. Mencari Kalor Yang Berpindah Secara Perpindahan Panas

$$q = U \times A_s \times \Delta T$$

Mencari LMTD (*Log Mean Temperature Difference*) (ΔT)

$$\begin{aligned} \Delta T_{lm} &= \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln \frac{(T_{h,i} - T_{c,o})}{(T_{h,o} - T_{c,i})}} \\ &= \frac{(38,26 - 36,9367) - (37,295 - 36,645)}{\ln \frac{(38,26 - 36,9367)}{(37,295 - 36,645)}} \\ &= \frac{(1,32) - (0,65)}{\ln 2} = 0,97 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Mencari Luas Perpindahan Panas (A_s)

$$\begin{aligned} A_s &= \pi \times D_{p,o} \times L \times N_t \\ &= 3,14 \times 0,01 \times 1 \times 158 \\ &= 4,96 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Mencari Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh (U)

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{\ln \frac{D_{p,o}}{D_{p,i}}}{2 \pi k_{tube} L} + \frac{1}{h_o}}$$

Mencari Koefisien Perpindahan Panas Didalam *Shell* (h_o)

Bilangan *Reynolds* (Re_s)

$$Re_s = \frac{m_h \times De}{\rho_{air} \times A_s \times v_{air}}$$

Sifat properties fluida air dievaluasi pada temperatur panas rata-rata (\bar{T}_h)

$$\bar{T}_h = 37,7775 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Diperoleh $\rho_{air} = 993 \text{ kg/m}^3$

$$v_{air} = 6,9 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr_{air} = 4,53$$

$$k_{air} = 0,6299 \text{ w/m}^\circ\text{C}$$

Mencari Diameter Ekuivalen (De)

$$De = \frac{(3,44 \times Pt^2) - \pi \times D_{p,o}^2}{\pi \times D_{p,o}}$$

$$= \frac{(3,44 \times (0,013)^2) - \pi \times (0,01)^2}{\pi \times 0,01}$$

$$= 0,0085146 \text{ m}$$

Mencari Luas Aliran Sisi Shell (A_s)

$$A_s = \frac{D_s \times C \times B}{Pt}$$

Dimana :

$$C = Pt - D_{p,o}$$

$$= 0,013 - 0,01$$

$$= 0,003 \text{ m}$$

$$D_s = 0,2 \text{ m}$$

$$B = \frac{L}{N_b + 1} = \frac{1}{4 + 1} = 0,2 \text{ m}$$

Maka

$$A_s = \frac{0,2 \times 0,003 \times 0,2}{0,013} = 0,0092 \text{ m}^2$$

Sehingga

$$Re_s = \frac{0,875 \times 0,00873}{993 \times 0,0092 \times (6,9 \times 10^{-7})}$$

$$= 1.211,81$$

Untuk bilangan Nusselt didalam shell diperoleh

$$Nu_s = \frac{ho \times De}{k_{air}} = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,3}$$

$$= 0,023 (1211,81^{0,8}) (4,53^{0,3})$$

$$= 0,023 (292,92) (1,57)$$

$$= 10,58$$

Sehingga

$$ho = \frac{Nu_s \times k_{air}}{De} = \frac{10,58 \times 0,6299}{0,00873}$$

$$= 763,38 \text{ w/m}^2\text{C}$$

Mencari Koefisien Perpindahan Panas Di dalam Tube (hi)

Bilangan Reynolds (Re_t)

$$Re_t = \frac{\dot{m}_c \times D_{p,i}}{\rho_{air} \times A_t \times v_{air}}$$

Sifat properties fluida air dievaluasi pada temperatur dingin rata-rata (\bar{T}_c)

$$\bar{T}_c = 36,79 \text{ }^\circ\text{C}$$

Diperoleh

$$\rho_{air} = 993,3383 \text{ kg/m}^3$$

$$v_{air} = 7 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr_{air} = 4,635$$

$$k_{air} = 0,62875 \text{ w/m}$$

Mencari Luas Aliran Sisi Tube (A_i)

$$A_i = \frac{N_t \times \pi \times D_{p,i}^2}{4 \times N_p}$$

$$= \frac{158 \times 3,14 \times (0,00711)^2}{4 \times 1}$$

$$= 0,006269 \text{ m}^2$$

Sehingga

$$Re_t = \frac{0,22 \times 0,00711}{993,3383 \times 0,006269 \times (7 \times 10^{-7})}$$

$$= \frac{0,0015642}{0,000004359}$$

$$= 358,84 \text{ merupakan aliran Laminer}$$

Bilangan nusselt didalam tube diperoleh $L_t = 0,05 Re Pr D$

$$= 0,05 \times 358,84 \times 4,635 \times 0,01 \text{ m} = 0,831 \text{ m}$$

Karena $L_t < L$ maka

$$Nu_t = 3,66$$

Sehingga

$$hi = \frac{Nu_t \times k_{air}}{D_{p,i}} = \frac{3,66 \times 0,62875 \frac{\text{w}}{\text{m}}^\circ\text{C}}{0,00711 \text{ m}}$$

$$= 323,66 \text{ w/m}^2\text{C}$$

Sehingga koefisien perpindahan panas menyeluruh (U) adalah

$$U = \frac{1}{\frac{1}{hi} + \frac{\ln \frac{D_{p,o}}{D_{p,i}}}{2 \pi k_{tube} L} + \frac{1}{ho}}$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{323,66} + \frac{0,336}{135,02} + \frac{1}{763,38}}$$

$$= \frac{1}{0,00309 + 0,0025 + 0,00131}$$

$$= 144,93 \text{ w/m}^2\text{C}$$

Maka

$$q = U \times A_s \times \Delta T_{lm}$$

$$= 144,93 \times 4,96 \times 0,97$$

$$= 697,29 \text{ W} = 0,697 \text{ kW}$$

Mencari Perpindahan Panas Menggunakan Metode NTU

$$q = C_c (T_{c.o} - T_{c.i}) = C_h (T_{h.i} - T_{h.o})$$

Dimana

$$C_c = \dot{m}_c \times C_{p_c} \quad C_h = \dot{m}_h \times C_{p_h}$$

$$C_c = 0,22 \times 4,17$$

$$= 0,92 \text{ kW}/^\circ\text{C}$$

$$C_h = 0,875 \times 4,17$$

$$= 3,65 \text{ kW}/^\circ\text{C}$$

Karena $C_c < C_h$ maka $C_c = C_{min}$

Menentukan perpindahan panas maksimum (q_{maks})

$$\begin{aligned} q_{maks} &= C_{min} \times (T_{h.i} - T_{c.i}) \\ &= 0,92 \times (38,26 - 36,64) \\ &= 1,49 \text{ kW} \end{aligned}$$

Mencari efektivitas alat penukar kalor

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{q}{q_{maks}} \\ &= \frac{0,697}{1,49} = 0,468 \end{aligned}$$

Mencari rasio kapasitas (c)

$$\begin{aligned} c &= \frac{C_{min}}{C_{maks}} \\ &= \frac{0,92}{3,65} = 0,25 \end{aligned}$$

Mencari NTU (*Number of Transfer Units*)

$$\begin{aligned} NTU &= -\frac{1}{\sqrt{1+c^2}} \ln \left(\frac{2/\varepsilon - 1 - c - \sqrt{1+c^2}}{2/\varepsilon - 1 - c + \sqrt{1+c^2}} \right) \\ &= -\frac{1}{\sqrt{1+0,25^2}} \ln \left(\frac{2/0,468 - 1 - 0,25 - \sqrt{1+0,25^2}}{2/0,468 - 1 - 0,25 + \sqrt{1+0,25^2}} \right) \\ &= -\frac{1}{1,03} \ln \left(\frac{1,99}{4,05} \right) = 0,69 \end{aligned}$$

Perhitungan Data Desain

Temperatur masuk *shell* : 75.00 C

Temperatur keluar *shell* : 69.23 C

Laju aliran massa : 1.700 kg/s

Temperatur masuk *tube* : 34.01 C

Temperatur keluar *tube* : 60.00 C

Laju aliran massa : 0.238 kg/s

Mencari Kalor Yang Berpindah Secara Perpindahan Panas

$$q = U \times A_s \times \Delta T_{lm}$$

Mencari LMTD (*Log Mean Temperature Difference*) (ΔT_{lm})

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h.i} - T_{c.o}) - (T_{h.o} - T_{c.i})}{\ln \frac{(T_{h.i} - T_{c.o})}{(T_{h.o} - T_{c.i})}}$$

$$= \frac{(75,00 - 60,00) - (69,23 - 34,01)}{\ln \frac{(75,00 - 60,00)}{(69,23 - 34,01)}}$$

$$= \frac{(15) - (35,22)}{\ln 0,4258} = 23,69 \text{ }^\circ\text{C}$$

Mencari Luas Perpindahan Panas (A_s)

$$\begin{aligned} A_s &= \pi \times D_{p.o} \times L \times N_t \\ &= 3,14 \times 0,01 \times 1 \times 1 \\ &= 4,96 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Mencari Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh (U)

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{\ln \frac{D_{p.o}}{D_{p.i}}}{2 \pi k_{tube} L} + \frac{1}{h_o}}$$

Mencari Koefisien Perpindahan Panas Didalam *Shell* (h_o)

Bilangan *Reynolds* (Re_s)

$$Re_s = \frac{m_h \times D_e}{\rho_{air} \times A_s \times v_{air}}$$

Sifat fluida air dievaluasi pada temperatur panas rata-rata (\bar{T}_h)

$$\bar{T}_h = \frac{75,00 + 69,23}{2} = 72,115 \text{ }^\circ\text{C}$$

Diperoleh $\rho_{air} = 976,649 \text{ kg/m}^3$

$$v_{air} = 4,1 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr_{air} = 2,493$$

$$k_{air} = 0,665 \text{ w/m}^\circ\text{C}$$

Mencari Diameter *Ekivalen* (D_e)

$$\begin{aligned} D_e &= \frac{(3,44 \times Pt^2) - \pi \times D_{p.o}^2}{\pi \times D_{p.o}} \\ &= \frac{(3,44 \times (0,013)^2) - \pi \times (0,01)^2}{\pi \times 0,01} \\ &= 0,0085146 \text{ m} \end{aligned}$$

Mencari Luas Aliran Sisi *Shell* (A_o)

$$A_o = \frac{D_s \times C \times B}{Pt}$$

Dimana :

$$C = Pt - D_{p.o}$$

$$= 0,013 - 0,01$$

$$= 0,003 \text{ m}$$

$$D_s = 0,2 \text{ m}$$

$$B = \frac{L}{N_b+1} = \frac{1}{4+1} = 0,2 \text{ m}$$

Maka

$$A_o = \frac{0,2 \times 0,003 \times 0,2}{0,013} = 0,0092 \text{ m}^2$$

Sehingga

$$Re_s = \frac{1,7 \times 0,00873}{976,649 \times 0,0092 \times 0,00000041}$$

$$= 4028,59$$

Untuk bilangan *Nusselt* didalam *shell* diperoleh

$$\begin{aligned} Nu_s &= \frac{ho \times De}{k_{air}} = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,3} \\ &= 0,023 (4028,59^{0,8}) (2,493^{0,3}) \\ &= 0,023 (765,81) (1,31) \\ &= 23,07 \end{aligned}$$

Sehingga

$$ho = \frac{Nu_s \times k_{air}}{De} = \frac{23,07 \times 0,665}{0,0085146} = 1801,79 \text{ w/m}^2\text{°C}$$

Mencari Koefisien Perpindahan Panas Didalam *Tube* (hi)

Bilangan *Reynolds* (Re_t)

$$Re_t = \frac{\dot{m}_c \times D_{p.i}}{\rho_{R-134a} \times A_t \times v_{R-134a}}$$

Sifat properties fluida R-134a dievaluasi pada temperatur dingin rata-rata (\bar{T}_c)

$$\bar{T}_c = \frac{34,01+60,00}{2} = 47,005 \text{ °C}$$

Diperoleh

$$\rho_{R-134a} = 1116,8 \text{ kg/m}^3$$

$$v_{R-134a} = 1,323 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr_{R-134a} = 3,2$$

$$k_{R-134a} = 0,0718 \text{ w/m}^{\circ}\text{C}$$

Mencari Luas Aliran Sisi *Tube* (A_i)

$$\begin{aligned} A_i &= \frac{N_t \times \pi \times D_{p.i}^2}{4 \times N_p} \\ &= \frac{158 \times 3,14 \times (0,00711)^2}{4 \times 1} \\ &= 0,006269 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Sehingga

$$\begin{aligned} Re_t &= \frac{0,238 \times 0,00711}{1116,8 \times 0,006269 \times (1,323 \times 10^{-7})} \\ &= \frac{0,00169218}{0,0000009262613} \\ &= 1826,89 \text{ merupakan aliran Laminer} \end{aligned}$$

Bilangan *nusselt* didalam *tube* diperoleh

$$L_t = 0,05 Re Pr D$$

$$= 0,05 \times 1826,89 \times 3,2 \times 0,01 \text{ m} = 2,92 \text{ m}$$

Karena $L_t > L$ maka

$$\begin{aligned} Nu_t &= \frac{hi \times D_{p.i}}{k_{air}} \\ &= 3,66 + \frac{0,065 (D/L) Re Pr}{1+0,04 [(D/L) Re Pr]^{2/3}} \\ &= 3,66 + \frac{0,065 (0,01/1) 1826,89 \times 3,2}{1+0,04 [(0,01/1) 1826,89 \times 3,2]^{2/3}} \\ &= 3,66 + 2,37 = 6,03 \end{aligned}$$

Sehingga

$$\begin{aligned} hi &= \frac{Nu_t \times k_{R-134a}}{D_{p.i}} \\ &= \frac{6,03 \times 0,0718 \text{ w/m}^{\circ}\text{C}}{0,00711 \text{ m}} = 60,89 \text{ w/m}^2\text{°C} \end{aligned}$$

Sehingga koefisien perpindahan panas menyeluruh (U) adalah

$$\begin{aligned} U &= \frac{1}{\frac{1}{hi} + \frac{\ln \frac{D_{p.o}}{D_{p.i}}}{2 \pi k_{tube} L} + \frac{1}{ho}} \\ &= \frac{1}{\frac{1}{60,89} + \frac{0,336}{135,02} + \frac{1}{419,4}} \\ &= \frac{1}{0,00309 + 0,0025 + 0,0025} \\ &= 123,61 \text{ w/m}^2\text{°C} \end{aligned}$$

Maka

$$\begin{aligned} q &= U \times A_s \times \Delta T_{lm} \\ &= 123,61 \times 4,96 \times 23,69 \\ &= 14524,47 \text{ W} \\ &= 14,52 \text{ kW} \end{aligned}$$

Mencari Perpindahan Panas Menggunakan Metode NTU

$$q = C_c (T_{c.o} - T_{c.i}) = C_h (T_{h.o} - T_{h.i})$$

Dimana

$$C_c = \dot{m}_c \times C_{p_c} \quad C_h = \dot{m}_h \times C_{p_h}$$

$$C_c = 0,238 \times 1,54$$

$$= 0,37 \text{ kW/}^\circ\text{C}$$

$$C_h = 1,7 \times 4,19$$

$$= 7,12 \text{ kW/}^\circ\text{C}$$

Karena $C_c < C_h$ maka $C_c = C_{min}$

Menentukan perpindahan panas maksimum (q_{maks})

$$q_{maks} = C_{min} \times (T_{h,i} - T_{c,i})$$

$$= 0,37 \times (75 - 34,01)$$

$$= 15,17 \text{ kW}$$

Mencari efektivitas alat penukar kalor

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{maks}}$$

$$= \frac{14,52}{15,17} = 0,96$$

Mencari rasio kapasitas (c)

$$c = \frac{C_{min}}{C_{maks}}$$

$$= \frac{0,37}{7,12} = 0,05$$

Mencari NTU (Number of Transfer Units)

$$NTU = -\frac{1}{\sqrt{1+c^2}} \ln \left(\frac{2/\varepsilon - 1 - c - \sqrt{1+c^2}}{2/\varepsilon - 1 - c + \sqrt{1+c^2}} \right)$$

$$= -\frac{1}{\sqrt{1+0,05^2}} \ln \left(\frac{2/0,96 - 1 - 0,05 - \sqrt{1+0,05^2}}{2/0,96 - 1 - 0,05 + \sqrt{1+0,05^2}} \right)$$

$$= -\frac{1}{1} \ln \left(\frac{0,03}{2,03} \right) = 4,21$$

Analisis Unjuk Kerja Evaporator

Berdasarkan hasil perhitungan, didapatkan unjuk kerja *evaporator* hasil desain dan hasil pengujian menunjukkan bahwa perpindahan panas (q) desain jauh lebih besar dibandingkan dengan hasil pengujian. Hal ini disebabkan karena parameter temperatur (*inlet* dan *outlet*) shell, temperatur (*inlet* dan *outlet*) tube, dan laju aliran massa yang telah didesain berbeda dengan hasil saat pengujian serta jenis fluida kerja. Unjuk kerja desain dan pengujian diperlihatkan pada Tabel 1.

Tabel 1. Unjuk kerja *evaporator*

	Desain	Pengujian	Satuan
ho	1802,79	763,38	w/m ² °C
hi	60,89	323,66	w/m ² °C
U	123,61	144,93	w/m ² °C
q	14,52	0,697	kw

4. KESIMPULAN DAN SARAN

Kesimpulan

Berdasarkan hasil pengujian dan perhitungan maka dapat disimpulkan sebagai berikut:

1. Hasil perhitungan yang diperoleh: perpindahan kalor hasil pengujian 0,697 kW dan perpindahan kalor hasil desain 14,52 kW.
2. Unjuk kerja *evaporator* hasil pengujian masih di bawah unjuk kerja hasil desain. Hal ini disebabkan oleh berbedanya fluida kerja pengujian dan desain, serta belum maksimalnya temperatur masuk fluida panas.

Saran

Perlu kajian lebih lanjut untuk menyamakan hasil desain dan capaian hasil pengujian serta penggunaan fluida kerja yang sama.

REFERENSI

- Cengel, Y. A., Ghajar, A. J. (2003). *Heat and Mass Transfer : Fundamentals & Applications*. New York McGraw-Hill Education.
- Delgado-Torres, A. M., García-Rodríguez, L. (2010). Analysis and optimization of the low-temperature solar organic Rankine cycle (ORC). *Energy Conversion and Management*, 51(12), 2846-2856.
- Pikra, G., Rohmah, N., Pramana, R. I., Purwanto, A. J. (2015). The Electricity Power Potency Estimation from Hot Spring in Indonesia with Temperature 70-80°C Using Organic Rankine Cycle. *Energy Procedia*, 68, 12-21. doi: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.03.227>
- Rohmah, N., Pikra, G., Salim, A. (2013). Organic Rankine Cycle System Preliminary Design with Corn Cob Biomass Waste Burning as Heat Source. *Energy Procedia*, 32, 200-208. doi: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2013.05.026>
- Setiawan, S. E. (2011). *Perancangan Kondensor dan Evaporator Untuk Organic Rankine Cycle Dengan Fluida Kerja R-123 Sebagai Pembangkit Listrik*. (Skripsi), Institut Teknologi Sepuluh November, Surabaya.
- Wang, M., Wang, J., Zhao, Y., Zhao, P., Dai, Y. (2013). Thermodynamic analysis and optimization of a solar-driven regenerative

organic Rankine cycle (ORC) based on flat-plate solar collectors. *Applied Thermal Engineering*, 50(1), 816-825.