

ANALISIS KESEIMBANGAN TERMAL SISTEM PENDINGIN MESIN PEMBANGKIT LISTRIK ORC (*ORGANIC RANKINE CYCLE*) KAPASITAS 500 kW

Yahya Maulana¹, Yogi Sirodz Gaos², Irvan Wiradinata³

^{1,2,3}Fakultas Teknik dan Sains, Universitas Ibn Khaldun Bogor
e-mail: maulanayahya@gmail.com

ABSTRAK

Sistem pendingin *Organic Rankine Cycle* (ORC) merupakan komponen sistem pendingin yang sangat penting. Sistem ini terdiri dari kondensator, *dry cooler*, dan pompa yang berfungsi untuk memaksimalkan efisiensi pada sistem ORC. Jenis kondensator yang digunakan yaitu jenis *one shell one pass tube* fluida yang juga digunakan pada sistem pendingin, n-pentane (sebagai fluida panas) dan air (sebagai fluida dingin). Penelitian ini bertujuan untuk mendapatkan keseimbangan termal pada kondensator, *dry cooler*, dan pompa serta mendapatkan hasil perhitungan analisis termal pada laju perpindahan panas fluida n-pentane dan fluida air pendingin pada kondensator, *dry cooler*, dan pompa ORC 500 kW. Proses pendinginan pada sistem pendingin ORC pada *dry cooler* telah mencapai temperatur pendingin optimum pada nilai temperatur 25°C sampai 35°C. Hal ini ditunjukkan pada nilai temperatur pendingin *dry cooler* berkisar pada temperatur 31°C sampai 32°C. Keseimbangan energi pada laju perpindahan panas n-pentane $Q_{dc} = 2,34$ kW sedangkan laju energi yang diterima fluida air dingin yaitu $Q_c = 1,70$ kW dan laju energi pada *dry cooler* $Q_{eq} = 0,64$ kW menurut perhitungan diagram p-h.

Kata kunci : *dry cooler, kondensator, laju perpindahan panas, orc, pompa.*

ABSTRACT

The Organic Rankine Cycle (ORC) cooling system is a very important component of the cooling system consisting of a condenser, dry cooler and pump functioning to maximize efficiency in the ORC system. The type of condenser used is the type of one shell one pass tube fluid used in the cooling system is n-pentane (as hot fluid) and water (as cold fluid). This study aims to obtain the thermal balance in the condenser, dry cooler and pump to get the results of the thermal analysis calculation on the heat transfer rate of n-pentane fluid and cooling water fluid in the condenser, dry cooler, and 500 kW ORC pump. The cooling process in the ORC cooling system on the dry cooler has reached the optimum coolant temperature at a temperature of 25°C to 35°C, this is indicated in the dry cooler coolant temperature ranges from 31°C to 32°C. Energy balance at the heat transfer rate of n-pentane $Q_{dc} = 2,34$ kW while the rate of energy received by cold water fluid is $Q_c = 1,70$ kW and the energy rate of the dry cooler $Q_{eq} = 0,64$ kW according to the calculation of the p-h diagram.

Keywords : *Condenser, Dry Cooler, The Heat Transfer Rate, ORC, Pump.*

1. PENDAHULUAN

Peningkatan penduduk setiap tahun mempengaruhi energi listrik bagi negara berkembang seperti Indonesia. Sumber energi listrik yang banyak di gunakan di Indonesia yaitu sumber energi yang tidak dapat diperbaharui (*non-renewable*) seperti energi listrik dengan bahan bakar minyak bumi, energi listrik dengan bahan bakar batu bara, dan energi listrik dengan bahan bakar gas bumi. Sumber-sumber energi listrik ini banyak digunakan di sektor

pembangkit listrik, sektor industri, sektor pertambangan, sektor transportasi, dan sektor rumah tangga.

Pembangkit listrik dengan bahan bakar fosil jumlahnya sangatlah terbatas. Pasokan energi tersebut tidak mencukupi kebutuhan energi listrik yang ada. Selain karena bahan fosil yang terbatas, bahan bakar fosil juga memiliki kekurangan seperti pencemaran lingkungan dan dapat merugikan kesehatan bagi manusia serta makhluk hidup lainnya di sekitar lingkungan tersebut. Oleh karena itu, diperlukan

energi terbarukan yang ramah lingkungan dan dapat diperbaharui (*renewable*).

ORC adalah sebuah siklus yang mengkonversi energi panas menjadi energi gerak menggunakan refrigeran sebagai fluida kerja untuk menghasilkan energi listrik, dikemukakan oleh William John Macquorn (1872). ORC mempunyai empat komponen utama yaitu *evaporator*, turbin, kondensor, dan pompa. Pembentukan siklus ini terjadi ketika fluida kerja dipompa ke dalam *evaporator*. Di dalam *evaporator* fluida kerja diubah menjadi uap untuk menggerakkan turbin uap dan selanjutnya menghasilkan tenaga listrik. Uap hasil ekspansi turbin dikondensasikan dan dipompa kembali ke *evaporator*. Demikian, sistem ini terjadi terus-menerus. Di dalam sistem ORC adanya sistem pendingin yang berfungsi untuk mendinginkan fluida kerja yaitu kondensor, *dry cooler*, dan pompa.

Kondensor merupakan alat penukar kalor yang berfungsi mengkondensasikan uap yang berasal dari turbin terdapat dua siklus yang saling berkaitan di dalam kondensor. Siklus fluida panas (*refrigerant*) dan siklus fluida dingin (air kondensor), kedua fluida saling berlawanan arah (*counter flow*). Refrigeran sebagai fluida panas didinginkan di dalam kondensor yang berada di luar pipa kondensor terjadi pelepasan panas ke air kondensor sebagai fluida dingin yang berada di dalam pipa. Selanjutnya air disirkulasikan kembali ke radiator dan panas dibuang ke udara oleh *dry cooler*. Air dingin ditampung dalam *reservoir tank* dan disirkulasikan kembali oleh pompa untuk menciptakan tekanan keluar kondensor yang rendah. Semakin rendahnya temperatur air yang masuk ke kondensor, semakin baik pula pelepasan kalor yang terjadi, untuk mendapatkan temperatur yang rendah dalam hal ini maka diperlukan sebuah analisis keseimbangan termal sistem pendingin yang terdiri dari kondensor, dan *dry cooler* (Diby, 2009).

Penelitian *Analysis and optimization of the low-temperature solar ORC* menganalisis energi panas yang dibutuhkan oleh sistem ORC dengan menggunakan sumber matahari sebagai pembangkit uap dengan metode desalinasi *reservoir osmosis thermal solar*. Fungsi *Analysis and optimization of the low-temperature solar ORC* yaitu untuk pengaturan siklus tenaga surya dengan menghasilkan energi yang lebih sedikit *Reservoir Osmosis (RO)* berfungsi untuk membuat perpaduan yang menarik dalam sumber air yang langkah hal ini mengacu pada penelitian sebelumnya yang energi panas yang dibutuhkan ORC dipasok dengan alat kolektor surya stasioner (Delgado-Torres dan García-Rodríguez, 2010). Perpindahan panas terjadi dalam kolektor

surya yang konfigurasi air sebagai fluida perpindahan panas.

Sukarman dan Sirodz (2018) menjelaskan bahwa penelitian alat penukar kalor gas buang untuk pemanas air *degreaser* meningkatkan performa optimasi alat penukar kalor pada ketel tekanan rendah energi yang nantinya dimanfaatkan. Hal yang dimanfaatkan yaitu temperatur gas buang pada cerobong. Optimasi desain dilakukan dengan metode *full factorial* dengan menggunakan empat variabel bebas dan hitungan manual dianalisis untuk mendapatkan hasil optimum. Dari data hasil manual dilakukan validasi dengan software HTRI Versi 6 berlisensi. Hasil validasi diperoleh penyimpangan maksimum 5%, perpindahan kalor bersih (U_c) 312,3 W/m²K, koefisien perpindahan kalor desain 365,3 W/m²K, luas permukaan APK 6,10 m², diameter luar pipa 0,0191 m, susunan pipa 45°, jarak antara pipa 1,5 m, dan panjang pipa 3,0 m. Kapasitas maksimum pemindahan panas sebesar 198,3 kW dengan laju aliran masa air 4,2 kg/detik memiliki efisiensi eksergi sebesar 34,3%.

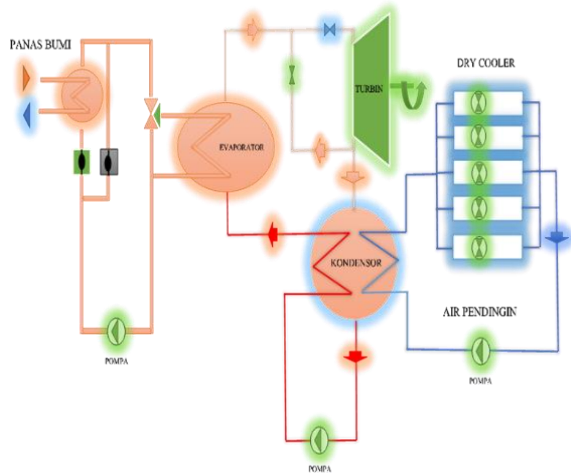
Firdaus dan Putra (2014) membahas tentang penelitian studi variasi laju pendingin *cooling tower* terhadap sistem ORC (*Organic Rankine Cycle*) dengan fluida kerja R-123. Pembahasan berlanjut mengenai bagaimana air pendingin di dalam kondensor agar mendapatkan temperatur rendah untuk membantu menurunkan tekanan di dalam kondensor. Solusinya yaitu dengan menggunakan *cooling tower* dengan mengatur kecepatan udara. Pengaturan kecepatan dilakukan dari mulai 2,1 m/detik, 1,8 m/detik, 1,5 m/detik, dan 1,2 m/detik. Dari percobaan tersebut bisa mempengaruhi temperatur air pendingin yang dikeluarkan dari *cooling tower*. Hasil eksperimen tersebut didapatkan efisiensi siklus yang baik dengan nilai 5,987 % nilai ini didapat ketika kecepatan udara di *fan* pada pengaturan sebesar 2,1 m/detik dengan energi Q_c sebesar 222,555 kW, tekanan di turbin sebesar 2 bar, dengan daya turbin 2,334 kW, dan daya generator 682 Watt. Dari data tersebut bisa ditampilkan dalam bentuk delta temperatur, grafik laju aliran fluida, grafik efisiensi termal.

Penelitian ini bertujuan untuk mendapatkan keseimbangan termal pada kondensor, *dry cooler*, dan pompa serta mendapatkan hasil perhitungan analisis termal pada laju perpindahan panas fluida n-pentane dan fluida air pendingin pada kondensor, *dry cooler*, dan pompa ORC 500 kW.

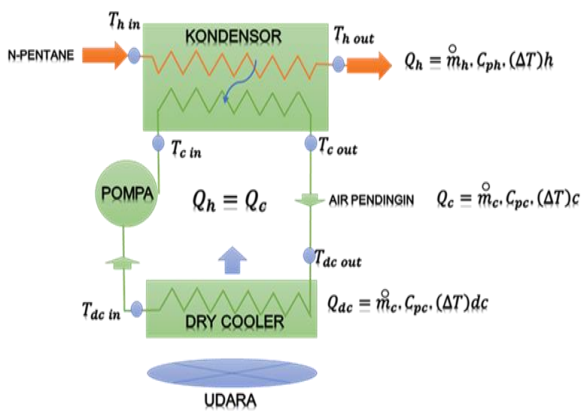
2. METODE PENELITIAN

Penelitian ini fokus pada sistem pendingin ORC 500 kW. Peralatan yang digunakan pada penelitian ini antara lain (1) *termokopel* untuk mengukur temperatur air, (2) *water flowmeter* untuk mengukur laju aliran, (3) *pressure gauge* untuk mengukur tekanan.

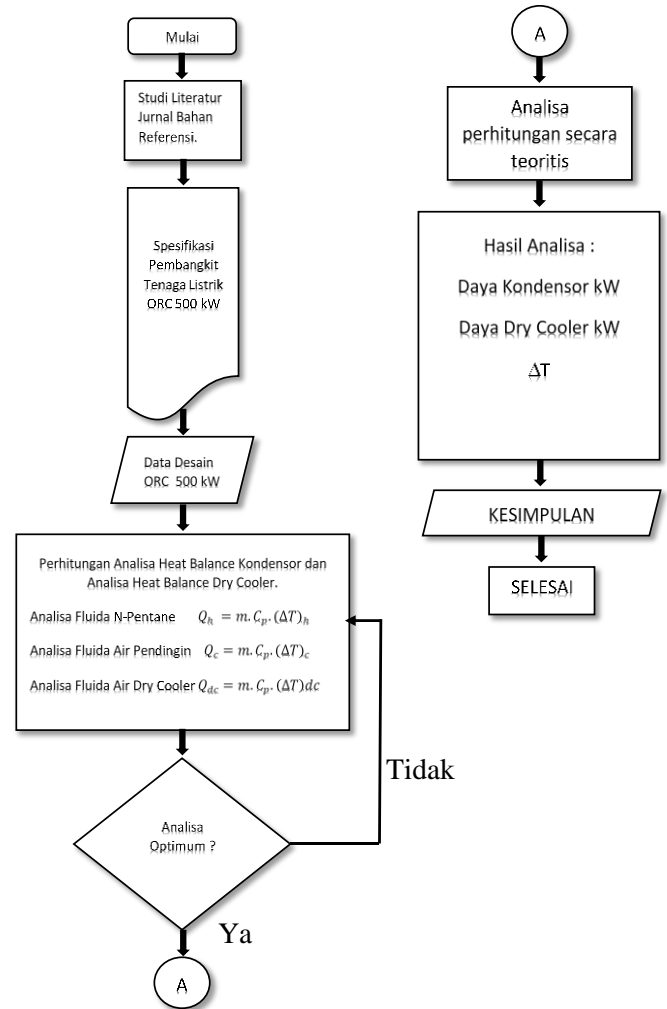
Proses penelitian ini dilakukan meliputi (1) pengambilan beda temperatur masuk dan keluar (ΔT), tekanan (bar), laju aliran massa (\dot{m}) masuk dan keluar, panas spesifik (C_p), densitas (ρ), dan konduktivitas termal (k). (2) analisis perhitungan secara teoritis, (3) Analisa data dan penyusunan laporan. Skema penelitian ORC 500 kW dapat dilihat pada gambar 1 dan 2.



Gambar 1. Skema penelitian ORC 500 kW



Gambar 2. Sistem kerja ORC



Gambar 3. Diagram alir penelitian

Diagram alir penelitian dapat dilihat pada gambar 3. Diawali dengan melakukan studi literatur untuk mengetahui penelitian sebelumnya. Kemudian dilanjutkan dengan mencari tahu spesifikasi dari Pembangkit tenaga listrik ORC 500Kw. Hasil dari spesifikasi yaitu berupa data desain. Setelah data desain diketahui kemudian melakukan perhitungan analisis heat balance kondensator dan dry cooler. Bila hasil sudah optimum kemudian dilanjutkan ke analisis perhitungan teoritis. Hasil perhitungan teoritis berupa daya kondensator dan *dry cooler* serta delta temperatur.

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Analisis keseimbangan termal mesin pendingin ORC kapasitas 500 kW yang terdiri dari kondensator dan *dry cooler*. Data-data yang didapatkan dari peralatan pembangkit tenaga listrik ORC dari

pembiayaan inovasi teknologi di PT PLTP Lahendong SULUT BPPT.

Selanjutnya untuk mencari kondisi keseimbangan termal sistem pendingin ORC kapasitas 500 kW perlunya dilakukan analisa dari setiap komponen sistem pendingin yang terdiri dari analisa *heat balance* di kondensor dan dry cooler dengan analisa sesuai tekanan dan temperatur. Hal ini dilakukan untuk mengetahui faktor yang mempengaruhi dari masing-masing variabel di dalam perhitungan atau penentuan kondisi optimum dari setiap komponen sistem pendingin tersebut. Setelah diketahui pengaruhnya, maka akan diprediksi hasil dari kondisi keseimbangan termal dari setiap komponen sistem pendingin ORC 500 kW dengan dilakukan perhitungan secara teoritis yaitu untuk mengetahui pola aliran dan analisa sistem pendingin ORC, untuk melihat efektivitas analisa keseimbangan termal yang dihitung dari hasil perhitungan. Data pengukuran temperatur langsung pada fluida dingin dan fluida panas bisa dilihat pada Tabel 1 dan 2.

3.1 Perhitungan Keseimbangan Termal Fluida N-Pentane di sisi Masuk Kondensor

Pada sub bab ini akan dilakukan perhitungan awal analisa keseimbangan termal pada kondensor tipe *shell and tube* dengan maksud yaitu laju perpindahan panas yang dilepas fluida n-pentane sama dengan fluida yang diterima air pendingin pada kondensor sesuai dengan beban termal yang diberikan dengan kondisi awal dari alat tersebut.

Data awal kondisi operasi yang diberikan oleh sistem air pendingin ORC 500 kW pada fluida n-pentane yang masuk pada kondensor diambil dari beberapa data (Tabel 3).

Energi panas yang dibuang oleh kondensor berbentuk panas laten. Panas yang dibutuhkan untuk mengubah fase air dari cair menjadi uap air. Pada tekanan atmosfer, panas laten dibutuhkan untuk merubah air menjadi uap air pada temperatur konstan, 100°C. Temperatur laten akan semakin tinggi seiring semakin tingginya tekanan kerja pada boiler. Kalor laten inilah yang harus dibuang pada siklus ORC melalui kondensor. Pembuangan kalor laten tersebut akan berubah fase uap air kembali ke cair.

Berdasarkan kekekalan energi, maka laju perpindahan panas dapat ditentukan dengan persamaan 1.

$$\begin{aligned} Q_{in} &= Q_{out} \\ Q_h &= Q_c \\ h_2 - h_3 &= h_{c,in} - h_{c,out} \end{aligned} \quad (1)$$

Dimana :

$$\begin{aligned} Q &= \text{laju perpindahan panas (kW)} \\ m &= \text{laju aliran massa (kg/s)} \\ h &= \text{entalpi fluida aliran panas pada sisi aliran masuk (J/kg}^\circ\text{C)} \end{aligned}$$

Selanjutnya untuk memudahkan mencari nilai entalpi uap pada sisi masuk yaitu menggunakan tabel uap saturasi atau menggunakan aplikasi *pressure table*. Maka akan didapat nilai entalpi fluida (h_f) serta nilai campuran entalpi fluida (h_{fg}) dengan persamaan 2. Hasil perhitungan entalpi dapat dilihat pada Tabel 4.

$$h_2 = h_f + (x \cdot h_{fg}) \quad (2)$$

Dimana :

$$\begin{aligned} h_2 &= \text{entalpi uap masuk (fase uap) kJ/kg} \\ h_f &= \text{entalpi fluida fase cair (kJ/kg)} \\ h_{fg} &= \text{entalpi perubahan fase (kJ/kg)} \\ x &= \text{faktor kebebasan (\%)} \text{ menyatakan presentasi uap} \end{aligned}$$

Berdasarkan kekekalan energi, maka laju perpindahan panas pada refrigeran dapat dihitung dengan persamaan 3. Hasil perhitungan laju perpindahan panas n-pentane pada kondensor ditunjukkan pada Tabel 5.

$$\begin{aligned} Q_{in} &= Q_{out} \\ Q_h &= Q_c \\ Q_h &= h_2 - h_3 \end{aligned} \quad (3)$$

Dimana:

$$\begin{aligned} Q_h &= \text{laju perpindahan panas refrigerant (kW)} \\ m &= \text{laju aliran masa refrigerant (kg/s)} \\ h &= \text{entalpi refrigerant pada diagram p-h (kJ/kg)} \end{aligned}$$

Tabel 1. Data fluida panas *n*-pentane pada kondensor

PARAMETER PENGAMBILAN DATA							
TGL	WAKTU	TEMPERATUR	TEMPERATUR	TEKANAN	TEKANAN	LAJU ALIRAN	DENSITY
		MASUK N-PENTANE	KELUAR N-PENTANE	MASUK N-PENTANE	KELUAR N-PENTANE	MASA N-PENTANE	N-PENTANE
		PADA KONDENSOR	PADA KONDENSOR	PADA KONDENSOR	PADA KONDENSOR	PADA KONDENSOR	PADA KONDENSOR
		(°C)	(°C)	ρ (BAR)	ρ (BAR)	(kg/s)	(kJ/kg.°C)
28/09/2017	9:48	48	43	1.487	1.487	6.84	6.17
	10:03	47	41	1.458	1.458	6.87	6.18
	10:32	45	40	1.535	1.535	6.87	6.19
	11:00	43	38	1.395	1.395	6.91	6.20
	11:26	45	40	1.409	1.409	6.9	6.20
	12:20	43	38	1.392	1.392	6.75	6.20
	12:33	46	41	1.415	1.415	6.79	6.19
	13:13	46	41	1.412	1.412	6.85	6.20
	13:29	45	40	1.403	1.403	6.82	6.20
	13:43	46	41	1.418	1.418	6.79	6.19
		45.4	40.3	1.4324	1.4324	6.839	6.19
14/11/2017	9:01	49	42	1.646	1.646	6.72	6.16
	10:03	49	43	1.554	1.554	6.81	6.16
	11:09	48	42	1.487	1.487	6.66	6.18
	12:07	49	41	1.505	1.505	6.82	6.17
	13:01	49	43	1.464	1.464	6.68	6.18
	14:20	49	43	1.476	1.476	6.53	6.18
		48.83	42.33	1.522	1.522	6.703	6.171
20/11/2018	9:06	48	42	1.496	1.496	6.71	6.17
	12:21	41	36	1.259	1.259	6.68	6.17
	13:00	48	42	1.525	1.526	5.79	6.18
		45.66	40	1.426	1.426	6.39	6.17
21/11/2018	13:12	48	42	1.496	1.496	6.67	6.17
	14:04	48	42	1.51	1.51	6.71	6.17
		48	42	1.503	1.503	6.69	6.17
22/11/2017	14:03	46	40	1.473	1.473	6.58	6.18
		46	40	1.473	1.473	6.58	6.18
23/11/2017	12:46	46	40	1.496	1.496	6.65	6.17
	13:13	47	39	1.479	1.479	6.57	6.17
	14:01	46	40	1.464	1.464	6.8	6.18
		46.33	39.66	1.479	1.479	6.67	6.173
24/11/2018	13:33	48	41	1.502	1.502	6.65	6.17
	14:30	48	41	1.496	1.496	6.61	6.17
		48	41	1.499	1.499	6.63	6.17
25/11/2018	8:59	48	43	1.484	1.484	6.66	6.18
	10:14	48	42	1.496	1.496	6.65	6.18
	11:01	48	41	1.506	1.506	6.66	6.17
	12:06	48	42	1.505	1.505	6.65	6.18
		48	42	1.497	1.497	6.665	6.177
27/11/2017	11:41	48	42	1.536	1.536	6.58	6.16
	12:16	48	42	1.591	1.591	6.68	6.16
	13:17	48	42	1.51	1.51	6.57	6.17
	14:11	48	42	1.496	1.496	6.54	6.17
		48	42	1.533	1.533	6.592	6.17
29/11/27	8:51	49	43	1.49	1.49	6.44	6.17
	9:54	49	42	1.535	1.535	6.59	6.16
	11:09	50	42	1.557	1.557	6.48	6.16
	12:29	50	42	1.577	1.577	6.48	6.16
	12:59	50	43	1.594	1.594	6.63	6.15
	14:35	50	43	1.565	1.565	6.56	6.16
		49.66	42.5	1.553	1.553	6.53	6.16
RATA-RATA		47.39	41.29	1.49	1.49	6.66	6.17

Tabel 2. Data fluida air dingin pada kondensor

PARAMETER PENGAMBILAN DATA						
TGL	WAKTU	TEMPERATUR	TEMPERATUR	TEKANAN	TEKANAN	DENSITY
		AIR MASUK	AIR KELUAR	AIR MASUK	AIR KELUAR	AIR PENDINGIN
		PADA KONDENSOR	PADA KONDENSOR	ρ (BAR)	ρ (BAR)	PADA KONDENSOR
		(°C)	(°C)			(Kj/kg. °C)
28/09/2017	9:48	35	40	5.2	5.2	4,18
	10:03	34	40	5.2	5.2	4,18
	10:32	34	39	5.2	5.2	4,18
	11:00	33	38	5.2	5.2	4,18
	11:26	33	38	5.2	5.2	4,18
	12:20	33	38	5.2	5.2	4,18
	12:33	33	38	5.2	5.2	4,18
	13:13	33	38	5.2	5.2	4,18
	13:29	33	38	5.2	5.2	4,18
	13:43	33	38	5.2	5.2	4,18
		33.4	38.5	5.2	5.2	4.18
14/11/2017	9:01	35	40	5.2	5.2	4,18
	10:03	35	40	5.2	5.2	4,18
	11:09	33	38	5.2	5.2	4,18
	12:07	34	39	5.2	5.2	4,18
	13:01	33	38	5.2	5.2	4,18
	14:20	33	38	5.2	5.2	4,18
		33.83	38.83	5.2	5.2	4.18
20/11/2018	9:06	33	38	5.2	5.2	4,18
	12:21	32	37	5.2	5.2	4,18
	13:00	34	40	5.2	5.2	4,18
		33	38.33	5.2	5.2	4.18
21/11/2018	13:12	33	39	5.2	5.2	4,18
	14:04	33	38	5.2	5.2	4,18
		33	38.5	5.2	5.2	4.18
22/11/2017	14:03	33	39	5.2	5.2	4,18
		33	39	5.2	5.2	4.18
23/11/2017	12:46	33	38	5.2	5.2	4,18
	13:13	33	38	5.2	5.2	4,18
	14:01	32	37	5.2	5.2	4,18
		32.66	37.66	5.2	5.2	4.18
24/11/2018	13:33	33	39	5.2	5.2	4,18
	14:30	33	38	5.2	5.2	4,18
		33	38.5	5.2	5.2	4.18
25/11/2018	8:59	33	37	5.2	5.2	4,18
	10:14	33	38	5.2	5.2	4,18
	11:01	33	38	5.2	5.2	4,18
	12:06	33	38	5.2	5.2	4,18
		33	28.5	5.2	5.2	4.18
27/11/2017	11:41	34	40	5.2	5.2	4,18
	12:16	34	39	5.2	5.2	4,18
	13:17	34	39	5.2	5.2	4,18
	14:11	33	38	5.2	5.2	4,18
		33.75	39	5.2	5.2	4.18
29/11/27	8:51	33	38	5.2	5.2	4,18
	9:54	34	38	5.2	5.2	4,18
	11:09	34	40	5.2	5.2	4,18
	12:29	35	40	5.2	5.2	4,18
	12:59	35	40	5.2	5.2	4,18
	14:35	35	40	5.2	5.2	4,18
RATA-RATA		34.33	38.58	5.2	5.2	4,18

Tabel 3. Data temperatur fluida n-pentane di sisi masuk kondensor

DATA MASUK PADA KONDENSOR N-PENTANE					
TGL	TEMPERATUR	TEMPERATUR	TEKANAN	LAJU ALIRAN	DENSITY
	MASUK N-PENTANE	KELUAR N-PENTANE	MASUK N-PENTANE	MASUK N-PENTANE	N-PENTANE
	PADA KONDENSOR	PADA KONDENSOR	PADA KONDENSOR	PADA KONDENSOR	PADA KONDENSOR
	(°C)	(°C)	ρ (BAR)	(kg/s)	(kJ/kg.°C)
28/09/2017	45,4	40,3	1,432	6,83	6.19
14/11/2017	48.83	42,33	1,522	6,71	6.171
20/11/2017	45,66	40	1,426	6,39	6.17
21/11/2017	48	42	1,503	6.69	6.17
22/11/2017	46	40	1,473	6.58	6.18
23/11/2017	46,33	39.66	1,479	6.67	6.173
24/11/2017	48	41	1.499	6.63	6.17
25/11/2017	48	42	1.497	6.65	6.177
27/11/2017	48	42	1,533	6,59	6.17
29/11/2017	49,6	42.5	1,555	6,53	6.16

Tabel 4. Hasil perhitungan entalpi n-pentane di sisi masuk

DATA MASUK PADA KONDENSOR N-PENTANE						
TGL	TEMPERATUR	TEMPERATUR	TEKANAN	LAJU ALIRAN	DENSITY	ENTALPY
	MASUK N-PENTANE	KELUAR N-PENTANE	MASUK N-PENTANE	MASUK N-PENTANE	N-PENTANE	MASUK N-PENTANE
	PADA KONDENSOR	PADA KONDENSOR	PADA KONDENSOR	PADA KONDENSOR	PADA KONDENSOR	PADA KONDENSOR
	(°C)	(°C)	ρ (BAR)	(kg/s)	(kJ/kg.°C)	h_2 (kJ/kg)
28/09/2017	45.4	40.3	1.432	6.83	6.19	2810.99
14/11/2017	48.83	42.33	1.522	6.71	6.171	2819.93
20/11/2017	45.66	40	1.426	6.39	6.17	2811.4
21/11/2017	48	42	1.503	6.69	6.17	2817.83
22/11/2017	46	40	1.473	6.58	6.18	2813.09
23/11/2017	46.33	39.66	1.479	6.67	6.173	2813.9
24/11/2017	48	41	1.499	6.63	6.17	2817.75
25/11/2017	48	42	1.497	6.65	6.177	2817.7
27/11/2017	48	42	1.533	6.59	6.17	2818.45
29/11/2017	49.6	42.5	1.555	6.53	6.16	2822.19

Tabel 5. Hasil perhitungan laju perpindahan panas n-pentane pada kondensor

DATA MASUK PADA KONDENSOR N-PENTANE							
TGL	TEMPERATUR	TEMPERATUR	TEKANAN	LAJU ALIRAN	DENSITY	ENTALPY	LAJU PERPINDAHAN PANAS
	MASUK N-PENTANE	KELUAR N-PENTANE	MASUK N-PENTANE	MASUK N-PENTANE	N-PENTANE	MASUK N-PENTANE	PADA N-PENTANE
	PADA KONDENSOR	PADA KONDENSOR	PADA KONDENSOR	PADA KONDENSOR	PADA KONDENSOR	PADA KONDENSOR	Q (KW)
	(°C)	(°C)	ρ (BAR)	(kg/s)	(kJ/kg.°C)	h2 (kJ/kg)	
28/09/2017	45.4	40.3	1.432	6.83	6.19	2810.99	227.85
14/11/2017	48.83	42.33	1.522	6.71	6.171	2819.93	228.24
20/11/2017	45.66	40	1.426	6.39	6.17	2811.4	227.93
21/11/2017	48	42	1.503	6.69	6.17	2817.83	228.14
22/11/2017	46	40	1.473	6.58	6.18	2813.09	227.83
23/11/2017	46.33	39.66	1.479	6.67	6.173	2813.9	227.88
24/11/2017	48	41	1.499	6.63	6.17	2817.75	228.15
25/11/2017	48	42	1.497	6.65	6.177	2817.7	228.16
27/11/2017	48	42	1.533	6.59	6.17	2818.45	228.03
29/11/2017	49.6	42.5	1.555	6.53	6.16	2822.19	228.28

3.2 Perhitungan Keseimbangan Termal - Pentane di Sisi Keluar Kondensor

Tekanan pada sisi masuk *n-pentane* diasumsikan sama dengan tekanan yang keluar *n-pentane*. Data temperatur *n-pentane* diperlihatkan pada Tabel 6.

Tabel 6 Data temperature n-pentane di sisi keluar

DATA MASUK PADA KONDENSOR N-PENTANE				
TGL	TEMPERATUR	TEKANAN	LAJU ALIRAN	DENSITY
	KELUAR N-PENTANE	KELUAR N-PENTANE	MASA N-PENTANE	N-PENTANE
	PADA KONDENSOR	PADA KONDENSOR	PADA KONDENSOR	PADA KONDENSOR
	(°C)	ρ (BAR)	(kg/s)	(kJ/kg.°C)
28/09/2017	40,3	1,432	6,83	6.19
14/11/2017	42,33	1,522	6,71	6.171
20/11/2017	40	1,426	6,39	6.17
21/11/2017	42	1,503	6,69	6.17
22/11/2017	40	1,473	6,58	6.18
23/11/2017	39.66	1,479	6,67	6.173
24/11/2017	41	1,499	6,63	6.17
25/11/2017	42	1,497	6,65	6.177
27/11/2017	42	1,533	6,59	6.17
29/11/2017	42.5	1,555	6,53	6.16

Sebelum menghitung kapasitas kondensor, maka nilai entalpi dicari di titik 3 yaitu (h_3) karena pada titik 3 fluida berwujud cair untuk memudahkan mencari entalpi di h_3 yaitu menggunakan tabel air saturasi atau tabel temperatur air. Berikutnya, mencari nilai entalpi (h_f) pada *n-pentane* temperatur keluar maka didapatkan sebagaimana yang terlihat pada Tabel 7.

Tabel 7 Hasil perhitungan entalpi di sisi keluar kondensor

DATA MASUK PADA KONDENSOR N-PENTANE					
TGL	TEMPERATUR	TEKANAN	LAJU ALIRAN	DENSITY	ENTALPY
	KELUAR N-PENTANE	KELUAR N-PENTANE	MASA N-PENTANE	N-PENTANE	KELUAR N-PENTANE
	PADA KONDENSOR	PADA KONDENSOR	PADA KONDENSOR	PADA KONDENSOR	PADA KONDENSOR
	(°C)	ρ (BAR)	(kg/s)	(kJ/kg.°C)	h3 (kJ/kg)
28/09/2017	40,3	1,432	6,83	6.19	532.41
14/11/2017	42,33	1,522	6,71	6.171	537.49
20/11/2017	40	1,426	6,39	6.17	532.07
21/11/2017	42	1,503	6,69	6.17	536.43
22/11/2017	40	1,473	6,58	6.18	534.74
23/11/2017	39.66	1,479	6,67	6.173	535.08
24/11/2017	41	1,499	6,63	6.17	536.21
25/11/2017	42	1,497	6,65	6.177	536.09
27/11/2017	42	1,533	6,59	6.17	538.1
29/11/2017	42.5	1,555	6,53	6.16	539.32

Laju perpindahan panas (Q) pada sisi keluar sama dengan laju perpindahan panas (Q) pada sisi masuk. Hasil laju perpindahan panas pada sisi keluar diperlihatkan pada Tabel 8.

3.3 Perhitungan Keseimbangan Termal Air Pendingin di Sisi Masuk Kondensor

Perhitungan analisa pada air pendingin di sisi masuk pada kondensor tipe *shell and tube* yaitu perpindahan panas yang diperlukan alat tersebut sesuai beban termal yang dibutuhkan. Data fluida air pendingin di sisi masuk kondensor ditunjukkan pada Tabel 9.

Tabel 8 Laju perpindahan panas (Q) pada sisi keluar

DATA MASUK PADA KONDENSOR N-PENTANE						
TGL	TEMPERATUR	TEKANAN	LAJU ALIRAN	DENSITY	ENTALPY	LAJU PERPINDAHAN PANAS
	KELUAR N-PENTANE	KELUAR N-PENTANE	MASA N-PENTANE	N-PENTANE	KELUAR N-PENTANE	PADA N-PENTANE
	PADA KONDENSOR	PADA KONDENSOR	PADA KONDENSOR	PADA KONDENSOR	PADA KONDENSOR	Q (KW)
	(°C)	ρ(BAR)	(kg/s)	(kJ/kg.°C)	h3 (kJ/kg)	
28/09/2017	40,3	1,432	6,83	6.19	532.41	227.85
14/11/2017	42,33	1,522	6,71	6.171	537.49	228.24
20/11/2017	40	1,426	6,39	6.17	532.07	227.93
21/11/2017	42	1,503	6.69	6.17	536.43	228.14
22/11/2017	40	1,473	6.58	6.18	534.74	227.83
23/11/2017	39.66	1,479	6.67	6.173	535.08	227.88
24/11/2017	41	1.499	6.63	6.17	536.21	228.15
25/11/2017	42	1.497	6.65	6.177	536.09	228.16
27/11/2017	42	1,533	6,59	6.17	538.1	228.03
29/11/2017	42.5	1,555	6,53	6.16	539.32	228.28

Tabel 9. Data fluida air pendingin di sisi masuk kondensor

PARAMETER PENGAMBILAN DATA					
TGL	TEMPERATUR	TEMPERATUR	TEKANAN	DENSITY	LAJU ALIRAN
	AIR MASUK	AIR KELUAR	AIR MASUK	AIR PENDINGIN	MASA
	PADA KONDENSOR	PADA KONDENSOR	ρ(BAR)	PADA KONDENSOR	AIR
	(°C)	(°C)		(Kj/kg.°C)	(m3/h)
28/09/2017	33.4	38.5	5.2	4.18	346.4
14/11/2017	33.83	38.83	5.2	4.18	346.4
20/11/2018	33	38.33	5.2	4.18	346.4
21/11/2018	33	38.5	5.2	4.18	346.4
22/11/2017	33	39	5.2	4.18	346.4
23/11/2017	32.66	37.66	5.2	4.18	346.4
24/11/2018	33	38.5	5.2	4.18	346.4
25/11/2018	33	28.5	5.2	4.18	346.4
27/11/2017	33.75	39	5.2	4.18	346.4
29/11/2017	34.33	38.58	5.2	4.18	346.4

Berdasarkan kekekalan energi, maka laju perpindahan panas pada air pendingin dapat dihitung dengan persamaan 4.

$$Q_{in} = Q_{out}$$

$$Q_h = Q_c$$

$$Q_c = h_{c,in} - h_{c,out} \quad (4)$$

Q_h = laju perpindahan panas air pendingin (kW)
 m = laju aliran massa air pendingin (kg/s)
 h = entalpi refrigerant pada diagram p-h (kJ/kg)

Karena di perhitungan Q_h n-pentane telah diketahui, maka laju perpindahan panas yang dilepas n-pentane sama dengan laju perpindahan panas yang diterima air pendingin ($Q_h = Q_c$). Hasil perhitungan laju perpindahan panas air pendingin disajikan pada Tabel 10.

Dimana:

Tabel 10. Hasil perhitungan laju perpindahan panas air pendingin (Q)

PARAMETER PENGAMBILAN DATA						
TGL	TEMPERATUR	TEMPERATUR	TEKANAN	LAJU ALIRAN	DENSITY	LAJU PERPINDAHAN PANAS
	AIR KELUAR	AIR KELUAR	AIR KELUAR	MASA	AIR PENDINGIN	PADA AIR PENDINGIN
	PADA KONDENSOR	PADA KONDENSOR	ρ (BAR)	AIR	PADA KONDENSOR	KONDENSOR
	(°C)	(°C)		(m3/h)	(Kj/kg.°C)	Q (kW)
28/09/2017	38.5	38.5	5.2	346.4	4.18	227.85
14/11/2017	38.83	38.83	5.2	346.4	4.18	228.24
20/11/2018	38.33	38.33	5.2	346.4	4.18	227.93
21/11/2018	38.5	38.5	5.2	346.4	4.18	228.14
22/11/2017	39	39	5.2	346.4	4.18	227.83
23/11/2017	37.66	37.66	5.2	346.4	4.18	227.88
24/11/2018	38.5	38.5	5.2	346.4	4.18	228.15
25/11/2018	28.5	28.5	5.2	346.4	4.18	228.16
27/11/2017	39	39	5.2	346.4	4.18	228.03
29/11/2017	38.58	38.58	5.2	346.4	4,18	228.28

3.4 Perhitungan Keseimbangan Termal Air Pendingin di Sisi Keluar kondensor

Data fluida air pendingin disisi keluar kondensor ditampilkan pada Tabel 11.

Tabel 11. Data fluida air pendingin di sisi keluar kondensor

PARAMETER PENGAMBILAN DATA				
TGL	TEMPERATUR	TEMPERATUR	TEKANAN	DENSITY
	AIR MASUK	AIR KELUAR	AIR MASUK	AIR PENDINGIN
	PADA KONDENSOR	PADA KONDENSOR	ρ (BAR)	PADA KONDENSOR
	(°C)	(°C)		(Kj/kg.°C)
28/09/2017	33.4	38.5	5.2	4.18
14/11/2017	33.83	38.83	5.2	4.18
20/11/2018	33	38.33	5.2	4.18
21/11/2018	33	38.5	5.2	4.18
22/11/2017	33	39	5.2	4.18
23/11/2017	32.66	37.66	5.2	4.18
24/11/2018	33	38.5	5.2	4.18
25/11/2018	33	28.5	5.2	4.18
27/11/2017	33.75	39	5.2	4.18
29/11/2017	34.33	38.58	5.2	4.18

Laju perpindahan panas (Q) pada sisi keluar sama dengan laju perpindahan panas (Q) pada sisi masuk. Hasil perhitungan laju perpindahan panas air pendingin disisi keluar kondensor disajikan pada Tabel 12.

Tabel 12. Hasil perhitungan laju perpindahan panas air pendingin di sisi keluar kondensor

PARAMETER PENGAMBILAN DATA					
TGL	TEMPERATUR	TEKANAN	LAJU ALIRAN	DENSITY	LAJU PERPINDAHAN PANAS
	AIR KELUAR	AIR KELUAR	MASA	AIR PENDINGIN	PADA AIR PENDINGIN
	PADA KONDENSOR	ρ (BAR)	AIR	PADA KONDENSOR	KONDENSOR
	(°C)		(m3/h)	(Kj/kg.°C)	Q (kj/S)
28/09/2017	38.5	5.2	346.4	4.18	227.85
14/11/2017	38.83	5.2	346.4	4.18	228.24
20/11/2018	38.33	5.2	346.4	4.18	227.93
21/11/2018	38.5	5.2	346.4	4.18	228.14
22/11/2017	39	5.2	346.4	4.18	227.83
23/11/2017	37.66	5.2	346.4	4.18	227.88
24/11/2018	38.5	5.2	346.4	4.18	228.15
25/11/2018	28.5	5.2	346.4	4.18	228.16
27/11/2017	39	5.2	346.4	4.18	228.03
29/11/2017	38.58	5.2	346.4	4,18	228.28

3.5 Perhitungan Keseimbangan Termal pada Sisi Masuk Dry Cooler

Data yang didapatkan dari hasil perhitungan analisa n-pentane di sisi masuk dan keluar, analisa perhitungan air pendingin di sisi masuk dan keluar untuk memudahkan mencari keseimbangan termal sistem pendingin pada ORC kapasitas 500 kW. Selanjutnya, diharuskan menganalisa *dry cooler* di sisi masuk.

Tabel 13. Data fluida pendingin yang masuk ke dry cooler

PARAMETER PENGAMBILAN DATA				
TGL	TEMPERATUR	TEKANAN	LAJU ALIRAN	DENSITY
	AIR PANAS MASUK	AIR MASUK	MASA	AIR PENDINGIN
	PADA DRY COOLER	ρ (BAR)	AIR	PADA DRY COOLER
	(°C)		(m3/h)	(Kj/kg.°C)
28/09/2017	37	5.1	346.4	4.18
14/11/2017	37	5.1	346.4	4.18
20/11/2018	37	5.1	346.4	4.18
21/11/2018	37	5.1	346.4	4.18
22/11/2017	38	5.1	346.4	4.18
23/11/2017	37	5.1	346.4	4.18
24/11/2018	37	5.1	346.4	4.18
25/11/2018	37	5.1	346.4	4.18
27/11/2017	38	5.1	346.4	4.18
29/11/2017	37	5.1	346.4	4,18

Besar pembuangan panas air pendingin pada dry cooler adalah suatu nilai yang menunjukkan besar panas pada air dry cooler yang dapat dibuang ke udara luar.

Selanjutnya untuk memudahkan mencari nilai entalpi air pada sisi masuk yaitu menggunakan tabel uap saturasi, maka akan didapatkan nilai entalpi fluida (h_f) serta nilai campuran entalpi fluida (h_{fg}) dengan persamaan 5. Hasil perhitungan entalpi di sisi masuk dry cooler diperlihatkan pada Tabel 14.

$$h_3 = h_f + (x \cdot h_{fg}) \quad (5)$$

Dimana:

h_3 = entalpi Air masuk (kJ/kg)

h_f = entalpi fluida fase cair (kJ/kg)

h_{fg} = entalpi perubahan fase (kJ/kg)

x = factor kebebasan (%) menyatakan presentasi uap

Fraksi (kadar) uap (x) dari hasil perhitungan didapatkan temperatur air masuk kondensor senilai 34,33°C, tekanan air masuk kondensor sebesar 5,2 bar.

Dari Tabel sifat-sifat uap panas didapatkan entalpi uap masuk ke kondensor: $h_1 = 2836,60$ kJ/kg, entropi uap masuk ke kondensor: $s_1 = 6,9224$ kJ/kg°C, entropi uap keluar sama dengan entropi uap masuk kondensor (proses ideal atau isentropis) sehingga $s_1 = s_2 = 6,9224$ kJ/kg.°C

Dari tabel uap jenuh, pada tekanan dry cooler sebesar 5,1 bar (510 kPa) didapatkan entalpi fase uap (h_{g3}) = 2752,4 kJ/kg, entalpi fase cair (h_{f3}) = 655,77 kJ/kg, entalpi perubahan fase (h_{fg3}) = 2096,6 kJ/kg, entropi fase uap (s_g) = 6,7886 kJ/kg°C, entropi fase cair (s_{f3}) = 1,8970

kJ/kg°C, dan entropi perubahan fase (s_{fg3}) = 5,1191 kJ/kg°C.

Fraksi (kadar) uap (X) dapat dihitung :

$$X = \frac{s_2 - s_{f3}}{s_{fg3}} = \frac{6.9224 - 1.8970}{5.1191} = 0.9816 \text{ atau } 98.16$$

%

Tabel 14. Hasil perhitungan entalpi di sisi masuk dry cooler

PARAMETER PENGAMBILAN DATA					
TGL	TEMPERATUR	TEKANAN	LAJU ALIRAN	DENSITY	ENTALPY
	AIR PANAS MASUK	AIR MASUK	MASA	AIR PENDINGIN	AIR PANAS MASUK
	PADA DRY COOLER	ρ (BAR)	AIR	PADA DRY COOLER	PADA DRY COOLER
	(°C)		(m3/h)	(Kj/kg.°C)	hci(kj/kg)
28/09/2017	37	5.1	346.4	4.18	2842.49
14/11/2017	37	5.1	346.4	4.18	2842.49
20/11/2018	37	5.1	346.4	4.18	2842.49
21/11/2018	37	5.1	346.4	4.18	2842.49
22/11/2017	38	5.1	346.4	4.18	2844.7
23/11/2017	37	5.1	346.4	4.18	2842.49
24/11/2018	37	5.1	346.4	4.18	2842.49
25/11/2018	37	5.1	346.4	4.18	2842.49
27/11/2017	38	5.1	346.4	4.18	2844.7
29/11/2017	37	5.1	346.4	4,18	2842.49

Berdasarkan kekekalan energi, maka laju perpindahan panas pada air pendingin dapat di hitung dengan persamaan 6. Hasil perhitungan laju perpindahan panas air disajikan pada Tabel 15.

$$\begin{aligned} Q_{in} &= Q_{out} \\ Q_h &= Q_c = Q_{dc} \\ Q_{dc} &= h_3 - h_4 \end{aligned} \quad (6)$$

Dimana:

Q_h = laju perpindahan panas air (kW)

m = laju aliran masa air (kg/s)

h = entalpi air pada diagram p-h (kJ/kg)

3.6 Perhitungan Keseimbangan Termal pada Sisi Keluar Dry Cooler

Sebelum menghitung laju perpindahan panas pada dry cooler, maka harus mencari entalpi dititik 3 yaitu (h_{co}) karena pada titik 3 fluida berwujud cair untuk memudahkan mencari entalpi di h_{co} yaitu menggunakan tabel air saturasi atau tabel temperatur air. Selanjutnya, sisa mencari nilai entalpi (h_f) pada air pendingin temperatur keluar maka didapatkan sebagaimana yang disajikan pada Tabel 17.

Laju perpindahan panas (Q) pada sisi keluar sama dengan laju perpindahan panas (Q) pada sisi masuk. Hasil perhitungan panas laju perpindahan panas air pendingin disisi keluar dry cooler disajikan pada Tabel 18.

Tabel 15. Hasil perhitungan laju perpindahan panas air pendingin disisi lain masuk *dry cooler*

PARAMETER PENGAMBILAN DATA							
TGL	TEMPERATUR	TEKANAN	LAJU ALIRAN	DENSITY	ENTALPY	ENTALPY	LAJU PERPINDAHAN PANAS
	AIR PANAS MASUK	AIR MASUK	MASA	AIR PENDINGIN	AIR PANAS MASUK	AIR PANAS KELUAR	PADA AIR PENDINGIN
	PADA DRY COOLER	ρ (BAR)	AIR	PADA DRY COOLER	PADA DRY COOLER	PADA DRY COOLER	KONDENSOR
	(°C)		(m3/h)	(Kj/kg.°C)	hci(kj/kg)	hco(kj/kg)	Q (kw)
28/09/2017	37	5.1	346.4	4.18	2842.49	676.6	216.58
14/11/2017	37	5.1	346.4	4.18	2842.49	676.6	216.58
20/11/2018	37	5.1	346.4	4.18	2842.49	676.6	216.58
21/11/2018	37	5.1	346.4	4.18	2842.49	676.6	216.58
22/11/2017	38	5.1	346.4	4.18	2844.7	676.6	216.81
23/11/2017	37	5.1	346.4	4.18	2842.49	676.6	216.58
24/11/2018	37	5.1	346.4	4.18	2842.49	676.6	216.58
25/11/2018	37	5.1	346.4	4.18	2842.49	676.6	216.58
27/11/2017	38	5.1	346.4	4.18	2844.7	676.6	216.81
29/11/2017	37	5.1	346.4	4,18	2842.49	676.6	216.58

Tabel 16. Data fluida air panas yang keluar *dry cooler*

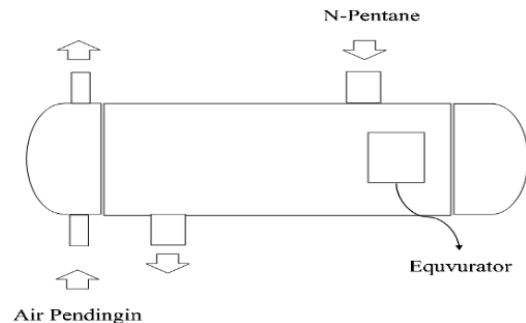
PARAMETER PENGAMBILAN DATA				
TGL	TEMPERATUR	TEKANAN	LAJU ALIRAN	DENSITY
	AIR PANAS KELUAR	AIR KELUAR	MASA	AIR PENDINGIN
	PADA DRY COOLER	ρ (BAR)	AIR	PADA DRY COOLER
	(°C)		(m3/h)	(Kj/kg.°C)
28/09/2017	31	4,9	346.4	4.18
14/11/2017	31	4,9	346.4	4.18
20/11/2018	31	4,9	346.4	4.18
21/11/2018	31	4,9	346.4	4.18
22/11/2017	32	4,9	346.4	4.18
23/11/2017	31	4,9	346.4	4.18
24/11/2018	32	4,9	346.4	4.18
25/11/2018	32	4,9	346.4	4.18
27/11/2017	32	4,9	346.4	4.18
29/11/2017	31	4,9	346.4	4,18

Tabel 17. Hasil perhitungan entalpi air panas disisi keluar pada *dry cooler*

PARAMETER PENGAMBILAN DATA					
TGL	TEMPERATUR	TEKANAN	LAJU ALIRAN	DENSITY	ENTALPY
	AIR PANAS KELUAR	AIR KELUAR	MASA	AIR PENDINGIN	AIR PANAS KELUAR
	PADA DRY COOLER	ρ (BAR)	AIR	PADA DRY COOLER	PADA DRY COOLER
	(°C)		(m3/h)	(Kj/kg.°C)	hco(kj/kg)
28/09/2017	31	4,9	346.4	4.18	676.6
14/11/2017	31	4,9	346.4	4.18	676.6
20/11/2018	31	4,9	346.4	4.18	676.6
21/11/2018	31	4,9	346.4	4.18	676.6
22/11/2017	32	4,9	346.4	4.18	676.6
23/11/2017	31	4,9	346.4	4.18	676.6
24/11/2018	32	4,9	346.4	4.18	676.6
25/11/2018	32	4,9	346.4	4.18	676.6
27/11/2017	32	4,9	346.4	4.18	676.6
29/11/2017	31	4,9	346.4	4,18	676.6

3.7 Analisa Keseimbangan Termal pada Sistem Pendingin ORC 500 kW Berdasarkan Panas Sensibel

Energi panas yang dibuang oleh kondensator berbentuk panas laten. Panas yang dibutuhkan untuk mengubah fase air dari cair menjadi uap air. Pada tekanan atmosfer, panas laten dibutuhkan untuk merubah air menjadi uap air pada temperatur konstan, 100°C. Temperatur laten akan semakin tinggi seiring dengan semakin tingginya tekanan kerja pada boiler. Kalor laten inilah yang harus dibuang pada siklus ORC melalui kondensator. Hal tersebut memudahkan perhitungan uap panas yang dilepas dalam kondensator.



Gambar 3. skema kondensator

Tabel 18. Hasil perhitungan laju perpindahan panas air pendingin disisi keluar *dry cooler*

PARAMETER PENGAMBILAN DATA							
TGL	TEMPERATUR	TEKANAN	LAJU ALIRAN	DENSITY	ENTALPY	ENTALPY	LAJU PERPINDAHAN PANAS
	AIR PANAS KELUAR	AIR KELUAR	MASA	AIR PENDINGIN	AIR PANAS MASUK	AIR PANAS KELUAR	PADA AIR PENDINGIN
	PADA DRY COOLER	ρ (BAR)	AIR	PADA DRY COOLER	PADA DRY COOLER	PADA DRY COOLER	KONDENSOR
	(°C)		(m ³ /h)	(Kj/kg.°C)	h ₃ (kj/kg)	h ₄ (kj/kg)	Q (kw)
28/09/2017	31	4,9	346.4	4.18	2842.49	676.6	216.58
14/11/2017	31	4,9	346.4	4.18	2842.49	676.6	216.58
20/11/2018	31	4,9	346.4	4.18	2842.49	676.6	216.58
21/11/2018	31	4,9	346.4	4.18	2842.49	676.6	216.58
22/11/2017	32	4,9	346.4	4.18	2844.7	676.6	216.81
23/11/2017	31	4,9	346.4	4.18	2842.49	676.6	216.58
24/11/2018	32	4,9	346.4	4.18	2842.49	676.6	216.58
25/11/2018	32	4,9	346.4	4.18	2842.49	676.6	216.58
27/11/2017	32	4,9	346.4	4.18	2844.7	676.6	216.81
29/11/2017	31	4,9	346.4	4.18	2842.49	676.6	216.58

Dari hasil analisis diketahui bahwa air pendingin yang masuk pada sistem pendingin kondensor adalah, temperatur air masuk kondensor sebesar 33,30°C, temperatur air keluar kondensor sebesar 37,54°C, tekanan air masuk kondensor sebesar 5,2 bar, densitas air pendingin senilai 4,180 kJ/kg°C, laju aliran massa air pendingin sebesar 96,22 kg/s. Perhitungan laju perpindahan panas di sisi masuk kondensor dapat dihitung seperti di bawah ini.

$$q_{c,in} = m_{c,in} \cdot C_{p,c,in} \cdot \Delta T$$

$$q_{c,in} = 96,22 \text{ kg/s} \cdot 4,180 \text{ kJ/kg} \cdot \text{°C} \cdot 4,24\text{°C}$$

$$q_{c,in} = 1705,33 \text{ kW} = 1,70 \text{ MW}$$

Laju perpindahan panas pada $q_{c,in}$ adalah 1705,33 kW sama dengan laju perpindahan panas pada $q_{c,out}$ sebesar 1705,33 kW

Data rata-rata temperatur fluida air pendingin pada dry cooler sistem pendingin ORC meliputi: temperatur air panas masuk pada dry cooler 37,2 °C, temperatur air dingin masuk pada dry cooler 31,4°C, tekanan air Masuk kondensor 5,1 bar, densitas air pendingin 4,180 kJ/kg°C , laju aliran massa air pendingin 96,22 kg/s.

Laju perpindahan panas disisi masuk *dry cooler* dapat dihitung :

$$q_{dc,in} = m_{dc,in} \cdot C_{p,dc,in} \cdot \Delta T$$

$$q_{c,in} = 96,22 \text{ kg/s} \cdot 4,180 \text{ KJ/kg} \cdot \text{°C} \cdot 5,8\text{°C}$$

$$q_{c,in} = 2332,76 \text{ kW} = 2,34 \text{ MW}$$

Laju perpindahan panas pada $q_{c,in}$ adalah 2332,76 kW sama dengan laju perpindahan panas pada $q_{c,out}$ sebesar 2332,76 kW.

3.8 Analisis Keseimbangan Termal pada Sistem Pendingin ORC 500 kW

Setelah dilakukannya perhitungan di sisi masuk dan keluar n-pentane pada kondensor, perhitungan di sisi masuk dan keluar air pendingin pada kondensor, perhitungan air panas yang masuk dan keluar pada *dry cooler*.

Keseimbangan energi termal dapat dijelaskan sebagai berikut : sebuah sistem ORC selalu memiliki kesetimbangan energi termal, tentunya kesetimbangan tersebut terhadap waktu artinya kesetimbangan energi termal selalu berubah-ubah terhadap waktu, pada bab ini akan dibahas tentang kesetimbangan energi termal pada sistem pendingin ORC 500 kW. Variabel-variabel kesetimbangan energi termal terdiri dari beberapa jenis, yaitu laju energi masuk n-pentane pada kondensor, laju keluar n-pentane pada kondensor, laju energi masuk dan keluar air pendingin pada kondensor, laju energi masuk dan keluar air pendingin pada *dry cooler*. Pernyataan tersebut diterjemakan dalam bentuk persamaan umum energi termal yang menyatakan bahwa laju perpindahan panas dari n-pentane sama dengan laju perpindahan panas air pada kondensor sama dengan laju perpindahan panas di *dry cooler*.

Dari hasil pembahasan di atas diperoleh laju perpindahan panas pada kondensor didapatkan laju perpindahan panas pada sisi *dry cooler* $Q_{dc} = 2,34 \text{ MW}$, laju perpindahan panas pada kondensor $Q_c = 1,70 \text{ MW}$

Asumsi tidak terjadi kehilangan laju perpindahan panas pada pipa maka:

Laju perpindahan panas pada equvurator adalah

$$Q_{eq} = Q_{dc} - Q_c$$

$$Q_{eq} = 2,34 \text{ MW} - 1,70 \text{ MW}$$

$$Q_{eq} = 0,64 \text{ MW}$$

4. KESIMPULAN

Proses kondensasi fluida n-pentane merupakan fenomena yang cukup kompleks. Banyak sekali parameter yang mempengaruhinya. Secara garis besar kemampuan perpindahan panas sebuah mesin pendingin ORC dipengaruhi oleh parameter operasi kerja sistem secara menyeluruh.

Proses pendinginan pada sistem pendingin ORC pada *dry cooler* telah mencapai temperatur pendingin optimum pada nilai temperatur 25°C sampai 35°C. Hal ini ditunjukkan pada nilai temperatur pendingin *dry cooler* berkisar pada temperatur 31°C sampai 32°C.

Kesetimbangan energi pada laju perpindahan panas n-pentane yaitu $Q_{dc} = 2,34 \text{ MW}$. Sedangkan laju energi yang diterima fluida air dingin yaitu $Q_c = 1,70 \text{ MW}$ dan laju energi pada equvurator yaitu: $Q_{eq} = 0,64 \text{ MW}$

Terjadinya keseimbangan energi pada sistem ORC menurut hukum kekekalan energi yaitu laju perpindahan panas di n-pentane sama dengan laju perpindahan panas yang diterima air pendingin sama dengan laju perpindahan panas pada *dry cooler* dari hasil penelitian ditemukan bahwa Q n-pentane sama dengan Q air pendingin dan Q air pendingin lebih besar dri Q air pada *dry cooler*.

Hal ini menunjukkan bahwa tidak terjadinya keseimbangan termal pada sistem pendingin ORC 500 kW, karena Q *dry cooler* lebih kecil dari Q yang dilepas oleh kondensor.

REFERENSI

- 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. doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.06.022>
- Diby, S. (2009). *Perhitungan desain termal kondensator pada sistem pendingin PWR*. Paper presented at the Seminar Nasional V SDM Teknologi Nuklir, Yogyakarta.
- Firdaus, A. N., Putra, A. B. K. (2014). *Studi variasi laju pendinginan cooling tower*

terhadap sistem ORC (Organic Rankine Cycle) dengan fluida kerja R-123.

Sukarman, Sirodz, Y. (2018). Optimasi desain alat penukar kalor gas buang untuk pemanas air degreaser. *Jurnal Ilmiah TEKNOBIZ*, 8(3).