

## Perancangan Poros Turbin 5 Mw untuk Pembangkit Listrik Tenaga Panas Bumi

\*Achmad Widodo, Kriscahya R.A, Djoeli Satrijo

Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro

Jl. Prof. Soedarto, SH Tembalang Semarang 50275 Indonesia

\*E-mail: [awid@undip.ac.id](mailto:awid@undip.ac.id)

### Abstrak

Poros turbin merupakan komponen utama turbin uap pada pembangkit listrik tenaga panas bumi yang berperan untuk mentransmisikan daya atau torsi ke poros generator yang terhubung padanya. Poros turbin didesain untuk mampu menerima beban-beban poros saat poros beroperasi fluktuasi daya pada siklus tertentu. Material yang digunakan pada poros adalah *stainless steel* karena poros bekerja pada kondisi lingkungan korosif. Tujuan penelitian ini adalah untuk menghasilkan desain poros yang memenuhi persyaratan kelayakan desain berupa *ASME Code: Design of Transmission Shaft, AS1170.1, ANSI B4.1-1978* dan aman dalam menerima beban statik maupun dinamik. Perangkat lunak yang digunakan untuk memodelkan dan analisis poros adalah *Solidworks 2015* dan *ANSYS 16*. Konsep desain terdiri dari 6 model poros dengan variasi *fillet* dengan material *Stainless Steel* jenis AISI 410. Model poros 6 adalah desain poros yang dipilih karena tegangan *Von Mises* poros 124,49 MPa dengan faktor keamanan statik 2,48 dan tegangan geser maksimumnya senilai 66,01 MPa sudah memenuhi syarat kode ASME. Defleksi poros sebesar 1,3 mm memenuhi persyaratan *AS1170.1* dengan ukuran interferensi radial yang digunakan sebesar 0,2 mm sesuai dengan *ANSI B4.1-1978*. Faktor keamanan lelah (*fatigue*) poros dari awal operasi sampai *overhaul* adalah 0,81. Meskipun demikian, diagram S-N menunjukkan bahwa umur poros berdasarkan siklus dari awal operasi sampai *overhaul* mencapai  $2,9 \times 10^5$  siklus.

**Kata kunci:** poros, turbin uap, *stainless steel*, torsi, defleksi, *fatigue*.

### 1. Pendahuluan

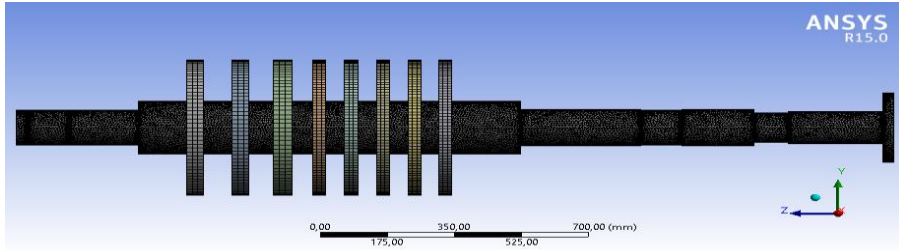
Energi panas bumi atau dikenal juga dengan energi *geothermal* adalah salah satu energi terbarukan yang ramah lingkungan karena menghasilkan emisi gas rumah kaca yang sedikit sekali. Indonesia adalah salah satu negara dengan potensi atau sumber panas bumi yang besar. Secara geografis, Indonesia merupakan negara yang dilintasi oleh jalur gunung berapi. Dari pulau-pulau besar yang ada, hanya pulau Kalimantan yang tidak demikian. Menurut data PT. Pertamina *Geothermal Energy*, sebanyak 40% potensi panas bumi dunia dimiliki oleh Indonesia. Sumber-sumber panas bumi tersebut tersebar di 276 lokasi di Sumatera, Jawa, Nusa Tenggara, Maluku, bahkan sampai ke Papua. Tidak heran hal ini membuat Indonesia berada di peringkat ketiga setelah Amerika Serikat dan Filipina dalam pemanfaatan energi panas bumi menjadi sumber pembangkit listrik. Indonesia, dalam kebijakan energi nasional, menargetkan penggunaan energi terbarukan sebesar 23% pada tahun 2025 dan 31% pada tahun 2050. Pada tahun 2015, Indonesia baru berhasil memanfaatkan sekitar 5% dari potensi panas bumi yang dimiliki. Tentu untuk mencapai target tersebut memerlukan proses yang panjang. Pembangunan pembangkit listrik tenaga panas bumi selalu memerlukan pengkajian [1].

Proses pengolahan energi panas bumi menjadi energi listrik adalah melalui beberapa tahap rangkaian. Salah satunya adalah tahap mengalirnya uap hasil pemanasan air oleh panas bumi, yang mengalir menuju ke turbin uap melewati separator supaya menjadi uap kering. Aliran uap kering yang masuk ke turbin uap menyebabkan berputarnya sudu-sudu turbin. Ketika sudu-sudu turbin berputar, poros turbin uap juga ikut berputar karena keduanya adalah komponen yang menyatu. Berputarnya poros turbin uap mengakibatkan berputar pula poros generator pada jumlah putaran tertentu. Di sinilah peran poros turbin uap begitu menentukan, yaitu sebagai komponen yang mentransformasikan energi kinetik uap menjadi energi mekanis, dan mentransmisikan daya atau torsi ke poros generator. Tugas akhir ini akan membahas tentang perancangan desain poros turbin uap beserta indikator-indikatornya yang harus dipertimbangkan dalam proses desain dan perancangan poros.

### 2. Modeling

#### 2.1. Definisi Elemen

Poros turbin uap *impuls multistage* dimodelkan dengan menggunakan elemen tetrahedral dengan ukuran *face sizing* berukuran 1,3mm pada diskontinuitas diameter ataupun *fillet* dan 10mm pada bagian lainnya. Material yang digunakan adalah *Stainless Steel* jenis AISI 410. Adapun gambaran lengkap dari model yang dibuat pada software ANSYS 16 ditunjukkan pada Gambar 1.



Gambar 1. Modeling pada software ANSYS 16

2.2. Definisi Material, Geometri dan Beban Poros

Beban pada poros pada umumnya dibagi menjadi dua jenis, yaitu beban statik dan beban lelah. Beban statik antara lain berupa beban torsi yaitu beban dengan nilai yang bergantung pada daya yang ditransmisikan oleh poros dan besarnya nilai frekuensi kerja poros (3000 rpm), beban lentur akibat beban sendiri dari poros dan beban akibat putaran disc yang dipasang pada poros yaitu kombinasi beban radial dan tangensial disc serta beban kontak disc dengan poros yang menjaga keduanya untuk selalu berputar bersamaan. Sedangkan beban lelah bersifat fluktuatif dan berulang mengikuti pola siklus tertentu [2]. Selain itu, terdapat juga beban aksial yang berasal dari dorongan uap yang mengalir melewati poros [3]. Pada kali ini variabel yang akan dianalisis adalah diameter, nilai tegangan statik, perbandingan frekuensi pribadi dengan frekuensi kerja poros, defleksi, tegangan lelah dan prediksi umur siklus yang diakibatkannya. ASME Code [4]: Design of Transmission Shaft yang menjadi acuan utama dalam desain poros ini, menyatakan bahwa nilai tegangan geser maksimum atau  $\tau_{max}$  poros tidak boleh melebihi 18% dari ultimate tensile strength atau 30% dari yield strength material poros, diambil nilai yang terkecil. Material yang digunakan adalah Stainless Steel jenis AISI 410 dengan spesifikasi material sebagai berikut.

Tabel 1. Informasi dari Material Poros

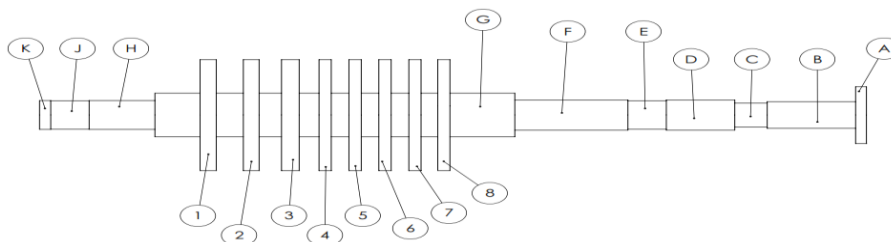
Jenis Material	AISI 410	Keterangan
Densitas ( $kg/m^3$ )	7700	Spesifikasi material poros
Ultimate Tensile Strength (MPa)	517	
Yield Strength (MPa)	310	
Modulus Elastisitas (GPa)	200	
Poisson Ratio	0,283	
Kekerasan (hardness) Brinell	154	
Batas maksimum atau $\tau_{max}$ ASME Code (MPa)	93	
Target faktor keamanan statik	1,66	Faktor keamanan statik (SF) = $\frac{S_{sy}}{\tau_{max}}$
Aplikasi umum material		Komponen pompa, katup, bagian-bagian turbin uap dan turbin gas.

Kemudian, formula torsi elastis digunakan sebagai batasan untuk diameter poros.

$$\frac{\tau_{max}}{r} = \frac{T}{J} \text{ atau } \tau_{max} = \frac{16 T}{\pi d^3} \text{ dengan } P = T \cdot \omega = T \cdot \frac{2\pi N}{60} \tag{1}$$

dimana:

- $\tau_{max}$  = tegangan geser maksimum poros (Pa)
- r = radius poros (m)
- J = momen polar ( $m^4$ )
- T = torsi (Nm)
- d = diameter poros (m)
- P = daya poros (W)
- $\omega$  = kecepatan angular poros (rad/s)
- T = torsi (Nm)
- N = putaran poros (rpm)
- $S_{sy}$  = shear yield strength sebesar  $0,5 \cdot yield\ strength$  (MPa)



Gambar 2. Bagian-bagian poros turbin uap beserta disc

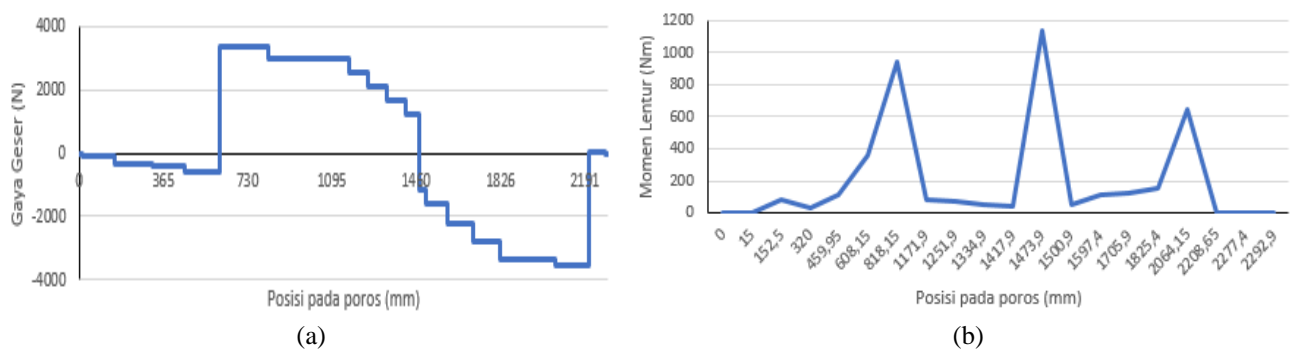
Batas *ASME Code* material dapat digunakan untuk membatasi variasi diameter dari persamaan torsi elastis, sehingga diperoleh batas minimal diameter poros turbin adalah senilai 100mm. Selanjutnya, geometri poros ditentukan berdasarkan fungsi dari masing-masing bagian poros seperti ditunjukkan pada gambar dan tabel berikut.

**Tabel 2.** Bagian-bagian poros dan fungsinya

No	Nama bagian poros	Diameter (mm)	Panjang (mm)	Fungsi
1	Part A	260	30	Sebagai tempat <i>coupling</i> dengan poros generator
2	Part B	122	245	Sebagai penghubung <i>part A</i> dengan <i>part C</i>
3	Part C	110	90	Sebagai penghubung <i>part B</i> dengan <i>part D</i>
4	Part D	138	189,9	Sebagai penghubung <i>part C</i> dengan <i>part E</i>
5	Part E	130	106,5	Sebagai lokasi dipasangnya <i>journal bearing</i>
6	Part F	138	313,5	Sebagai lokasi dipasangnya <i>labyrinth seal</i> , yaitu saluran labirin pencegah kebocoran fluida [5]
7	Part G	200	998	Sebagai lokasi dipasangnya <i>disc</i> poros turbin
8	Part H	132	182,5	Sebagai lokasi dipasangnya <i>labyrinth seal</i>
9	Part J	130	106,5	Sebagai lokasi dipasangnya <i>journal bearing</i>
10	Part K	132	31	Sebagai lokasi dipasangnya <i>thrust bearing</i>
11	Disc 1	508,35	45	Sebagai benda yang dipasangkan pada poros dan lokasi dipasangnya sudu-sudu turbin atau <i>moving blade</i>
12	Disc 2	508,35	44	
13	Disc 3	508,35	49	
14	Disc 4	508,35	34	
15	Disc 5	508,35	34	
16	Disc 6	508,35	34	
17	Disc 7	508,35	34	
18	Disc 8	508,35	34	

Tabel 2 menunjukkan bahwa diameter utama poros adalah 200mm dan diameter bagian poros yang terkecil adalah 110mm. Kedua nilai diameter tersebut layak karena sudah melampaui batas minimal diameter yang ditetapkan oleh kode ASME.

Dari data-data di atas, dapat dihitung karakteristik poros berupa volume, massa, berat, dan momen poros sehingga dihasilkan reaksi poros sebesar  $R_E = 3961,9$  N dan  $R_J = 3588,22$  N pada bagian poros yang merupakan lokasi *journal bearing*. Variabel berat poros, reaksi pada *journal bearing* poros dan panjang poros dapat diolah menjadi diagram gaya geser poros dan diagram momen lentur poros yang ditunjukkan pada gambar berikut.



**Gambar 3.** (a) Diagram gaya geser poros dan (b) diagram momen lentur poros

Uap masuk ke turbin dikondisikan pada temperatur 210°C dalam kondisi *saturated vapor*, dan keluar dengan tekanan 0,081 bar dalam kondisi *saturated vapor* pula [6]. Dari interpolasi pada Tabel A-2 [7], diperoleh entalpi pada *inlet* turbin ( $h_1$ ) sebesar 2798,5 kJ/kg dan entalpi *outlet* ( $h_2$ ) sebesar 2577 kJ/kg. Data tersebut digunakan untuk menentukan kecepatan uap dan beban aksial pada turbin dihitung dengan persamaan berikut.

**Tabel 3.** Perhitungan kecepatan uap dan beban aksial pada turbin

Variabel (satuan)	Definisi	Rumus [3]	Nilai Variabel
$c_1$ (m/s)	Kecepatan uap <i>inlet</i> turbin	$c_1 = c_{1t} = 91,5 \cdot \sqrt{h_1 - h_2}$	1361,78
$u$ (m/s)	Kecepatan keliling	$u = \omega \cdot R_{disc}$	159,70

$\alpha_1$ (derajat)	Sudut masuk blade (asumsi)	-	20
$\omega_1$ (m/s)	Kecepatan relatif 1	$\omega_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos \alpha_1}$	1304,78
$\phi$	Koefisien resistansi blade	-	0,95
$\omega_2$ (m/s)	Kecepatan relatif 2	$\omega_2 = \phi \cdot \omega_1$	1239,54
$\beta_1$ (m/s)	Sudut kecepatan	$\sin \beta_1 = \frac{c_1}{\omega_1} \cdot \sin \alpha_1$	72,33
$c_2$ (m/s)	Kecepatan uap	$c_2 = \sqrt{\omega_2^2 + u^2 - 2u\omega_2 \cos \beta_1}$	649,27
$R_{coll}$	Dorongan aksial pada collar	$R_{coll} = \frac{\pi}{4} \sum_1^k [d_{di}^2 - d_{d(i-1)}^2] p_i + \frac{\pi}{4} (d_{s1}^2 - d_{s2}^2) p_{atm}$	
$R_m$ (N)	Dorongan aksial akibat momentum uap (N)	$R_m = \frac{G}{g} (c_1 - c_2)$	49479,81
$R_d$ (N)	Dorongan aksial pada permukaan disc	$R_d = \frac{\pi}{4} \sum_1^z (d_{ri}^2 - d_r^2) (p_{1i} - p_{2i})$	Lihat Tabel 4
$R_o$ (N)	Total beban aksial	$R_o = R_d + R_m$	

dimana:

- $d_{d(i-1)}$  dan  $d_{di}$  = diameter poros sebelum dan sesudah proyeksi atau penonjolan (mm)
- $p_i$  dan  $p_{atm}$  = tekanan uap pada kamar atau *chamber* sebelum proyeksi dan tekanan atmosfer (Pa)
- $k$  = jumlah proyeksi atau tonjolan diameter pada poros
- $d_{s1}$  dan  $d_{s2}$  = diameter poros pada bagian *labyrinth seal* depan dan belakang (mm)
- $d_{ri}$  dan  $d_r$  atau  $d_{rim}$  = diameter pada lingkaran (*rim*) dan akar (*root*) blade (mm)
- $p_{1i}$  dan  $p_{2i}$  = tekanan uap sebelum dan sesudah melewati *stage blade* bergerak (Pa)
- $G$  = laju massa aliran uap turbin (kg/s)
- $g$  = percepatan gravitasi senilai 9,81 m/s<sup>2</sup>

Tabel 4. Hasil Kalkulasi  $R_d$  dan  $R_o$

Stage	1	2	3	4	5	6	7	8
$R_d$ (N)	15920,22	22575,35	30773,50	40668,96	52416,05	66169,06	82082,29	95294,54
$R_o$ (N)	65400,03	72055,16	80253,31	90148,78	101895,86	115648,87	131562,10	144774,36

Pemasangan *disc* pada poros umumnya dilakukan dengan cara suaian paksa, di mana diameter lubang *disc* dibuat sedikit lebih kecil daripada diameter poros sehingga terdapat interferensi radial ( $\delta$ ) seperti yang ditampilkan oleh gambar berikut.



Gambar 4. Press and shrink fit (a) bagian belum dipasang (b) bagian setelah assembly [2]

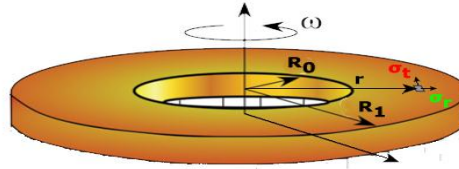
Pemasangan suaian paksa dilakukan dengan memasukkan *disc* ke dalam air atau oli mendidih selama kira-kira satu jam kemudian *disc* dipasangkan ke poros dengan *hydraulic press* [3]. Kondisi tersebut (*press and shrink fit*) mengakibatkan beban berupa tekanan kontak antara *disc* dan poros yang dihitung dengan persamaan di bawah ini. Berdasarkan ANSI B4.1-1978 FN3 [8], interferensi maksimum yang boleh digunakan pada diameter berukuran 7,87 in atau 200mm adalah senilai 0,0082in atau 0,208mm sehingga beban kontak *disc* dengan poros diperoleh tekanan kontak  $p$  sebesar 1,76 MPa.

$$p = \frac{E\delta}{2R^2} \left[ \frac{(r_o^2 - R^2)(R^2 - r_i^2)}{(r_o^2 - r_i^2)} \right] \tag{2}$$

dimana:

p	= tekanan kontak (MPa)	R	= radius bagian poros yang dipasang <i>disc</i>
E	= modulus elastisitas material (MPa)	(mm)	
r <sub>o</sub>	= radius dari pusat poros ke titik terluar <i>disc</i> (mm)	δ	= radial interferensi (mm)
r <sub>i</sub>	= radius rongga/lubang poros (mm)		

*Disc* yang berputar bersama dengan poros juga menghasilkan tegangan tangensial ( $\sigma_t$ ) dan tegangan radial ( $\sigma_r$ ) akibat putaran tersebut. Adapun kombinasi tegangan tangensial dan radial maksimum pada *disc* poros diperoleh adalah senilai 41,49 MPa. Berikut adalah gambar dan rumus untuk menghitung tegangan *disc* berputar.



Gambar 5. Tegangan pada *disc* berputar

$$\sigma_t = \rho \cdot \omega^2 \left( \frac{3+\nu}{8} \right) \left( R_1^2 + R_0^2 + \frac{R_1^2 R_0^2}{r^2} - \frac{1+3\nu}{3+\nu} r^2 \right) \text{ dan } \sigma_r = \rho \cdot \omega^2 \left( \frac{3+\nu}{8} \right) \left( R_1^2 + R_0^2 - \frac{R_1^2 R_0^2}{r^2} - r^2 \right) \quad (3)$$

$\sigma_t$  dan  $\sigma_r$  dikombinasikan menjadi  $\rightarrow \sigma' = \sqrt{\sigma_t^2 - \sigma_t \sigma_r + \sigma_r^2}$

dimana:

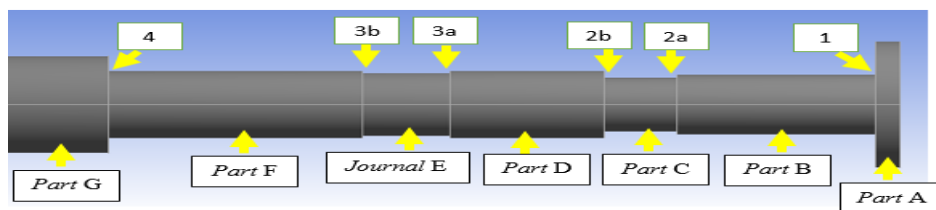
$\sigma_t$	= tegangan tangensial (MPa)	$\nu$	= rasio Poisson material <i>disc</i>
$\sigma_r$	= tegangan radial (MPa)	R <sub>0</sub>	= radius lubang <i>disc</i> (m)
$\rho$	= densitas material <i>disc</i> (kg/m <sup>3</sup> )	R <sub>1</sub>	= radius terluar <i>disc</i> (m)
$\omega$	= kecepatan angular <i>disc</i> (rad/s)	R	= radius atau jarak ke elemen tegangan (m)

Adanya diskontinuitas atau perubahan ukuran diameter bagian-bagian poros menyebabkan terjadinya diskontinuitas distribusi tegangan pada poros. Diskontinuitas diameter tersebut merupakan peningkat tegangan yang bersifat lokal atau *stress raiser* yang dapat memicu kegagalan pada poros [9]. Pada area-area ini, terdapat konsentrasi tegangan yang ditentukan berdasarkan grafik konsentrasi tegangan baik akibat beban torsi ( $K_{ts}$ ) ataupun beban lentur ( $K_t$ ) sebagai acuan untuk menentukan daerah mana saja pada poros yang berpotensi menjadi area tegangan maksimum [10].

### 3. Hasil dan Pembahasan

#### 3.1. Hasil Simulasi Poros

Data *input* yang sudah ditentukan pada bagian definisi beban poros dimasukkan sebagai bahan untuk melakukan simulasi tegangan statik poros sehingga bisa diketahui hasilnya berupa tegangan *Von Mises* maksimum poros, faktor keamanan statik poros, tegangan geser maksimum poros ( $\tau_{max}$ ) dan lokasi di mana tegangan maksimum dihasilkan. Sebelum dilakukan simulasi, sudah ada daerah-daerah yang dicurigai akan terjadi pemusatan tegangan atau tegangan maksimum. Area-area yang dicurigai adalah area 1, 2a, 2b, 3a, 3b dan 4 seperti ditunjukkan oleh gambar berikut.



Gambar 6. Daerah kritis poros

Hasil simulasi statik poros ditampilkan pada Tabel 5. Dari hasil simulasi statik poros di atas, tampak bahwa model poros 1 yang tidak memiliki *fillet* sama sekali mengalami tegangan *Von Mises* dan tegangan geser melebihi batas yang ditentukan pada area kritis. Pada area kritis tersebut perlu diberikan *fillet* dengan radius tertentu sebagai solusi untuk mengurangi konsentrasi tegangan area itu. Maka, diperoleh model poros 5 yang memiliki variasi *fillet* yang sesuai untuk menghasilkan tegangan *Von Mises* dan tegangan geser maksimum tidak melebihi batas ASME Code dan *yield strength*.

**Tabel 5.** Hasil simulasi statik poros

Model Poros	Material Poros	Tegangan Von Mises maksimum (MPa)	Faktor Keamanan Statik	$\tau_{max}$ (MPa)	Batas $\tau_{max}$ ASME Code (MPa)	Lokasi tegangan maksimum	Radius fillet sebagai solusi pada area tegangan maksimum (mm)
1	AISI 410	385,54	0,8	210,9	93	2b	27,5 (pada 2a dan 2b)
2		292,24	1,06	156,89		1	20
3		226,96	1,36	118,12		4	20
4		175,27	1,76	94,93		3a	20 (pada 3a dan 3b)
5		124,8	2,48	66,13		2b	-
6		124,49	2,48	66,01		2b	-

Selanjutnya, model poros 5 perlu dilakukan *modal analysis* untuk melihat apakah frekuensi pribadi poros aman terhadap defleksi berlebih yang diakibatkan oleh modus getar. Besarnya rasio frekuensi tidak boleh menyentuh angka 1 supaya tidak terjadi resonansi yang menyebabkan nilai *transmission ratio* dan defleksi poros berlebih yang mengakibatkan kerusakan poros. Frekuensi pribadi poros, terutama yang nilainya lebih rendah daripada frekuensi kerja poros harus berada pada rasio minimal sebesar  $\sqrt{2}$  atau 1,41 untuk operasi yang aman dan halus [11]. Alasannya, nilai frekuensi tersebut sudah pasti dilalui poros ketika poros mulai *startup* untuk mencapai putaran *steady* ( $\omega$ ) sebesar 300rpm atau 50 Hz. Hasil *modal analysis* ditampilkan oleh tabel di bawah ini.

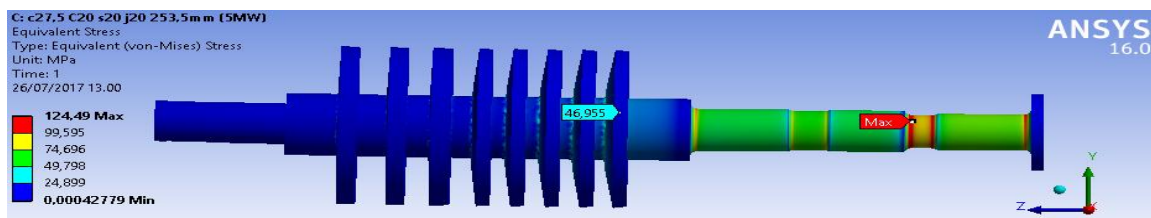
**Tabel 6.** Hasil *modal analysis* poros

Panjang Part F (mm)	Variabel dari $\omega_{n1}$				Variabel dari $\omega_{n2}$			
	$\omega_{n1}$ (Hz)	$\frac{\omega}{\omega_{n1}}$	Amplitudo X	Transmission Ratio	$\omega_{n1}$ (Hz)	$\frac{\omega}{\omega_{n2}}$	Amplitudo X	Transmission Ratio
313,5	36,59	1,36	$1,15 \cdot \delta_{st}$	1,15	46	1,08	$5,51 \cdot \delta_{st}$	5,51
310	36,85	1,36	$1,18 \cdot \delta_{st}$	1,18	55,88	0,89	$5 \cdot \delta_{st}$	5,01
253,5	38,42	1,3	$1,44 \cdot \delta_{st}$	1,44	56,67	0,87	$4,33 \cdot \delta_{st}$	4,33

Model awal poros atau model poros 1 sampai dengan model poros 5 tidak dapat memenuhi persyaratan *modal analysis* seperti yang sudah dinyatakan sehingga perlu untuk dimodifikasi dengan cara diperpendek ukuran panjang bagian poros untuk menambah kekakuannya. Bagian poros yang dikurangi panjangnya adalah *part F* (berukuran panjang 313,5mm) karena adanya *part H* yang berfungsi sama dengan bagian tersebut yaitu sebagai *labyrinth seal*. Hasil yang ditampilkan pada tabel menunjukkan bahwa model poros 5 dengan panjang *part F* 253,5mm memiliki rasio frekuensi yang sudah sangat mendekati  $\sqrt{2}$  untuk frekuensi pribadi di bawah frekuensi kerja pada modus getar pertama, dan frekuensi pribadi yang cukup jauh di atas frekuensi kerja pada modus getar yang lain. Akibatnya, nilai amplitudo yang dihasilkan sudah bisa dikategorikan aman. Model poros yang sudah dikurangi panjangnya tersebut dinamakan model poros 6.

**3.2. Hasil Simulasi Perbaikan Model Poros**

Hasil tegangan dan faktor keamanan statik pada model poros 6 sudah memenuhi persyaratan dan target keamanan desain. Begitu pula defleksi poros yang tidak melebihi 7,44mm untuk panjang poros 2232,9mm berdasarkan AS 1170.1. Adapun gambar hasil simulasi statik akhir poros adalah sebagai berikut.

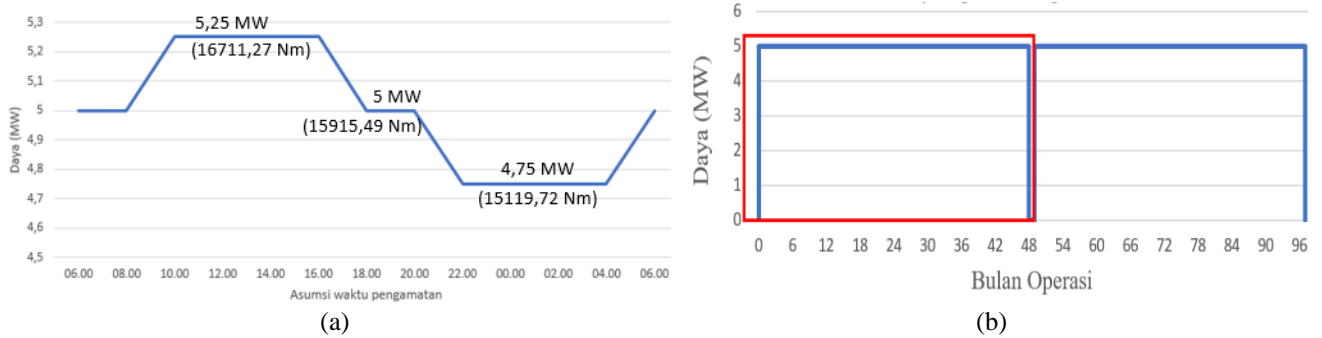


**Gambar 7.** Hasil simulasi statik perbaikan model poros.

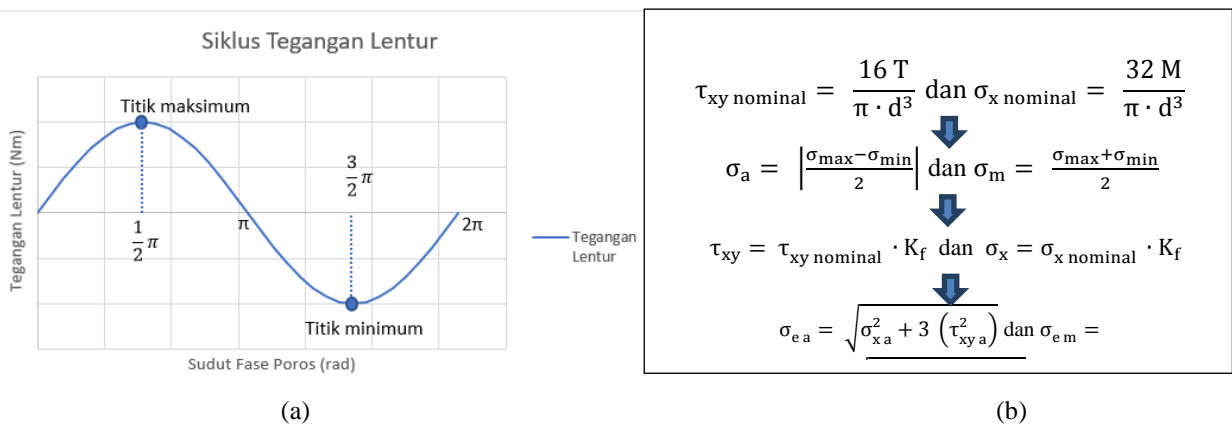
**3.3. Kekuatan Lelah dan Siklus Beban Poros**

Kekuatan lelah material poros yang sudah dikoreksi oleh faktor permukaan, ukuran, pembebanan, temperatur, dan kehandalan yaitu sebesar 59,12 MPa. Kemudian, fluktuasi siklus beban-beban yang dialami poros harus ditentukan. Gambar 8(a) adalah siklus daya harian yang sesuai dengan asumsi penjadwalan daya pada tabel. Sedangkan, Gambar 8(b) adalah siklus daya operasi sampai overhaul, di mana overhaul pada umumnya dilakukan 4 tahun sekali. Alasannya, keausan akibat erosi partikel padat yang melewati poros berpotensi menimbulkan kerusakan yang lebih besar pada

poros, terutama bagian *labyrinth seal* setelah melewati jangka waktu tersebut [12]. Garis merah pada gambar grafik menandakan panjangnya 1 siklus pada Gambar 8(b). Sedangkan siklus tegangan lentur akibat berat poros itu sendiri ditampilkan pada Gambar 9 (a).



Gambar 8. (a) Grafik siklus daya harian dan (b) siklus daya operasi sampai *overhaul*



Gambar 9. (a) Grafik siklus tegangan lentur dan (b)alur hitung tegangan sampai tegangan ekuivalen

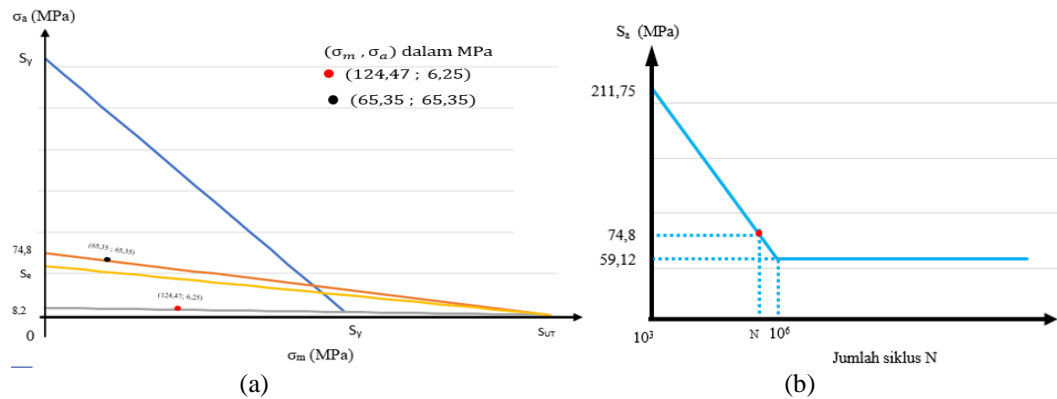
Pola siklus pada Gambar 8(a), 8(b) dan 9(a) dijadikan acuan untuk menentukan tegangan yang bekerja pada poros. Tegangan puntir atau torsional nominal poros ( $\tau_{xy \text{ nominal}}$  atau  $\tau_{xy0}$ ) dan tegangan lentur nominal ( $\sigma_x \text{ nominal}$  atau  $\sigma_{x0}$ ) adalah awal dari alur hitung tegangan. Lalu, tegangan *alternate* ( $\sigma_a$ ) dan tegangan *midrange* ( $\sigma_m$ ) ditentukan dari nilai tegangan maksimum dan minimum dari beban torsi dan beban lentur berdasarkan pola siklus yang sudah ditampilkan oleh Gambar 8(a), 8(b) dan 9(a). Kemudian, tegangan tersebut perlu dikalikan dengan faktor kelelahan ( $K_f$ ). Selanjutnya, tegangan *alternate* ( $\sigma_a$ ) dan *midrange* poros ( $\sigma_m$ ) yang sudah diperoleh dikombinasikan menjadi tegangan ekuivalen *alternate* ( $\sigma_{ea}$ ) dan *midrange* ( $\sigma_{em}$ ).

dimana:

- $\tau_{xy}$  = tegangan puntir atau tegangan torsi (MPa)
- $\sigma_x$  = tegangan lentur (MPa)
- $K_f$  = faktor kelelahan
- $\sigma_{max}$  = tegangan maksimum dari siklus (MPa)
- $\sigma_{min}$  = tegangan minimum dari siklus (MPa)
- M = Momen lentur (Nmm)
- T = Torsi (Nmm)
- d = diameter bagian poros (mm)
- $\sigma_e$  = tegangan ekuivalen (MPa)

### 3.4. Kegagalan Lelah Poros

Perhitungan tegangan ekuivalen yang sudah dilakukan menghasilkan nilai-nilai tegangan ekuivalen *midrange* ( $\sigma_{em}$ ) dan *alternate* ( $\sigma_{ea}$ ) yang digunakan sebagai titik-titik koordinat pada diagram *Goodman* ( $\sigma_m, \sigma_a$ ). Untuk siklus daya harian, titik koordinat warna merah beban pada diagram *Goodman* yang diperoleh dari hasil perhitungan adalah (124,47; 6,25) dalam MPa dan titik koordinat warna hitam untuk siklus daya operasi sampai *overhaul* adalah (65,35 ; 65,35). Kemudian, ditarik garis yang melewati kedua titik koordinat tersebut (dihasilkan garis abu-abu untuk beban siklus daya harian, garis oranye untuk beban siklus daya operasi sampai *overhaul* dan garis biru sebagai garis *yield strength* material) sehingga dapat dianalisis posisinya terhadap garis kelelahan yang berwarna kuning.



Gambar 10. (a) Diagram Goodman dan (b) diagram S-N poros

Dari diagram Goodman di atas dapat ditentukan faktor keamanan lelah ( $n_f$ ) sebesar 0,81 dan umur poros menjadi terbatas yaitu 294148 siklus untuk beban siklus dari awal operasi (*startup*) sampai *overhaul*.

#### 4. Kesimpulan

Setelah dilakukan proses analisis, model poros yang dipilih sebagai desain yang paling aman adalah model poros 6 karena telah memenuhi kriteria-kriteria yang diperlukan. Kriteria-kriteria tersebut adalah faktor keamanan statik melebihi target senilai 1,66, tegangan geser maksimum tidak melebihi batas yang ditentukan *ASME Code* untuk material AISI 410 senilai 93 MPa, defleksi statis yang dihasilkan tidak melebihi standard AS 1170.1 senilai 7,64mm, rasio frekuensi pribadi dengan frekuensi kerja yang sudah mendekati  $\sqrt{2}$  untuk frekuensi pribadi di bawah frekuensi kerja. Adapun faktor keamanan statik poros mencapai 2,48, nilai tegangan geser maksimum poros sebesar 66,01 MPa, defleksi statis poros sebesar 1,3mm, dan rasio frekuensi pribadi dengan frekuensi kerja poros sebesar 1,3. Faktor keamanan lelah poros terendah adalah 0,81 dengan umur poros terbatas sampai 294148 siklus untuk 1 siklus operasi dari awal *startup* sampai *overhaul* setara 4 tahun.

#### Daftar Pustaka

- [1] Pertamina Geothermal Energy, 2015
- [2] Budynas-Nisbett. 2006. *Shigley's Mechanical Engineering Design, Eighth Edition*. New York. U.S.A:McGraw-Hill Primis.
- [3] Shlyakhin, P. 1962. *Steam Turbines: Theory and Design*. Foreign Languages Publishing House. Moscow.
- [4] *ASME Code: Design of Transmission Shaft*. The American Society of Mechanical Engineers, New York.
- [5] Chakravarthy, K.L. 2013. *Modeling & Analysis of Labyrinth Seals Used in Steam Turbines*. International Journal of Science and Research (IJSR)
- [6] Apriyanto, H. N. 2016. Laporan Kerja Praktek PT.Geodipa Energi: Analisa Penggantian *Steam Ejector* dengan Kompresor NCG Guna Mengurangi Konsumsi Daya pada NCG *Removal System*. Semarang: Teknik Mesin Universitas Diponegoro.
- [7] Moran M.J, Shaphiro H. N. 2006. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics 5<sup>th</sup> Edition*. New Jersey. U.S.A: John Willey & Sons, Inc.
- [8] *ANSI B4.1-1978: American Standard Limits For Cylindrical Parts*. The American Society of Mechanical Engineers, New York.
- [9] Babu, R. N. 2008. *Determination of Stress Concentration Factors of a Steam Turbine Rotor by FEA*. World Academy of Science, Engineering and Technology (WASET)
- [10] Spotts, M.F. 1998. *Design of Machine Elements 7<sup>th</sup> Edition*. New Jersey, U.S.A:Prentice Hall.
- [11] Steidel, Jr. R.F. 1971. *An Introduction to Mechanical Vibration 3<sup>rd</sup> Edition*. New York, U.S.A:John Wiley & Sons, Inc.
- [12] Gunnarsson, A. 2013. *Maintenance of The Steam Turbines at Hellisheiði Power Plant*. Reykjavík, Iceland:Faculty of Industrial Engineering, Mechanical Engineering and Computer, Science University of Iceland.