

Pengaruh tekanan vakum terhadap laju perpindahan panas dan efektifitasnya pada kondensor di PLTU Tenayan Raya

Rafil Arizona^{a,1}, Muhammad Satria^a, Shandy Kurniadi^b, Eddy Elfiano^a, Sehat Abdi Saragih^a

^aProgram Studi Teknik Mesin, Universitas Islam Riau, Pekanbaru

^bDepartemen Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya

[1rafilarizona@eng.uir.ac.id](mailto:rafilarizona@eng.uir.ac.id)

ABSTRACT

Steam Power Plant (PLTU) has equipment that supports the operation of a steam turbine associated with a generator, including a condenser. The condenser is a heat exchanger whose function is to condense the used steam from the turbine or working fluid. In it, the process of heat transfer occurs between the cooling fluid, which is passed in the pipes and then the steam from the low-pressure turbine flows outside the pipes. This study aims to determine the effect of vacuum pressure on the rate of heat transfer and the effectiveness of the condenser operated at PLTU Tenayan Raya. This is done because the vacuum pressure greatly influences the performance of the condenser at PLTU Tenayan Raya. Analysis of heat transfer and condenser effectiveness was completed using the Effectiveness-NTU and LMTD methods. The calculation results show that the vacuum pressure value is -87.73 Kpa, will increase the heat transfer rate and the effectiveness value of the condenser with values of 49.63 MW and 0.9969.

Keywords: PLTU, Vacuum Pressure, Heat Transfer Rate, Condenser, Effectiveness-NTU, Log Mean Temperature Difference (LMTD)

Received 30 September 2023; **Presented** 5 October 2023; **Publication** 27 May 2024

PENDAHULUAN

Salah satu Upaya yang dapat dilakukan pemerintah supaya dapat memenuhi kebutuhan listrik masyarakat yakni dengan cara melakukan optimalisasi produksi listrik dari uni pembangkit listrik yang ada di Indonesia. Salah satunya dalam hal ini PT PJB UBJOM Tenayan Raya. PT PJB UBJOM Tenayan Raya merupakan Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) yang di operasikan secara penuh oleh PT Pembangkit Jawa Bali (PJB) UBJOM Tenayan Raya. PLTU Tenayan Raya ini memiliki kapasitas sebesar 2x110 MW, dengan kebutuhan sekitar 580 MW dan listrik yang terealisasi sebesar 410 MW. Semua kebutuhan listrik tersebut saat ini masih menggunakan batu-bara sebagai sumber bahan bakarnya. Untuk pulau Sumatra PLTU Tenayan Raya menyuplai sekitar 4% dari energi listrik yang dibutuhkan. PT PJB UBJOM Tenayan Raya memiliki peralatan-peralatan yang mendukung operasi turbin uap yang berhubungan dengan generator, diantaranya dalam hal ini adalah kondensor.

Kondensor merupakan komponen utama pada siklus PLTU, yang menjadi faktor terbesar penyebab terjadi *losses* pada siklus[1][2][3], dan hal ini dapat mempengaruhi efisiensi yang dihasilkan oleh sebuah pembangkit [4][5][6]. Apabila laju perpindahan panas dari sebuah kondensor rendah maka hal ini akan mengakibatkan

kerja netto semakin meningkat [7]. Maka menjadi hal yang sangat penting untuk mengetahui peran dan siklus dari sebuah kondensor pada PLTU.

Kondensor merupakan salah satu jenis alat penukar kalor yang berfungsi untuk mengkondensasikan uap bekas dari turbin atau fluida kerja [8][9][2]. Di dalamnya terjadi proses perpindahan panas antara fluida dan pendingin yang dilewatkan didalam pipa[10][11]. Uap yang datang dari *flow pressure turbine* mengalir di luar-pipa[10]. Panas yang berasal dari uap bekas di teruskan menuju massa fluida pendingin melalui media pemisah yakni pipa-pipa dengan ketebalan tipis yang berjumlah banyak[12]. Hal ini dilakukan karena permukaan pipa-pipa tersebut dapat menjadi permukaan perpindahan panas yang baik untuk mencapai efektifitas terbaik dari sebuah alat penukar kalor[13][14][15][16]. Apabila sistem pada pipa-pipa tersebut tidak bekerja dengan baik dalam mengkondensasikan uap bekas maka hal ini akan berdampak pada penambahan biaya produksi air pengisian boiler[17][18].

Proses kondensasi yang terjadi didalam kondensor biasanya akan menghasilkan efek vakum[19][20]. Efek ini akan membantu aliran uap keluar menuju *hotwell*, yang akan berdampak pada peningkatan efektifitas turbin[7]. Maka untuk mengetahui performa dari suatu kondensor

dapat dilakukan analisa perpindahan panas yang terjadi pada proses kondensasi yang terjadi didalam kondesor. Hal ini juga berlaku pada kondesor yang ada di PLTU Tenayan Raya, berdasarkan hasil pengamatan penulis kondesor pada pembangkit mengalami penurunan performa sehingga hal ini berdampak pada turunnya efisiensi turbin. Maka berdasarkan hal tersebut dibutuhkan analisa lebih lanjut terkait dengan pengaruh tekanan vakum terhadap laju perpindahan panas dan efektifitas yang dihasilkan oleh kondesor saat beroperasi dengan tujuan agar

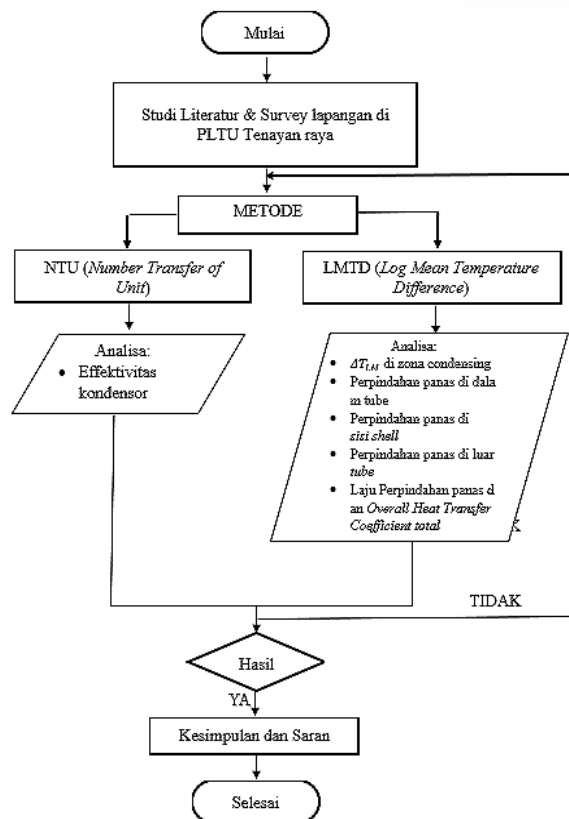
dapat di ketahui besar nilai tekanan vakum yang ada didalam kondesor, sehingga nilai ini nantinya dapat dijaga agar kondesor tetap memiliki efektifitas yang baik.

METODE PENELITIAN

Penelitian dan pengambilan data dilaksanakan di PT Pembangkit Jawa Bali (PJB) UBJOM Tenayan Raya yang berlokasi di jalan Ringroad 70, RT.004/RW.002, Kelurahan Industri, Kecamatan Tenayan Raya, Kota Pekanbaru, Riau 28285.



Gambar 1. PT Pembangkit Jawa Bali (PJB) UBJOM Tenayan Raya



Gambar 2. Diagram Alir Penelitian

Dalam melakukan penelitian, metode yang penulis gunakan yaitu 1). Melakukan studi

literatur, hal ini dilakukan untuk mengetahui dan memahami permasalahan yang terjadi,

khususnya pada tingkat kevakuman kondensor, 2). Studi observasi, 3). Metode wawancara. Studi observasi dan wawancara dilakukan untuk mengetahui kebutuhan dan kesesuaian data yang ada dilapangan dengan tujuan agar hasil yang didapatkan sesuai dengan keadaan sebenarnya. Dari 2 metode tersebut didapatkan data berupa: spesifikasi kondensor, desain kondensor, *data properties actual* dari *local* dan *room control* serta masukan langsung dari para operator dan mekanik dalam bidang pemeliharaan. Adapun diagram alir penelitian yang penulis susun ketika melakukan penelitian yaitu sebagai berikut:

1. Data Spesifikasi dan Data Aktual Pada Kondensor

HASIL DAN PEMBAHASAN

Data spesifikasi diambil dari *Thermal Calculation Sheet Determination for Condenser Surface Area* dan *Condensor's Specification design* dari buku panduan *Equipment Maintenance Manual—Steam Turbine and Auxilary Equipment Vol II-2*, PT PJB UBJOM Tenayan Raya. Dan data aktual diperoleh dari data ketika kondensor sedang beroperasi di bulan Agustus 2022.

Tabel 1. Perhitungan suhu untuk luas permukaan kondensor unit 2

Type	Two passes, Reverse flow, Devided water-box, Horizontal, Surface Type
<i>Tube material</i>	eq. ASTM A213 TP304 Stainless steel
Jumlah total tube	10716
Jumlah aliran air	Two (2) passes
Diameter luar	25 mm
Ketebalan	0,5
Panjang efektif (8320 mm
Sumber air pendingin	Air sungai
Air Pendingin	
Laju aliran	
Kecepatan di dalam tube	15, 16 m/s
Tekanan	0,25 MPa

Tabel 2. Data Aktual Kondensor Bulan 01-05 Agustus 2022

Aktual Data	
Vakum kondensor	-86,449 kPa
Suhu masuk air (T_{c_i})	37,37 °C
Suhu keluar air (T_{c_o})	45,20 °C
Suhu masuk uap (T_{h_i})	51,28 °C
Suhu keluar uap (T_{h_o})	46,04 °C

2. Perhitungan Mass Flow Rate Water and Steam

Untuk mengetahui laju aliran massa steam yang melalui kondensor, digunakanlah analisa kesetimbangan energi. Diketahui dari data actual, $T_{c_i} = 37,37 \text{ }^\circ\text{C}$ dan $T_{c_o} = 45,20 \text{ }^\circ\text{C}$, sehingga diperoleh nilai temperature rata-rata sebagai berikut:

$$\begin{aligned} T_{\text{Rata-rata}} &= \frac{T_{c_i} + T_{c_o}}{2} \\ &= \frac{37,37 \text{ }^\circ\text{C} + 45,20 \text{ }^\circ\text{C}}{2} \\ &= 41,28 \text{ }^\circ\text{C} = 314,28 \text{ K} \end{aligned}$$

Dari table A.6 *Thermophysical properties of saturated water*, dari *Fundamentals of Heat and Mass Transfer 7th edition* by Frank P. Incropera – David P. Dewwit didapat *properties* pada temperature 314,52 K (interpolasi) yaitu:

$$\begin{aligned} v_f &= 1,008808 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \\ p_f &= \frac{1}{1,008808 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}} \\ &= 991,2689 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \\ C_{pf} &= 4,178 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \\ \mu_f &= 637,144 \times 10^{-6} \frac{\text{N}\cdot\text{s}}{\text{m}^2} \\ k_f &= 633,424 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}} \\ P_{rf} &= 4,20 \end{aligned}$$

a. Perhitungan Laju Aliran Massa Air (\dot{m}_c)

Dari data spesifikasi diketahui kecepatan 15,16 m/s. Maka dalam perhitungan debit maximum adalah:

$$\begin{aligned} Q &= V \cdot A \\ Q &= V \cdot (\pi D) L \\ &= 15,16 \frac{\text{m}}{\text{s}} \{ (3,14)(0,025 \text{ m}) (8,320 \text{ m}) \} \\ &= 9,9 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \end{aligned}$$

Dengan diketahui debit maximum pada kondensor, maka *mass flow rate water* adalah:

$$\begin{aligned} \dot{m}_c &= \rho \cdot V \cdot A \\ &= p_f \cdot Q \\ &= (991,2689 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}) (9,9 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}) \\ &= 9814,84 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \end{aligned}$$

mass flow rate water disetiap tube adalah:

$$\frac{\dot{m}_c}{N_{\text{total}}} = \frac{9814,84 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{10716} = 0,9159 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

b. Dari data actual kondensor, diketahui kondensor vacuum adalah 86,449 Kpa yang merupakan tekanan gage, maka:

$$\begin{aligned} P_{\text{absolute}} &= P_{\text{atm}} + P_{\text{gage}} \\ &= 101 \text{ KPa} - 86,449 \text{ KPa} \\ &= 14,551 \text{ KPa} = 0,14551 \text{ bar} \end{aligned}$$

Dengan tekanan sebesar 0,14551 bar dari tabel A-3 *Properties of Saturated Water (Liquid-Vapor): Pressure table* didapatkan data sebagai berikut:

$$\begin{aligned} T_{\text{sat}} &= 51,51 \text{ }^\circ\text{C} = 324,51 \text{ K} \\ h_f &= 215,65 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ h_g &= 2594,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ h_o &= 215,644 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ h_{fg} &= 2379 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

Dengan menggunakan prinsip *energy balance* persamaan kesetimbangan energi adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned} q_{\text{hot}} &= q_{\text{cold}} \\ q_{\text{desuperheating}} + q_{\text{kondensasi}} + q_{\text{subcooling}} &= \\ &= \dot{m}_c c_c (T_{c_o} - T_{c_i}) \\ &= \left[(\dot{m}_h (h_{fg} - h_g)) + (\dot{m}_h (h_g - h_f)) \right. \\ &\quad \left. + (\dot{m}_h (h_f - h_o)) \right] \end{aligned}$$

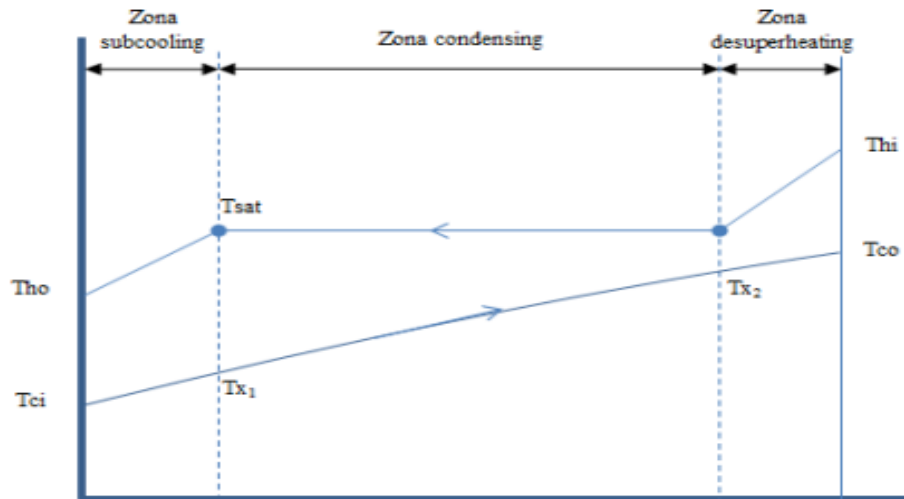
$$= \dot{m}_c c_{pf}(T_{co} - T_{ci})$$

$$\dot{m}_h = 136,19 \frac{kJ}{s}$$

Sehingga laju aliran massa steam yang masuk ke

dalam kondensor adalah = $136,19 \frac{kJ}{s}$.

Untuk mendapatkan ΔT_{LM} pada setiap zona, terlebih dahulu menghitung T_{x1} dan T_{x2} .



Gambar 2. Grafik Distribusi Temperatur

$$T_{x1} : q_{subcool} \dot{m}_c c_{pc} (T_{x1} - T_{ci})$$

$$T_{x1} = 310,37 \text{ k}$$

$$T_{x2} : q_{desuperheating} = \dot{m}_c c_{pc} (T_{co} - T_{x2})$$

$$T_{x2} = 317,41 \text{ k}$$

$$\Delta T_{LM,subcool} = \frac{(T_{sat} - T_{x1}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln \frac{(T_{sat} - T_{x1})}{(T_{ho} - T_{ci})}}$$

$$= 11,0843 \text{ K}$$

3. LMTD (Log Mean Temperature Difference)

a. ΔT_{LM} Zona Desuperheating

$$\Delta T_{LM,desup} = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{sat} - T_{x2})}{\ln \frac{(T_{hi} - T_{co})}{(T_{sat} - T_{x2})}}$$

$$= 6,47 \text{ K}$$

b. ΔT_{LM} Zona Condensing

$$\Delta T_{LM,cond} = \frac{(T_{sat} - T_{ci}) - (T_{sat} - T_{co})}{\ln \frac{(T_{sat} - T_{ci})}{(T_{sat} - T_{co})}}$$

$$= 9,7041 \text{ K}$$

c. ΔT_{LM} Zona Subcooling

Untuk jenis aliran *cross flow*, dibutuhkan faktor koreksi (F) yang dicari melalui grafik (*correction factor for a shell and tube heat exchanger with one shell and any multiple of two tube passes*). Sehingga persamaan LMTD menjadi:

$$\Delta T_{LM,CF} = \Delta T_{LM} F$$

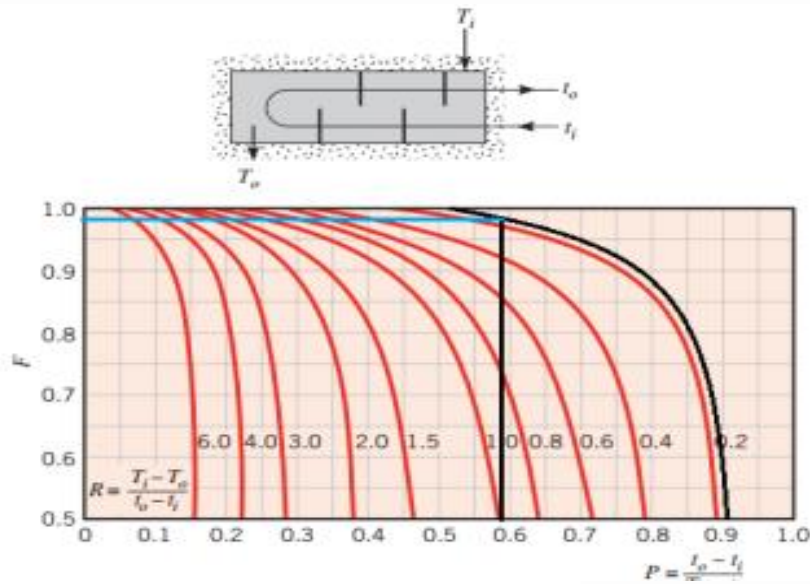
Untuk mencari F perlu menghitung R dan P:

$$R = \frac{(T_{hi} - T_{ho})}{(T_{co} - T_{ci})} = \frac{(51,28 - 46,04)}{(45,20 - 37,37)}$$

$$= 0,6692$$

$$P = \frac{(T_{co} - T_{ci})}{(T_{hi} - T_{ci})} = \frac{(45,20 - 37,37)}{(51,28 - 37,37)}$$

$$= 0,5629$$



Gambar 3. Faktor Koreksi Cross Flow

Dari gambar dapat dilihat apabila $R = 0,6692$ dan $P = 0,5629$ maka akan didapatkan $F = 0,93$, sehingga ΔT_{LM} disetiap zona adalah:

$$\Delta T_{LM,cond} = (6,25 \text{ K})(0,93) = 5,8125 \text{ K}$$

$$\Delta T_{LM,desup} = (9,7041 \text{ K})(0,93) = 9,0248 \text{ K}$$

$$\begin{aligned} \Delta T_{LM,subcool} &= (11,0843 \text{ K})(0,93) \\ &= 10,3083 \text{ K} \end{aligned}$$

3.1 Perpindahan Panas didalam Tube

$$\begin{aligned} h_i &= \frac{Nu_D \cdot k_f}{D_i} \\ &= \frac{(5878,4) (622,288 \times 10^{-3} \frac{W}{m \cdot K})}{(0,025) - (0,0005) (2 \text{ m})} \\ &= 152419,07 \frac{W}{m^2 \cdot K} \end{aligned}$$

3.2 Perpindahan Panas di Luar Tube

a) Zona Desuperheating

$$\begin{aligned} T_{mean,desup} &= T_{hi} + T_{sat} \\ &= 324,395 \text{ K} \end{aligned}$$

Laju perpindahan panas pada zona *desuperheating*:

$$q_{desup} = U_{desup} \cdot A_{desup} \cdot \Delta T_{LM,desup}$$

$$\begin{aligned} &= \left(0,0053 \frac{W}{m^2 \cdot K}\right) (69,98 \text{ m}^2) (6,47 \text{ K}) \\ &= 2,399 \text{ Watt} \end{aligned}$$

b) Zona Condensing

Mencari *properties* pada *temperature* saturasi didapatkan *properties* dari table A.6 *Thermophysical Properties of saturated water* didapat *properties* sebagai berikut:

$$T_{sat} = 51,51 \text{ }^\circ\text{C} = 324,51 \text{ K}$$

$$v_g = 11,347 \frac{m^3}{kg}$$

$$\rho_g = \frac{1}{v_g} = \frac{1}{11,347 \frac{m^3}{kg}} = 0,0881 \frac{kg}{m^3}$$

$$h_{fg} = 2407,58 \frac{kJ}{kg}$$

$$C_{p,g} = 1,9022 \frac{kJ}{kgK}$$

- Luasan perpindahan panas zona *condensing* (A_{conden})

$$A_{conden} = \pi \cdot d_0 \cdot l \cdot N_t$$

$$= 6998,83 \text{ m}^2$$

- Laju perpindahan panas pada zona *condensing*:

$$q_{conden} = U_{conden} \cdot A_{conden} \cdot \Delta T_{LM,conden}$$

$$= 46780109,71 \text{ Watt}$$

$$q_{tot} = 46821196,7817 \text{ Watt}$$

$$q_{tot} = 46,85 \text{ MW}$$

c) Zona Subcooling

Sebelum menghitung di zona subcooling terlebih dahulu ditentukan properties fluida dengan $T_{mean,subcool}$ sebagai berikut:

$$T_{mean,subcool} = \frac{T_{x1} + T_{ci}}{2}$$

$$= \frac{(310,37 + 310,37)K}{2}$$

$$= 310,37 \text{ K}$$

- Luasan perpindahan panas zona subcooling (A_{desup})

$$A_{subcool} = \frac{0,5}{100} \cdot \pi \cdot d_0 \cdot l \cdot N_t$$

$$A_{subcool} = 34,994 \text{ m}^2$$

- Laju perpindahan panas pada zona subcooling :

$$q_{subcool} = U_{subcool} \cdot A_{subcool} \cdot \Delta T_{LM,subcool}$$

$$q_{subcool} = 41084,6727 \text{ Watt}$$

3.3 Laju Perpindahan Panas Total

$$q_{tot} = q_{desup} + q_{cond} + q_{subcool}$$

3.4 Overall Heat Transfer Total

$$U_{tot} = U_{desup} + U_{cond} + U_{subcool}$$

$$U_{tot} = (0,0053 + 688,7838 + 105,92) \frac{W}{m^2K}$$

$$U_{tot} = 794,70 \frac{W}{m^2K}$$

4. Metode Number of Transfer Unit (NTU)-Effectiveness (ϵ)

4.1 Heat Capacity

- Kapasitas panas pada sisi tube:

$$C_c = \dot{m}_c \cdot C_{p,f}$$

$$= 41006,4 \frac{kJ}{s.K} (C_{max})$$

- Kapasitas panas pada sisi shell:

$$C_h = \dot{m}_h \cdot C_{p,g}$$

$$= 264,58 \frac{kJ}{s.K} (C_{min})$$

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} = 0,0064$$

4.2 Perhitungan Effectiveness – NTU

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} = 5,56$$

Karena penelitian ini menggunakan zona *condensing*, maka tipe kondensator *crossflowheat exchanger, single passes (1 tube passes)* digunakan persamaan sebagai berikut;

$$\epsilon = 2 \left\{ \frac{1 + C_r + (1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}} \times \frac{1 + \exp \left[-(NTU)_1 \left(1 + C_r^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right]}{1 - \exp \left[-(NTU)_1 \left(1 + C_r^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right]}}{1 + C_r + (1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}}} \right\}^{-1}$$

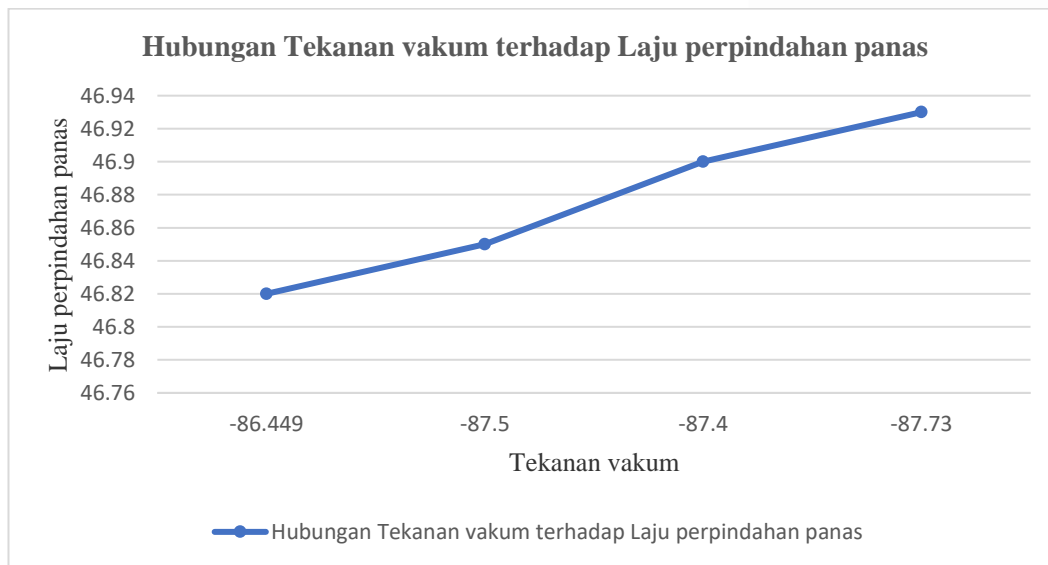
$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + 0,0064 + (1 + 0,0064^2)^{\frac{1}{2}} \times \frac{1 + \exp \left[-(5,56)_1 (1 + 0,0064^2)^{\frac{1}{2}} \right]}{1 - \exp \left[-(5,56)_1 (1 + 0,0064^2)^{\frac{1}{2}} \right]} \right\}^{-1} \quad \varepsilon = 0,9613$$

Tabel 3. Data Hasil Perhitungan Kondensor

Daya (MW)	110
Tekanan Vakum (KPa)	-86,499
Temperatur air masuk (T_{ci})	37,38 °C
Temperatur air keluar (T_{co})	45,20 °C
Temperatur uap masuk (T_{hi})	51,28 °C
Temperatur condensate (T_{ho})	46,04 °C
Laju perpindahan panas (q_{tot})	46,82 MW
Efektifitas (ε)	0,9613
zona desuperheating ($\Delta T_{LM,desup}$)	6,47 K
Zona condensing ($\Delta T_{LM,cond}$)	9,7041 K
Zona subcooling ($\Delta T_{LM,subcool}$)	11,0843 K
Kapasitas panas pada sisi tube (C_c)	41006,4 $\frac{kJ}{s \cdot K}$
Kapasitas panas pada sisi shell (C_h)	264,58 $\frac{kJ}{s \cdot K}$
Reynold number (Re_D)	25158,71
Laju perpindahan panas (q_{desup})	2,399 Watt
Laju perpindahan panas (q_{cond})	46780109,71 W
Laju perpindahan panas ($q_{subcool}$)	41084,6727 Watt

Tabel 4. Data Hasil Perhitungan Kondensator “Hubungan Tekanan Vakum dengan Laju Perpindahan Panas”

Date	Load	Tekanan Vakum	T_{ci}	T_{co}	T_{hi}	T_{ho}	Laju Perpindahan panas	Efektivitas
	MW	kPa	°C	°C	°C	°C	(mw)	
Agustus M-I	110	-86,449	37,38	45,20	51,28	46,04	46,82	0,9613
Agustus M-II	110	-87,50	36,65	47,36	51,69	46,87	46,85	0,9891
Agustus M-III	110	-87,40	36,61	46,76	51,29	49,90	46,90	0,9918
Agustus M-IV	110	-87,73	36,14	43,94	51,51	47,52	46,93	0,9996



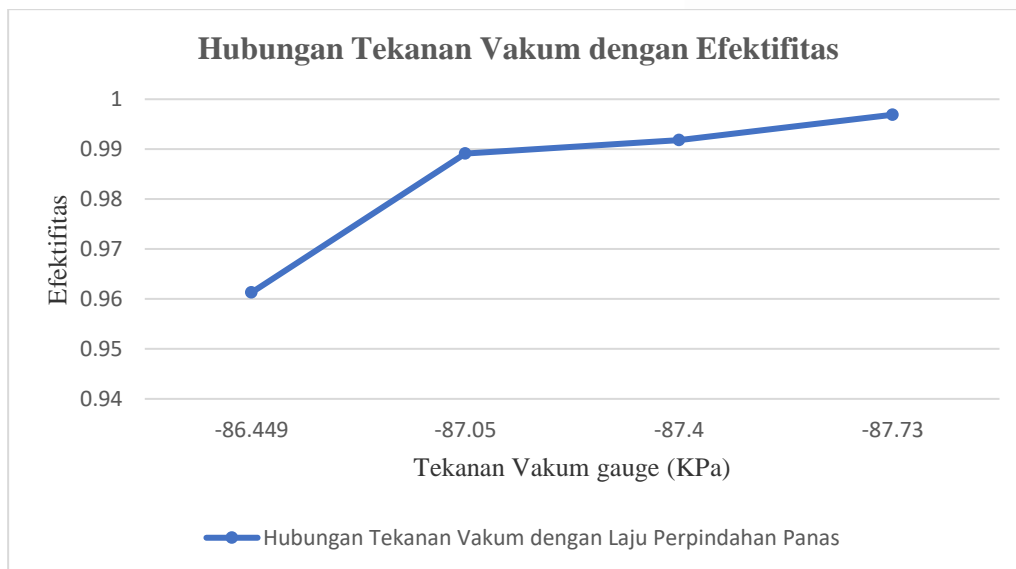
Gambar 4. Grafik Hubungan Tekanan Vakum dengan Laju Perpindahan Panas

Dari grafik 4 di atas terlihat bahwa laju perpindahan panas yang semakin besar membuat tekanan vakum dalam kondensator menjadi besar. Ketika laju perpindahan panas terbesar yaitu 46,93 MW menghasilkan tekanan vakum sebesar (-87,73) dimana temperature steam masuk sebesar 51,51 °C yang terjadi pada minggu ke IV Agustus dan Laju perpindahan panas terkecil 46,82 MW dimana menghasilkan Tekanan vakum sebesar (-86,449) yang memiliki temperature air pendingin terkecil yaitu $T_{ci} = 37,38$ °C yang terjadi pada minggu ke-I Agustus

Laju perpindahan panas tergantung pada aliran pendingin, kebersihan pipa-pipa dan perbedaan temperature. Ketika terdapat penurunan tekanan vakum disebabkan adanya temperature air pendingin yang tinggi maka berpengaruh pada kecepatan steam berkondensasi dan laju aliran massa uap dari turbin rendah. Ketika aliran massa uap rendah maka uap yang dikondensasikan akan lebih sedikit akibatnya proses perpindahan panas yang terjadi lebih rendah.

Tabel 5. Data Hasil Perhitungan Kondensor “Hubungan Tekanan Vakum dengan Efektifitas

Date	Load	Tekanan Vakum	T_{ci}	T_{co}	T_{hi}	T_{ho}	Laju Perpindahan panas	Efektifitas
	MW	KPa	°C	°C	°C	°C	(mw)	
Agustus M-I	110	-86,449	37,38	45,20	51,28	46,04	46,82	0,9613
Agustus M-II	110	-87,50	36,65	47,36	51,69	46,87	46,85	0,9891
Agustus M-III	110	-87,40	36,61	46,76	51,29	49,90	46,90	0,9918
Agustus M-IV	110	-87,73	36,14	44,76	51,51	46,60	46,93	0,9996



Gambar 5. Grafik Hubungan Tekanan Vakum dengan Efektifitas

Dari gambar 4.5 diatas terlihat bahwa jika tekanan vakum yang semakin besar membuat efektifitas di kondensor menjadi besar. Ketika efektifitas terbesar yaitu 0,9969 menghasilkan tekanan vakum sebesar (-87,73) KPa dimana terjadi pada minggu ke empat (IV) agustus dan tekanan vakum terkecil sebesar (-86,449) KPa menghasilkan efektifitas sebesar 0,9613 yang terjadi pada minggu pertama (I) Agustus yang dimana Temperatur keluar fluida dingin sebesar 43,94 °C yang merupakan termperatur terendah dan Temperatur masuk fluida dingin sebesar 36,14 °C yang merupakan temperature terendah yang terjadi pada bulan agustus. .

Hal ini menunjukkan bahwa kondisi tekanan vakum di dalam kondensor harus dijaga tingkat kevakumannya agar menghemat kalor dan meningkatkan efektifitas kinerja pada kondensor.

KESIMPULAN

Berdasarkan hasil penelitian dan perhitungan analisa pengaruh tekanan vakum terhadap laju perpindahan panas dan efektifitas pada kondensor yang diperoleh maka penulis menyimpulkan hal-hal sebagai berikut:

1. Ketika laju perpindahan panas terbesar yaitu 46,93 MW menghasilkan tekanan vakum sebesar (-87,73) KPa yang terjadi pada bulan

Agustus minggu ke empat (IV), dan perpindahan panas terkecil yaitu 46,82 MW dimana temperatur masuk fluida panas (T_{hi}) yaitu 49,90°C dapat disimpulkan semakin tinggi *temperature steam*. Laju perpindahan panas tergantung pada aliran pendingin, kebersihan pipa-pipa dan perbedaan temperatur. Ketika terdapat penurunan tekana vakum disebabkan adanya temperatur air pendingin yang tinggi maka berpengaruh pada kecepatan steam berkondensasi dan laju aliran massa uap dari turbin rendah. Ketika aliran massa uap rendah maka uap yang dikondensasikan akan lebih sedikit akibatnya proses perpindahan panas yang terjadi lebih rendah.

2. Pengaruh tekanan vakum terhadap laju perpindahan panas dimana tekanan vakum ini dapat berfungsi menahan atau mengontrol temperatur yang ada pada kondensor dimana walaupun di kondesor mengalami laju perpindahan panas setiap saat tapi tekanan vakum dapat mengontrol suhu sesuai yang dibutuhkan atau yang telah di tetapkan.
3. Ketika efektifitas terkecil yaitu 0,9613 menghasilkan tekanan vakum sebesar (-86,449) yang terjadi pada bulan Agustus minggu ke pertama (I) dan efektifitas terbesar yaitu 0,9996 dan tekanan vakum sebesar (-87,73) yang dimana temperatur keluar fluida dingin sebesar 44,76 °C yang merupakan termperatur terendah dan temperatur masuk fluida dingin sebesar 36,14 °C yang merupakan temperatur terendah yang terjadi pada bulan agustus.
4. Penyebab turunya tekanan vakum didalam kondensor dapat dipengaruhi oleh kebersihan pipa air pendingin, Laju aliran uap, temperatur air pendingin, adanya gas terkondensasi maupun kebersihan dan kebocoran pipa air pendingin.

UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis mengucapkan terima kasih kepada seluruh pihak di P.T P.T Pembangkit Jawa Bali (PJB) UBJOM Tenayan Raya karena telah memberikan izin dan membantu jalannya proses penelitian.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] M. Vedran, P. O. Jasna, P. Igor, and B. Š. Sandi, "Efficiency and loss analysis of main steam condenser from nuclear

power plant at various loads and ambient temperatures," *Int. Sci. J. "Industry 4.0,"* vol. 59, no. 2, pp. 56–59, 2021.

- [2] M. TONTU, "Performance Analysis of a Large-Scale Steam Condenser Used in a Steam Power Plant," *Eur. Mech. Sci.*, vol. 4, no. 2, pp. 72–77, 2020, doi: 10.26701/ems.644733.
- [3] M. Muchlisin and B. U. Kukuh Widodo, "Heat Rate Gap and Cost Analysis Due to Increase of Condenser Pressure in A 660 MW Combined Cycle Power Plant," *IPTEK J. Proc. Ser.*, vol. 0, no. 1, p. 7, 2019, doi: 10.12962/j23546026.y2019i1.5097.
- [4] T. Kowalczyk, P. Ziólkowski, and J. Badur, "Exergy losses in the Szewalski binary vapor cycle," *Entropy*, vol. 17, no. 10, pp. 7242–7265, 2015, doi: 10.3390/e17107242.
- [5] G. Khankari and S. Karmakar, "Improvement of Efficiency of Coal-Fired Steam Power Plant by Reducing Heat Rejection Temperature at Condenser Using Kalina Cycle," *Int. J. Eng.*, vol. 31, no. 10, pp. 1789–1795, 2018, doi: 10.5829/ije.2018.31.10a.23.
- [6] Gunarto, Riyanto, and I. Doddy, "Studi Kasus Variasi Perubahan Tekanan Vakum Terhadap Performance Kondensor pada PLTU di P.T ICA TAYAN Kalimantan Barat," *Semin. Nas. Penelit. Pengabd. pada Masy.*, vol. 1, no. 1, pp. 182–186, 2019.
- [7] F. P. Oktaviasari, *Analisa Pengaruh Tekanan Vakum Terhadap Laju Perpindahan Panas dan Efektifivitas Kondensor Pada PLTU BLOK III PT.PJB UP Gresik*, no. 1. 2018.
- [8] Y. E. Pardede, "Analisa Laju Perpindahan Kalor Pada Alat Penukar Panas Kondensor Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) di . PT XYZ," *J. Vokasi Tek.*, vol. 1, no. 1, pp. 47–53, 2023.
- [9] D. Sumardiyanto and A. Januar, "Penentuan Nilai Efektivitas Kondensor Di Pltgu Blok 1-2 Pt. Indonesia Power Upjp Priok," *J. Kaji. Tek. Mesin*, vol. 5, no. 2, pp. 99–103, 2020, doi: 10.52447/jktm.v5i2.4185.
- [10] R. Lenhard, M. Malcho, and J. Jandačka,

- “Modelling of Heat Transfer in the Evaporator and Condenser of the Working Fluid in the Heat Pipe,” *Heat Transf. Eng.*, vol. 40, no. 3–4, pp. 215–226, Feb. 2019, doi: 10.1080/01457632.2018.1426225.
- [11] M. Pietropaoli, F. Montomoli, and A. Gaymann, “Three-dimensional fluid topology optimization for heat transfer,” *Struct. Multidiscip. Optim.*, vol. 59, no. 3, pp. 801–812, 2019, doi: 10.1007/s00158-018-2102-4.
- [12] F. Han, X. Chen, Y. Kuang, W. Wang, and C. Ye, “Investigation on a Complete Passive Cooling System Using Large-Scale Separate Heat Pipes in Spent Fuel Pool.” Aug. 08, 2022. doi: 10.1115/ICONE29-93413.
- [13] A. Barrak, “Heat Pipes Heat Exchanger for HVAC Applications,” in *Heat Transfer - Design, Experimentation and Applications*, 2021, pp. 1–14. doi: 10.5772/intechopen.95530.
- [14] S. Al-Zahrani, “Heat transfer characteristics of innovative configurations of double pipe heat exchanger,” *Heat Mass Transf. und Stoffuebertragung*, vol. 59, no. 9, pp. 1661–1675, 2023, doi: 10.1007/s00231-023-03360-0.
- [15] A. Geete and R. Pathak, “Effect of surface roughness on the performance of heat exchanger,” *SN Appl. Sci.*, vol. 1, no. 8, 2019, doi: 10.1007/s42452-019-0954-x.
- [16] R. Andrzejczyk and T. Muszyński, “Performance analyses of helical coil heat exchangers. the effect of external coil surface modification on heat exchanger effectiveness,” *Arch. Thermodyn.*, vol. 37, no. 4, pp. 137–159, 2016, doi: 10.1515/aoter-2016-0032.
- [17] S. M. Vidojković, A. E. Onjia, A. B. Devečerski, N. N. Grahovac, and A. B. Nastasović, “Oštećenja unutrašnjeg zida ekonomajzera izazvana nečistoćama u napojnoj vodi,” *Hem. Ind.*, vol. 68, no. 5, pp. 559–563, 2014, doi: 10.2298/HEMIND130715082V.
- [18] Y. Wang, X. Yin, and B. Wang, “A method of diagnosing leakage of boiler steam and water pipes based on genetic neural network,” in *2016 12th World Congress on Intelligent Control and Automation (WCICA)*, 2016, pp. 2829–2833. doi: 10.1109/WCICA.2016.7578778.
- [19] C. YANG, Y. TIAN, T. QU, B. YANG, B. XU, and Y. DAI, “Magnesium vapor nucleation in phase transitions and condensation under vacuum conditions,” *Trans. Nonferrous Met. Soc. China*, vol. 24, no. 2, pp. 561–569, 2014, doi: [https://doi.org/10.1016/S1003-6326\(14\)63096-X](https://doi.org/10.1016/S1003-6326(14)63096-X).
- [20] F. M. El Terhy AA, “Numerical Study on condensation Process of Steam Flow in Nozzles,” *Int. J. Adv. Technol.*, vol. 06, no. 01, pp. 1–5, 2015, doi: 10.4172/0976-4860.1000140.