

REDESIGN PULVERIZER SHAFT UNIT 2 DI PLTU SEKTOR BUKIT ASAM 4 X 65 MW

Arief Prakoso H¹, Wiji Mangestiyono², Seno Darmanto³, Murni⁴

Universitas Diponegoro; Jl.Hayam Wuruk No.4 Pleburan Semarang 50241
Sekolah Vokasi Rekayasa Perancangan Mekanik,Departemen Teknologi Industri UNDIP, Semarang
e-mail: arfprakoso8@gmail.com

Abstrak

Dalam pengoperasian PLTU Bukit Asam, di semua unit pembangkit banyak mengalami gangguan yang dapat menyebabkan derating unit. Derating unit bisa terjadi akibat penurunan performa steam turbin, menurunnya keandalan pulverizer, dan juga gangguan pada sistem supply batubara serta berbagai faktor-faktor lainnya. Berdasarkan data kinerja Sektor Pembangkitan Bukit Asam (Laporan gangguan bulanan) Bulan Januari 2014 tercatat telah terjadi 54 kali gangguan derating. Dari salah satu penyebab derating tersebut adalah Pulverizer Shaft patah dengan kerugian jam operasi selama 196,78 [jam] yang menyebabkan kerugian listrik yang tidak tersalur 12,422 [GWh]. Dengan direalisasikannya AFI (Action For Improvement) dalam penugasan pembuatan tugas akhir ini, bertujuan untuk melakukan redesign pada pulverizer shaft, serta menganalisis penyebab pulverizer shaft patah. Dengan dilakukannya redesign pulverizer shaft serta menganalisis penyebab pulverizer shaft patah, didapat bahwa penyebab patahnya shaft yang berbahan AISI 1045 dengan desain lama yaitu dari penghitungan nilai tegangan geser sebesar $48,44 \times 10^7$ [N/m²], hasil ini melampaui dari nilai tegangan ijin bahan yakni sebesar $31,8 \times 10^7$ [N/m²], sehingga tidak aman digunakan dan masa pakai yang tidak lama. Hasil redesign shaft mengubah dimensi dari diameter kepala shaft yang sebelumnya berdiameter 0,174 [m] menjadi berdiameter 0,25 [m]. Hasil penghitungan redesign shaft berbahan AISI 1045 didapat nilai tegangan geser sebesar $16,33 \times 10^7$ [N/m²], hasil ini lebih kecil dari nilai tegangan ijin bahan yakni sebesar $31,8 \times 10^7$ [N/m²], sehingga lebih aman dengan masa pakai yang relatif lebih lama.

Kata Kunci : *Derating, Pulverizer Shaft, material, Redesign, Tegangan Geser*

Abstract

In the operation of the Bukit Asam power plant, in all generating units there are many disturbances that can cause derating the units. Derating of the unit can occur due to decrease in the performance of the steam turbine, decrease in the reliability of the pulverizer, and also disturbances in the coal supply system and various factors. Based on the performance data of the Bukit Asam Generation Sector (Monthly disturbance report) in January 2014, there were 54 derating disturbances recorded. One of the causes of the derating was a broken Pulverizer Shaft with a loss of operating hours for 196.78 [hours] which caused an unallocated electricity loss of 12,422 [GWh]. With the realization of AFI (Action For Improvement) in this final project creation assignment, it aims to redesign the shaft pulverizer, as well as analyze the causes of the pulverizer shaft break. By redesigning the pulverizer shaft and analyzing the cause of the pulverizer shaft breaking, it was found that the cause of the fracture of the shaft made from AISI 1045 with the old design was from calculating the shear stress value of 48.44×10^7 [N/m²], this result exceeded the value of the material permit voltage of 31.8×10^7 [N/m²], so it was not safe to use and the service life was not long. The results of the redesign shaft changed the dimensions of the diameter of the shaft head which was previously 0.174 [m] in diameter to a dwelling of 0.25 [m]. The results of calculating the redesign shaft made from AISI 1045 obtained a shear stress value of 16.33×10^7 [N/m²], this result is smaller than the material clearance voltage value of 31.8×10^7 [N/m²], so it is safer with a relatively longer service life.

Keywords: *Derating, Pulverizer Shaft, material, Redesign, Shear Stress*

1. PENDAHULUAN

Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) Sektor Bukit Asam merupakan salah satu unit PLTU milik PT. PLN (Persero) yang menghasilkan daya listrik sebesar 4 x 65 [MW] untuk memasok keandalan listrik di Wilayah Sumatera Bagian Selatan [1]. Produksi listrik yang dihasilkan oleh PLTU berasal dari uap kering yang memutar sudu-sudu turbin yang dikopel terhadap generator sehingga menghasilkan energi listrik. Uap kering yang dihasilkan berasal dari pemanasan air demin di dalam sistem *boiler* dengan menggunakan bahan bakar batu bara sebagai bahan utama dan minyak HSD (*High Speed Diesel*) sebagai bahan pendukung. Uap kering digunakan untuk memutar sudu-sudu turbin yang dikopel terhadap generator sehingga menghasilkan listrik [2].

Dalam rangka memenuhi visi PLTU Sektor Bukit Asam untuk menjadi perusahaan pembangkit yang terkemuka dan unggul di Indonesia dengan kinerja kelas dunia [3], maka PLTU Sektor Bukit Asam memaksimalkan kinerja dalam memproduksi listrik. Salah satu cara adalah dengan bersinergi dalam bekerja, menjaga kebersihan dalam hal pengelolaan emisi gas buang, keandalan menjaga kualitas peralatan sehingga mampu bertahan dalam rentang waktu yang lama, dan melayani konsumen dengan pelayanan yang terbaik. PLTU Sektor Bukit Asam menggunakan bahan bakar batu bara untuk mengoperasikan pembangkitnya dan dengan dibantu bahan bakar HSD (*High Speed Diesel*) sebagai *start-up* awal pengoperasian. Tapi belakangan ini di tahun 2014, PLTU Sektor Bukit Asam Unit 2 banyak mengalami gangguan terutama pada bagian peralatan *Coal Pulverizer*. Peralatan *Pulverizer* atau *Mill* mengalami banyak gangguan, salah satu penyebab utama derating yang paling besar berasal dari *Pulverizer Shaft* patah, sehingga aliran batu bara ke *boiler* terhambat. Untuk menjaga kerja peralatan agar terus dapat memproduksi, unit menggunakan bahan bakar HSD (*High Speed Diesel*) yang seharusnya dihindari untuk mengurangi kerugian biaya produksi pada saat penggunaan HSD (*High Speed Diesel*). Selain itu pemakaian HSD (*High Speed Diesel*) yang berlebihan dapat mengurangi efisiensi energi dalam memproduksi listrik, di mana pembangkit seharusnya menggunakan bahan bakar utama yaitu batu bara. [4]

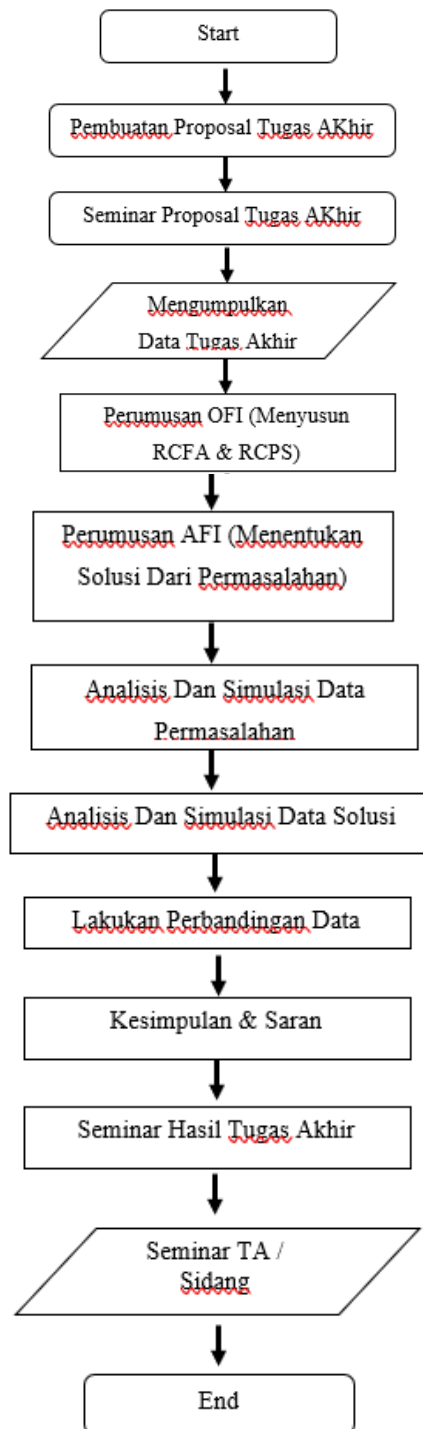
Oleh karena itu tujuan dari Tugas Akhir ini adalah melakukan *redesign pulverizer shaft* sebagai solusi untuk terjadinya *shaft* patah yang berulang. Untuk itu akan dilakukan identifikasi terhadap beban atau gaya yang terjadi pada *pulverizer shaft* untuk mendapatkan tegangan kombinasi yang terjadi. Perlu diketahui juga kekuatan dari *shaft* yang ada. Setelah dilakukan *redesign shaft* maka lakukan perbandingan dengan tegangan kombinasi yang terjadi untuk memastikan bahwa kekuatan *shaft* dengan *design* yang baru itu lebih baik [2].

2. Material

Pulverizer Shaft yang digunakan pada unit 2 PLTU Sektor Bukit Asam memiliki bahan material AISI 1045, dengan tegangan (σ *yield*) sebesar 530 [MPa] [5].

3. Metodologi

Dalam pelaksanaan Tugas Akhir *Redesign Pulverizer Shaft* ini disusun berdasarkan diagram alir pelaksanaan Tugas Akhir ini, sebagai berikut :

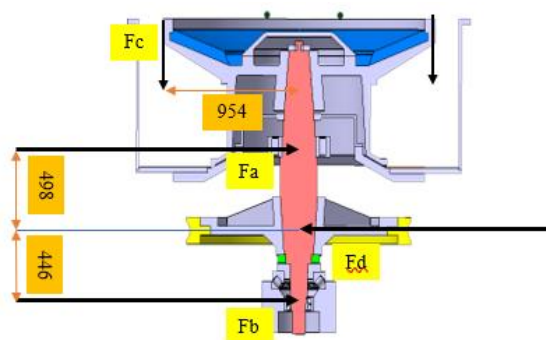


Gambar 1. Diagram alir pelaksanaan tugas akhir

4. Hasil Dan Pembahasan

4.1. Analisis Pembebanan *Pulverizer Shaft*

Pembebanan yang terjadi pada *pulverizer shaft* di antaranya adalah berat dari *grinding table* (gaya aksial), gaya puntir, dan gaya sentrifugal. Lalu akan menghasilkan tegangan kombinasi, berikut ini penghitungannya. Dimensi dalam satuan [mm].



Gambar 2. Pembebanan & dimensi pada *pulverizer shaft*

4.2. Penghitungan Torsi dan Gaya Fd

Berikut ini penjabaran penghitungan torsi dan gaya Fd yang dihasilkan :

Diketahui :

Daya motor (P) : 260 [Kw] : 26×10^4 [w]

n (putaran) motor : 985 [rpm]

n (putaran) pulverizer shaft : 55,5 [rpm]

Daya yang ditransmisikan oleh motor ke roda gigi pada *shaft* menghasilkan torsi sebesar yaitu dengan penghitungan rumus daya [2] :

$$P = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{shaft} \cdot T}{60}$$

$$T = \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_{shaft}} = \frac{26 \times 10^4 [W] \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 55,5 [rpm]} = 44.758,133 [Nm]$$

Sehingga gaya puntir (Fd) yang dihasilkan menggunakan rumus gaya puntir adalah [2] :

$$T = Fd \cdot r$$

Keterangan :

Fd : gaya [N]

T : torsi [Nm]

r : Jarak dari sumbu pusat ke titik paling luar (dalam hal ini jari-jari worm gear) [m]

$$F_d = \frac{T}{r} = \frac{44758,133 \text{ [Nm]}}{0,7 \text{ [m]}} = 63.940,19 \text{ [N]}$$

4.3. Penghitungan Gaya Fc (Aksial)

Gaya aksial yang ditanggung *pulverizer shaft* sebesar :

$$F_c = \text{massa grinding table} + \text{massa batubara}$$

Diketahui :

Massa *grinding table* : 4.500 [Kg]

Massa batubara (pada beban maksimal) : 26 [Ton/jam]

Total massa : 30.500 [Kg]

Sehingga berat total [2] :

$$W = m \cdot g$$

Keterangan :

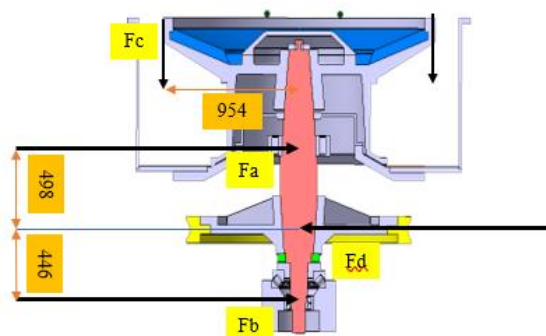
W : Gaya berat [N]

m : Massa [Kg]

g : Gaya gravitasi [N/Kg]

$$W / F_c = 30500 \text{ [Kg]} \cdot 9,81 \text{ [N/Kg]} = 299.205 \text{ [N]}$$

4.4. Penghitungan Momen Keseimbangan



Gambar 3. Pembebanan & dimensi pada *pulverizer shaft*

$$\begin{aligned} \sum \text{Momen Horizontal a} &= 0 \\ F_d (498) \text{ [mm]} - F_b (944) \text{ [mm]} &= 0 \\ F_d (498) \text{ [mm]} &= F_b (944) \text{ [mm]} \\ 63940,19 \text{ [N]} (498) \text{ [mm]} &= F_b (944) \text{ [mm]} \end{aligned}$$

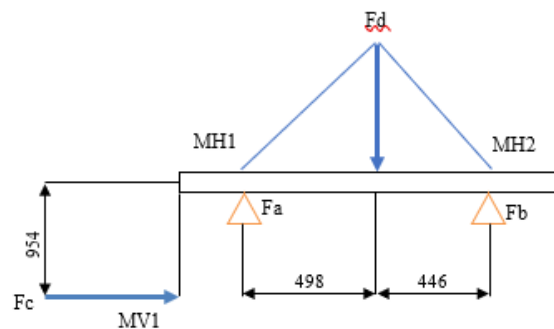
$$F_b = \frac{31842214,62 \text{ [Nmm]}}{944 \text{ [mm]}} = 33.731,159 \text{ [N]}$$

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ F_a - F_d + F_b &= 0 \\ F_a &= F_d - F_b \end{aligned}$$

$$F_a = 63940,19 \text{ [N]} - 33731,159 \text{ [N]} = 30.209,031 \text{ [N]}$$

$$\begin{aligned} \sum \text{Momen Vertikal a} &= 0 \\ F_c \cdot (954) \text{ [mm]} &= 0 \\ 299.205 \text{ [N]} \cdot (954) \text{ [mm]} &= 285.441.570 \text{ [Nmm]} \end{aligned}$$

4.5. Penghitungan Diagram Momen dan Momen Bending Maksimal pada Shaft



Gambar 4. Diagram momen kesetimbangan

Keterangan :

MH : Momen Kesetimbangan Horizontal

MV : Momen Kesetimbangan Vertikal

Pilih momen yang terbesar antara MH1 dan MH2

$$\begin{aligned} \text{MH1} &= F_a \cdot (498) \text{ [mm]} \\ &= 30.209,031 \text{ [N]} \cdot (498) \text{ [mm]} \\ &= 15.044.097,44 \text{ [Nmm]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{MH2} &= F_b \cdot (446) \text{ [mm]} \\ &= 33.731,159 \text{ [N]} \cdot (446) \text{ [mm]} \\ &= 15.044.096,914 \text{ [Nmm]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{MV1} &= F_c \cdot (954) \text{ [mm]} \\ &= 299.205 \text{ [N]} \cdot (954) \text{ [mm]} \\ &= 285.441.570 \text{ [Nmm]} \end{aligned}$$

Sehingga Momen Resultan / Momen Bending [2] :

$$M = \sqrt{MH1^2 + MV1^2}$$

$$M = \sqrt{15.044.097,44^2 + 285.441.570^2}$$

$$= 285.837.742 \text{ [Nmm]} = \mathbf{285.837,742 \text{ [Nm]}}$$

4.6. Penghitungan Momen *Equivalent Twisting* Dan Torsi Dengan Pendekatan Tegangan Geser / Tekanan Bidang

Dengan sudah diketahuinya torsi pada *shaft* dan momen resultan pada *shaft* maka momen *equivalent* yang dihasilkan menggunakan rumus [2] :

$$T_e = \sqrt{M^2 + T^2} = \frac{\pi}{16} \cdot \tau \cdot d^3$$

Keterangan :

T_e : Momen *equivalent twisting* [Nm]

M : Momen *bending* / Resultan [Nm]

T : Torsi [Nm]

τ : Tegangan geser / Tekanan Bidang yang dihasilkan [N/m²]

d : Diameter poros bagian kepala *shaft* (bagian *shaft* yang sering mengalami patah terjadi pada bagian kepala *shaft* 20 [cm] dari bagian atas, memiliki diameter sebesar [0,174 m])

Namun karena pembebanan pada *shaft* berubah-ubah (*fluctuating loads*), dengan mempertimbangkan jenis beban, sifat beban, dll. Maka ASME (*American Society Of Mechanical Engineers*) menganjurkan perlu memperhitungkan pengaruh kelelahan karena beban berulang. Dalam hal ini untuk momen puntir digunakan faktor koreksi “Kt” dan untuk momen *bending* digunakan faktor koreksi “Km” sehingga persamaan untuk T_e (Momen *Equivalent Twisting*) adalah [2] :

$$T_e = \sqrt{(Km \times M^2) + (Kt \times T^2)}$$

$$T_e = \sqrt{(3 \times 285.837,742^2) + (3 \times 44.758,133^2)}$$

$$= \mathbf{501.118,26 \text{ [Nm]}}$$

Keterangan:

Kt (Faktor kejut dan lelah momen puntir) = 3 (beban kejut berat)

Km (Faktor kejut dan lelah momen bending) = 3 (beban kejut berat)

Sehingga Tegangan Geser / Tekanan Bidang yang dihasilkan adalah [2] :

$$T_e = \frac{\pi}{16} \cdot \tau \cdot d^3$$

$$\tau = \frac{T_e \cdot 16}{\pi \cdot d^3} = \frac{501.118,26 \text{ [Nm]} \cdot 16}{\pi \cdot 0,174^3 \text{ [m}^3\text{]}}$$

$$= 346.819.452,12 \text{ [N/m}^2\text{]} = \mathbf{48,44 \times 10^7 \text{ [N/m}^2\text{]}}$$

4.7. Penghitungan Tegangan Izin Dan Perbandingannya Dengan Tegangan Geser / Tekanan Bidang

Berdasarkan *Americans Society Of Mechanical Engineers* (ASME) untuk poros yang digunakan sebagai transmisi, besar tegangan izin poros (σ izin) tidak boleh melebihi 60% dari tegangan elastis bahan (σ_{el}) atau 36% dari tegangan tarik maksimal ($\sigma_{ultimate}$). Berikut ini adalah rumus tegangan izin [2] :

$$\sigma_{izin} = 0,6 \sigma_{el} = 0,36 \sigma_u$$

Pada unit 2 PLTU Sektor Bukit Asam, *shaft* yang digunakan pada *pulverizer* menggunakan bahan AISI 1045, sehingga perbandingan tegangan yang terjadi dengan tegangan izin material sebagai berikut :

1. Material shaft berbahan AISI 1045, dengan $\sigma_{yield} = 530 \text{ [MPa]} = 53 \times 10^7 \text{ [Pa]}$ Sehingga [2] :

$$\sigma_{izin} = 0,6 \cdot (53 \times 10^7 \text{ [Pa]}) = 31,8 \times 10^7 \text{ [Pa]}$$

Sehingga perbandingan antara tegangan geser / Tekanan Bidang yang dihasilkan : tegangan / tekanan bidang izin

$$\begin{aligned} &\tau : \sigma_{izin} \\ &48,44 \times 10^7 \text{ [N/m}^2\text{]} > 31,8 \times 10^7 \text{ [N/m}^2\text{]} \\ &\mathbf{(Tidak Aman)} \end{aligned}$$

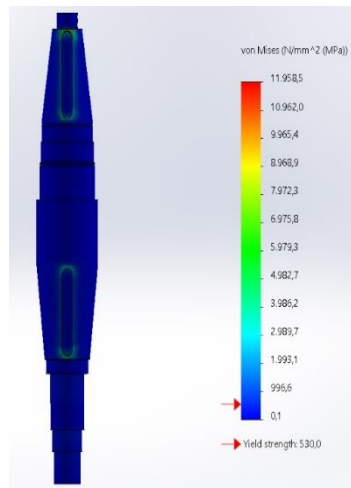
4.8. Simulasi Pembebanan Desain Awal

Data yang dibutuhkan dalam simulasi pembebanan sebagai berikut :

- n (putaran) *pulverizer shaft* : 55,5 [rpm]
- T (Torsi) yang ditransmisikan motor ke roda gigi : 44.758,133 [Nm]
- T_e (Momen *Equivalent Twisting*) : 501.118,26 [Nm]
- Temperatur kerja *pulverizer* : 85 [°C]
- Gravitasi : 9,81 [m/s²]

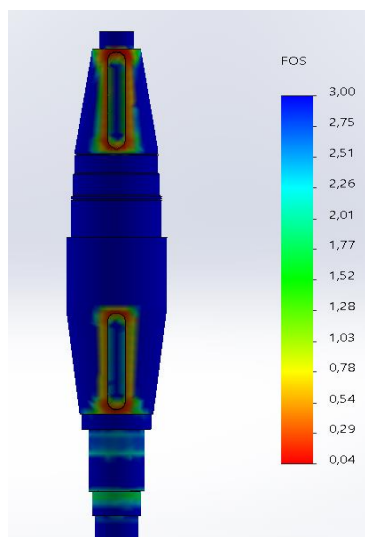
Sehingga didapat simulasi pembebanan sebagai berikut :

Daerah kritis dari penyebaran tegangan ada pada kepala *shaft* dan bagian bawah di mana terdapat pasak. Tegangan tertinggi mencapai 11.958,5 [MPa].



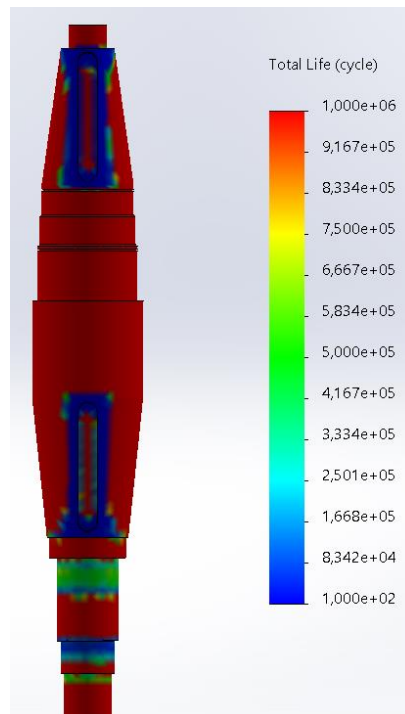
Gambar 4. Hasil penyebaran tegangan desain *shaft* awal

Untuk *factor of safety* yang paling rentan ada di daerah pasak, salah satunya berada di kepala *shaft*, dengan nilai rentang FOS 0,04 – 1,52. Untuk bagian selain adanya pasak, itu relatif lebih aman dengan FOS 3.



Gambar 5. Hasil penyebaran FOS desain *shaft* awal

Untuk nilai *fatigue* (Lelah) dengan pengujian 1000 [cycle], didapat hasil yang paling rentan ada di daerah pasak, salah satunya berada di kepala *shaft*, dengan nilai rata rata *fatigue* di 100 [cycle]. Untuk bagian selain daerah pasak, relatif lebih aman dengan *fatigue* bisa mencapai 1.000.000 [cycle].



Gambar 6. Hasil penyebaran *fatigue* desain *shaft* awal

4.9. Redesign Pulverizer Shaft Dan Analisisnya

Perubahan desain dari *pulverizer shaft* ini mengubah ukuran diameter dari kepala *shaft* di mana bagian ini sering terjadi patah, desain yang baru sebagai berikut :



Gambar 7. Redesign *pulverizer shaft*

Berdasarkan gambar di atas perubahan terjadi pada diameter kepala *shaft* yang ukurannya yaitu dengan $r = 0,125$ [m] yang sebelumnya ukurannya mengecil di bagian atas atau sekitar berdiameter 0,174 [m].

Dengan perubahan ini akan mempengaruhi besarnya nilai tegangan yang diterima *shaft* yang nilainya akan lebih kecil dari desain sebelumnya sehingga akan meningkatkan *life time*, meningkatkan nilai FOS dan meningkatkan kekuatan dari *shaft* dikarenakan nilai tegangan akan menjadi kecil

Berikut ini analisis penghitungan tegangan geser / tekanan bidang yang diterima *shaft* dengan mengambil material AISI 1045 sebagai berikut [2] :

$$T_e = \frac{\pi}{16} \cdot \tau \cdot d^3$$

Keterangan :

T_e : Momen *equivalent twisting* [Nm]

τ : Tegangan geser yang dihasilkan [N/m²]

d : Diameter poros bagian kepala *shaft* [m]

$$\tau = \frac{T_e \cdot 16}{\pi \cdot d^3} = \frac{501.118,26 \text{ [Nm]} \cdot 16}{\pi \cdot 0,25^3 \text{ [m}^3\text{]}}$$
$$= 163.339.157,81 \text{ [N/m}^2\text{]} = \mathbf{16,33 \times 10^7 \text{ [N/m}^2\text{]}}$$

Didesain sebelumnya nilai tegangan yang didapat sebesar $\tau = 48,44 \times 10^7 \text{ [N/m}^2\text{]}$. Selanjutnya menentukan perbandingan tegangan / tekanan bidang yang terjadi dengan tegangan izin material. Material *shaft* berbahan AISI 1045, dengan $\sigma_y = 530 \text{ [MPa]} = 53 \times 10^7 \text{ [Pa]}$ [2] Sehingga :

$$\sigma \text{ izin} = 0,6 (53 \times 10^7 \text{ [Pa]}) = 31,8 \times 10^7 \text{ [Pa]}$$

Didapat perbandingan antara tegangan / tekanan bidang yang dihasilkan : tegangan / tekanan bidang izin untuk desain *shaft* yang baru adalah

$$\tau : \sigma \text{ izin}$$
$$16,33 \times 10^7 \text{ [Pa]} < 31,8 \times 10^7 \text{ [Pa]}$$

(Aman)

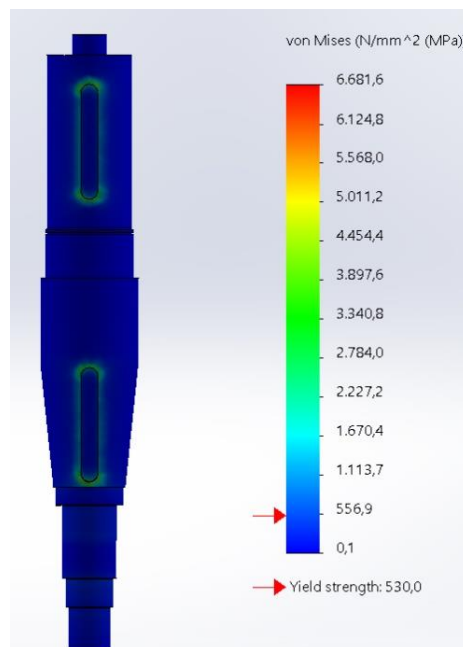
4.10. Simulasi Pembebanan Desain Baru

Data yang dibutuhkan dalam simulasi pembebanan sebagai berikut :

- n (putaran) *pulverizer shaft* : 55,5 [rpm]
- T (Torsi) yang ditransmisikan motor ke roda gigi : 44.758,133 [Nm]
- T_e (Momen *Equivalent Twisting*) : 501.118,26 [Nm]
- Temperatur kerja *pulverizer* : 85 [°C]
- Gravitasi : 9,81 [m/s²]

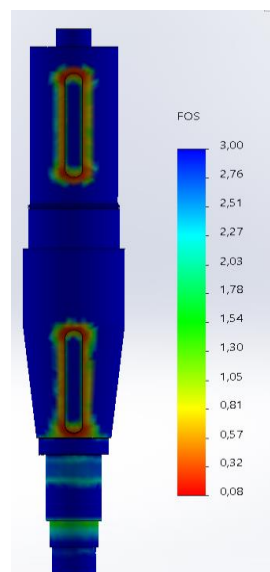
Sehingga didapat simulasi pembebanan sebagai berikut :

Daerah kritis dari penyebaran tegangan ada pada kepala *shaft* dan bagian bawah di mana terdapat pasak. Terjadi penurunan regangan tertinggi dari sebelumnya 11.958,5 [MPa] menjadi 6.681,6 [MPa].



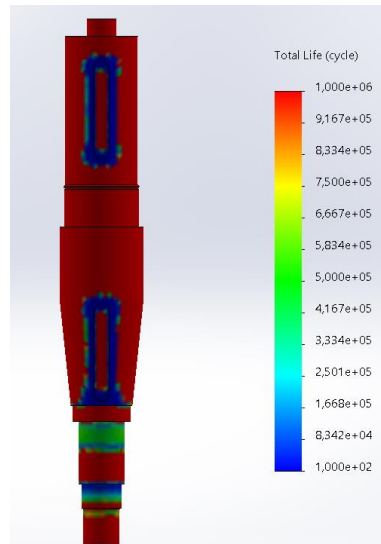
Gambar 8. Hasil penyebaran tegangan desain shaft baru

Untuk *factor of safety* (FOS) yang paling rentan ada di daerah pasak, salah satunya berada di kepala *shaft*, dengan nilai rentang FOS 0,08 – 1,55. Terjadi kenaikan FOS 0,04 untuk daerah kritisnya. Untuk bagian selain adanya pasak, itu relatif lebih aman dengan FOS 3.



Gambar 9. Hasil penyebaran FOS desain shaft baru

Untuk nilai *fatigue* dengan pengujian 1000 [cycle], didapat hasil yang paling rentan ada di daerah pasak, salah satunya berada di kepala *shaft*, dengan nilai rata-rata *fatigue* di 100 [cycle]. Untuk bagian selain daerah pasak, relatif lebih aman dengan *fatigue* bisa mencapai 1.000.000 [cycle]. Terjadi peningkatan dari segi area yang lebih luas yang memiliki *life cycle* yang lebih lama.



Gambar 10. Hasil penyebaran *fatigue desain shaft* baru

4.11. Perbandingan Analisis Desain Lama Dan Desain Baru

Berikut ini adalah perbandingan analisis yang didapat dari desain *pulverizer shaft* lama dengan desain *pulverizer shaft* baru, sebagai berikut.

| Aspek | Desain Lama | Desain Baru | Keterangan |
|--|---|---|--|
| Analisis Solidwork | | | |
| Tegangan Geser (Maksimal) | 11.958,5 [MPa] | 6681,6 [Mpa] | Nilai Berkurang |
| FOS (Minimal) | 0,04 | 0,08 | Meningkat |
| <i>Fatigue</i> (Minimal) | 100 [cycle] | 100 [cycle] | Makin luas area yang memiliki life cycle yang lama |
| Analisis Penghitungan Manual | | | |
| Tegangan Geser (Material <i>Shaft</i> AISI 1045) | 48,44 x 10 ⁷ [n/m ²] | 16,33 x 10 ⁷ [N/m ²] | Nilai Berkurang |

5. Kesimpulan

1. Dari hasil penghitungan desain *shaft* lama berbahan AISI 1045 didapat nilai tegangan geser sebesar $48,44 \times 10^7$ [N/m²], hasil ini melampaui dari nilai tegangan ijin bahan yakni sebesar $31,8 \times 10^7$ [N/m²], sehingga tidak aman digunakan dan masa pakai yang tidak lama.
2. *Redesign shaft* yaitu mengubah dimensi dari diameter kepala *shaft* yang sebelumnya berdiameter 0,174 [m] menjadi berdiameter 0,25 [m]. Hasil penghitungan *redesign shaft* berbahan AISI 1045 didapat nilai tegangan geser sebesar $16,33 \times 10^7$ [N/m²], hasil ini lebih kecil dari nilai tegangan ijin bahan yakni sebesar $31,8 \times 10^7$ [N/m²], sehingga lebih aman dengan masa pakai yang relatif lebih lama.

Ucapan Terima Kasih

Penulis mengucapkan terima kasih kepada Fakultas Teknik, program studi Rekayasa Perancangan Mekanik Universitas Diponegoro.

Daftar Pustaka

- [1] Bartlett Snow, Raymond. "*Instruction Manual HP 743 Bowl Mill. ARVOS Energy India Private Limited*", document no : 0&MM/HP743/002.
- [2] Khurmi, R.S, J.K Gupta, "*A Textbook Of Machine Design*", Eurasia Publishing House (PVT) LTD, Ram Nagar, New Delhi – 110 055, 2005.
- [3] Mashar, Ali dan Salman Saalik Sabilhaq, "*Motor Penggerak Pulverizer Dan Sistem Proteksinya Untuk Sistem PLTU 660 MW*", Jurnal Teknik Konversi Energi – Politeknik Negeri Bandung, 2016.
- [4] PT. PLN (Persero), "*Company Profile Pembangkitan Sumatera Bagian Selatan Sektor Bukit Asam*", Vol 01, pp. 01-03, 2014.
- [5] PT. PLN (Persero) Pusat Pendidikan Dan Pelatihan, "*Pengoperasian PLTU*", pp. 32-33, 2010.
- [6] PT. PLN (Persero) Pusat Pendidikan Dan Pelatihan, "*Pengoperasian Alat Bantu Pembangkit*", vol 02, pp. 20-25, 2010.
- [7] PT. PLN (Persero) Sektor Bukit Asam, "*Bowl Millstein Industry Manual Book*", Vol 01, pp. 12-13, 2013.
- [8] The Babcock & Wilcox Company, "*Tanjung Jati B Training Pulverizers*". Vol 01, pp 01-66, 2005.
- [9] Santoso, Budi. "*Panduan Tata Kelola Dan Identifikasi Risiko Bidang Pembangkitan Pemeliharaan Pembangkit Listrik (Mekanik)*", PT. PLN (Persero), Versi 1, pp 05-16, 2009.
- [10] Ulum, Bakhrul dan Setyoko, "*Analisis Pola Pengoperasian Mill Pulverizer Di PLTU I Jawa Tengah Rembang*", Jurnal Fakultas Teknik Bidang Mesin – D3 Kerjasama PT. PLN, 2013