

ANALISIS KENAIKAN TEMPERATUR PADA BANTALAN PENYANGGA RADIAL (TURBINE GUIDE BEARING) DI UNIT 4 PLTA MANINJAU

Dedi Wardianto

Universitas Muhammadiyah Sumatera Barat.

Email: dediwardianto@umsb.ac.id

DOI: <http://dx.doi.org/10.31869/rtj.v3i1.1689>

Abstract: Maninjau hydro power plant is one of power generation to meet the electricity needs of West Sumatra with a capacity of 68 MW with four units generating machine. Unit 4 Maninjau hydro power plant experiencing abnormalities of the temperature in the turbine guide bearing resulting in decreased generation unit installed capacity of 5 MW and the changing patterns of operation and maintenance. This thesis aims to find the root of the problem that caused the rise bearing temperature as well as finding a solution fixes the problem. The method used to analyze investigation process to determine the main causes of a failure mode.

From the results of the analysis, it was concluded that the rise in temperature of turbine guide bearing not caused by the cooling water flow rate, from the results of calculations that heat transfer has increased after doing major overhaul that is from 94,296 kW to 102,154 kW. Rise bearing temperature of turbine guide bearing due to the clearance between the bearing of the shaft does not correspond with the allowed values the manufacturer of the engine when viewed with shaft deflection values that occurred in unit 4 Maninjau hydro power plant evidenced by thermal produced (Hg) greater value 16,6 % in the amount of 14.133 kW.

Keywords: Turbine guide bearing, Flow rate, Clearance bearings.

PENDAHULUAN

Salah satu pembangkit penghasil listrik adalah PLTA Maninjau yang berada di Lubuk sao, Tanjung Raya, Agam, Sumbar. Keandalan pembangkit sangat dijaga agar kebutuhan masyarakat akan listrik terpenuhi. Pada saat ini ada satu unit PLTA Maninjau yang mengalami ketidaknormalan operasi yaitu pada bagian peralatan bantalan penyangga radial (*turbine guide bearing*). Pada saat ini temperatur turbine guide bearing sering mencapai titik peringatan (Alarm 65 °C, batas maksimal diizinkan beroperasi 70 °C) mengakibatkan unit 4 PLTA Maninjau mengalami penurunan kapasitas pakai (derating) sampai 5 MW dari operasi daya mampunya 17 MW. Peringatan temperatur turbine guide bearing juga berdampak pada banyak kartu insiden kerusakan yang dibuat oleh operator mesin pembangkit yang mengakibatkan kurangnya nilai keandalan peralatan tersebut.

Penurunan kapasitas pakai ini mengakibatkan banyak kerugian baik dari sistem teknis, non teknis, maupun sosial. Dari sisi teknis terjadi perubahan pola operasi dan pemeliharaan, sedang dari sisi non teknis terjadi kerugian produksi listrik berbanding lurus dengan penghasilan perusahaan, dan

sedangkan dari sisi sosial, turunnya daya mampu ini mengakibatkan pasokan listrik ke konsumen (masyarakat) berkurang, hal ini menjadi salah satu pemicu adanya pemadaman listrik bergilir di wilayah Sumatera Barat.

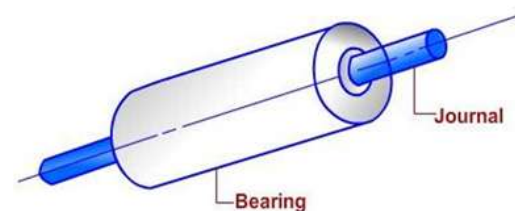
TINJAUAN PUSTAKA

1. Bantalan (*Bearing*)

Bantalan (*bearing*) merupakan komponen mesin berfungsi untuk menumpu poros yang mempunyai beban, sehingga putaran atau gerakan bolak baliknya dapat berlangsung secara halus.

2. *Journal Bearing* (Bantalan Luncur)

Journal bearing merupakan pendukung beban dalam kondisi radial. Penggunaannya dapat dipertimbangkan dari kemampuan menerima beban yang sangat tinggi.



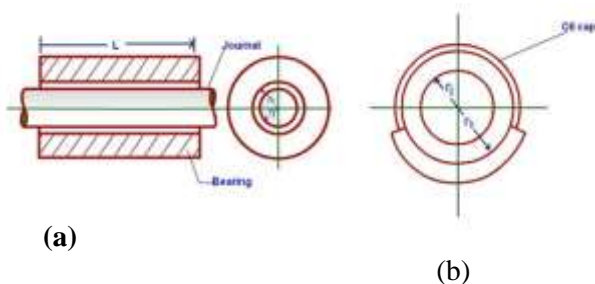
Gambar 1. *journal bearing*

Dalam aplikasi gerakannya dapat berupa:

1. *Journal* berputar, *bearing* diam
2. *Journal* diam, *bearing* berputar
3. *Journal* berputar, *bearing* berputar

Jenis *journal bearing* ada dua macam, yaitu

- a. *Full journal bearing*, lingkaran luar *journal* dibuat dengan ukuran memenuhi lingkaran dalam *bearing*.
- b. *Partial journal bearing*, lingkaran antara *journal* dan *bearing* mempunyai *clearance*.



Gambar 2. *Journal bearings*: (a) *full bearing* (b) *partial bearing*

2. Parameter – parameter pada bantalan
2. Tekanan pada bantalan

Untuk menghitung tekanan permukaan rata-rata dapat digunakan rumus :

$$P = \frac{F}{L.d}$$

Dimana :

- P : Tekanan permukaan rata-rata (N/m^2)
- F : Gaya (N)
- L : Lebar bantalan terpakai (m)
- D : Diameter nominal *journal bearing* radial (m)

3. Kelonggaran bantalan

Kelonggaran bantalan relatif □ didapatkan dengan rumus : □ □ □ $\frac{d_2 - d_1}{d_1} = \frac{c}{d}$

Dimana :

- d_2 : diameter *bearing* (m)
- d_1 : diameter *journal* (m)
- c : kelonggaran *bearing* (m)
- $d=d_1$: diameter nominal *journal bearing*

Kelonggaran ini sangat dipengaruhi oleh karakteristik operasi *journal bearing* radial. Bila kelonggaran kecil akan dapat mengakibatkan pemanasan tinggi pada *journal bearing*.

4. Koefisien gesek bantalan

$$\mu = \frac{33}{10^3} \left[\frac{Z.n}{P} \right] \left[\frac{d}{c} \right] + k$$

Dimana:

- μ : Koefisien gesek
- Z : Viskositas pelumas
- k : Faktor koreksi
- n : Putaran poros

5. Energi panas

- a. Panas dihasilkan

$$H_G = \mu F v$$

- b. Panas yang dapat dipindahkan

$$H_D = C A (t_b - t_a)$$

Dimana :

- H_G : Panas yang timbul
- H_D : Panas yang dipindahkan
- F : Gaya
- A : Luas proyeksi = (d.l)
- C : Koefisien perpindahan panas

Bantalan dengan ventilasi : 0,0007-0,0020 kkal/min. cm^2/C

Bantalan dengan ventilasi : 0,0002-0,0006 kkal/min. cm^2/C

t_b : Temperatur bantalan

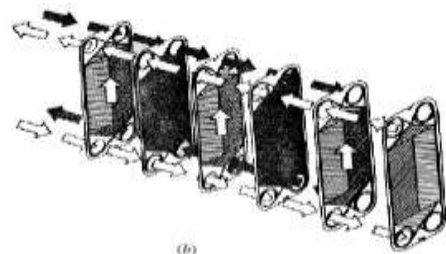
t_a : Temperatur udara

t_o : Temperatur lapisan pelumas

$t_b - t_a = 0,5 (t_o - t_a) t_a$

3. Penukar panas *Plat heat exchanger (PHE)*

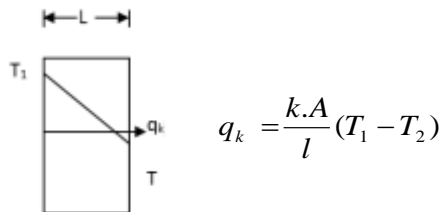
Plate type heat exchanger terdiri dari bahan konduktif tinggi seperti *stainless steel* atau tembaga.



Gambar 3. *Plate type heat exchanger*

2. Panas konduksi melalui dinding plat

Transfer panas di antara dua fluida melalui sebuah dinding pemisah secara umum dapat ditulis:



3. Koefisien Transfer panas overall, U

Kecepatan transfer panas antara dua fluida melalui dinding pemisah yang datar, dapat dihitung dengan persamaan:

$$Q = U \cdot A \cdot (T_a - T_b)$$

$$U \cdot A \cdot (T_a - T_b) = \frac{T_a - T_b}{\frac{1}{h_{c,a} \cdot A} + \frac{L}{k \cdot A} + \frac{1}{h_{c,b} \cdot A}}$$

$$U \cdot A = \frac{1}{\frac{1}{h_{c,a} \cdot A} + \frac{L}{k \cdot A} + \frac{1}{h_{c,b} \cdot A}} = \frac{1}{\sum R}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{c,a}} + \frac{L}{k} + \frac{1}{h_{c,b}}}$$

4. Keefektifan plat heat exchanger

Keefektifan *heat exchanger* adalah *ratio*/ perbandingan transfer panas aktual dengan transfer panas maksimum yang mungkin terjadi. Sebelum menghitung efektifitas, maka sebelumnya dicari transfer panas maksimum dengan formula dibawah:

$$\text{Transfer panas maksimum (q max)}$$

$$q_{\text{Max}} = (mcp)_{\text{min}} (T_{h, \text{in}} - T_{c, \text{in}})$$

Keefektifan *heat exchanger* (ϵ)

$$\epsilon = \frac{q_{\text{act}}}{q_{\text{max}}} = \frac{mcp_1 h \cdot (T_{h, \text{in}} - T_{h, \text{out}})}{(mcp)_{\text{min}} (T_{h, \text{in}} - T_{c, \text{in}})}$$

$$\epsilon = \frac{q_{\text{act}}}{q_{\text{max}}} = \frac{mcp_1 c \cdot (T_{c, \text{out}} - T_{c, \text{in}})}{(mcp)_{\text{min}} (T_{h, \text{in}} - T_{h, \text{out}})}$$

Karena itu, jika kita mengetahui *heating efficiency heat exchanger*, kita bisa menentukan kecepatan transfer panas:

$$q = q_{\text{act}} = E \cdot q_{\text{max}}$$

$$q = E \cdot (mcp)_{\text{min}} (T_{h, \text{in}} - T_{c, \text{in}})$$

METODOLOGI PENELITIAN

Dalam penelitian ini identifikasi masalah dilakukan dengan proses investigasi untuk dapat mengetahui penyebab utama dari suatu modus kegagalan (penyebab masih belum jelas). Investigasi dilakukan dengan mengumpulkan data di lapangan, data desain, pengalaman dan teori penunjang. Selanjutnya dari data dan teori tersebut, digunakan sebagai bahan analisa untuk mendapatkan suatu kesimpulan mengenai penyebab utama dari kegagalan yang pada akhirnya akan didapatkan suatu rekomendasi yang tepat.

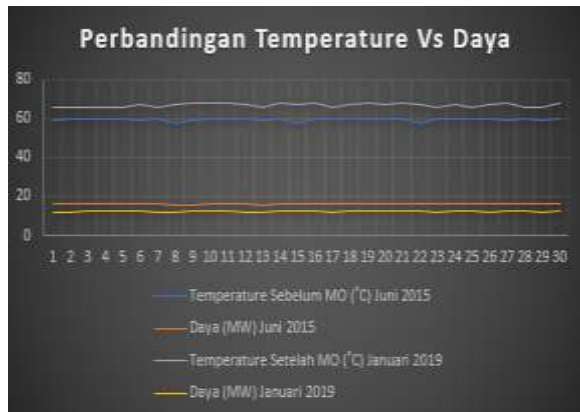
Langkah – langkah yang harus dilakukan :

1. Identifikasi penyebab kemungkinan
Dalam hal ini dilakukan identifikasi faktor-faktor apa saja yang mungkin menjadi penyebab permasalahan kenaikan temperatur oli pelumas di *Turbine guide bearing*.
2. Identifikasi akar masalah
Setelah menjabarkan identifikasi kemungkinan penyebab masalah, kemudian dilakukan pencarian akar masalah pada kemungkinan penyebab masalah tersebut.
3. Tindakan implementasi solusi (*task*)
Setelah diketahui akar masalah dari masing-masing penyebab, maka tindakan selanjutnya adalah merumuskan solusi yang kemudian melakukan tindakan perbaikan.
4. Kesimpulan
Kesimpulan disini merupakan hasil dari serangkaian tindakan dari masing-masing tindakan implementasi solusi.

HASIL DAN PEMBAHASAN

Deskripsi Kenaikan Temperatur *Turbine Guide Bearing*

Turbine guide bearing di unit 4 pada PLTA Maninjau digunakan sebagai bantalan penyangga radial yang berjenis jurnal bearing. Pada *turbine guide bearing* terdapat celah (*clearance*) yang membatasi antara bearing dan juga poros (*Shaft*), Semakin kecil celah (*clearance*) bantalan antar poros semakin besar panas yang dapat disalurkan pada saat kedua permukaan saling bergesekan, begitu juga sebaliknya.



Gambar 4. Grafik Perbandingan temperatur bearing dan daya sebelum dan setelah major overhaul.

Perumusan Akar Permasalahan

Sensor temperatur turbine guide bearing

Temperatur Standard (°C)	Pembacaan pada panel (°C)	Kesalahan (Δ)	Kesalahan (%)	Keterangan
35	33	-2	2	
40	38	-2	-2	
45	43.5	-1.5	-1.5	
50	49	-1	-1	
55	54	-1	-1	
60	59	-1	-1	
65	64	-1	-1	Alarm
70	69	-1	-1	Trip

Gambar 5. Tabel kalibrasi sensor temperatur

Pendingin Oli (Oil Cooler)

A. Pengecekan dan pembersihan sistem pemipaan dari Oil Cooler

Data	Sat	Sebelum	Sesudah
Debit Air	liter/menit	127	130

Tabel 1 Data debit air pendingin sebelum dan sesudah pembersihan pemipaan

B. Efektifitas penukar panas (Cooling Coil)

Parameter	Sat	before	after
Temp oli	°C	50	52
Temp water in / Tci	°C	26	26
Temp water out / Tco	°C	29	30
Cooling Water Flow	Ltr/mi n	127	130

Tabel 2 Data parameter penukar panas oli pelumas Cooling Coil

Diketahui :

$$\text{Debit air sebelum (} Q_c \text{ before)} = \frac{127}{1000} \times \frac{1}{60} = 21,17 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

Debit air sesudah (Qc after)

$$= \frac{130}{1000} \times \frac{1}{60} = 21,67 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

Debit oli

$$= \frac{120}{1000} \times \frac{1}{60} = 20 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$C_p \text{ air (} C_{pc}) = 4,18 \text{ kJ/Kg}^0\text{C}$$

$$C_p \text{ oli (} C_{ph}) = 2,09 \text{ kJ/Kg}^0\text{C}$$

$$\rho \text{ air} = 998,57 \text{ Kg/m}^3$$

$$\rho \text{ oli} = 940 \text{ Kg/m}^3$$

laju aliran massa

$$\begin{aligned} \dot{m}_c \text{ sebelum} &= Q_c \times \rho \text{ air} \\ &= 21,17 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \times 998,57 \text{ Kg/m}^3 \\ &= 2,1136 \text{ Kg/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_c \text{ sesudah} &= Q_c \times \rho \text{ air} \\ &= 21,67 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \times 998,57 \text{ Kg/m}^3 \\ &= 2,164 \text{ Kg/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_h &= Q_h \times \rho \text{ oli} \\ &= 20 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \times 940 \text{ Kg/m}^3 \\ &= 1,88 \text{ Kg/s} \end{aligned}$$

a. Effectivitas sebelum major overhaul

$$= 102,154 \text{ kW} \times 18,41$$

$$= 18,81 \text{ kW}$$

$$\begin{aligned} C_c &= \dot{m}c \times C_{pc} \\ &= 2,1136 \text{ Kg/s} \times 4,18 \text{ kJ/Kg}^{\circ}\text{C} \\ &= 8,835 \text{ kW}^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} C_h &= \dot{m}h \times C_{ph} \\ &= 1,88 \text{ Kg/s} \times 2,09 \text{ kJ/Kg}^{\circ}\text{C} \\ &= 3,929 \text{ kW}^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} - \quad q_{\max} &= C_{min} (T_{hi} - T_{ci}) \\ &= 3,929 \text{ kW}^{\circ}\text{C} (50 - \\ &26)^{\circ}\text{C} \\ &= 94,296 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} - \quad \varepsilon (\text{eff}) &= \frac{C_c (T_{co} - T_{ci})}{C_{min} (T_{hi} - T_{ho})} \times \\ &100 \\ &= \frac{8,835 (29 - 26)}{3,929 (50)} \times 100 \% \\ &= 0,1349 \times 100 \% \end{aligned}$$

$$- \quad \varepsilon (\text{eff}) = 13,49 \%$$

$$\begin{aligned} - \quad \text{Heating Efficiency} &= q \\ \text{max} \cdot \varepsilon (\text{eff}). \\ &= 94,296 \text{ kW} \times 13,49 \% \\ &= 12,72 \text{ kW} \end{aligned}$$

b. Effectivitas sesudah major overhaul

$$\begin{aligned} - \quad C_c &= \dot{m}c \times C_{pc} \\ &= 2,164 \text{ Kg/s} \times 4,18 \text{ kJ/Kg}^{\circ}\text{C} \\ &= 9,046 \text{ kW}^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} - \quad C_h &= \dot{m}h \times C_{ph} \\ &= 1,88 \text{ Kg/s} \times 2,09 \text{ kJ/Kg}^{\circ}\text{C} \\ &= 3,929 \text{ kW}^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} - \quad q_{\max} &= C_{min} (T_{hi} - T_{ci}) \\ &= 3,929 \text{ kW}^{\circ}\text{C} (52 - 26)^{\circ}\text{C} \\ &= 102,154 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} - \quad \varepsilon (\text{eff}) &= \frac{C_c (T_{co} - T_{ci})}{C_{min} (T_{hi} - T_{ho})} \\ &\times 100 \\ &= \frac{9,046 (30 - 26)}{3,929 (50)} \times 100 \% \\ &= 0,1841 \times 100 \% \\ - \quad \varepsilon (\text{eff}) &= 18,41 \% \end{aligned}$$

$$- \quad \text{Heating Efficiency} = q_{\max} \cdot \varepsilon (\text{eff})$$

Dari perhitungan performa pendinginan penukar panas oli pelumas seperti diatas, maka hasil perhitungan dapat dilihat pada tabel 3.2 dibawah ini:

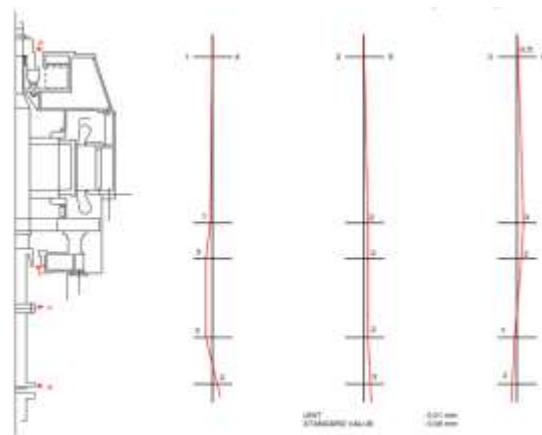
Tabel . Hasil perhitungan *performa Cooling*

Data	Sat	Before	After
q max	kW	94,296	102,154
Effectivitas	%	13,49	18,41
Effisiensi panas	kW	12,72	18,81

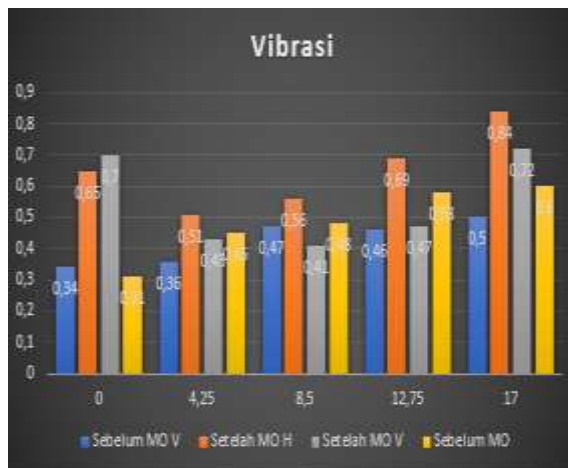
Coil sebelum dan sesudah MO

Shaft Run Out dan Vibrasi

Data hasil shaft run out dan vibrasi merupakan parameter yang harus dilihat untuk menganalisa kemungkinan terjadinya panas yang timbul akibat gesekan antar bantalan dan shaft generator. Nilai tidak sesuai standar akan berdampak pada gesekan antar permukaan yang menjadi pemicu utama besarnya transfer energi panas dari shaft generator ke bantalan penyangga radial.



Gambar 6 Data hasil *shaft run out* unit 4 PLTA Maninjau



Gambar 7. Grafik vibrasi sebelum dan sesudah *major overhaul*.

Perhitungan panas yang timbul akibat gesekan radial jurnal bearing.

Diketahui:

Diameter poros (Dp) : 560 mm
 Diameter jurnal bearing (d) : D p + Clearance Nominal
 : 560 + (0,30)
 : 800 mm

Clearance (c) saat ini : Clearance Nominal – Simpangan
 : 0,30 - 0,05
 : 0,25 mm

Clearance (c) design : 0,30 mm
 Viscosity SAE 10 @65°C(Z) : 0,012 kg/m-s

Tinggi jurnal bearing (L) : 225 mm
 Gaya Radial max (F) : 56 kN
 Putaran poros (n) : 600 Rpm
 Faktor Koreksi (k) : 0,002

a. Besar tekanan jurnal bearing

$$P = \frac{F}{l \cdot d} = \frac{56000 \text{ N}}{225 \cdot 560} = 0,44 \text{ N/mm}^2$$

b. Besar koefisien gesek jurnal bearing

$$\mu = \frac{33}{10^8} \left[\frac{Z \cdot n}{P} \right] \left[\frac{d}{c} \right] + k = \frac{33}{10^8} \left[\frac{0,012 \cdot 600}{0,44} \right] \left[\frac{0,56}{0,25} \right] + 0,002$$

$$= 1,00996$$

c. Panas dihasilkan

$$H_G = \mu F v$$

$$= 1,00996 \times 56000 \text{ N} \times \left[\frac{\pi \cdot 0,56 \cdot 600}{60} \right]$$

$$= 1193626,24 \text{ Watt}$$

$$= 1193,63 \text{ kW}$$

Dengan menggunakan cara yang sama, jika perhitungan panas yang dihasilkan menggunakan *clearance design* (0,3 mm) maka didapat $H_G = 995,02 \text{ kW}$ (16,6% H_G celarance = 0,25 mm).

PENUTUP

Simpulan

Berdasarkan permasalahan yang dibahas yaitu mengenai masalah kenaikan temperatur pada bantalan penyangga radial di unit 4 PLTA Maninjau, maka dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut:

1. Setelah dilakukan *major overhaul* unit 4 pada tahun 2015, selisih celah bantalan dengan poros terhadap nilai standar mengakibatkan besarnya koefisien gesek yang berdampak pada tingginya panas yang akibat gesekan tersebut, yaitu sebesar 1193,63 kW atau lebih besar 16.6 % dengan nilai panas jika celah bantalan sesuai standar mesin pembangkit yaitu 995,02 kW.
2. Menganalisa penyebab utama kenaikan temperatur pada turbine bearing yaitu dilakukan dengan proses pertama identifikasi penyebab kemungkinan kenaikan temperatur pada turbine bearing, proses kedua yaitu dengan identifikasi akar masalah, proses ketiga tindakan implementasi solusi (*task*) dan tahap keempat yaitu kesimpulan dari rumusan solusi yang kemudian melakukan tindakan.
3. Cara mengatasi agar temperatur sesuai dengan standar operasi yaitu dengan melakukan adjusting celah bearing sesuai dengan standar manual book.

Saran

Untuk penulis selanjutnya dapat mengambil judul tentang analisa vibrasi PLTA yang berkaitan dengan proses alignment.

DAFTAR PUSTAKA

- Coulson and Richardson's. 2002. Chemical Engineering. London.
- F. Simmons, Gregory. Journal Bearing Design, Lubrication, Operation For Enhanced Performance. 2013. Lulea.
- Irawan, Agustinus Purna. 2009. Diktat Elemen Mesin. Universitas Tarumanegara.
- Kern, Donal Q. 1950. Proses Heat Transfer. New York.
- Ozisik, M.Necati. 1985. Heat Trabsfer (a Basic Approach). United States.
- P.Boyce, Meherwan. Gas Turbine Engineering Handbook. 2012. London.
- P. Pennacchi. Advances In Steams Turbine For Modern Power Plants. 2017. London.
- PT. PLN (Persero) UPK Bukittinggi. 2015. Laporan Pemeliharaan Major Overhaul Unit 4 PLTA Maninjau. Bukittinggi.
- Scott, Robert. 2005. Machenery Lubrication. London.
- Sularso, Ir. M.S., M.E., 1997. Dasar Perancangan dan Pemilihan Elemen Mesin. Jakarta: PT. Pradnya Paramita.
- Thosiba. 1983. Final As Built Drawing. Japan : PLTA Maninjau.