

ANALISIS KINERJA EVAPORATOR PADA SISTEM *ORGANIC RANKINE CYCLE* KAPASITAS 500KW

Wahidin¹, Yogi Sirodz Gaos¹, Irvan Wiradinata¹.

¹Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik & Sains, Universitas Ibn Khaldun Bogor

Corresponden Author :wahidin23312@gmail.com

ABSTRAK

Penelitian ini mengamati kinerja evaporator pada pembangkit tenaga listrik Rankine Cycle (ORC) 500 kW. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk menganalisis efisiensi dan kinerja evaporator. Cairan kerja yang digunakan dalam sistem ORC ini adalah n-pentana (C₅H₁₂). Beberapa parameter yang digunakan pada perhitungan termal adalah: Termodinamika; Sifat fluida kerja berdasarkan Refprop; dan efisiensi ORC. Selain itu, penelitian ini menggunakan Heat Transfer Research Inc (HTRI) untuk membandingkan perhitungan manual dan berbasis perangkat lunak. Perhitungan ini menunjukkan bahwa 8.64 persen penyimpangan (1741 tabung dengan perhitungan manual sementara 1782 oleh perhitungan software-base). Data yang diperoleh untuk penelitian ini menunjukkan bahwa sirkulasi air panas di sisi tabung memiliki aliran massa 28.828 kg/s, suhu inlet 164.99 C, suhu outlet 134.99 C. Sementara itu, di sisi shell (n-pentane) memiliki suhu inlet 91.61 C, suhu outlet 140,43 dan aliran massa 10,213 kg / s. Hasilnya menunjukkan bahwa evaporator memiliki efisiensi 66.5 persen, Q air panas (= 3632 kW, panas laten dan panas yang masuk akal = 3886.95 kW.

Kata kunci : *Siklus Rankine Organik, Evaporator, HTRI, Fluida Kerja, Refrop.*

ABSTRACT

This research is observes an evaporator performance in the Organic Rankine Cycle (ORC) 500 kW power plant. The purpose of this research is to analyse the efficiency and performance the evaporator. The working fluid used in this ORC system is n-pentane (C₅H₁₂). Several parameters which were taken into consideration during the thermal calculation are: Thermodynamic; Properties of working fluid based on Refprop; and the ORC's efficiency. Moreover, this research used Heat Transfer Research Inc (HTRI) in order to compare manual and software-based calculation. This calculation shows that 8,64 percent overdesign deviation (1741 tube by manual calculation while 1782 by software-base calculation). Data obtained for this research shows that the hot water circulation in the tube side has a mass flow of 28.828 kg/s, an inlet temperature of 164.99 C , an outlet temperature of 134.99 C . Meanwhile, in the shell side (n-pentane) has an inlet temperature of 91.61 C , an outlet temperature of 140.43 C and a mass flow 10.213 kg/s. The results show that the evaporator has an efficiency of 66.5 percent, Q hot water (= 3632 kW, latent heat and sensible heat = 3886.95 kW.

Keywords : *Organic Rankine Cycle, Evaporator, HTRI, Working Fluid, Refrop.*

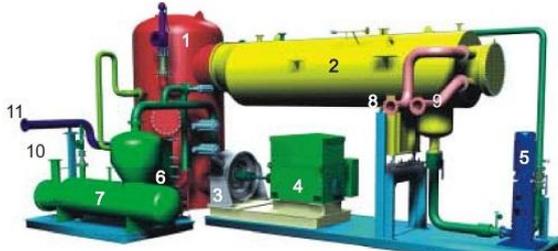
1. PENDAHULUAN

Indonesia merupakan negara yang belum merata pasokan listriknya ke daerah-daerah tertentu. Listrik merupakan salah satu kebutuhan utama bagi manusia untuk kegiatan rumah tangga maupun untuk kegiatan industri pada perusahaan. Kebutuhan listrik di Indonesia berbanding terbalik dengan suplai energi yang tersedia. Indonesia perlu sumber tenaga listrik yang alternatif yang bisa menunjang kebutuhan listrik untuk para penggunanya, oleh sebab itu dibutuhkan sumber energi listrik terbarukan yang efektif.

Organic Rankine Cycle yang sering dikenal dengan sebutan ORC bisa direalisasikan di Indonesia. Indonesia memiliki sumber sumber Geothermal (panas bumi) yang bisa dimanfaatkan untuk membantu sistem ORC. Sumber panas bumi di Indonesia berkisar antara 100°C-220°C untuk sumber panas bumi suhu menengah dan 70°C-100°C untuk sumber panas bumi suhu rendah yang bisa dimanfaatkan untuk pembangkit listrik Binary Cycle seperti Organic Rankine Cycle atau Kalina Cycles (Nugraha, 2015).

ORC merupakan pengembangan dari siklus Rankine dengan menggunakan refrigerant sebagai

fluida kerja untuk menghasilkan energi listrik yang dibutuhkan. Pada ORC memiliki empat komponen penting yaitu evaporator, turbin, kondensor dan pompa (Roy, *et al.*, 2011).



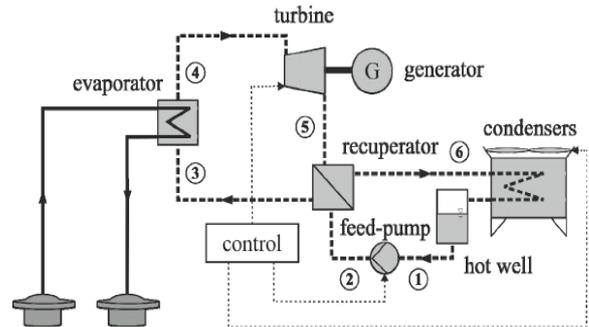
1 Regenerator	5 Circulation pump	9 Cooling water outlet
2 Condenser	6 Pre-heater	10 Thermal oil inlet
3 Turbine	7 Evaporator	11 Thermal oil outlet
4 Electric generator	8 Cooling water inlet	

Gambar 1. Komponen ORC

Secara singkat proses yang terjadi pada sistem ORC ini adalah fluida kerja dalam penelitian ini menggunakan n-pentane (C_5H_{12}) sebagai fluida kerjanya yang akan dipompa menuju evaporator untuk membangkitkan uapnya. Kemudian uap tersebut digunakan untuk menggerakkan atau memutar turbin yang diteruskan ke generator untuk menghasilkan energi listrik. Kemudian uap yang digunakan untuk memutar turbin tadi dikirim ke kondensor agar dikondensasikan menjadi kondensat. Pada kondensor ini terjadi pelepasan energi kalor. Lalu fluida tadi kembali di sirkulasikan oleh pompa kembali ke evaporator untuk kembali diuapkan dan siklus ini terjadi secara berkesinambungan dan terus-menerus (Gaos, *et al.*, 2015)

Evaporator merupakan salah satu komponen penting yang dibutuhkan sistem ORC. Pada evaporator ini terjadi pelepasan kalor secara evaporasi dan kalor sensibel. Tipe evaporator yang pada ORC ini adalah shell and tube yang mana air panas disirkulasikan melalui tube lalu memanaskan fluida kerja yang ada dalam shell dan uap yang dihasilkan dari fluida kerja dikirim ke turbin untuk memutar generator dan menghasilkan listrik (Ihsan, 2017).

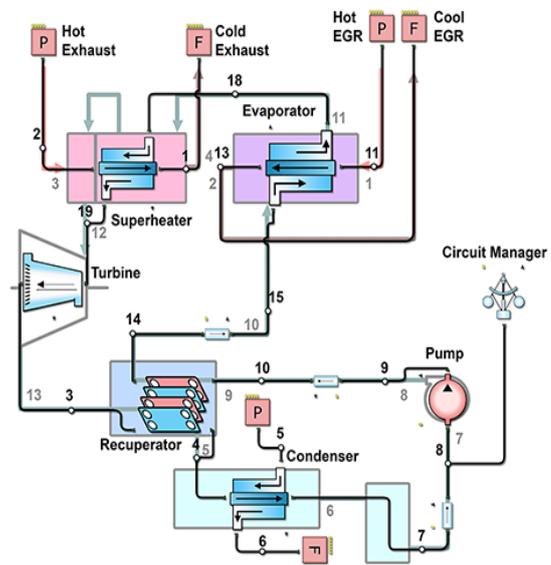
Pada penelitian ini bertujuan untuk mengetahui kinerja yang dihasilkan oleh evaporator dan mengetahui efisiensi yang dihasilkan oleh evaporator pada sistem ORC dengan kapasitas 500 kW. Dengan fluida yang digunakan adalah n-pentane (C_5H_{12}) dengan sumber panas berasal dari Brine Water yang diteruskan ke Hot Water Circulation.



Gambar 2. Organic Rankine Cycle

2. METODOLOGI

a. Skema ORC



Gambar 3. Skema ORC

Tahapan penelitian yang dilakukan adalah dengan memeriksa sistem ORC apakah bekerja dengan baik atau terjadi kebocoran pada salah satu sistem. Kemudian mencari data apa saja yang dibutuhkan untuk menghitung efisiensi dan kinerja evaporator pada sistem ORC yang akan dilakukan penelitian. Data yang diambil melalui indikator yang sudah dipasang pada alat-alat yang akan diteliti seperti pada proses hot water circulation dan evaporator dengan dibantu alat ukur yang terpasang seperti pressure gauge, termometer yang panel kontrol yang tersedia.

Tahapan selanjutnya mencari panas nilai panas spesifik dengan dibantu perangkat lunak Reffrop kemudian dihitung dan hasil hitungan manual di validasi menggunakan perangkat lunak HTRI (Heat Transfer Research Inc.). Adapun tahap penelitian yang akan dilakukan sesuai dengan alur penelitian seperti pada gambar 4.



Gambar 4. Alur Penelitian

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

• Data Spesifikasi Alat Penukar Kalor (Evaporator) :

Bahan obyek pada penelitian ini adalah sebuah alat penukar kalor (evaporator) dengan tipe shell and tube dengan aliran fluida contra flow (aliran menyilang). Evaporator ini memiliki spesifikasi teknis yang didapat sebagai berikut (Veriyawan, & Biyanto, 2014):

- Fluida kerja : N-Pentane (C₅H₁₂)
- Sumber Air panas : hot water circulation dari panas bumi.
- Tipe Evaporator : 1Shell 1 Pass Tube
- Aliran Fluida : Contra Flow. Air panas pada sisi tube dan C₅H₁₂ pada sisi shell.
- Diameter luar tube : 15.875 mm
- Diameter dalam tube : 15.405 mm
- Panjang tube : 6.096 m
- Tube layout 30 yang berarti CL = 0.86

- Pitch ratio : 1.25
- Jumlah tube (NT) : 1782

Berdasarkan dataobservasi di lapangan maka didapat data rata-rata untuk evaporator seperti dibawah ini :

- Suhu masuk air () : 164.99 C
- Suhu keluar air () : 134.99 C
- Laju aliran massa air () : 28.828 kg/s
- Suhu masuk n-pentane () : 91.61 C
- Suhu keluar n-pentane () : 140.43 C
- Laju aliran massa n-pentane () : 10.213 kg/s

Tabel 1. Sifat Fluida

Simbol	Air (164,99°C)	N-pentane (91,61°C)
ρ (kg/m ³)	902.52	127.74
k (W/m°C)	0.67861	0.088460
C_p (kJ/kg°C)	4.6649	2.6881
Pr	1.0861	3.8816
μ (kg/m.s)	0.0001823	0.0023308

Lalu didapat sifat fluida dari data diatas dengan menggunakan Refroop:

Dimana ρ adalah massa jenis, k adalah konduktivitas termal, C_p adalah kalor spesifik, Pr adalah bilangan Prandtl dan μ adalah viskositas kinematik.

• Perhitungan Kalor yang Dilepaskan

kalor yang dilepaskan oleh fluida panas bisa dihitung dengan menggunakan rumus temperatur bulk (T_b) sebagai berikut :

$$T_b = \frac{T_1 - T_2}{2} = \frac{164.99 - 134.99}{2} = 15^\circ\text{C}$$

Jadi bisa kita ambil panas spesifiknya dari suhu 15°C untuk menghitung Q_{hot} :

$$Q_{hot} = Q_{water}$$

$$Q_{hot} = (m \times C_p \times \Delta T)_{hot}$$

$$= 28.828 \text{ kg/s} \times 4.1888 \text{ kJ/Kg}^\circ\text{C} \times 30^\circ\text{C}$$

$$= 3622 \text{ kW}$$

• Perhitungan Latent Heat

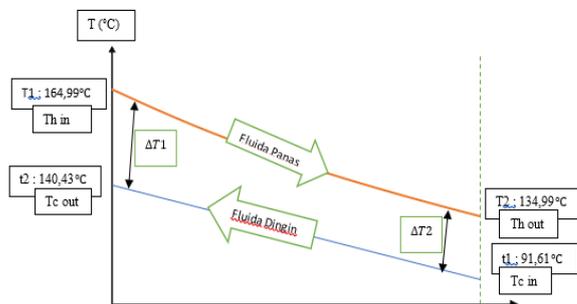
Latent heat merupakan panas yang diperlukan untuk merubah fasa atau wujud benda dengan suhu yang tetap (Bao & Zhao, 2013).

$$\begin{aligned} Q \cdot \text{cold} &= Q \cdot \text{N-Pentane} \\ Q \cdot \text{N-Pentane} &= (m \cdot h_{\text{latent}}) \\ &= 10,213 \text{ kg/s} \times 305,87 \text{ kJ/kg} \\ &= 3123 \text{ kW} \end{aligned}$$

Maka tingkat total penghilang panas pada evaporator adalah :

$$Q \cdot \text{Evaporator} = 3622 \text{ kW} + 3123 \text{ kW} = 6745 \text{ kW}$$

• Perhitungan Beda Suhu Rata-Rata (LMTD)



Gambar 5. Perbedaan Suhu Aliran Berlawanan

$$\begin{aligned} \Delta T1 &= T_{\text{Hot in}} - T_{\text{Cold out}} \\ &= 164.99 - 140.43 \\ &= 24.56^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta T2 &= T_{\text{Hot out}} - T_{\text{Cold in}} \\ &= 134.99 - 91.61 \\ &= 43.38^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta T_{\text{lmtd}} &= \frac{\Delta T1 - \Delta T2}{\ln(\Delta T1 \div \Delta T2)} \\ &= \frac{24,56 - 43,38}{\ln(24,56 \div 43,38)} = 33,1^\circ\text{C} \end{aligned}$$

• Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh

Untuk mendapatkan koefisien perpindahan panas menyeluruh kita bisa menghitungnya menggunakan luas permukaan yang telah didapat (Sirodz, 2018)

$$\begin{aligned} A_o &= \pi d_o L N_t \\ &= 3,14 \times 0,015875 \times 6,096 \times 1782 \\ &= 541,5 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Koefisien Perpindahan Panas Konveksi Dalam Pipa. Perhitungan koefisien perpindahan panas konveksi dibantu dengan

data dari *Refroop* dan data velositi yang didapat 0,14 m/s. Dengan data ini maka perhitungan bilangan *Reynolds* seperti pada perhitungan dibawah ini :

$$\begin{aligned} Re &= \frac{\rho \cdot v \cdot d}{\mu} \\ &= \frac{902,52 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0,14 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0,15405 \text{m}}{0,0001823} \\ &= 23962,39 \end{aligned}$$

Dimana v adalah Velositi fluida (m/s), d adalah Diameter pipa (m), ν adalah Visikositas kinematik (m^2/s). Dari data diatas kita bisa menghitung bilangan *Nusselt* (Cengel & Pérez, 2004).

$$\begin{aligned} Nu &= 0,23 \times Re^{0,8} \times Pr^{0,4} \\ Nu_h &= 0,23 \times 23962,39^{0,8} \times 1,0861^{0,4} \\ &= 758,05 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Nu_c &= 0,23 \times 23962,39^{0,8} \times 3,8816^{0,3} \\ &= 1101,67 \end{aligned}$$

Lalu selanjutnya kita menghitung koefisien perpindahan panas konveksi bagian luar dan bagian dalam. Koefisien perpindahan panas konveksi bagian luar (h_o)

$$\begin{aligned} h_o &= \frac{Nu_c \times k}{D_o} = \frac{1101,67 \times 0,088460 \text{ W/m}^\circ\text{C}}{0,015875 \text{m}} \\ &= 613,888 \text{ Wm}^2^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Koefisien perpindahan panas konveksi bagian dalam (h_i)

$$\begin{aligned} h_i &= \frac{Nu_h \times k}{D_o} = \frac{758,05 \times 0,0023308 \text{ W/m}^\circ\text{C}}{0,015405 \text{m}} \\ &= 114,694 \text{ Wm}^2^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Jadi koefisien perpindahan panas menyeluruhnya adalah (U) :

$$\begin{aligned} U &= \frac{1}{\frac{1}{m} + \frac{1}{k} + \frac{1}{h_c}} \\ U &= \frac{Q'}{A \times \Delta T_m} = \frac{6745 \text{ kW}}{6096 \text{m} \times 33,1^\circ\text{C}} \\ &= 3342 \text{ W/m}^2^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Setelah mendapatkan niala A_o maka hasil koefisien perpindahan panas *clean* bisa dihitung dengan persamaan dibawah ini :

$$\begin{aligned} U_c &= \frac{Q}{A \cdot F_T \cdot \Delta T_{\text{LMTD}}} = \frac{4016 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}}{541,5 \text{ m}^2 \times 0,7 \times 14} \\ &= 756 \frac{\text{W}}{\text{m}^2^\circ\text{C}} \end{aligned}$$

Kemudian Koefisien perpindahan panas menyeluruh (U) :

$$U = \frac{Q}{\pi \times d_o \times L \times \Delta T_{lmtd}}$$

$$U = \frac{6745 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}}{3,14 \times 0,015875 \text{ m} \times 6,096 \text{ m} \times 14^\circ\text{C}}$$

$$= 944 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

Perhitungan Diameter Shell (DS)

Untuk mengetahui jumlah tube yang sesuai untuk APK, langkah awalnya dengan cara mencari diameter tube secara manual dengan persamaan seperti dibawah ini :

$$D_s = 0.637 \left(\frac{Cl}{CT_p} \right)^{0.5} \left(\frac{A (PR)^2 d_o}{L} \right)^{0.5}$$

$$= 0.637 \cdot \left(\frac{0,86}{0,93} \right)^{0.5} \left(\frac{541,5 (1,25)^2 15,857}{6096} \right)^{0.5}$$

$$= 936 \text{ mm}$$

Setelah mendapat diameter jumlah tube, tahap selanjutnya mencari jumlah tube secara manual dan kemudian dicocokkan dengan jumlah actual tube yang telah ada. Mencari jumlah tube bisa menggunakan persamaan seperti dibawah ini :

$$N_t = 0.785 \left(\frac{CT_p}{Cl} \right) \frac{D_s^2}{(PR)^2 (d_o)^2}$$

$$= 0.785 \times \left(\frac{0,86}{0,93} \right) \frac{936^2}{(1,25)^2 (15,857)^2} = 1741 \text{ tube}$$

Dari hasil perhitungan desain tersebut didapat diameter shell, $D_s : 936 \text{ mm}$ dan jumlah tube, $N_t = 1741 \text{ tube}$

Panas spesifikasi Shell :

$$C_c = m \cdot x \cdot C_{pC}$$

$$= 10,213 \text{ kg/s} \times 2,7152 \text{ kJ/Kg}^\circ\text{C}$$

$$= 27,73 \frac{\text{kW}}{^\circ\text{C}}$$

Panas spesifikasi Shell :

$$C_p = m \cdot x \cdot C_{pH}$$

$$= 28,828 \text{ kg/s} \times 4,6449 \text{ kJ/Kg}^\circ\text{C}$$

$$= 133,9 \frac{\text{kW}}{^\circ\text{C}}$$

Efektifitas Alat Penukar Kalor

Laju kapasitas kalor dingin diisi pipa dapat dihitung dengan persamaan :

$$C = C_{min} / C_{max}$$

$$= 2.7152 \text{ kJ/Kg}^\circ\text{C} / 4.6449 \text{ kJ/Kg}^\circ\text{C}$$

$$= 0.58$$

$$Q_{max} = C_{min} (Thi - Tci)$$

$$= 2.7151 \times (164.99 - 91.61)$$

$$= 200 \text{ kW}$$

Estimasi perhitungan nilai efektifitas (ϵ) alat penukar kalor bisa didapatkan dengan menggunakan rumus :

$$\epsilon = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{ci}} \times 100\% = \frac{140,43 - 91,61}{164,99 - 91,61} \times 100\%$$

$$= 66.5\%$$

a. Validasi HTRI

Validasi menggunakan HTRI dengan memasukan data-data yang sudah didapat, maka didapat hasil seperti gambar 9,10,11,12 seperti dibawah ini.

The screenshot shows the 'Output Summary' page of an HTRI report. It details the process conditions for a Horizontal Counter-current Flow TEMA BEM Shell With Single-Segmental Baffles. Key data points include: Fluid name (2 orc), Flow rate (10.213 kg/s), Inlet/Outlet Y (0.0000), Inlet/Outlet T (91.61, 140.43, 164.99, 134.99), Inlet P/Avg (1350.0), P/A Allow. (0.000), Fouling (0.000200), Exchanger Performance (Shell h: 1529.1, Tube h: 1925.7, Hot regime: Sens. Liquid, Cold regime: Flow, EMTD: 14.5), Shell Geometry (TEMA type: BEM, Shell ID: 914.40, Series: 1, Parallel: 1, Orientation: 0.00), Baffle Geometry (Baffle type: Single-Seg, Baffle cut: 25, Baffle orientation: Parallel, Central spacing: 545.48, Crosspasses: 11), Tube Geometry (Tube type: Plain, Tube OD: 15.875, Length: 6.096, Pitch ratio: 1.2500, Layout: 30, Tube count: 1782, Tube Pass: 1), and Flow Fractions (Shell: 0.212, Tube: 0.598, Fouling: 0.057, Metal: 0.132, Overall: 0.000).

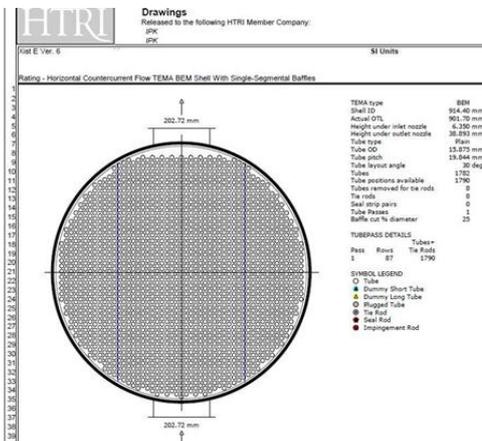
Gambar 6. Hasil HTRI 1

The screenshot shows the 'Final Results' page of an HTRI report. It provides detailed performance data and shell construction information. Key data points include: Fluid name (2 orc), Flow rate (10.213 kg/s), Inlet/Outlet Y (0.0000), Inlet/Outlet T (91.61, 140.43, 164.99, 134.99), Inlet P/Avg (1350.0), P/A Allow. (0.000), Fouling (0.000200), Overall Performance Data (Overall shell: 0.212, Tube: 0.598, Fouling: 0.057, Metal: 0.132, Overall: 0.000), Shell Construction Information (Shell ID: 914.40, Series: 1, Parallel: 1, Orientation: 0.00), Baffle Geometry (Baffle type: Single-Seg, Baffle cut: 25, Baffle orientation: Parallel, Central spacing: 545.48, Crosspasses: 11), Tube Geometry (Tube type: Plain, Tube OD: 15.875, Length: 6.096, Pitch ratio: 1.2500, Layout: 30, Tube count: 1782, Tube Pass: 1), and Flow Fractions (Shell: 0.212, Tube: 0.598, Fouling: 0.057, Metal: 0.132, Overall: 0.000).

Gambar 7. Hasil HTRI 2

HTRI		HEAT EXCHANGER SPECIFICATION SHEET		Page#
1	Job No.			SI Units
2	Reference No.			
3	Proposal No.			
4	Date			
5	Plant Location			
6	Rev			
7	Item No.			
8	Service of Unit			
9	Size	914.4 x 6096.9 mm		
10	Shell/Unit (Gross/Eff)	541.76 / 533.26 m ²		
11	PERFORMANCE OF ONE UNIT			
12	Fluid Allocation	Shell Side		Tube Side
13	Fluid Name	2 orc		HWS-2003
14	Fluid Quantity, Total	36785		103781
15	Vapor (m ³ /h)	36785		103781
16	Liquid	36785		103781
17	Steam			
18	Water			
19	Noncondensables			
20	Temperature (In/Out)	C		
21	Specific Gravity	91.61		140.43
22	Viscosity	0.5487		0.8903
23	Molecular Weight, Vapor	0.1310		0.1636
24	Molecular Weight, Noncondensables			
25	Specific Heat	2.7152		2.4764
26	Thermal Conductivity	0.0847		0.0267
27	Latent Heat	241.70		241.52
28	Inlet Pressure	kPa		1500.0
29	Velocity	m/s		0.25
30	Pressure Drop, Allow/Calc	kPa		0.000
31	Fouling Resistance (min)	m ² -KW		0.000200
32	Heat Exchanged	348692 W		MTD (Corrected)
33	Transfer Rate, Service	512.58 W/m ² -K		Clean 744.45 W/m ² -K
34	CONSTRUCTION OF ONE SHELL			
35	Design Test Pressure	kPa/g		Shell Side 1248.7 / Tube Side 1148.7
37	Design Temperature	C		164.99 / 164.99
38	No Passes per Shell			1 / 1
39	Common Allowance	mm		
40	Connections	In mm		1 @ 202.72 / 1 @ 154.05
41	Size & Rating	Out mm		1 @ 202.72 / 1 @ 154.05
42	Tube No.	1782		
43	Tube Type	Plain		
44	Shell	Carbon steel		
45	Channel or Baffle	ID 914.40 OD 936.83 mm		Shell Cover
46	Tube-sheet	Stationary		Clamp Cover
47	Impingement	Plate None		
48	Baffles	Long		
49	Expansion Joint	Type		None
50	Seals	Type		None
51	Seals	Type		None
52	Seals	Type		None
53	Seals	Type		None
54	Seals	Type		None
55	Seals	Type		None
56	Seals	Type		None
57	Code Requirements	TEMA Class		R
58	Weight/Shell	10882 kg		Filled with Water 15087 kg
59	Weight/Bundle	6715.5 kg		
60	Remarks			
61				
62				
63				
64				
65				

Gambar 8. Hasil HTRI 2



Gambar 9. Hasil HTRI 2

Kemudian hasil yang didapat dari HTRI dibandingkan dengan hitungan manual seperti pada tabel 2.

Tabel 2. Hasil Hitungan Manual dan HTRI

Data	Konstruksi		Unit
	Nilai Optimum (Hitungan Manual)	HTRI	
Do	15.875	15.875	mm
L	6.096	6.096	m
Nt	1741	1782	pcs
Ds	937	936	mm
U_c	756	744.45	W/m ² °C

4. KESIMPULAN

1. Dalam hasil hitungan yang dilakukan adalah dengan mengambil suhu masuk dan keluar yang terdapat pada data dengan laju aliran yang tertera di data pada saat pengambilan data berlangsung dengan mendapatkan

kapasitas APK dari perhitungan data pengoprasian disisi sirkulasi air panas, $Q_{hw} = 3622 \text{ kW}$

2. Dari analisis perhitungan latent heat dan sensible heat mendapatkan sebesar, $Q_{np} = 3886,95 \text{ kW}$. Perbedaan laju perpindahan kalor pada sisi sirkulasi air panas dengan hasil perhitungan latent heat dan sensible heat terjadi laju perpindahan panas pada shell evaporator.
3. Jumlah tube perhitungan secara manual akan dibandingkan dengan jumlah perhitungan menggunakan Software HTRI yang telah ada, didapat perbedaan tube dengan perhitungan desain yang ada, pada perhitungan manual terdapat 1741 tube sedangkan pada desain yang telah ada pada HTRI adalah 1782. Memiliki koefisien perpindahan panas menyeluruh clean $756 \text{ W/m}^2\text{°C}$ sedangkan pada perhitungan HTRI sebesar $744.45 \text{ W/m}^2\text{°C}$ dengan efisiensi sekitar 66.5% yang baik untuk ukuran ORC geothermal. Dari jumlah perbedaan yang didapat kemudian HTRI menyimpulkan terjadinya Over Design sebesar 8.64%. Jadi kinerja yang didapat dari evaporator adalah baik dan optimal sesuai yang diharapkan.

5. DAFTAR PUSTAKA

Bao, J., & Zhao, L. (2013). A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. *Renewable and sustainable energy reviews*, 24, 325-342.

Cengel, Y. A., & Pérez, H. (2004). Heat transfer: a practical approach. *transferencia de calor*.

Gaos, Y. S., Juarsa, M., Marzuki, E., & Yulianto, M. (2015). Pemilihan fluida kerja pada pengembangan Organic Rankine Cycle. *AME (Aplikasi Mekanika dan Energi): Jurnal Ilmiah Teknik Mesin*, 1(1), 34-38.

Ihsan, S. (2017). Perencanaan dan Analisa Perhitungan Jumlah Tube dan Diameter Shell pada Kondensor Berpendingin Air pada Sistem Refrigerasi NH 3. *J. Teknol. PROSES DAN Inov. Ind*, 2(1), 14-15.

- Nugraha, A. V., & TK, B. F. (2015). Desain Alat Penukar Kalor Jenis Shell and Tube Sebagai Evaporator Untuk Pembangkit Listrik Tenaga Panas Bumi Suhu Rendah Dengan Menggunakan Sistem Organic Rankine Cycle (Orc). *JURNAL TEKNIK MESIN*, 3(3), 326-335.
- Roy, J. P., Mishra, M. K., & Misra, A. (2011). Performance analysis of an Organic Rankine Cycle With Superheating Under Different Heat Source Temperature Conditions. *Applied Energy*, 88(9), 2995-3004.
- Sirodz, Y. (2018). Optimasi Desain Alat Penukar Kalor Gas Buang untuk Pemanas Air Degreaser. *TEKNOBIZ: Jurnal Ilmiah Program Studi Magister Teknik Mesin*, 8(3), 94-100.
- Veriyawan, R., & Biyanto, T. R. (2014). Optimasi Desain Heat Exchanger dengan Menggunakan Metode Particle Swarm Optimization. *Jurnal Teknik ITS*, 3(2), B210-B215.