

## STUDI EFISIENSI SISTEM *REDUCTION GEAR* PADA PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA GAS

Said Aiyub<sup>\*1</sup>, M. Ghufuran Habibi<sup>2</sup>, Fauzi<sup>3</sup>

<sup>1,2,3</sup>Program Studi Teknologi Rekayasa Pembangkit Energi

Jurusan Teknik Elektro, Politeknik Negeri Lhokseumawe

\*e-mail: saidaiyub@gmail.com

### *Abstract*

*Gas power plants produce electrical energy by a generator driven by a gas turbine through a rotational transmission device called a Reduction Gear. Reduction gear consists of two rotating gears tangent to each other with different diameter sizes. This difference in diameter size makes the output side shaft of the reduction gear, which has a larger diameter, rotate slower than the input side shaft of the reduction gear which has a smaller diameter of the gear. Analysis of the performance of the reduction gear device is done by calculating its efficiency. In this study, the total power loss is 459.18 kW where the gear power loss ( $P_{vz}$ ) is 112.53 kW, the bearing power loss ( $P_{vz0}$ ) is 342.24 kW, and the power loss due to seals ( $P_{vs}$ ) of 4.41 kW. With an input power of 33,000 kW, the efficiency of this reduction gear is 98.61%.*

**Keywords:** *reduction gear, efficiency, power loss, bearing, gas power plant*

### PENDAHULUAN

*Gear* atau roda gigi merupakan perangkat mekanis yang digunakan untuk mentransmisikan gerakan berputar dari satu bagian mesin ke bagian lainnya. Sistem transmisi roda gigi banyak digunakan di berbagai peralatan industri karena memiliki efisiensi transmisi yang tinggi, tersedia dengan rasio transmisi yang beragam serta proses identifikasi kerusakan dan perbaikan yang tergolong mudah dilakukan [1-3].

*Gearbox*, yang terdiri dari beberapa *gear* yang disusun rapat saling bersinggungan di dalam sebuah *metal housing*, berfungsi untuk mentransmisikan putaran poros mesin menuju poros mesin lain baik untuk memperlambat putaran ataupun sebaliknya mempercepat putaran poros mesin [4]. Salah satu komponen peralatan yang terdapat di dalam *gear box* adalah *reduction gear*.

*Reduction gear* berfungsi menurunkan kecepatan poros mesin pada sisi *output shaft* (poros keluaran). Dalam hal ini, putaran

poros turbin yang cenderung lebih cepat (*input shaft*) ditransmisikan menuju generator listrik melalui *reduction gear* terlebih dahulu sehingga output putarannya sesuai dengan spesifikasi generator yang digunakan [5,6].

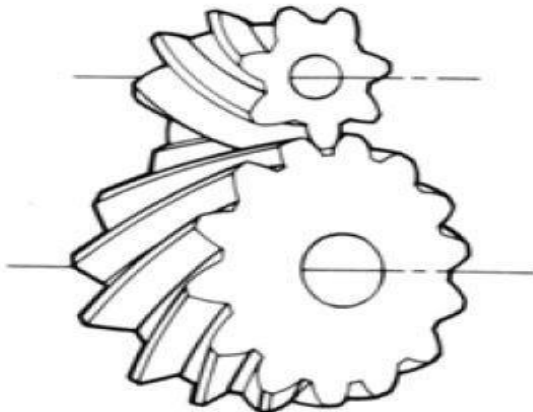
Namun dalam prosesnya, sebagian kecil daya akan hilang (*power losses*/rugi daya). Menurut literatur, sumber rugi daya dalam sistem *reduction gear* dapat terjadi karena *tooth friction*, *bearing friction*, *seal friction*, serta karena *oil churning*, *windage*, dan *oil squeezing* saat gigi-gigi antar *gear* dalam perangkat *reduction gear* saling bertemu. [7,8]

Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui efisiensi sistem transmisi kecepatan *reduction gear* pada *load gear Gas Turbine Generator* dengan menghitung total rugi daya yang terjadi di dalam sistem dan mengetahui pengaruh yang terjadi pada sistem *reduction gear* jika terjadi peningkatan atau penurunan kecepatan putaran turbin.

## TINJAUAN PUSTAKA

### Helical Gearbox Poros Paralel

Helical gear digunakan secara luas di dunia industri bukan hanya karena dapat membawa beban yang lebih besar karena beban dinamisnya yang lebih rendah, tetapi juga karena tingkat kebisingan dan getaran dalam pengoperasiannya lebih rendah dibandingkan dengan roda gigi lurus (spur gear). Garis kontak antara dua gigi pada helical gear dibuat tidak sejajar melainkan miring 15 – 45 derajat. Hal ini memastikan bahwa kontak antar gigi terjadi secara bertahap dan terus menerus dari satu gigi ke gigi berikutnya sehingga roda gigi jenis ini dapat berfungsi dengan lancar dengan tingkat kebisingan yang rendah.



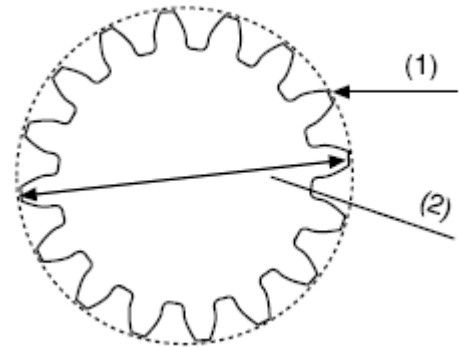
Gambar 1. Helical gearbox poros paralel

### Terminologi Umum pada Helical Gear

Terdapat beberapa istilah penting terkait dengan anatomi helical gear yang perlu diketahui sebelum menghitung efisiensi dan rugi daya pada sistem gearbox.

#### Outside circle

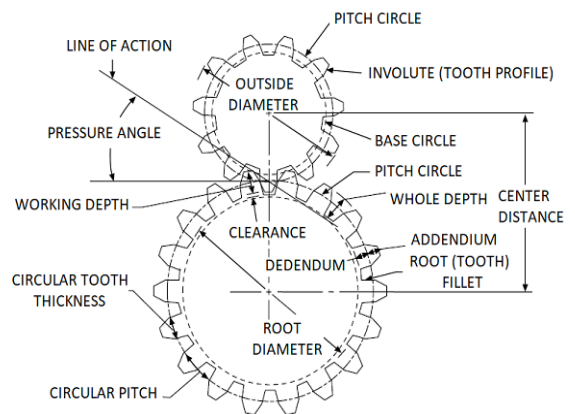
Jarak keliling dari sisi terluar gigi pada gear disebut outside circle. Diameter terluar dari *outside circle* disebut outside diameter seperti diperlihatkan pada Gambar 2.



Gambar 2. Bagan helical gear; 1 (outside circle), 2 (outside diameter)

#### Pitch circle

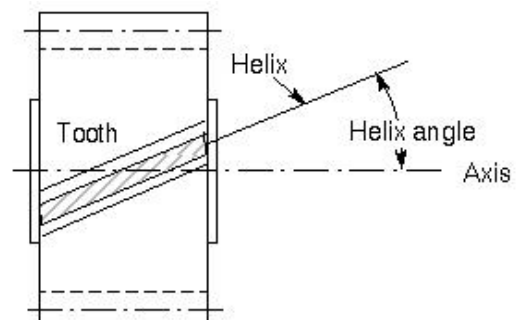
*Pitch circle* adalah lingkaran imajiner dimana gigi antara dua gear saling bertemu. Diameter pitch circle disebut pitch diameter, seperti diperlihatkan pada Gambar 3.



Gambar 3. Anatomi helical gear

#### Helix angle

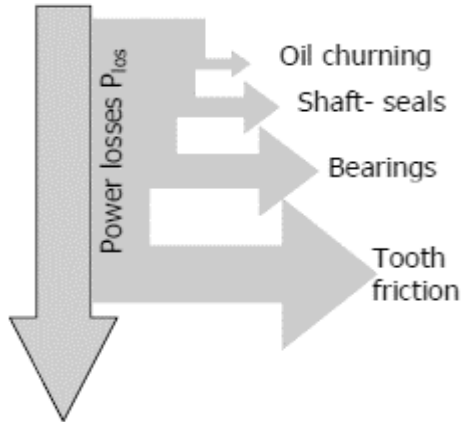
Helix angle adalah besaran sudut antara sumbu gear dengan garis yang bersinggungan sejajar dengan gigi, seperti diperlihatkan pada Gambar 4.



Gambar 4. Ilustrasi helix angle

### Efisiensi Sistem Reduction Gear

Berbagai sumber yang berpotensi menyebabkan rugi daya di dalam sistem reduction gear dapat dilihat pada Gambar 5.



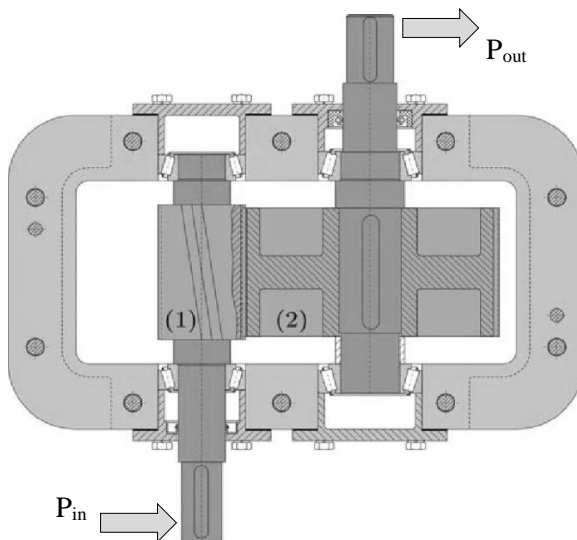
Gambar 5. Rugi-rugi daya pada sistem gearbox

Efisiensi reduction gear dapat dihitung dengan persamaan (1):

$$\eta = \frac{P_{out}}{P_{in}} = \frac{P_{in} - P_v}{P_{in}} \quad (1)$$

Dimana:

- $\eta$  = Efisiensi
- $P_{out}$  = Daya output shaft
- $P_{in}$  = Daya input shaft
- $P_v$  = Total rugi daya



Gambar 6. Power flow dalam system gearbox

Seperti yang disebutkan di atas, total rugi daya di dalam sistem gearbox direpresentasikan dengan penjumlahan berbagai macam rugi oleh elemen-elemen di dalam gearbox. Menurut clavic dan korka (2017), total rugi daya pada gearbox dapat dihitung dengan persamaan (2).

$$P_v = P_{v_z} + P_{v_{z0}} + P_{v_B} + P_{v_S} \quad (2)$$

Dimana:

- $P_{v_z}$  = Rugi daya karena gesekan antar gigi pada gear
- $P_{v_{z0}}$  = Rugi daya *No-Load Gear*, seperti *windage*, *oil churning* dll
- $P_{v_B}$  = Rugi Bearing
- $P_{v_S}$  = Rugi karena interaksi antara *seal* dengan *shaft*

*Rugi daya karena gesekan antar gigi pada gear  $kpv_z$*

Rugi daya rata-rata pada gear di sepanjang jalur kontak gigi-gigi gear dapat dinyatakan sebagai:

$$P_{v_z} = H_v \times P_{in} \times \mu_m \quad (3)$$

Dimana:

- $H_v$  = Faktor rugi daya
- $P_{in}$  = Daya input
- $\mu_m$  = Koefisien rata-rata gesekan

Sedangkan faktor rugi daya ( $H_v$ ) dapat di hitung dengan persamaan (4).

$$H_v = \frac{1+u}{u} \times \frac{\pi}{z_1 \cdot \cos \beta_b} \times (1 - \epsilon_a + \epsilon_1^2 + \epsilon_2^2) \quad (4)$$

Dimana:

- $u$  = rasio roda gear
- $z_1$  = jumlah gigi pada output gear
- $\beta_b$  = besaran sudut gigi gear terhadap titik pusat rotasi
- $\epsilon_a$  = profil rasio kontak
- $\epsilon_1$  dan  $\epsilon_2$  = *addendum coefficient* output dan input gear.

Koefisien rata-rata gesekan ( $\mu_m$ ) tergantung pada *load*, *sliding velocity*, properti pelumas, dan tingkat kekasaran

permukaan *gear*. Untuk menghitungnya dapat digunakan persamaan (5).

$$\mu_m = 0,048 \left( \frac{F_{bt}/l_{min}}{v_{\Sigma C} \times \rho_{redc}} \right)^{0,2} \times \eta_{oil}^{-0,05} \times R_a^{0,25} \times X_L \quad (5)$$

Dimana:

$F_{bt}$  = Gaya circumferential pada base circle [N]

$l_{min}$  = Panjang kopntak minimum pasangan gear [mm]

$v_{\Sigma C}$  = Jumlah kecepatan saat mengoperasikan *pitch circle* [m/s]

$$(v_{\Sigma C} = 2v_t \times \sin \alpha_{wt}) \quad (6)$$

$\rho_{redc}$  = Reduced radius of curvature at pitch point [mm]

$$\rho_{redc} = 0,5 \times d_{wl} \times \sin \alpha_{wt} \times \frac{u}{(u+1) \times \cos \beta_b} \quad (7)$$

Dimana:

$\eta_{oil}$  = Viskositas dinamis oli pada temperatur operasional oli [mPas]

$R_a$  = Kekasaran rata-rata aritmatik [ $\mu m$ ],  
 $R_a = 0,5(R_{a1} + R_{a2})$

$X_L$  = Faktor koreksi pelumas. Untuk oli dapat dihitung dengan persamaan:

$$X_L = \left( \frac{F_{bt}}{b} \right)^{-0,0651} \quad (8)$$

$b$  = lebar permukaan gigi [mm]

$v_t$  = kecepatan pitch line [m/s]

$\alpha_{wt}$  = working transverse pressure angel

$d_{wl}$  = pinion operating pitch diameter.

*Rugi daya tanpa load gear*

Rugi daya ini disebabkan oleh kecepatan putaran *gear*, desain *housing gearbox*, temperatur operasi, viskositas oli dan desain roda giginya. Rugi daya ini dapat dihitung dengan persamaan:

$$P_{Vz0} = 76,92 \cdot 10^{-6} \times b \times h \times v^{1,5} \quad [kW] \quad (9)$$

Dimana:

$b$  = lebar permukaan *gear* [mm]

$h$  = tinggi roda gigi yang tercelup dalam oli [mm]

$v$  = kecepatan putaran roda gigi [m/s]

*Rugi daya bearing*

Gesekan yang terjadi saat *bearing* bekerja menghasilkan rugi daya *bearing*.

$$M_{VB} = M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag} \quad (10)$$

Dimana:

$M_{VB}$  = bearing torque loss

$M_{rr}$  = rolling friction torque [Nmm]

$M_{sl}$  = sliding friction torque [Nmm]

$M_{seal}$  = frictional torque of seal [Nmm]

$M_{drag}$  = frictional torque of drag loss [Nmm]

Konversi *torque loss* menjadi rugi daya dapat menggunakan persamaan:

$$P = \frac{M \cdot n}{9,55} \quad (11)$$

Dimana:

$P$  = daya [kW]

$M$  = Torsi [Nmm]

$n$  = Kecepatan putaran [rpm]

*Rolling friction torque* ( $M_{rr}$ ) dan *sliding friction torque* ( $M_{sl}$ ) dapat dihitung menggunakan persamaan:

$$M_{rr} = \varphi_{ish} \cdot \varphi_{rs} \cdot G_{rr} \cdot (v \cdot n)^{0,6} \quad (12)$$

$$M_{sl} = G_{sl} \cdot \mu_{sl} \quad (13)$$

Dimana:

$\varphi_{ish}$  = Inlet shear heating reduction factor, digambarkan sebagai pengaruh ketebalan film pelumasan pada *rolling friction*

$\varphi_{rs}$  = Kinematic replenishment/starvation reduction factor

$G_{rr}$  dan  $G_{sl}$  = Variabel *bearing*, tergantung pada jenis *bearing*.

Diameter rata-rata *bearing*  $d_m = 0,5 (d + D)$ , gaya radial ( $F_r$ ) dan gaya aksial ( $F_a$ )

$v$  = viskositas kinematik pelumas [ $mm^2/s$ ]

$n$  = kecepatan putaran [rpm]

$\mu_{sl}$  = koefisien *sliding frictional*

Frictional torque pada *seal* ( $M_{seal}$ ):

$$M_{seal} = K_{s1} \cdot d_s^B + K_{s2} \quad (14)$$

Dimana:

$K_{s1}$  dan  $K_{s2}$  = konstanta *seal*, tergantung pada jenis dan ukuran *seal*

$d_s$  = seal counterface diameter [mm]

$\beta$  = eksponen yang tergantung pada jenis *seal* dan *bearing*

*Frictional torque of drag loss* ( $M_{drag}$ ) terjadi ketika bearing berputar dalam genangan oli di dalam *housing gearbox*, *Frictional torque of drag loss* juga dipengaruhi oleh jenis bearing, kecepatan, level dan viskositas oli. Untuk *ball bearing* rugi jenis ini dapat digambarkan dengan:

$$M_{drag} = V_m \cdot K_{ball} \cdot d_m^5 \cdot n^2 \quad (15)$$

Dimana:

$V_m$  = variabel, tergantung pada tinggi permukaan oli

$K_{ball}$  = konstanta bearing

$d_m$  = diameter rata-rata bearing [mm]

$n$  = kecepatan putaran [rpm]

*Rugi daya seal*

Rugi daya ini disebabkan oleh gesekan antara permukaan bibir *seal* dengan *shaft* roda gigi yang berputar.

$$P_{VS} = 7,69 \cdot 10^{-6} \cdot d_{sh}^2 \cdot n \quad (16)$$

Dimana:

$d_{sh}$  = diameter *shaft* [mm]

$n$  = kecepatan putaran *shaft* [rpm]

## METODOLOGI

### Teknik Pengumpulan Data

Pengumpulan data dilakukan dengan mengumpulkan data penting yang terkait dengan penelitian baik berupa *dokumen* atau manual *book*. Adapun data tersebut adalah:

1. Data *power rate* turbin gas
2. Data spesifikasi *reduction gear*.
3. Data *power rate* generator

Tabel 1. Spesifikasi turbin gas

|                         |                                |
|-------------------------|--------------------------------|
| Customer                | PT. Modaco Enersys             |
| Site                    | : Renggang                     |
| Unit Number             | : T 281                        |
| Type                    | : PG 5371 (PA)                 |
| Gas Turbine Application | : Generator Drive              |
| Cycle                   | : Simple                       |
| Turbine Rating          | : Open Cycle                   |
| Type of Operation       | : Base                         |
| Compressor              | : Stage: 17<br>Speed: 5100 RPM |
| Turbine Speed           | : Stage: 3<br>Speed: 5100 RPM  |
| Altitude                | : 36 m                         |

Tabel 2. Spesifikasi *reduction gear*

| Data Geometrikal Gear                            |  |
|--|--|
| Centre distance                                  | : A = 630 mm                           |
| Centre distance increment factor                 | : y = 63,89                            |
| Modul  | : Mn = 4,17 mm                         |
| Jumlah Gigi                                      | : Hs/Ls = 56/95                        |
| Sudut Helix                                      | : $\beta = 30^\circ$                   |
| Face width                                       | : b = 175 mm                           |
| Normal pressure angle                            | : $\alpha_0 = 20^\circ$                |
| Transverse pressure angle                        | : $\alpha_t = 22,79^\circ$             |
| Working transverse pressure angle                | : $\alpha_{wt} = 57,86^\circ$          |
| Pitch Diameter (Hs/Ls)                           | : d = 233,6/396,4 mm                   |
| Base Diameter (Hs/Ls)                            | : $d_b = 219,51/372,49$ mm             |
| Pitch Line Speed (Hs/Ls)                         | : $v_t = 62,24/62,20$ m/s              |
| Addendum   | : 15,56 mm                             |
| Diameter Shaft                                   | : 112,6 mm                             |
| Profile contact ratio                            | : $\epsilon_\alpha = 1,2$              |
| Addendum transverse contact ratio of pinion      | : $\epsilon_1 = 1,4$                   |
| Addendum transverse contact ratio of driven gear | : $\epsilon_2 = 2,1$                   |
| <b>Data kinerja</b>                              |  |
| Power  | : 33 000 kW                            |
| Input Speed                                      | : 5089 rpm                             |
| Torque   | : 253.547 Nm                           |
| <b>Pelumasan</b>                                 |  |
| Oil viscosity SAE 10                             | : 32 cst @ 40°C                        |
| Oil immersion depth of the gear                  | : h = 47 mm                            |
| Oil Temperature                                  | : 62 °C                                |
| Dynamic viscosity @ 62 °C                        | : 0,015 N s/m <sup>2</sup> or 15 mPa.s |

Tabel 3. Spesifikasi generator

| Data Generator          |                    |
|-------------------------|--------------------|
| Merk                    | : General Electric |
| Generator               | : 20 MW            |
| Serial Number           | : IM-3006-3123     |
| Made In                 | : Indonesia        |
| Rated Power (ONAN/ONAF) | : 15/20 MW         |
| Rated Voltage           | -                  |
| Speed (rpm)             | : 5100             |
| Trip Over Speed (RPM)   | : 5610             |
| Connection              | -                  |
| Temperature Rise        |                    |
| 1.Oil                   | : 50°C             |
| 2.winding               | : 55°C             |
| Frequency               | : 50 HZ            |
| Voltage Regulation      | : 11 KV            |
| Power Factor            | : 0,8              |
| Standar                 | : SOM 61042        |
| Phase                   | : 3                |
| Flow                    | : Axial            |

### Teknik Pengolahan Data

Pengolahan data dilakukan setelah mengumpulkan data operasional di lapangan yaitu dengan menghitung rugi-rugi *reduction gear* agar mendapatkan nilai efisiensi sehingga mengetahui kinerja *reduction gear*.

### Metode Analisis Data

*Menghitung rugi-rugi daya yang terjadi pada saat reduction gear beroperasi.*

Untuk perhitungan rugi daya diperlukan data spesifikasi dan operasional *reduction gear*. Data-data ini kemudian digunakan untuk menghitung rugi-rugi daya di dalam *reduction gear* seperti yang ditunjukkan dalam Gambar 5. Rugi-rugi daya dihitung menggunakan persamaan (2) sampai dengan persamaan (16).

*Menganalisis kinerja reduction gear dengan cara menghitung efisiensinya.*

Setelah total rugi daya di dalam *reduction gear* dihitung, data ini kemudian dipakai untuk menghitung efisiensi *reduction gear* dengan menggunakan persamaan (1).

## HASIL DAN PEMBAHASAN

### Penggunaan *Reduction Gear* pada Pembangkit Listrik Tenaga Gas

*Gear* atau roda gigi merupakan perangkat mekanis yang digunakan untuk mentransmisikan gerakan berputar dari satu bagian mesin ke bagian lainnya. Sistem transmisi roda gigi banyak digunakan di berbagai peralatan industri karena memiliki efisiensi transmisi yang tinggi, tersedia dengan rasio transmisi yang beragam serta proses identifikasi kerusakan dan perbaikan yang tergolong mudah dilakukan.

*Gearbox*, yang terdiri dari beberapa *gear* yang disusun rapat saling bersinggungan di dalam sebuah *metal housing*, berfungsi untuk mentransmisikan putaran poros mesin menuju poros mesin lain baik untuk memperlambat putaran ataupun sebaliknya mempercepat putaran poros mesin lainnya.

*Reduction gear* berfungsi menurunkan kecepatan poros mesin pada sisi *output shaft* (poros keluaran). Dalam hal ini, putaran poros turbin yang cenderung lebih cepat (*input shaft*) ditransmisikan menuju generator listrik melalui *reduction gear* terlebih dahulu sehingga output putarannya sesuai dengan spesifikasi generator.

Sesuai dengan data yang diperoleh, turbin gas berputar dengan kecepatan  $N_1 = 5089$  rpm, sedangkan generator pada sisi *output shaft* berputar dengan kecepatan  $N_2 = 3000$  rpm. Artinya rasio konversi *reduction gear* adalah:

$$\text{Rasio} = \frac{\text{kecepatan roda gigi input shaft}}{\text{kecepatan roda gigi output shaft}} = \frac{5089}{3000} = 1.693$$

Rasio ini sesuai dengan spesifikasi rasio *reduction gear* yang digunakan yaitu 1.7. Artinya *Reduction gear* ini berkinerja baik dan masih layak digunakan.

### Prinsip Kerja Reduction Gear pada Unit Pembangkit Listrik

*Gearbox reduction gear* ini terdiri dari dua buah roda gigi (*input* dan *output gear*) yang berputar saling bersinggungan dengan ukuran yang berbeda. *Output gear* berukuran lebih besar dengan jumlah gigi yang lebih banyak (95 buah) dibandingkan jumlah gigi pada input gear (56 buah). Perbedaan ukuran ini membuat sisi output gear yang berukuran lebih besar, berputar lebih lambat daripada gear pada sisi input gear.

Secara matematis, hubungan ukuran roda gigi pada gearbox dengan kecepatan putaran mesin dapat dihitung melalui persamaan berikut:

$$R2 = \frac{R1 \times D1}{D2} \quad (17)$$

$$R2 = \frac{5089 \times 233,6}{396,4} = 2998,97 \text{ rpm}$$

Dari persamaan tersebut kita dapat melihat bahwa *reduction gear* mentransmisikan putaran turbin gas dan menurunkan kecepatannya dari 5089 rpm di sisi *input shaft* menjadi 2998,97 di sisi *output shaft*.

### Perhitungan Rugi-Rugi Pada Reduction Gear

*Rugi daya karena gesekan antar gigi pada gear (pv<sub>z</sub>)*

$$Hv = \frac{1+u}{u} \times \frac{\pi}{z_1 \cdot \cos \beta_b \times (1 - \varepsilon_a + \varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2)}$$

$$Hv = \frac{1+1,7}{1,7} \times \frac{3,14}{56 \cdot \cos 30 \times (1 - 1,29 + 1,47^2 + 1,08^2)}$$

$$Hv = 1,59 \times 0,064 \times 3,04$$

$$Hv = 0,31$$

$$F_{bt} = \frac{Torsi}{r \cdot \sin \alpha_0}$$

$$F_{bt} = \frac{253.547 \text{ Nm}}{0,11305 \times \sin 20}$$

$$F_{bt} = 2.456.649,37 \text{ N}$$

$$V_{\Sigma C} = 2v_t \times \sin \alpha_{wt}$$

$$V_{\Sigma C} = 2 \times 62,24 \times \sin 20$$

$$V_{\Sigma C} = 113,64 \text{ m/s}$$

$$\rho_{redC} = 0,5 \times d_{wl} \times \frac{\sin \alpha_{wt}}{u} \times \frac{1}{(u+1) \times \cos \beta_b}$$

$$\rho_{redC} = 0,5 \times 233,6 \times \frac{\sin 57,86}{1,7} \times \frac{1}{(1,7+1) \times \cos 30}$$

$$\rho_{redC} = 0,5 \times 233,6 \times 0,85 \times 0,73$$

$$\rho_{redC} = 72,47 \text{ mm}$$

$$X_L = \left( \frac{F_{bt}}{b} \right)^{-0,0651}$$

$$X_L = \left( \frac{2.456.649,37}{175} \right)^{-0,0651}$$

$$X_L = 0,54$$

Asumsi arithmetic mean roughness, Ra= 0,05 μm.

$$\mu_m = 0,048 \left( \frac{F_{bt}/l_{min}}{v_{\Sigma C} \times \rho_{redC}} \right)^{0,2} \times \eta_{oil}^{-0,05} \times R_a^{0,25} \times X_L$$

$$\mu_m = 0,048 \left( \frac{2.456.649,37/175}{113,64 \times 72,47} \right)^{0,2} \times 15^{-0,05} \times 0,05^{0,25} \times 0,54$$

$$\mu_m = 0,048 \times 1,11 \times 0,87 \times 0,47 \times 0,54$$

$$\mu_m = 0,011$$

$$Pv_z = Hv \times Pin \times \mu_m$$

$$Pv_z = 0,31 \times 33.000 \times 0,011$$

$$Pv_z = 112,53 \text{ kW}$$

1. *Rugi daya tanpa load gear (Pv<sub>z0</sub>)*

$$Pv_{z0} = 76,92 \cdot 10^{-6} \times b \times h \times v^{1,5}$$

$$Pv_{z0} = 76,92 \cdot 10^{-6} \times 175 \times 47 \times 66,39^{1,5}$$

$$Pv_{z0} = 342,24 \text{ kW}$$

2. Rugi daya seal ( $P_{vs}$ )

$$P_{VS} = 7,69 \cdot 10^{-6} \cdot d_{sh}^2 \cdot n$$

$$P_{VS} = 7,69 \cdot 10^{-6} \times 112,6^2 \times 36086$$

$$P_{VS} = 4,41 \text{ kW}$$

Efisiensi *reduction gear* dapat dihitung dengan persamaa (1).

$$\eta = \frac{P_{out}}{P_{in}} = \frac{P_{in} - P_v}{P_{in}} \times 100\%$$

$$\eta = \frac{P_{in} - (P_{vZ} + P_{vZ0} + P_{vB} + P_{vS})}{P_{in}} \times 100\%$$

$$\eta = \frac{33000 - (112,53 + 342,24 + 0 + 4,41)}{33000} \times 100\%$$

$$\eta = \frac{33000 - (459,18)}{33000} \times 100\%$$

$$\eta = 98,61 \%$$

Hasil perhitungan rugi daya pada *reduction gear* pada unit pembangkit listrik diperlihatkan dalam Tabel 4.

Tabel 4. Rekapitulasi hasil perhitungan rugi daya pada *gearbox*

| Parameter                                 | Hasil Perhitungan (kW) | Efisiensi (%) |
|---|------------------------|---------------|
| $P_{vZ}$                                  | 112,53                 |               |
| $P_{vZ0}$                                 | 342,24                 |               |
| $P_{vB}$                                  | 0                      |               |
| $P_{vS}$                                  | 4,41                   |               |
| <b>Total Rugi Daya (<math>P_v</math>)</b> | <b>459,18</b>          | <b>98,61</b>  |

Dari Tabel 4 terlihat bahwa rugi daya karena gesekan antar gigi pada *gear* sebesar 112, 2 kW, sementara rugi daya tanpa *load gear* sebesar 342,24 kW, dan rugi daya *seal* sebesar 4,41 kW. Sedangkan rugi daya pada *bearing* tidak dapat dihitung karena data spesifikasi tentang *bearing* untuk menunjang kinerja *reduction gear* tidak memadai untuk melakukan perhitungan rugi daya. Sehingga diasumsikan bahwa rugi daya yang disebabkan oleh *bearing* sama dengan 0, maka total rugi daya *reduction gear* ini

adalah sebesar 459,18 kW. Dengan daya input sebesar 33.000 kW, maka efisiensi yang diperoleh dari perhitungan adalah sebesar 98,61%.

Angka ini masih berada dalam rentang efisiensi yang cukup bagus dimana menurut laman *maxpowergears.com* yang diakses pada tanggal 4 Agustus 2022, efisiensi perangkat *gearbox* dengan jenis roda gigi *helical gear* berada pada kisaran 98%-99%. Hasil perhitungan ini juga sesuai dengan penelitian yang dilakukan oleh *Heingartner* yang menunjukkan bahwa efisiensi *gear box* jenis *helical gear* mencapai 95,23% - 98,60 % [9].

Kinerja *reduction gear* yang cukup prima ini dapat dicapai karena adanya pemantauan secara kontinyu vibrasi dan temperatur perangkat *gearbox* tetap berada pada ambang batas yang telah ditentukan. Perawatan berkala dilakukan setiap 8000 jam operasional, baik ditemui gejala kerusakan ataupun tidak. Sedangkan analisa kualitas oli dilakukan setiap 4000 jam operasional dengan membawa sampel oli ke laboratorium.

**Pengaruh pada *reduction gear* bila terjadi peningkatan dan penurunan putaran turbin**

Untuk mengetahui bagaimana pengaruh pada *reduction gear* bila terjadi peningkatan atau penurunan putaran turbin, maka harus menunggu sampai peralatan *shut down* terlebih dahulu lalu di *start up* kembali sehingga tidak memungkinkan untuk melakukan peningkatan atau penurunan putaran turbin secara eksperimental. Untuk itu, dilakukan teknik wawancara pada salah satu teknisi spesialis gas turbin yang menyatakan bahwa jika putaran turbin meningkat maka kecepatan *load gear* juga akan meningkat.

Meningkatnya putaran *load gear* menyebabkan temperatur *lube oil* juga akan meningkat. Jika temperatur *lube oil* mencapai 72°C, sistem alarm akan menyala. Jika putaran turbin tidak diturunkan dan



temperatur lube oil terus meningkat hingga mencapai 80°C maka turbin akan *trip*. Hal ini sesuai dengan kajian yang dilakukan oleh Syahbana[10].

Selain temperatur lube oil, seismic sensor yang berfungsi mencatat vibrasi pada *reduction gear* juga dapat memicu *shutdown* pada sistem turbin bila vibrasi tercatat sebesar 18 mm/s. Sedangkan jika putaran turbin turun, selama tekanan lube oil tetap normal sebesar 1,75 bar, maka tidak akan terjadi kegagalan pada sistem. Sistem baru akan *shutdown* bila tekanan lube oil turun hingga 0,8 bar.

## KESIMPULAN

Efisiensi *reduction gear* pada unit pembangkit listrik adalah sebesar 98,61%. Peningkatan putaran pada *reduction gear*, maka vibrasi dan temperatur *lube oil* akan meningkat. Vibrasi sebesar 18 mm/s akan memicu pabrik untuk *shutdown*. Meningkatnya temperatur *lube oil* pada sistem *reduction gear* hingga mencapai 80°C dapat membuat pabrik *shutdown*.

Penurunan putaran pada *reduction gear* tidak akan menyebabkan kegagalan pada sistem pabrik selama tekanan *lube oil* dapat dijaga tetap normal. Jika penurunan putaran pada *reduction gear* menyebabkan penurunan tekanan *lube oil* hingga menjadi 0,8 bar, maka pabrik akan *shutdown*.

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Laitinen, H., Lajunen, A., & Tammi, K., 2017. *Improving electric vehicle energy efficiency with two-speed gearbox*. In 2017 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), pp. 1-5.
- [2] Wang, Z., Wang, H., & Liu, W., 2018. *Fault diagnosis of wind turbine gearbox based on vibration data*. In 2018 IEEE 15th International Conference on e-Business Engineering (ICEBE), pp. 234-238.
- [3] Csc, P. B. 2013., *Analysis of noise reduction of gear transmissions*. International. Multidisciplinary Scientific GeoConference: SGEM, 1, 57.
- [4] Afenchenko, R. V., Barskii, V. A., Bashta, V. N., Kurdyumov, D. S., Malyar, A. V., & Ufimtsev, I. V., 2015. *Development of the equipment for gearless gas-turbine power plants*. Russian Electrical Engineering, Vol. 86, No. 10, pp. 576-578.
- [5] Oba, S., & Fujimoto, Y., 2021. *Hybrid 3K compound planetary reduction gearbox with a roller transmission mechanism*. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, Vol. 27, No. 4, pp. 2356-2366.
- [6] Marjanovic, N., Isailovic, B., Marjanovic, V., Milojevic, Z., Blagojevic, M., & Bojic, M., 2012. *A practical approach to the optimization of gear trains with spur gears*. Mechanism and Machine Theory, Vol. 53, pp. 1-16.
- [7] Clavac, B., & Korca, Z. I., 2017. *Efficiency investigation on a helical gear transmission*. Analele Universităţii Eftimie Murgu Reşiţa, Vol. 24, No. 1.
- [8] Syahbana, A. D. Y., 2016. *Analisa kerusakan pada gearbox main lube oil pump PLTGU unit 1.3 PT. PJB UP Gresik dengan metode oil used analysis*. (Doctoral Dissertation, Institut Teknologi Sepuluh Nopember).
- [9] Mba, D., & Heingartner, P., 2005. *Determining power losses in the helical gear mesh; Case study*. Gear Technology. United Kingdom: ASME
- [10] Sutrisno, A., & Yunus, R. M., 2019. *Analisis sudu dan gigi penerus turbin uap penggiling tebu di. PT PG. Rajawali II Jatitujuh Kabupaten Majalengka*. In *Seminar Teknologi Majalengka (STIMA)*, Vol. 4, pp. 150-154.