

Analisis Rancangan Poros *Spindle* Mesin *Auto Level Buff* Menggunakan Perangkat Lunak CAE

Anggi Karmana¹, Ismet P. Ilyas^{2*}, Ade Ramdan³

¹ Mahasiswa Teknik Perancangan Manufaktur Polman Bandung

² Dosen Teknik Perancangan Manufaktur Polman Bandung, *Corresponding Author

³ Dosen Teknik Perancangan Manufaktur Polman Bandung

Email: anggikarmana@yahoo.co.id¹, ismetpi@polman-bandung.ac.id², ade_r@de.polman-bandung.ac.id³

Informasi Artikel:	ABSTRAK
<i>Received</i> : DD MM YYYY	Poros <i>spindle</i> mesin <i>auto level buff</i> merupakan poros transmisi yang meneruskan putaran ke <i>buff wheel</i> . Poros ini mengalami pembebanan kombinasi bengkok dan puntir, sehingga perlu analisis rancangan mengenai kekuatan poros tersebut agar tidak terjadi kegagalan pada saat digunakan. Analisis rancangan poros akan menggunakan perhitungan manual dengan mengacu pada teori kegagalan yang kemudian dibandingkan dengan hasil perhitungan berbasis simulasi CAE. Perangkat lunak CAE yang digunakan adalah <i>Solidworks Simulation</i> dan <i>Ansys Workbench</i> . Berdasarkan hasil perhitungan manual dan simulasi terdapat selisih tegangan Von mises, defleksi, dan faktor keamanan. Hasil analisis rancangan menunjukkan bahwa poros menerima tegangan ekuivalen sekitar 19 MPa dan defleksi sekitar 0,088 mm. Faktor keamanan yang terjadi berada pada kisaran angka 14 yang mana melebihi dari faktor keamanan minimum sebesar 1,5. Dapat disimpulkan bahwa rancangan poros <i>spindle</i> pada mesin <i>auto level buff</i> aman untuk digunakan.
<i>Accepted</i> : DD MM YYYY	
<i>Available</i> DD MM YYYY	
Kata Kunci:	ABSTRACT
<i>Ansys Workbench</i> <i>Auto Level Buff</i> CAE Poros <i>Spindle</i> <i>Solidworks</i>	<i>The auto level buff machine spindle shaft is a transmission shaft that continues rotation to the buff wheel. This shaft is subjected to a combination of bending and twisting loads, so it is necessary to design analysis regarding the strength of the shaft so that failure does not occur during use. The shaft design analysis will use manual calculations with reference to the failure theory which is then compared with the calculation results based on CAE simulation. The CAE software used are Solidworks Simulation and Ansys Workbench. Based on the results of manual calculations and simulations, there is a difference in Von mises stress, deflection, and safety factors. The results of the design analysis show that the shaft receives an equivalent stress of about 19 MPa and a deflection of about 0.088 mm. The safety factor that occurs is in the range of number 14 which exceeds the minimum safety factor of 1.5. It can be concluded that the spindle shaft design on the auto level buff machine is safe to use.</i>

jtrm.polman-bandung.ac.id

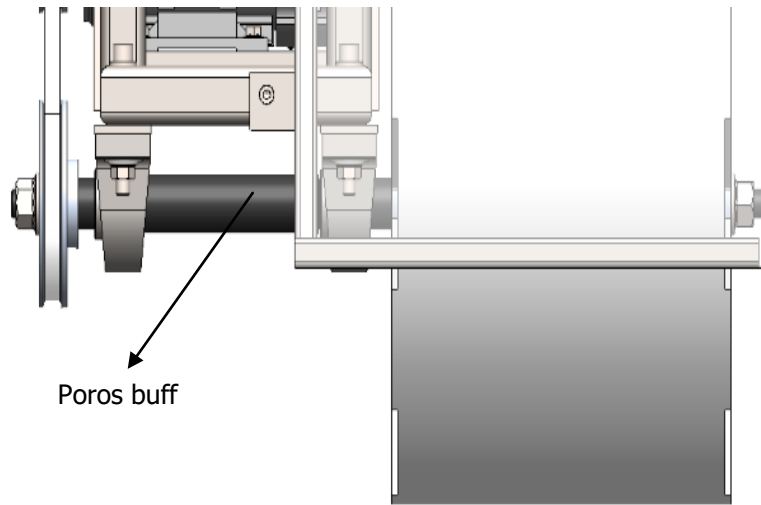
1 PENDAHULUAN

Poros merupakan salah satu komponen yang penting dari setiap mesin. Hampir semua mesin meneruskan tenaga dan putaran melalui poros [1]. Menurut pengklasifikasian beban dan penggunaannya, poros dapat terbagi menjadi 5 jenis yaitu: *axle*, *spindle*, *countershaft*, *jackshaft*, dan *line shaft*. Namun, yang menjadi fokus pada penelitian ini adalah jenis poros *spindle*. Poros *spindle* adalah poros transmisi yang relatif pendek dan berfungsi untuk memutar komponen lain yang terhubung dengan poros [2]. Poros selalu memiliki

diameter maksimum pada bagian tengah, dan memiliki diameter minimum pada ke dua ujungnya. Biasanya, poros ditopang oleh *bearing* untuk mengurangi gesekan. Pada transisi diameter maksimum ke diameter minimum biasanya dibuatkan bentuk *radius* atau alur (*undercut*) untuk mengurangi efek konsentrasi tegangan [2]. Poros yang memiliki penampang melintang dapat mengalami tegangan bengkok berganti dan tegangan puntir berulang serta *fatigue* yang disebabkan oleh gabungan beban bengkok dan beban puntir yang harus ditransmisikan atau ditahan [3]. Setidaknya terdapat 4 hal yang harus diperhatikan dalam perencanaan poros. Pertama adalah mengenai kekuatan poros yang dapat menahan beban-beban yang terjadi atau yang diterima poros supaya ketika digunakan tidak terjadi kegagalan. Ke-dua mengenai kekakuan poros. Meskipun poros mempunyai kekuatan yang cukup, namun apabila terjadi lenturan atau defleksi yang terlalu besar akan mengakibatkan ketidaktepatan (pada mesin perkakas dan mesin produksi), atau getaran dan suara yang berlebihan. Ke-tiga adalah mengenai putaran kritis poros. Putaran kritis juga dibatasi oleh defleksi yang terjadi. Apabila poros suatu mesin akan dinaikkan maka pada suatu harga putaran tertentu dapat terjadi getaran yang besar. Maka, ini disebut putaran kritis yang harus diperhatikan oleh perancang [1]. Ke-empat adalah mengenai material poros yang digunakan. Umumnya material poros yang digunakan akan memiliki nilai batas tarik dan elastis yang tinggi dibandingkan dengan komponen lainnya pada suatu mesin. Material yang bisa digunakan pada poros diantaranya baja karbon menengah, baja karbon tinggi, dan baja paduan [2].

Penelitian mengenai poros telah dipublikasikan oleh peneliti sebelumnya. Seperti yang pernah dilakukan oleh R. A. Gujar dan S. V. Bhaskar yang meneliti poros pada *dynamometer*. Penelitiannya mengenai poros pada *dynamometer* dianalisis dengan batas ketahanan menggunakan Metode Goodman yang dimodifikasi, faktor kelelahan keselamatan dan siklus teoritis yang ditahan oleh poros sebelum kegagalan diperkirakan dan hasilnya dibandingkan dengan analisis elemen hingga. Hasil penelitiannya menyebutkan bahwa komponen poros yang dianalisis tidak akan mengalami kegagalan karena faktor keamanan yang terjadi tergolong tinggi [4]. Namun pada penelitiannya, tidak dikontrol terhadap putaran kritis yang dihasilkan. Parameter *input* pada CAE-nya pun tidak dijelaskan secara detail.

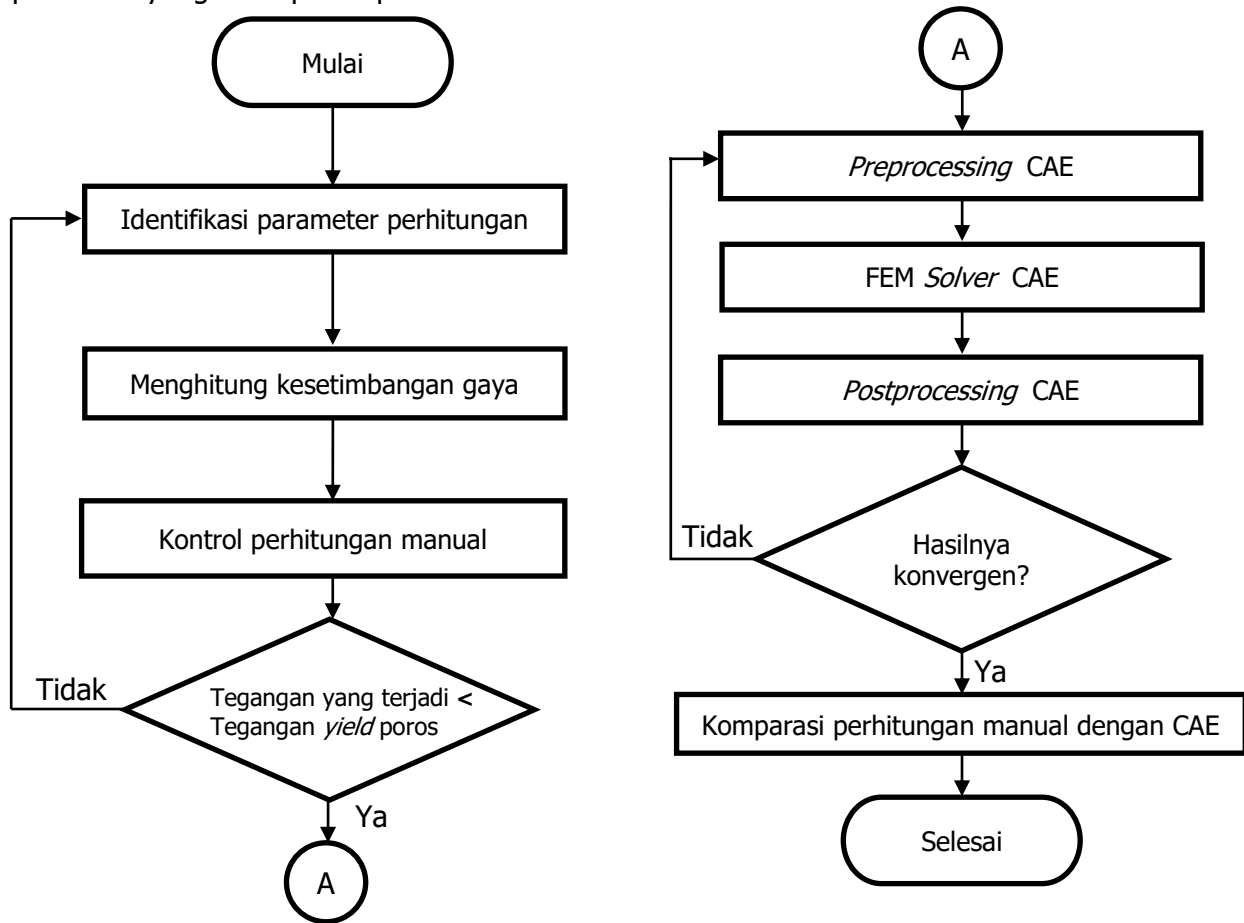
Pada kajian penelitian yang dilakukan penulis mengenai poros *spindle* mesin *auto level buff*, akan membandingkan hasil analisis perhitungan manual dengan hasil analisis perhitungan berbasis simulasi komputasi elemen hingga (*Computer Aided Engineering/CAE*) sebagai validasinya. Poros *spindle* mesin *auto level buff* adalah poros yang menopang *buff cloth* pada mesin *buffing* otomatis untuk memproses *buffing* komponen panel kayu di sebuah perusahaan manufaktur piano. Poros *spindle* mesin *auto level buff* ini dikategorikan komponen kritis karena pada penggunaannya ditumpu oleh *bearing* dengan kasus *cantilever*. *Buff cloth* yang terpasang di poros akan menyebabkan beban bengkok pada poros, juga beban puntir yang besar ketika diputar. *Buff cloth* juga bersentuhan langsung dengan permukaan panel kayu piano, sehingga keberadaan poros ini sangat penting dan dikategorikan komponen kritis pada mesin. Hal ini perlu diprediksi perkiraan-perkiraan keberfungsian poros agar ketika digunakan dapat berfungsi dengan baik tanpa mengalami kegagalan konstruksi maupun pengoperasian. Letak serta rancangan poros yang dimaksud dapat dilihat pada Gambar 1.



Gambar 1. Poros *Buff*

2 TAHAPAN PENELITIAN

Kajian analisis mengenai poros *spindle* mesin *auto level buff* ini mengacu pada diagram alir penelitian yang ditampilkan pada Gambar 2.

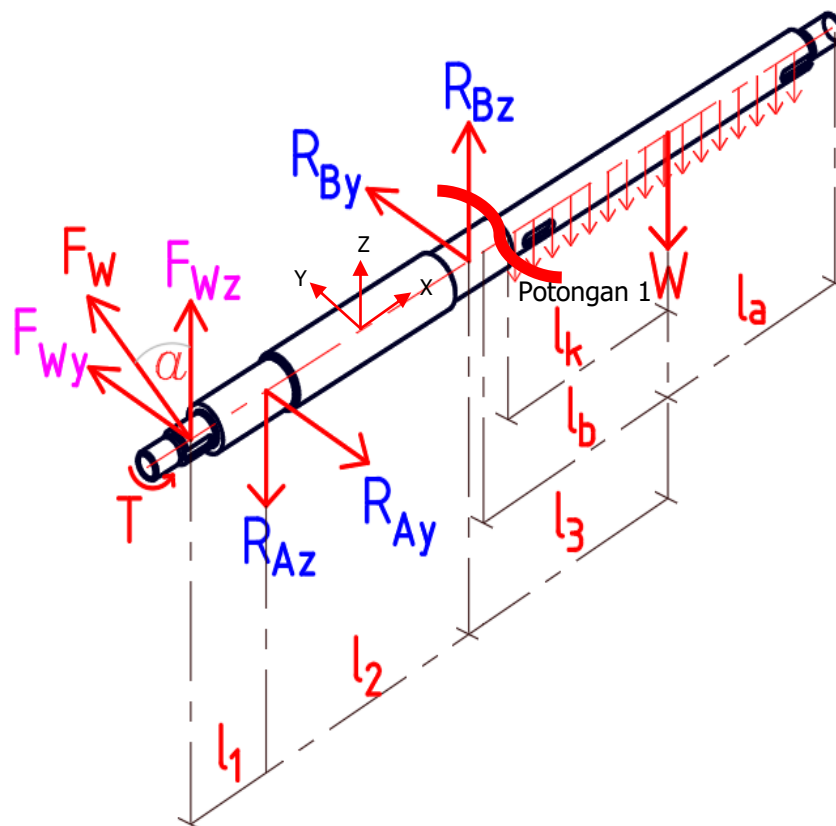


Gambar 2. Tahapan alur penelitian

3 PEMBAHASAN

3.1 Identifikasi Parameter Perhitungan

Buff wheel yang akan digunakan di mesin *Auto Level Buff* direncanakan adalah jenis *cotton pleated bias buff*. Diameter lubang *buff wheel* yang akan dipasangkan ke poros *spindle* bervariasi antara $\varnothing 24 - \varnothing 32$ mm. Namun yang digunakan adalah diameter lubang sebesar $\varnothing 30$ mm, sehingga dalam rancangan poros yang dibuat harus menyesuaikan dengan diameter lubang *buff wheel* tersebut. Mengacu pada rancangan, poros *buff* menerima beban radial dari berat *buff* sebesar 13 kg, gaya tarikan sabuk dan puli sebesar 95,88 N, serta torsi *output* pada motor penggerak yang digunakan sebesar 0,387 kgm. Tegangan bengkok yang terjadi disebabkan oleh gaya berat dari *buff*. Tegangan puntir yang terjadi disebabkan oleh torsi pada poros. Poros dengan material jenis E295 (DIN 1.0050) ini harus mampu menahan tegangan bengkok dan puntir yang terjadi. Data-data properti material di dapat dari buku *rolof/matek maschinenelemente*, sementara data kemampuan *bearing* diambil dari katalog *bearing* yang digunakan. Penggunaan poros *spindle* direncanakan 16 jam per hari dengan daya dan putaran di transmisikan sabuk, beban terkategori menengah sehingga faktor kerja didapatkan 1,7 [1,5]. Perhitungan manual akan menggunakan teori energi distorsi maksimum (Von mises) yang nantinya akan di dapatkan faktor keamanan. Faktor keamanan pada komponen kritis digunakan minimum 1,5 [5]. Selanjutnya, akan dihitung umur *bearing* SKF UCP 207 yang digunakan sebagai tumpuan poros agar bisa diperkirakan waktu penggantiannya. Untuk lebih mempermudah perhitungan dan analisis, telah dibuat diagram benda bebas poros *spindle buff* seperti yang ditunjukkan pada Gambar 3, serta parameter perhitungan ditampilkan pada Tabel 1.



Gambar 3. Diagram benda bebas poros *spindle*

Tabel 1. Parameter perhitungan poros

Simbol	Parameter	Data yang dimasukkan
W	Gaya berat	127,5 N (13 kg)
F_W	Gaya tarikan sabuk	95,88 N
l_1	Jarak ke-1	74,05 mm (dari rancangan)
l_2	Jarak ke-2	200 mm (dari rancangan)
l_3	Jarak ke-3	191,45 mm (dari rancangan)
l_k	Jarak dari pusat beban ke penampang kritis	150 mm (dari rancangan)
l_a	Jarak dari pusat beban ke ujung poros	185 mm (dari rancangan)
l_b	Jarak dari pusat beban ke <i>bearing</i>	172,1 mm (dari rancangan)
α	Sudut gaya tarikan sabuk	77,25° (dari rancangan)
σ_{yield}	<i>Resistance Extending</i> (E295)	285 MPa
σ_{ult}	<i>Resistance Maksimum</i> (E295)	470 MPa
K_A	Faktor kerja	1,7
T_m	Torsi <i>output</i> pada motor	0,387 kgm = 3,795 Nm
D_{dk}	Diameter <i>pitch</i> puli penggerak	100 mm (dari rancangan)
D_{dg}	Diameter <i>pitch</i> puli pengikut	132 mm (dari rancangan)
D	Diameter poros kritis alur <i>undercut</i>	29,4 mm (dari rancangan)
C	<i>Basic dynamic load rating</i> SKF UCP 207	25,5 kN
C_0	<i>Basic static load rating</i> SKF UCP 207	15,3 kN
p	<i>Exponent life ball bearing</i>	3
E	Modulus elastisitas material <i>steel</i>	210 GPa
I	Momen inersia lingkaran $\left(\frac{\pi \times d^4}{64}\right)$	39760,782 mm ⁴
n	Putaran poros	1064,4 rpm

3.2 Menghitung Kesetimbangan Gaya

Pada gambar 3 telah diuraikan gaya-gaya luar yang terjadi pada poros guna mendapatkan diagram gaya geser (DGG), diagram momen bengkok (DMB), dan diagram torsi (DT) yang akan menjadi referensi untuk memprediksi pada bagian mana geometri poros yang mengalami tegangan paling besar. Karena terdapat gaya yang menyudut akibat tarikan sabuk, maka perhitungan manual harus dilakukan dengan 2 *plan* yang berbeda, yaitu *plan* X-Y dan *plan* X-Z. Hasil perhitungan 2 *plan* yang berbeda tersebut diresultankan guna mendapatkan gaya tumpuan total.

Menghitung dari tampak depan (*plan* X-Z)

$$\sum M_A = 0 \quad (1)$$

$$-F_{Wz} \times l_1 + R_{Bz} \times l_2 - W \times (l_2 + l_3) = 0$$

$$R_{Bz} \times l_2 = F_{Wz} \times l_1 + W \times (l_2 + l_3)$$

$$R_{Bz} \times l_2 = (F_W \times \cos(\alpha)) \times l_1 + W \times (l_2 + l_3)$$

$$R_{Bz} \times 200 = 21,16 \times 74,05 + 127,5 \times (200 + 191,45)$$

$$R_{Bz} \times 200 = 1566,898 + 49909,875$$

$$R_{Bz} = \frac{1566,898 + 49909,875}{200} = 257,384 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0 \tag{2}$$

$$F_{Wz} - R_{Az} + R_{Bz} - W = 0$$

$$R_{Az} + F_W = F_{Wz} + R_{Bz}$$

$$R_{Az} + 127,5 = 21,16 + 257,384$$

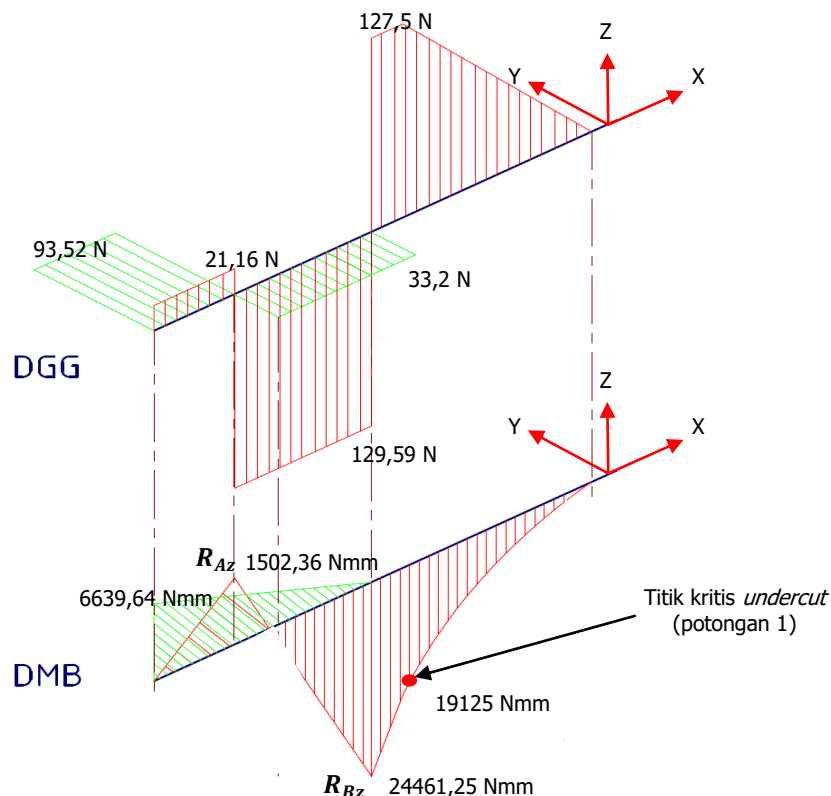
$$R_{Az} = 21,16 + 257,384 - 127,5 = \mathbf{151,044\ N}$$

Dengan cara yang sama untuk *plan* X-Y didapatkan nilai tumpuan sebesar $R_{By} = 34,624\ N$ dan $R_{Ay} = 128,140\ N$, maka gaya tumpuan gabungan adalah :

$$F_{RA} = \sqrt{R_{Az}^2 + R_{Ay}^2 + 2 \times R_{Az} \times R_{Ay} \times \cos(90)} = \mathbf{198,076\ N} \tag{3}$$

$$F_{RB} = \sqrt{R_{Bz}^2 + R_{By}^2 + 2 \times R_{Bz} \times R_{By} \times \cos(90)} = \mathbf{259,702\ N} \tag{4}$$

Diagram gaya geser (DGG) dan diagram momen bengkok (DMB) gabungan ditunjukkan pada Gambar 4.



Gambar 4. DGG dan DMB gabungan

DGG dan DMB berfungsi untuk analisis perkiraan awal pada bagian mana komponen yang menerima beban maksimum, sehingga dapat diambil titik kritis pada komponen untuk dianalisis lebih lanjut. Berdasarkan Gambar 4, momen maksimum terjadi pada tumpuan titik

B ($R_{Bz}=24461,25$ Nmm). Namun tentunya pada tumpuan tidak akan terjadi bengkokan sehingga titik kritis berada pada geometri transisi dari diameter maksimum ke diameter minimum pada alur *undercut* (lihat Gambar 3 pada potongan 1).

3.3 Kontrol Perhitungan

Pada tahap ini, perlu dikontrol perhitungan tegangan bengkok dan puntir akibat beban-beban yang terjadi. Namun sebelum menghitung tegangan bengkok dan puntir, harus diketahui terlebih dahulu torsi pada poros dan momen-momen yang terjadi.

Menghitung torsi pada poros :

$$T_{poros} = T_m \times \frac{D_{dg}}{D_{dk}} = 5,01 \text{ Nm} \quad (5)$$

Torsi/Momen puntir maksimum [5]:

$$T_{max} = K_A \times T_{poros} = 8,516 \text{ Nm} \quad (6)$$

Momen bengkok potongan 1 :

$$M_b = W \times l_k = 19,125 \text{ Nm} \quad (7)$$

Momen tahanan bengkok [5]:

$$W_b = \pi \times \frac{D^3}{32} = 2494,835 \text{ mm}^3 \quad (8)$$

Momen bengkok maksimum [5]:

$$M_{Bmax} = K_A \times M_b = 32,509 \text{ Nm} \quad (9)$$

Momen tahanan puntir [5]:

$$W_t = \pi \times \frac{D^3}{16} = 4989,671 \text{ mm}^3 \quad (10)$$

Geometri poros pada rancangan terdapat alur *undercut*, maka dihitung juga faktor konsentrasi tegangannya. Poros berstep dengan diameter besar (D) 35 mm, diameter kecil alur *undercut* (d) 29,4 mm, radius alur (r) 1 mm. $D/d=1,2$ dan $r/d=0,03$. Parameter yang dimasukkan ditampilkan pada Tabel 2.

Tabel 2. Faktor konsentrasi tegangan

Simbol	Parameter	Data yang dimasukkan
k_t	Faktor efek takik untuk bengkok	1,9 [5]
k_{ts}	Faktor efek takik untuk puntir	1,55 [5]
q	<i>Notch sensitivity</i> untuk bengkok	0,5 [5]
q_s	<i>Notch sensitivity</i> untuk puntir	0,8 [5]

Faktor konsentrasi tegangan bengkok :

$$K_f = 1 + q \times (k_t - 1) = 1,45 \quad (11)$$

Faktor konsentrasi tegangan puntir :

$$K_{fs} = 1 + q_s \times (k_{ts} - 1) = 1,45 \quad (12)$$

Tegangan bengkok maksimum [3] :

$$\sigma_b = K_f \times \frac{M_{Bmax}}{W_b} \quad (13)$$

Tegangan puntir maksimum [3] :

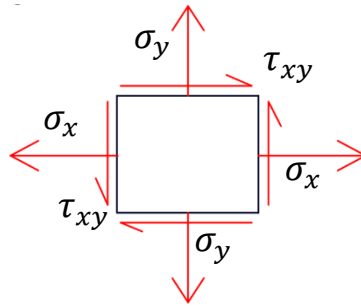
$$\tau_t = K_{fs} \times \frac{T_{max}}{W_t} \quad (14)$$

$$\sigma_x = \sigma_b \quad (15)$$

$$\tau_{xy} = \tau_p \quad (16)$$

$$\sigma_y = 0 \text{ (Tidak ada tegangan normal pada sumbu y) [2]} \quad (17)$$

Tegangan normal pada sumbu X (σ_x), tegangan normal pada sumbu Y (σ_y), dan tegangan tangensial (τ_{xy}) diperlukan untuk menghitung tegangan ekuivalen (Von mises). Ilustrasi tegangan pada elemen dapat dilihat pada Gambar 5.



Gambar 5. Ilustrasi tegangan pada elemen

Tegangan utama 1 :

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \mathbf{19,209 MPa} \quad (18)$$

Tegangan utama 2 :

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \mathbf{-0,314 MPa} \quad (19)$$

Tegangan Von Mises :

$$\sigma_{12} = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1 \times \sigma_2 + \sigma_2^2} = \mathbf{19,368 MPa} \quad (20)$$

atau, tegangan ekuivalen bisa dihitung dengan persamaan sebagai berikut [4]:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_b \times K_f)^2 + 3 \times (\tau_p \times K_{fs})^2} = \mathbf{19,368 MPa} \quad (21)$$

Faktor keamanan yang terjadi:

$$SF = \frac{\sigma_{yield}}{\sigma_{eq}} = \mathbf{14,715} \quad (22)$$

Menghitung defleksi yang terjadi ¹ :

$$\delta = -\frac{W \times l_a^3}{3 \times E \times I} \times \left(1 + \left(\frac{3 \times l_b}{2 \times l_a}\right)\right) = \mathbf{-0,084 mm} \quad (23)$$

$$\text{Defleksi izin untuk poros pada konstruksi mesin ini adalah } \delta_{zul} = \frac{l}{5000} = 0,1343 \text{ mm} \quad (24)$$

Defleksi yang terjadi tidak melebihi defleksi izin, maka poros dikatakan aman.

$$\delta = f$$

Kontrol putaran terjadi terhadap putaran kritis akibat defleksi :

$$n_k = 946 \times \sqrt{\frac{1}{f}} = \mathbf{3264,01 rpm} > n_{max} = \mathbf{1064,4 rpm} \text{ (Lihat Tabel 1)} \quad (25)$$

Putaran yang terjadi tidak melebihi putaran kritis, maka poros aman saat digunakan.

¹ http://www.askltd.co.jp/eng/technical_info/shaft. Diakses pada 29 Juli 2020

3.4 Preprocessing CAE

Pada tahap ini, penulis membuat model poros menggunakan perangkat lunak *Solidworks* kemudian file di simpan ke tipe netral berformat (.step) agar bisa digunakan di perangkat lunak CAE *Ansys Workbench*. Analisis akan menggunakan 2 perangkat lunak yaitu *Solidworks Simulation* dan *Ansys Workbench*. Tahapan awal pada *preprocessing* untuk perangkat lunak *Solidworks Simulation* sebagai berikut.

1. *Material*
Material yang di definisikan pada simulasi adalah E295 (DIN 1.0050)
2. *Connection*
Connection yang di definisikan adalah *global contact* karena komponen merupakan satu kesatuan [6].
3. *Fixture*
Fixture yang di definisikan pada tumpuan A dan B adalah tumpuan *bearing* dengan parameter *bearing fixture stabilize rotational speed*. Tumpuan *bearing* ini menahan gaya radial (sumbu Y dan Z) yang terjadi [6]. Selain tumpuan *bearing*, bisa juga menggunakan *fixed supported* yang mengunci sumbu X, Y, dan Z.
4. *External Load*
Gaya luar yang di definisikan adalah gaya berat, gaya tarikan puli, dan torsi (T) pada poros.
5. *Meshing*
Parameter *meshing* yang digunakan adalah *meshing fine* dengan ukuran *meshing* 5 mm. Adapun variasi hasil *sizing meshi* beserta Gambar diagram konvergensi akan ditampilkan pada pembahasan konvergensi hasil CAE.

Tahapan awal pada *preprocessing* untuk perangkat lunak *Ansys Workbench* disamakan dengan *preprocessing Solidworks Simulation* dengan parameter sebagai berikut :

1. *Geometri*
Geometri yang di definisikan pada simulasi adalah geometri poros dengan material E295 (DIN 1.0050)
2. *Connection*
Connection yang di definisikan adalah *bearing connection with global contact*.
3. *Coordinate Systems* dan *Meshing*
Coordinate systems di definisikan *default*, dan *meshing* yang di definisikan diantaranya *Relevance Center "Fine"*, dan *Smoothing "High"*.
4. *Static Structural*
Pada menu *static structural*, di definisikan tumpuan dan gaya-gaya luar yang terjadi. Tumpuan di definisikan *cylindrical support*. Gaya luar yang di definisikan adalah gaya berat, gaya tarikan puli, dan torsi.

3.5 FEM Solver CAE

Pada tahap ini, *Finite Element Methode (FEM) Solver* dilakukan komputasi otomatis oleh perangkat lunak yang digunakan. Metode elemen hingga (FEM) merupakan metode numerik untuk memperoleh solusi yang mendekati dari suatu persamaan dengan membagi segmen ke dalam bagian sub segmen (elemen-elemen hingga). Konsep dasar dalam interpretasi fisik FEM adalah pembagian model matematika menjadi komponen *disjoint* dari geometri sederhana yang disebut elemen terbatas atau elemen hingga. Respon masing-masing elemen dinyatakan dalam jumlah derajat kebebasan terbatas yang dicirikan sebagai nilai dari fungsi pada sejumlah titik nodal. Dari penguraian model matematika kemudian dilakukan

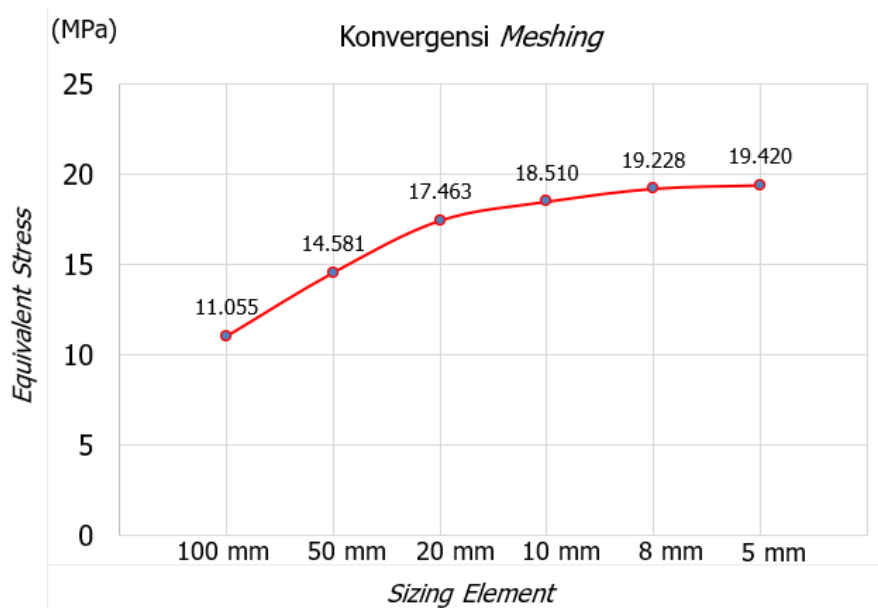
pendekatan dengan respon model diskritisasi yang diperoleh dengan menghubungkan atau mengumpulkan koleksi semua elemen [7].

3.6 Postprocessing CAE

Postprocessing atau disebut juga *solution* adalah hasil komputasi yang dilakukan otomatis oleh perangkat lunak yang digunakan dan ditampilkan berupa tegangan ekuivalen (Von mises), defleksi, dan faktor keamanan (*Factor of Safety/FOS*).

3.7 Konvergensi hasil CAE

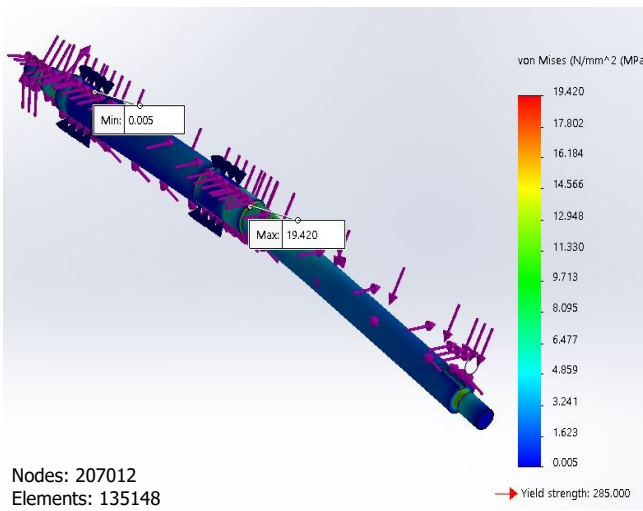
Setiap pembagian elemen (*sizing element*) pada proses *meshing* di tahapan *preprocessing*, akan berpengaruh terhadap hasil yang akan di ditampilkan pada *postprocessing*. Elemen yang digunakan juga berpengaruh pada hasil akhir komputasi dari masing-masing perangkat lunak CAE yang digunakan. Pada penelitian ini, elemen yang digunakan adalah *default* dari perangkat lunak *Solidworks Simulation* yaitu solid elemen dengan jenis *tetrahedron*. Untuk perangkat lunak *Ansys Workbench* bisa memilih elemen *tetrahedron* atau *hexahedron*. Namun, penulis memilih *tetrahedron* dengan alasan agar elemen yang digunakan pada ke dua perangkat lunak sama, sehingga hasilnya diharapkan bisa *apple to apple*. Penulis menggunakan *sizing element* dengan dimensi 100, 50, 20, 10, 8, 5 mm. Hasil konvergensi *meshing* ditampilkan pada diagram Gambar 6.



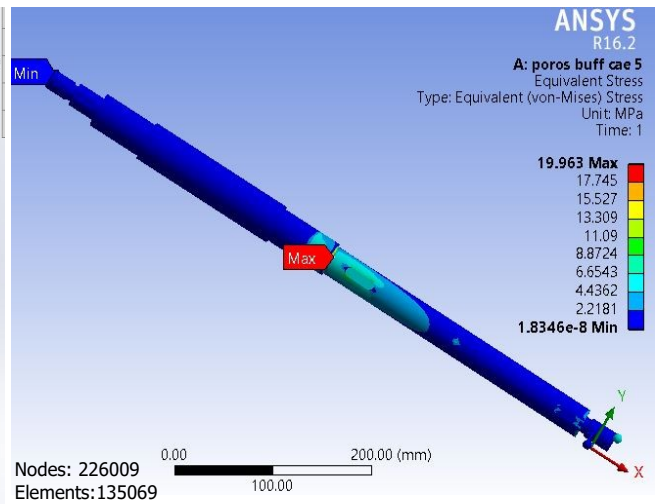
Gambar 6. Konvergensi hasil *meshing*

Pada Gambar 6 dapat dilihat bahwa kurva konvergensi *meshing* semakin melandai. Ini menunjukkan bahwa semakin melandainya kurva, maka hasil analisis pada perangkat lunak CAE dapat diterima. Jika pada analisis ditemukan kurva yang melandai kemudian turun drastis atau naik secara drastis, hasil yang diterima adalah hasil dari kurva yang melandainya karena hasil antara *sizing element* yang satu ke *sizing element* yang lain berdekatan (konvergen). Semakin kecil *sizing element* pada proses *meshing* diberikan, tidak menjamin hasilnya akan lebih akurat. Bisa saja akan terjadi *error* karena *meshing* sangat kecil menyebabkan komputasi perangkat lunak semakin berat. Pada kasus poros *spindle* mesin *auto level buff* ini, penulis mencoba menggunakan *sizing element* lebih kecil yaitu 1 mm dan 0,5 mm, hasil komputasi dari perangkat lunak terjadi *error*, sehingga dengan mengambil *sample sizing element* dari 10, 8, dan 5 mm hasilnya sudah menunjukkan konvergen. Hasil

pada analisis menggunakan perangkat lunak *Solidworks Simulation* dan *Ansys Workbench* untuk tegangan Von mises pada *sizing element* 5 mm ditunjukkan pada Gambar 7 dan 8.



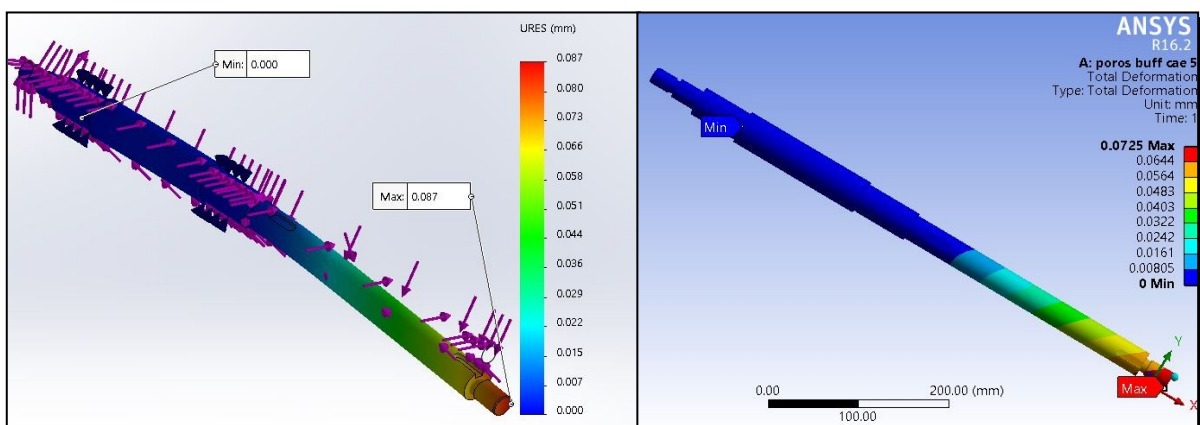
Gambar 7. Tegangan von mises *solidworks*



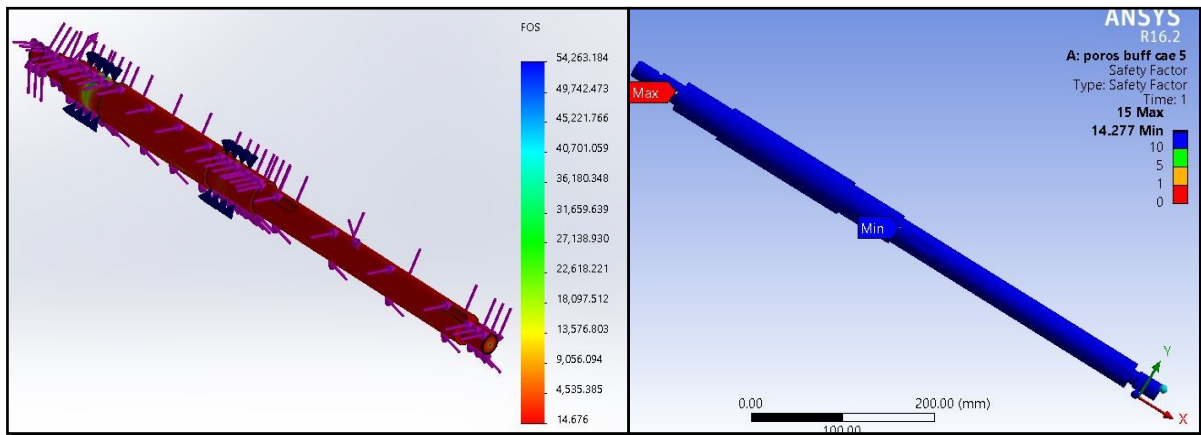
Gambar 8. Tegangan von mises *ansys*

Pada kedua Gambar yang ditampilkan hasil komputasi perangkat lunak *Solidworks Simulation* dan *Ansys Workbench* menunjukkan tegangan Von mises maksimum terjadi pada alur *undercut* transisi dari diameter maksimum ke diameter minimum. Hal ini menunjukkan perkiraan titik kritis pada perhitungan manual sama dengan titik kritis yang disimulasikan pada perangkat lunak CAE.

Hasil pada analisis menggunakan perangkat lunak *Solidworks Simulation* dan *Ansys Workbench* untuk defleksi dan faktor keamanan yang terjadi ditunjukkan pada Gambar 9 dan 10.



Gambar 9. Defleksi yang terjadi



Gambar 10. FOS yang terjadi

3.8 Komparasi perhitungan manual dengan CAE

Pada tahap ini, hasil perhitungan manual dan CAE dibandingkan untuk dilihat berapa persen perbedaan atau selisihnya. Perbandingannya ditunjukkan pada Tabel 3.

Tabel 3. Komparasi perhitungan manual dan CAE

	Tegangan Von mises	Defleksi	FOS
Perhitungan Manual	19,368 MPa	0,084 mm	14,715
<i>Solidworks Simulation</i>	19,420 MPa	0,087 mm	14,676
<i>Ansys Workbench</i>	19,963 MPa	0,073 mm	14,276

4 KESIMPULAN

Berdasarkan perhitungan manual yang telah dilakukan dan membandingkan dengan CAE terdapat selisih tegangan Von mises, defleksi, dan *factor of safety* yang terjadi. Tegangan Von mises pada perhitungan manual mempunyai selisih sekitar 0,29% dengan hasil simulasi CAE *Solidworks Simulations*, dan selisih sekitar 3,07% dengan hasil simulasi CAE *Ansys Workbench*. Hasil simulasi CAE *Solidworks Simulation* dan *Ansys Workbench* juga menunjukkan defleksi yang terjadi mempunyai selisih dengan perhitungan manual sebesar 0,003 mm dan 0,011 mm. Selisih ini dianggap masih dalam batas wajar karena hasil antara perhitungan manual dan CAE menunjukkan nilai yang berdekatan. Pada perhitungan manual maupun hasil simulasi CAE menunjukkan faktor keamanan yang terjadi >14 dan nilainya lebih besar dari faktor keamanan minimum 1,5 sehingga dapat dipastikan poros *spindle* mesin *auto level buff* aman digunakan.

5 REFERENSI

- [1] Sularso dan K. Suga, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, 12th ed. Jakarta: Pradnya Paramita, 2004.
- [2] V. B. Bhandari, *Design of Machine Elements*. Tata McGraw-Hill India, 2010.
- [3] R. C. Hibbeler, *Mechanics of Materials*, 8th Editio. New Jersey, USA: Prentice Hall,

- 2010.
- [4] R. A. Gujar dan S. V Bhaskar, "Shaft Design under Fatigue Loading By Using Modified Goodman Method," *IJERA*, vol. 3, no. 4, pp. 1061–1066, 2013.
 - [5] H. Wittel dkk., *Roloff / Matek Maschinenelemente*. 2007.
 - [6] J. E. Akin, *Finite Element Analysis Concepts via SolidWorks*. Houston, Texas: Rice University, 2009.
 - [7] Tankut, Nurgul, "Finite Element Analysis of Wood Materials," *Drvna Industrija*, vol. 65, no. 2, pp. 159–171, 2014.

