

# ANALISIS PERFORMA MAIN COOLING WATER PUMP PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA PANAS BUMI (PLTP) PT.X

\* Aditya Purbianto<sup>1</sup>, Bambang Setiyo Adji<sup>2</sup>

<sup>1,2</sup> Fakultas Teknik dan Informatika, Program Studi Teknik Mesin, Universitas Dian Nusantara, Jakarta, Indonesia

\*Email Korespondensi:  
[aditya.purbianto@undira.ac.id](mailto:aditya.purbianto@undira.ac.id)

## ARTIKEL INFORMASI

Diterima:  
15 March 2021

Direvisi:  
20 April 2021

Dipublikasi:  
16 Mei 2021

## ABSTRAK

Pembangkit listrik tenaga panas bumi (PLTP) merupakan pembangkit listrik yang menggunakan energi terbarukan. Karena bahan utama yang digunakan untuk memutar turbin adalah uap basah dari dalam bumi, karenanya tidak memerlukan bahan bakar untuk menghasilkan uap. PLTP ini memiliki beberapa komponen penting dalam menghasilkan listrik salah satunya yaitu pompa. Pompa merupakan alat pemindah fluida dari satu tempat ke tempat lain. Metodologi yang digunakan dalam penelitian ini yaitu pencatatan data harian pada pompa Main Cooling Water Pump untuk kemudian dilakukan analisis perhitungan untuk mencari daya motor, daya pompa dan efisiensi kemudian ditentukan penyebab penurunan performa pompa tersebut. Dari hasil penelitian yang dilakukan didapatkan hasil daya motor aktual pompa 1 dan 2 sebesar 705,601 kW, kemudian daya motor commissioning sebesar 748,29 kW, dan daya motor spesifikasi mempunyai hasil sebesar 900 kW. Untuk daya pompa aktual pada pompa 1 memiliki daya sebesar 542,410 kW, sedangkan pompa 2 sebesar 512,760 kW. Kemudian daya pompa commissioning sebesar 613,000 kW, dan daya pompa spesifikasi mempunyai hasil sebesar 630,000 kW. Dan untuk efisiensi aktual pada pompa 1 memiliki efisiensi sebesar 76,70 %, sedangkan pompa 2 sebesar 72,50 %. Kemudian efisiensi pompa commissioning sebesar 82,8 %, dan efisiensi pompa spesifikasi mempunyai hasil sebesar 86 %. Didapatkan kesimpulan performa pompa aktual mengalami penurunan performa dari performa pompa commissioning dan performa spesifikasi, sehingga perawatan yang diberikan harus lebih ekstra untuk menjaga performa pompa tetap dalam kondisi optimal.

**Keyword:** Pompa Sentrifugal, Pompa Satu Tingkat, *Main Cooling Water Pump*

## 1. PENDAHULUAN

Indonesia merupakan salah satu negara yang berpotensi untuk menghasilkan listrik tenaga panas bumi dikarenakan Indonesia memiliki beberapa gunung berapi yang memiliki potensi untuk dikelola sebagai pembangkit panas bumi. Kondensor sebagai salah satu sistem pendingin yang sangat penting dalam sebuah sistem pembangkit energi listrik. Fungsi utama kondensor adalah untuk mengkondensasikan uap exhaust turbin, supaya menciptakan tekanan pada turbin menjadi vacuum, sehingga efisiensi siklus power plant akan naik.

Kondensor yang digunakan pada Pembangkit Listrik Tenaga Panas Bumi (PLTP) pada PT. X sebagaimana alat penukar kalor, yaitu Spray Condenser type Direct Contact Unit 3. Dimana fluida pendingin berupa air dan sedangkan fluida kerja sistem (fluida yang di dinginkan) yaitu uap exhaust turbin tekanan rendah. Meningkatnya suhu air dingin di sistem ini akan mempengaruhi jalannya kondensasi pada kondensor dan diikutinya kenaikan nilai tekanan pada kondensor yang berpengaruh terhadap vaccum kondensor, sehingga kurang maksimalnya unjuk kerja dari suatu peralatan pada pembangkit itu sendiri.

Adapun identifikasi masalah pada penelitian ini adalah meningkatnya suhu air dingin di sistem ini akan mempengaruhi jalannya kondensasi pada kondensor dan di ikutinya kenaikan nilai tekanan pada kondensor yang berpengaruh terhadap vaccum kondensor, sehingga kurang maksimalnya unjuk kerja dari suatu peralatan pada pembangkit itu sendiri. Tujuan dilakukannya penelitian ini adalah mendapatkan kondisi perfoma kondensor pada temperatur dan tekanan kondensor sehingga meningkatkan produktifitas dari kinerja turbin

## 2. KAJIAN PUSTAKA

### Tinjauan Umum PLTP

Pembangkit listrik tenaga panas bumi adalah pembangkit listrik yang menggunakan panas bumi (*geothermal*) sebagai energi penggerak. Indonesia dikaruniai sumber panas bumi yang berlimpah karena banyaknya gunung berapi dari pulau-pulau besar yang ada, hanya pulau Kalimantan saja yang tidak mempunyai potensi panas bumi (Carin, 2011). Keuntungan teknologi ini antara lain, bersih, dapat beroperasi pada suhu yang lebih rendah dari pada PLTN, dan aman, bahkan *geothermal* adalah yang terbersih dibandingkan dengan nuklir, minyak bumi dan batu bara.

Pada umumnya pembangkit listrik panas bumi berdasarkan jenis fluida kerja panas bumi yang diperoleh dibagi menjadi 3, yaitu :

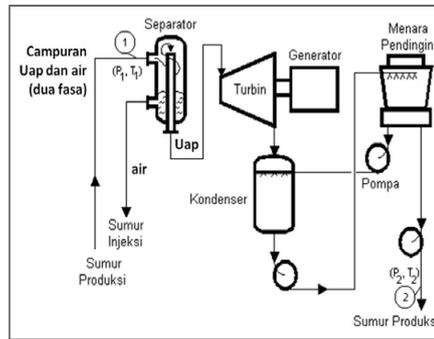
- a. *Vapor dominated system* (sistem dominasi uap)
- b. *Flushed steam system*
- c. *Binary cycle system* (sistem siklus biner)

Proses dalam pembangkit dimulai dari uap yang diambil dari panas bumi yang digunakan untuk memutar turbin. Jika uap tersebut bertemperatur diatas 370 °C, maka PLTP menggunakan *vapor dominated system* dimana uap dari panas bumi langsung digunakan untuk memutar turbin. Jika bertemperatur sekitar 170 °C sampai dengan 370 °C, maka menggunakan *flushed steam system* dimana uap masih mengandung cairan dan harus dipisahkan dengan *flush* separator sebelum memutar turbin. Dalam *binary-cycle system* uap panas bumi digunakan untuk memanaskan gas dalam *heat exchanger*, kemudian gas ini yang akan memutar turbin (Kevin, 2007).

### Prinsip Kerja PLTP

Pembangkit Listrik Tenaga Panasbumi (PLTP) pada prinsipnya sama seperti Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU), hanya pada PLTU uap dibuat di permukaan menggunakan boiler, sedangkan pada PLTP uap berasal dari reservoir panasbumi. Apabila fluida di kepala sumur berupa fasa uap, maka uap tersebut dapat dialirkan langsung ke turbin, dan kemudian turbin akan mengubah energi panas bumi menjadi energi gerak yang akan memutar generator sehingga dihasilkan energi listrik.

Apabila fluida panasbumi keluar dari kepala sumur sebagai campuran fluida dua fasa (fasa uap dan fasa cair) maka terlebih dahulu dilakukan proses pemisahan pada fluida. Hal ini dimungkinkan dengan melewati fluida ke dalam separator, sehingga fasa uap akan terpisahkan dari fasa cairnya. Fraksi uap yang dihasilkan dari separator inilah yang kemudian dialirkan ke turbin.



**Gambar 1.** Flow Diagram PLTP

Apabila sumber daya panasbumi mempunyai temperatur sedang, fluida panasbumi masih dapat dimanfaatkan untuk pembangkit listrik dengan menggunakan pembangkit listrik siklus binari (binary plant). Dalam siklus pembangkit ini, fluida sekunder (isobutane, isopentane or ammonia) dipanasi oleh fluida panasbumi melalui mesin penukar kalor atau *heat exchanger*. Fluida sekunder menguap pada temperatur lebih rendah dari temperatur titik didih air pada tekanan yang sama. Fluida sekunder mengalir ke turbin dan setelah dimanfaatkan dikondensasikan sebelum dipanaskan kembali oleh fluida panas bumi. Siklus tertutup dimana fluida panas bumi tidak diambil masanya, tetapi hanya panasnya saja yang diekstraksi oleh fluida kedua, sementara fluida panas bumi diinjeksikan kembali kedalam reservoir. Prinsip kerja tersebut merupakan kerja dari sistim yang terpasang pada komponen-komponen antara lain Separator, Demister, Turbin, Kondensor, *Main cooling water pump* (MCWP), dan *Cooling Tower*.

**Spray Condenser**

Kondensor berfungsi untuk megkondensasikan uap bekas yang digunakan untuk memutar turbin. Kondensor yang digunakan merupakan kondensor dengan jenis kontak langsung (*Direct Contact Condenser*), dimana air yang berasal dari *cooling tower* atau media kondensasi langsung di semprotkan melalui *spray nozzle* yang kemudian akan berkontak langsung dengan uap bekas memutar turbin. Uap akan terkondensasi dan dikeluarkan kondensor bersama-sama dengan media kondensasinya. Uap atau gas yang tidak dapat terkondensasi akan dihisap oleh *ejector* yang mana uap tersebut disebut dengan *Non Condensable Gas* (NCG). NCG ini biasanya mengandung 85-90% wt CO<sub>2</sub>, 3% wt H<sub>2</sub>S, dan sisanya adalah N<sub>2</sub> dan gas lainnya.

**Parameter Performa Kondensor**

**Heat Rate pada Turbin**

*Turbine heat rate* dapat dihitung dengan persamaan (ASME PTC 6)

$$TSR = \frac{m(\frac{kg}{h})}{W(kW)} \tag{2.1}$$

$$THR = TSR \times h(\frac{kJ}{kg}) \tag{2.2}$$

Dimana:

TSR : *Turbine Steam Rate*

m : *Main steam flow* (kg/h)

W : *Daya output* (kWh)

h : *Entalpi output* (kJ/kg)

**Efisiensi Kondensor**

**Metode output – input**

$$\eta_{cond} = \frac{H2}{H1+H3} \times 100\% \tag{2.3}$$

**Kesetimbangan Energi**

**Kondisi Steady**

$$Ws.h1 + Wct.h2 = Wcond.h3 \tag{2.4}$$

Dimana:

Ws: Laju aliran uap keluar turbin (kg/h)

Wc : Laju aliran air pendingin (kg/h)

W<sub>cond</sub> : aliran condensate (kg/h)  
 H : Entalphy (kJ/kg)

**Kondisi Aktual**

$$m_2 \cdot h_2 + m_5 \cdot h_5 = m_3 \cdot h_3 \quad (2.5)$$

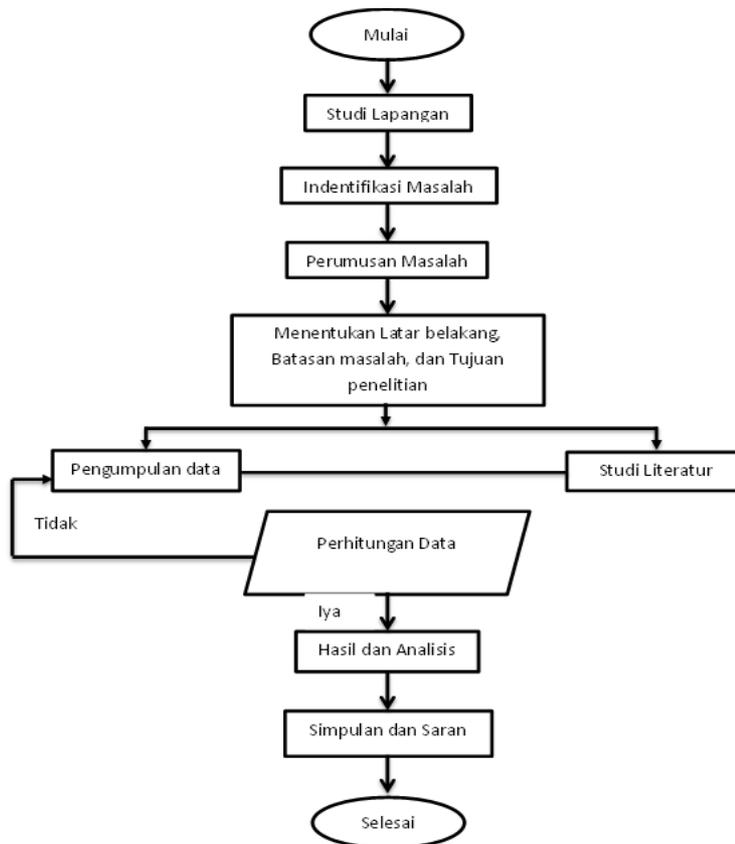
Dimana

m : laju aliran massa kg/h

h : Entalpi kJ/kg

**3. METODE**

Metodologi penelitian merupakan tahap–tahap penelitian yang harus ditetapkan dahulu sebelum melakukan pemecahan masalah, sehingga penelitian dapat dilakukan dengan terarah dan memudahkan dalam menganalisis permasalahan yang ada. Berikut diagram alir Metode Penelitian yang digunakan dapat dilihat pada gambar 2 berikut :



**Gambar 2.** Diagram Alir Proses Penelitian

**Peralatan Percobaan**

Pengambilan data dilakukan menggunakan alat ukur. Alat ukur yang digunakan adalah sebagai berikut *Sensor Transmitter*, Pembacaan temperatur, tekanan, dan laju alir digunakan sensor *transmitter* sebagai alat untuk pembacaan parameter turbin uap. *Sensor Gauge*, Selain menggunakan *transmitter* pembacaan emperatur dan tekanan digunakan juga sensor gauge sebagai pembanding data yang terbaca oleh *transmitter* dan data aktual lapangan.

**Spesifikasi desain Turbin**

**Tabel 1.** Spesifikasi Desain Turbin Unit 3

Lokasi	Turbin Area
Pabrik	Ansaldo Copenenti
Years	1992
Type	SC2F
Rating	55000 kW
Tekanan uap masuk	6.5 bar
Tekanan uap bekas	0,102 bar
Temperatur	162°C
Putaran	3000 rpm
Jumlah tingkat	6+6

**Spesifikasi desain Kondensor**

**Tabel 2.** Spesifikasi Desain Kondenser Unit 3

Lokasi	Condensor Area
Internal volume	527 m <sup>3</sup>
Size	1200x6500x6750 mm
Turbin exhaust Press	0,107 bar
Steam Saturation temp	47 °C
Gas weight content	1,5%
Cooling water inlet flow	3271,1
Cooling water inlet temp	27,6°C
Hot water outlet temp	44°C
Cooling water flow	2937,2 kg/s
Type of spray nozzle	Whirl jet

**Perhitungan Desain**

**Heat Rate**

Dengan mengambil salah satu sampel penelitian, maka dilakukan perhitungan sebagai berikut :

$$THR = TSR \times (h4)$$

Sebelum menghitung Turbin *Heat Rate*, dilakukannya Turbin *Steam Rate* untuk menghitung nilai konsumsi uap spesifik di peroleh dengan persamaan berikut :

$$TSR = \frac{m \left( \frac{kg}{h} \right)}{W (kW)}$$

Dimana

m = *Main steam flow* atau uap yang dipakai (kg/h)

W = *Daya output* atau daya yang dihasilkan (kW)

$$TSR = \frac{450000 \left( \frac{kg}{h} \right)}{60000 (kW)} = 7,6 \frac{kg}{kWh}$$

Setelah didapatkan nilai TSR maka dilanjutkan perhitungan THR :

$$THR = TSR \times (h4)$$

$$THR = 7,6 \text{ kg/Kwh} \times (2.759,595 \text{ kJ/kg})$$

$$THR = 20.973,036 \text{ kJ/kWh}$$

**Efisiensi Kondensor**

Perhitungan ini menggunakan metode *output – input* :

$$\eta_{cond} = \frac{H2}{H1 + H3} \times 100\%$$

$$= \frac{2580,675 \frac{kJ}{kg}}{2759,610 \frac{kJ}{kg} + 115,711 \frac{kJ}{kg}} \times 100\%$$

$$= 89,75\%$$

**Kesetimbangan Energi (steady)**

$$Ws.h1 + Wct.h2 = Wcond.h3$$

Dimana

Ws : Laju aliran uap keluar turbin (kg/h)

Wc : Laju aliran air pendingin (kg/h)

Wcond : Laju aliran condensate (kg/h)

h : Entalphy (kJ/kg)

- o 450.000(kg/h)x2762,799(kJ/kg)+10.573.920(kg/h)x115,711 kJ/kg = 26.000 kg/h x 2580,675 kJ/kg
- o 1.243.259.550+ 1.223.518.857 = 67.097.550
- o 2.466.778.407 = 67.097.550
- o 0,02721

**Perhitungan Aktual**

**Heat Rate**

$$TSR = \frac{m(\frac{kg}{h})}{W (kW)}$$

Dimana

m = Main steam flow atau uap yang dipakai (kg/h)

W = Daya output atau daya yang dihasilkan (kW)

$$TSR = \frac{437000 (\frac{kg}{h})}{60000 (kW)} = 7,2833 \frac{kg}{kWh}$$

Setelah didapatkan nilai TSR maka dilanjutkan perhitungan THR :

$$THR = TSR \times (h4)$$

$$THR = 7,283 \text{ kg/kWh} \times (2.758,198 \text{ kJ/kg}) \quad THR = 20.088,783 \text{ kJ/kWh}$$

**Tabel 3.** Hasil Perhitungan Heat Rate 24 Jam

Jam	00.00	01.00	02.00	03.00	04.00
Heat Rate	20088,87543	20182,4104	20185,60047	20182,4104	20142,7878
	05.00	06.00	07.00	08.00	09.00
	20142,7878	20135,6411	20137,2325	20146,7225	20146,7225
	10.00	11.00	12.00	13.00	14.00
	20100,72542	20198,22172	20194,29998	20143,5762	20089,66932
	15.00	16.00	17.00	18.00	19.00
	20135,6411	20135,6411	20135,6411	20138,8239	20141,2037
	20.00	21.00	22.00	23.00	24.00
	20141,9921	20187,18818	20141,2037	20141,9921	20187,97838

**Efisiensi Kondensor**

Perhitungan ini menggunakan metode output – input.

$$\eta_{cond} = \frac{H2}{H1+H3} \times 100\% \quad (3.8)$$

$$\eta_{cond} = 82,35 \%$$

**Tabel 4.** Perhitungan Efisiensi 24jam

Jam	00.00	01.00	02.00	03.00	04.00	05.00	06.00
Efisiensi Cond	82,35	82,23	82,04	82,15	82,03	82,03	82,27

07.00	08.00	09.00	10.00	11.00	12.00	13.00
82,24	82,31	82,32	82,21	82,26	82,35	82,42

14.00	15.00	16.00	17.00	18.00	19.00	20.00
82,45	82,26	82,29	82,29	82,28	82,21	82,41

21.00	22.00	23.00	00.00
82,22	82,25	82,15	82,13

**Kesetimbangan Energi**

$$\Sigma E_{in} = \Sigma E_{out}$$

$$m_{turbin} \cdot h_{turbin} + m_{ct} \cdot h_{ct} = m_{cond} \cdot h_{cond}$$

$$437.000 \text{ kg/h} \times 2592,193 \text{ kJ/kg} + 11.385.000 \text{ kg/h} \times 125,745 \text{ kJ/kg} = 24.800 \text{ kg/h} \times 2.590,250 \text{ kJ/kg}$$

$$1.132.788.341 + 1.431.606.825 = 64.238.200$$

$$2.564.395.166 = 64.238.200$$

$$= 0,02500$$

**Tabel 5.** Perhitungan Kesetimbangan 24jam

Jam	00.00	01.00	02.00	03.00	04.00	05.00
Kesetimbangan energi	0,0251	0,0249	0,0245	0,0249	0,0248	0,0253

06.00	07.00	08.00	09.00	10.00	11.00	12.00
0,0248	0,0249	0,0250	0,0250	0,0250	0,0247	0,0247

13.00	14.00	15.00	16.00	17.00	18.00
0,0250	0,0260	0,0255	0,0255	0,0255	0,0251

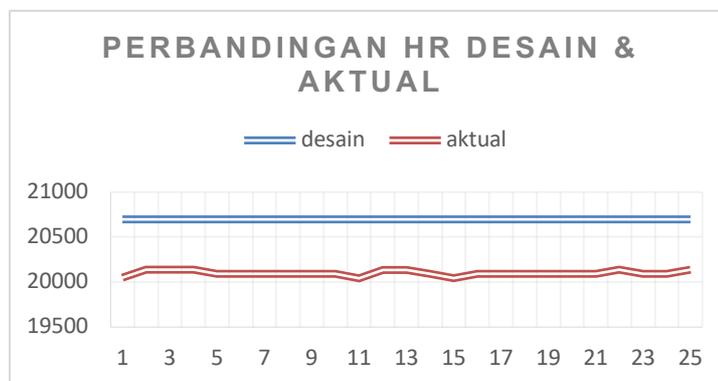
  

19.00	20.00	21.00	22.00	23.00	00.00
0,0246	0,0249	0,0252	0,0245	0,0251	0,0244

**4. HASIL DAN PEMBAHASAN**

Berdasarkan hasil perhitungan berikut ada lah hasil perbandingan secara desain dengan kondisi secara aktual.

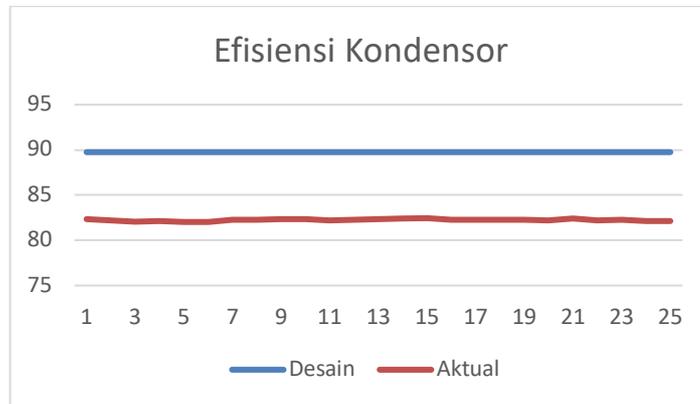
**Perbandingan heat rate desain & aktual**



**Gambar 3.** Grafik Perbandingan HR Desain & Actual

Dari gambar diatas dapat dilihat bahwa *heat rate* pada saat kondisi secara aktual mengalami penurunan yang dibandingkan dengan data desain. *Heat rate desain* yaitu sebesar 20.973,036 kJ/kWh sedangkan *heat rate* pada saat kondisi aktual sebesar 20.088,783 kJ/kWh atau mempunyai deviasi sebesar 4,2%. Untuk toleransi dari *heat rate* sendiri berdasarkan ASME PTC 6 yaitu sebesar 2%. Jadi untuk *heat rate* pada saat aktual sudah melebihi dari toleransi yang sudah diberikan.

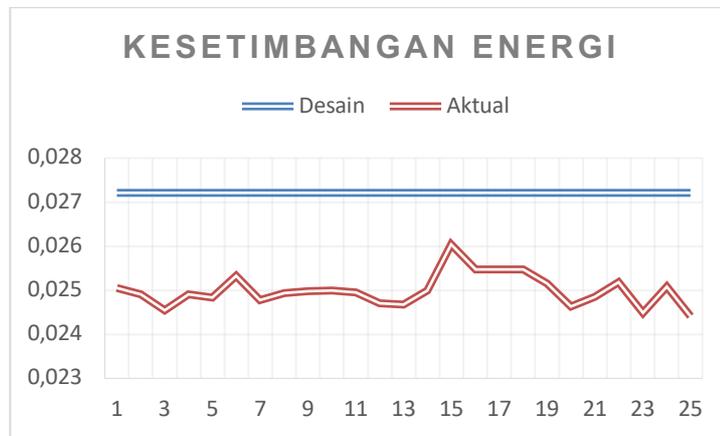
**Perbandingan efisiensi kondensor desain & aktual**



**Gambar 4.** Grafik Perbandingan Efisiensi Desain & Aktual

Dari gambar diatas dilihat bahwa efisiensi kondensor pada saat kondisi aktual lebih kecil jika dibandingkan dengan desain. Nilai efisiensi kondensor desain sebesar 89,75%, sedangkan pada kondisi secara aktual yaitu 82,35%. Efisiensi kondensor desain lebih baik kinerjanya karena *exhaust press*, dan kondisi ruangan vakum lebih baik dibandingkan dengan data aktual.

**Kesetimbangan Energi**



**Gambar 5.** Grafik Perbandingan Kesetimbangan Energi Desain & Actual

Dari gambar diatas dilihat bahwa kesetimbangan energi didalam kondensor pada saat kondisi aktual lebih kecil jika dibandingkan dengan desain. Nilai kesetimbangan energi kondensor desain sebesar 0,02721, sedangkan pada kondisi secara aktual yaitu 0,02505 dan memiliki perbedaan 0,00216. Pada jam 14.00 kinerja pada sistem berjalan sangat baik, namun pada jam 00.00 memiliki nilai paling rendah. Disebabkan karena bocornya isolasi didalam maupun diluar sistem yang mengakibatkan suhu lingkungan dapat mempengaruhi kinerja dari peralatan tersebut.

## 5. KESIMPLAN DAN SARAN

Dari hasil perhitungan dan analisis yang telah dilakukan pada kondensor tipe *spray* unit 3, maka dapat disimpulkan bahwa :

- 1) *Heat rate* pada turbin desain yaitu sebesar 20.696,965 kJ/kWh sedangkan *heat rate* pada saat kondisi aktual sebesar 20.046,144 KJ/kWh atau mempunyai deviasi sebesar 3,1%. Untuk toleransi dari *heat rate* sendiri berdasarkan ASME PTC 6 yaitu sebesar 2%. Jadi untuk *heat rate* pada saat aktual sudah melebihi dari toleransi yang sudah diberikan. Semakin besar nilai *heat rate* maka nilai efisiensi turbin akan turun dan disebabkan nya *exhaust pressure* maupun temperatur out pada turbin tersebut lebih rendah.
- 2) Efisiensi kondensor pada saat kondisi aktual lebih kecil jika dibandingkan dengan data desain. Nilai efisiensi kondensor desain sebesar 89,65%, sedangkan pada kondisi secara aktual yaitu 82,35%. Efisiensi kondensor desain lebih karena *exhaust press*, dan kondisi ruangan vakum lebih baik dibandingkan dengan data aktual.
- 3) Kesetimbangan energi didalam kondensor pada saat kondisi aktual lebih kecil jika dibandingkan dengan desain. Nilai kesetimbangan energi kondensor desain sebesar 0,02721, sedangkan pada kondisi secara aktual yaitu 0,02505 dan memiliki perbedaan 0,00216. Pada jam 14.00 kinerja pada sistem berjalan sangat baik, namun pada jam 00.00 memiliki nilai paling rendah. Disebabkan karena bocornya isolasi didalam maupun diluar sistem yang mengakibatkan suhu lingkungan dapat mempengaruhi kinerja dari peralatan tersebut.
- 4) Melakukan perawatan/*maintenace* lebih lanjut terhadap isolasi didalam maupun luar sistem, agar suhu lingkungan tidak mempengaruhi jalannya kinerja dari peralatan tersebut, supaya dapat memaksimalkan kinerjanya dan menjaga kondisi vakum ruangan yang ada di dalam kondensor.

## REFERENCES

- Aziz, Amiral. 2011. Analisa Eksergi PLTP Kamojang 68 Kapasitas 3 MW, Jakarta: Peneliti Konversi dan Energi dan Team Panas Bumi BPPT
- American Society of Mechanical Engineering. 2006. *Erratum to ASME PTC 6-2004 Steam Turbine*. New York, USA: ASME
- Bambang Teguh P. 2015. Modul *BALANCE OF PLANT and HEAT EXCHANGERS IN STEAM POWER PLANT*.
- Cengel, Boles. 2003. *Thermodynamics: An Engineering Approach*. USA: John Wiley & Sons Ltd
- DiPippo, Ronald. 2012. *Geothermal Power Plants: Principles, Applications, Case Studies and Enviromental*. Elsivier
- Hall, Carin 2011. *Indonesia's Geothermal Potential Being Hamstrung by Regional Polictics*. *Energy Digital*.
- Illah, Ibnu Atho. 2016. Analisis Eksergi Sistem Pembangkit Tenaga Panas Bumi Siklus Uap Hasil Pemisahan (*Saparated Steam Cycle*) di PT Indonesia Power UPJP Kamojang. Skripsi. Jember: Jurusan Energi terbarukan Politeknik Negeri Jember  
[indarluhsepdyanuri.blogspot.com/2015/06/siklus-uap-kering-direct-dry-steam-cycle.html](http://indarluhsepdyanuri.blogspot.com/2015/06/siklus-uap-kering-direct-dry-steam-cycle.html)
- Manual Book Vol 1 PLTP PT.X*
- Moran, M. J., Shapiro, H, N. 2007. *Fundamentals of Engineering Thermodinamics*, John Wiley& Sons: New York.
- P.K.Nag. 2008. *Power Plant Engineering Thrid Edition*. New Delhi : Tata McGraw-Hill Publishing Company Limited