



Analisis Rancangan Mesin Poles Dalam Pembuatan Camshaft

Sisno¹⁾, Raden Rinova Sisworo²⁾, Samhuddin³⁾

¹Mahasiswa Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Halu Oleo

^{2,3,4}Dosen Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Halu Oleo

Jl. H.E.A Makodompit, Kampus Hijau Bumi Tridarma Andounohu, Kendari 93232

Email: raden.rinova@uho.ac.id

Article Info

Available online December 10, 2021

Abstrak

Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui diameter poros yang efektif dalam analisis rancangan mesin poles dalam pembuatan camshaft, mengetahui kesesuaian sabuk-V, mengetahui umur pakai bantalan, mengetahui kemampuan menerima beban dudukan. Metode yang digunakan dalam penelitian ini adalah metode kajian kepustakaan yaitu dengan menganalisa data-data primer komponen alat untuk mendapatkan nilai-nilai yang terjadi pada alat. Hasil perhitungan analisa kesesuaian poros didapatkan poros yang sesuai berdiameter 13 mm yang memiliki defleksi puntiran lebih kecil dari batas defleksi yang ditentukan ($0,061^\circ < 0,3^\circ$). Pada perhitungan sabuk V, ukuran sabuk V yang dipilih ada di pasaran yaitu sabuk tipe V jenis A no 37 dengan panjang $L = 940$ mm. Dari hasil perhitungan umur bantalan, diperoleh umur bantalan yaitu 2603,838 jam. Analisa kekuatan dudukan camshaft dengan menggunakan *software DS Abaqus* didapatkan tidak melebihi batas defleksi yang diizinkan ($2,736 \times 10^{-9}$ mm $< 0,417$ mm) dan dianggap aman untuk digunakan. Sedangkan analisa defleksi dudukan batu amplas yang terjadi adalah $1,786e-09$ mm, dimana masih kurang dari batas yang diizinkan 0,694 mm. Dengan demikian, dudukan batu amplas dapat dikatakan aman dalam menahan gaya-gaya yang bekerja.

Kata kunci: camshaft, modifikasi, poros, sabuk V

Abstract

This study aims to determine the effective shaft diameter in the design analysis of polishing machines in the manufacture of camshaft, determine the suitability of the V-belt, determine the service life of the bearing, determine the ability to accept seat loads. The method used in this research is the literature review method, namely by analyzing the primary data of the components of the tool to get the values that occur in the tool. The results of the calculation of the shaft suitability analysis obtained a suitable shaft with a diameter of 13 mm which has a rotational deflection smaller than the deflection limit of $0.061^\circ < 0.3^\circ$. Based on the calculation of the V belt, size of the V belt selected is on the market, namely the V belt type A No. 37 with a length of $L = 940$ mm. From the calculation results, bearing is having a lifespan of 2603.838 hours. The strength analysis of the camshaft holder using the DS Abaqus software was found not to exceed the allowable deflection limit, namely: $2.736e-09$ mm < 0.417 mm considered safe to be used. Meanwhile the analysis of the sandpaper seat is still lower than the limit's value or $1.786e-09$ mm < 0.694 mm. Thus, the sandpaper holder is said to be safe in resisting the working forces.

Kata kunci: camshaft, modification, shaft, v belt.

1. Pendahuluan

Dalam era globalisasi saat ini, ilmu pengetahuan dan teknologi telah berkembang dengan pesat. Perkembangan ilmu pengetahuan

dan teknologi ini juga merambah dalam bidang industri manufaktur. Mesin yang diciptakan harus mempunyai mutu yang baik, meliputi kepresisian yang tinggi, bentuk benda kerja yang kompleks

serta kemampuan untuk menghasilkan produk secara masal. Dengan mesin poles yang digunakan untuk modifikasi camshaft ini, diharapkan para mekanik motor empat langkah Indonesia dapat terus berinovasi khususnya dalam membuat kontur *camshaft* (noken as) yang diinginkan untuk meningkatkan *power* mesin motor empat langkah. Sehingga para mekanik tidak hanya bergantung pada *camshaft* yang dijual dipasaran [1].

Mesin modifikasi *camshaft* memiliki beberapa komponen seperti rangka, dudukan noken, poros transmisi, *pully* dan *V-belt*. Rangka berfungsi sebagai tempat meletakkan mesin ini agar pada saat proses produksi operator dapat menjalankan dengan mudah. Dudukan noken berfungsi sebagai tempat mencekam atau meletakkan camshaft yang akan dimodifikasi. Poros transmisi berfungsi untuk meneruskan gaya dari motor listrik. *Pully* berfungsi untuk menggerakkan poros transmisi sedangkan *V-belt* berfungsi sebagai penghubung antara *pully* poros dengan *pully* pada motor listrik. Pembuatan mesin modifikasi *camshaft* ini berdasarkan pada gambar kerja. Gambar kerja sebagai bahasa teknik menjelaskan konsep dasar untuk membuat mesin ini dengan membutuhkan spesifikasi gambar yang detail. Gambar kerja ini berisi keterangan-keterangan secara tepat dan obyektif, sehingga mudah dipahami oleh pembaca untuk dibuat komponennya [2].

Komponen mekanik yang umumnya dibuat dari baja paduan adalah: poros, roda gigi, baut, mur, batang torak dan sebagainya. Baja Ni-Cr-Mn sangat baik kekuatan dan keuletannya, tetapi harganya mahal. Usaha yang dilakukan untuk menggantikannya adalah dengan memakai baja Cr-Mo atau baja Cr[3].

Sifat mekanis logam adalah kemampuan logam untuk menahan beban yang dikenakan padanya, baik pembebanan statis maupun pembebanan dinamis. Pembebanan statis adalah pembebanan yang besar dan arahnya tetap setiap saat. Pembebanan dinamis adalah pembebanan yang besar maupun arahnya berubah setiap saat[4].

Besi (iron) merupakan salah satu unsur pembentuk bermacam-macam logam dan baja paduan. Dalam ilmu bahan teknik, besi memiliki peranan penting dalam sejarah teknologi. Kandungan biji besi berdasarkan persentasenya, terbagi menjadi empat macam dengan ciri yang berbeda pula[5].

Baja (*steel*) adalah logam paduan antara besi (Fe) dan karbon (C), dimana besi sebagai unsur dasar dan karbon sebagai unsur paduan utamanya.

Kandungan karbon dalam baja berkisar antara 0,1% hingga 1,7% sesuai tingkatannya. Dalam proses pembuatan baja akan terdapat unsur-unsur lain selain karbon yang akan tertinggal di dalam baja seperti mangan (Mn), silikon(Si), kromium (Cr), vanadium (V), dan unsur lainnya. Secara garis besar baja dibagi menjadi dua macam, yaitu baja karbon (*carbon steel*) dan baja paduan (*alloy steel*)[6]. Baja paduan adalah material ferro yang mengandung unsur-unsur paduan selain karbon seperti: nikel (Ni), khrom (Cr), molibden (Mo), mangan (Mn), atau silisium (Si) yang berjumlah minimal 5 % [7].

Faktor keamanan "*n*" adalah faktor yang digunakan untuk mengevaluasi keamanan dari suatu elemen mesin. Analisis faktor keamanan banyak digunakan pada proses membandingkan antara tegangan dengan kekuatan untuk menaksir angka keamanannya[8].

Poros

Poros merupakan salah satu bagian dari mesin yang sangat penting karena hampir semua mesin meneruskan tenaga bersama-sama dengan putaran, oleh karenanya poros memegang peranan utama dalam transmisi dalam sebuah mesin. Poros dibedakan menjadi tiga macam berdasarkan penerusan dayanya.

Rumus Perhitungan Poros

1. Daya rencana (Pd)

$$Pd = f_c \cdot P \quad (1)$$

Dimana:

f_c = Faktor koreksi

P = Daya yang ditransmisikan (kW)

2. Momen puntir (T)

$$T = 9,74 \times 10^5 \left(\frac{Pd}{n_1} \right) \quad (2)$$

Dimana:

n = Kecepatan putaran pada poros (rpm)

3. Tegangan yang di iijinkan

$$\tau_a = \frac{\sigma_b}{(Sf_1 \times Sf_2)} \quad (3)$$

Dimana:

Sf_1 = Faktor keamanan 1

Sf_2 = Faktor keamanan 2

4. Diameter poros

$$d_s = \left\{ \left(\frac{5,1}{\tau_a} \right) \times K_t \times C_b \times T \right\}^{1/3} \quad (4)$$

Dimana:

K_t = faktor koreksi

C_b = faktor kelenturan

T = momen puntir (kg.mm)

5. Tegangan geser

$$\tau_m = \frac{5,1T}{ds^3} \quad (5)$$

Jadi jika tegangan geser poros (τ_m) lebih kecil dari tegangan poros yang diijinkan (τ_a) maka diameter poros (d_s) yang digunakan telah sesuai[9].

Defleksi Puntiran

Besarnya deformasi yang disebabkan oleh momen puntir harus diperhitungkan juga. Baja mempunyai modulus geser $G = 8,3 \times 10^3 \text{ kg/mm}^2$. Poros yang dipasang pada mesin umum dalam kondisi kerja normal. Besarnya defleksi puntiran dibatasi sampai $0,25^\circ$ atau $0,3^\circ$ dan pemakaian rumus ASME lebih dianjurkan dengan metoda sebagai berikut:

$$\theta = 584 \times \frac{Tl}{Gds^4} \quad (6)$$

1. Defleksi pada beban terpusat pada titik tengah poros dengan dua penyangga atau bantalan

$$\Delta = \frac{PL^3}{48EI} \quad (7)$$

2. Defleksi pada beban terpusat pada titik tengah pada poros dengan satu bantalan

$$\Delta = \frac{5PL^3}{48EI} \quad (8)$$

3. Momen inersia

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad (9)$$

Rumus Perhitungan Sabuk-V

1. Diameter lingkaran jarak bagi puli (d_p, D_p)

$$\frac{n_1}{n_2} = i = \frac{D_p}{d_p} = \frac{1}{u} ; u = \frac{1}{i} \quad (10)$$

$$\text{Maka } D_p = d_p \times i \quad (11)$$

Dimana:

d_p = diameter jarak bagi pully kecil (mm)

D_p = diameter jarak bagi pully besar (mm)

2. Kecepatan sabuk (v)

$$V = \frac{d_p n_1}{60 \times 1000} \quad (12)$$

Dimana:

V = kecepatan sabuk (m/s)

Jadi kecepatan dianggap sesuai jika kecepatan tidak melebihi kecepatan maksimum 30 m/s [10].

3. Panjang keliling (L)

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(D_p + d_p) + \frac{1}{4C}(D_p - d_p)^2 \quad (13)$$

4. Jarak sumbu poros (C) C =

$$\frac{b + \sqrt{b^2 - 8(D_p - d_p)^2}}{8} \quad (14)$$

$$\text{Maka } b = 2L - 3,14(D_p + d_p) \quad (15)$$

Bearing

Bearing atau bantalan adalah elemen mesin yang berfungsi untuk menumpu poros, agar putaran atau gerakan poros dapat berlangsung dengan baik dan aman, juga untuk memperkecil kerugian daya akibat gesekan. Bearing harus kuat dan kokoh untuk menahan gaya yang terjadi pada poros. Jika bearing tidak berfungsi dengan baik maka kerja seluruh sistem akan menurun atau mesin tidak dapat bekerja sebagaimana semestinya[11].

1. Beban radial

$$F_a = C_0 \times 0,014 \quad (16)$$

2. Beban radial

$$F_r = \frac{F_a}{V \cdot e} \quad (17)$$

3. beban ekuivalen

$$P = (X \times F_r) + (Y \times F_a) \quad (18)$$

4. Umur bantalan

$$L_{10h} = \frac{C^b}{P} \times \frac{10^6}{60 \times n} \quad (19)$$

Defleksi Pada Dudukan

1. Defleksi yang terjadi pada dudukan.

$$\Delta = \frac{5wl^4}{384EI} \quad (20)$$

2. Momen inersia.

$$I = \frac{hb^3}{12} \quad (21)$$

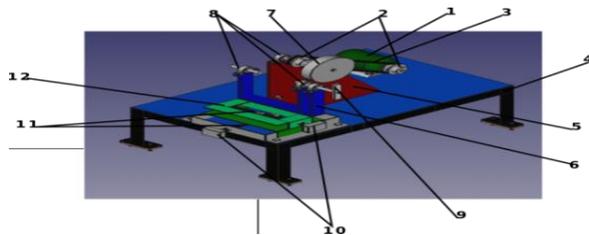
2. Metode Penelitian

Penelitian ini dilaksanakan di Laboratorium Teknologi Mekanik Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Halu Oleo di Kendari. Selain itu, tempat pengolahan data-data penelitian dapat dilakukan pula di Perpustakaan Fakultas Teknik UHO dan ruangan kerja lain yang bersifat fleksibel.

Prosedur Pengerjaan

Adapun langkah pelaksanaan pada penelitian ini adalah:

1. Mendesain gambar.
2. Pengolahan data.
3. Pembahasan.
4. Kesimpulan.



Gambar 1. Desain mesin poles

Penjelasan gambar:

1. Moter listrik.
2. Pully.
3. Sabuk v.
4. Rangka dudukan.
5. Dudukan batu amplas.
6. Dudukan camshaft.
7. Batu apas.
8. Bearing.
9. Pengatur putaran pencekam.
10. Pengatur gerakan dudukan.
11. Poros ulir.
12. Catok cros.

3. Hasil dan Pembahasan

Tabel 1. Perbandingan rasio putaran sistem transmisi mesin modifikasi camshaft.

No	Transmisi	D (mm)	i kerja	n kerja (rpm)
1	Pulli motor	74	1	2950
2	Pulli poros	74	1	2950
i akhir (i1xi2) =			1	n akhir = 2950

Analisis Poros

Bahan poros direncanakan baja karbon S30C dengan kekuatan tarik (σ_b) = 48 kg/mm² dan faktor keamanan bahan (Sf_1) = 6,0 untuk bahan S-C dengan pengaruh masa dan baja paduan, faktor keamanan akibat alur pasak atau bertangga (Sf_2) = 0,2.

Maka τ_a dihitung dengan menggunakan persamaan 2.3 yaitu:

$$\tau_a = \frac{48}{(6,0 \times 2,0)} = 4 \text{ kg/mm}^2$$

Untuk daya rencana dihitung dengan menggunakan persamaan 2.1 yaitu: Dimana f_c pada table 2.4 diambil sebesar 1,5.

$$\begin{aligned} Pd &= 1,5 \times 0,250 \\ &= 0,375 \text{ kw} \end{aligned}$$

Momen puntir dihitung dengan menggunakan persamaan 2.2 yaitu:

$$\begin{aligned} T &= 9,74 \times 10^5 \left(\frac{0,375}{2950} \right) \\ &= 123,81 \text{ kg. mm} \end{aligned}$$

Perhitungan diameter poros (d_s) Dihitung dengan menggunakan persamaan 2.4 yaitu:

$$\begin{aligned} d_s &\geq \left\{ \left(\frac{5,1}{4} \right) \times (1,5) \times (2) \times (123,81) \right\}^{1/3} \\ &\geq 7,79 \text{ mm dan dipilih } d_s = 8 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Tegangan geser yang terjadi (τ_m) Dihitung dengan menggunakan persamaan 2.5 yaitu :

$$\tau_m = \frac{5,1 \times 123,81}{8^3} = 1,25 \text{ kg/mm}^2$$

Dengan diameter poros 8 mm seperti perhitungan di atas, tegangan geser yang terjadi yaitu 1,25 kg/mm² dan adalah lebih kecil dari pada tegangan geser yang diizinkan untuk bahan S30C yaitu 4 kg/mm² sehingga poros dengan diameter 8 mm meter aman untuk digunakan. Untuk mengetahui apakah kekuatan poros mampu menerima beban dan defleksi puntiran perlu di analisa kekuatan porosnya.

Defleksi Puntiran

Besarnya deformasi yang disebabkan oleh momen puntir harus diperhitungkan juga. Baja mempunyai modulus geser $G = 8,3 \times 10^3 \text{ kg/mm}^2$. Poros yang dipasang pada mesin umum dalam kondisi kerja normal, besarnya defleksi puntiran dibatasi sampai 0,25° atau 0,3°. Pemakaian rumus ASME lebih dianjurkan dengan metoda sebagai berikut:

$$\theta = 584 \times \frac{123,81.200}{8,3.10^3. 8^4}$$

$$\theta = 584 \times \frac{24762}{33996800}$$

$$\theta = 584 \times 0,00073$$

$$\theta = 0,426^\circ$$

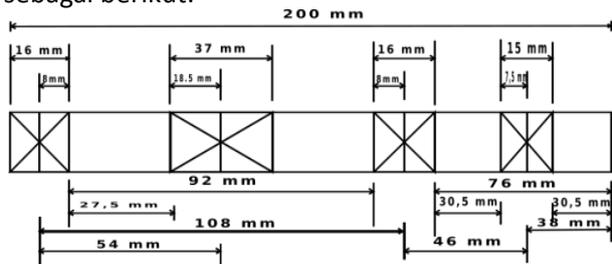
Berdasarkan perhitungan di atas diketahui bahwa defleksi yang terjadi sudah melebihi defleksi puntiran maksimal (0,426° > 0,3°) sehingga diameter poros dianggap tidak aman. Untuk mengetahui diameter poros yang aman maka diameter poros akan dipilih menjadi 13 mm. Sehingga, dari hasil perhitungan di atas diketahui bahwa defleksi poros dengan diameter 13 mm tidak melebihi defleksi maksimal (0,061° < 0,3°) sehingga diameter poros dianggap aman untuk digunakan.

Kemudian untuk mengetahui diameter poros 13 mm tersebut tidak melebihi tegangan geser yang diijinkan, digunakan persamaan:

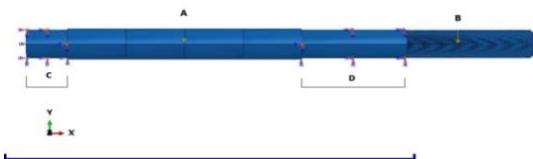
$$\tau_m = \frac{5,1 \times 123,81}{13^3} = 0,29 \text{ kg/mm}^2$$

Dari hasil perhitungan diketahui tegangan geser poros berdiameter 13 mm masih dibawah tegangan geser yang diizinkan bahan (0,29 kg/mm² < 4 kg/mm²).

Sebagai pemodelan ukuran, poros transmisi di atas didekati dengan model yang digambarkan sebagai berikut:



Gambar 2. Ukuran poros



Gambar 3. Model pembebanan untuk perhitungan poros transmisi pada titik A.

Pada gambar diatas hanya dilakukan pembebanan pada titik pully berada. Garis C dan D di posisikan sebagai tumpuan atau bagian poros yang melekat pada bearing. Bagian poros pada titik A adalah posisi dimana pully yang menerima transmisi putaran dari mesin diletakkan dan pembebanan pada titik B belum diperhitungkan.

Referensi untuk bagian umum, batas defleksi yang disebabkan oleh bending atau lengkungan adalah sebesar 0,0005-0,003 in/in panjang (Robert L. Mott, 2009:113).

Diketahui beban yang di terima poros (P) 190,74 N dengan modulus elastisitas (E) sebesar 206×10^9 Pa dan Poission ratio 0,3 dengan diameter (d) = 13mm (0,013m), panjang dihitung dari tengah bantalan 1 ke bantalan 2 berjarak (L) = 108 mm (0,108 m).

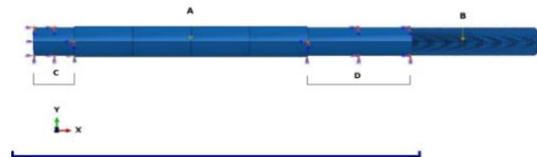
Perhitungan untuk mengetahui defleksi yang terjadi pada poros yaitu:

$$I = \frac{(3,14) \times (0,013^4)}{64} = 1,401 \times 10^{-9} m^4$$

$$\Delta = \frac{(190,47) \times (0,108^3)}{48 \times (206 \times 10^9) \times (1,401 \times 10^{-9})} = \frac{0,23994}{13853,088} = 1,73 \times 10^{-5} m$$

Karena defleksi yang terjadi pada poros lebih kecil daripada defleksi maksimal yang diizinkan (0,054-0,324 mm), maka dapat dinyatakan bahwa konstruksi poros transmisi tersebut aman untuk digunakan.

Selanjutnya pembebanan dilakukan pada titik B.



Gambar 4. Model pembebanan pada titik B.

Perhitungan poros pada bagian penempatan batu asah dengan beban torsi dan ditambahkan beban batu amplas sebesar 0,5 kg atau 5 N jadi beban (P) =190,47 N dengan panjang (L) dari bantalan sampai ujung poros sebesar 84 mm (0,084 m) dan diameter (d) = 12 mm (0,012 m).

hasil hitung pada titik B ialah:

$$I = \frac{(3,14) \times (0,012^4)}{64} = 1,017 \times 10^{-9} m^4$$

$$\Delta = \frac{(5) \times (195,47) \times (0,084^3)}{48 \times (206 \times 10^9) \times (1,017 \times 10^{-9})} = \frac{0,57928}{13853,088} = 4,180 \times 10^{-5} m$$

Karena defleksi yang terjadi pada poros lebih kecil daripada defleksi maksimal yang diizinkan (0,042-0,25) mm, maka dapat dinyatakan bahwa konstruksi poros transmisi tersebut aman untuk digunakan.

Analisa Sistem Transmisi Sabuk V

Diameter lingkaran jarak bagi puli (d_p, D_p) dihitung dengan menggunakan persamaan 2.9 yaitu:

$$d_p = 74 \text{ mm}$$

$$D_p = d_p \times i = 74 \times 1 = 74 \text{ mm}$$

Kecepatan sabuk (v) dihitung dengan menggunakan persamaan 2.10 yaitu:

$$v = \frac{(74) \times (2950)}{60 \times 1000} = 3,638 \text{ m/s}$$

Kecepatan sabuk (v) yang di dapatkan sebesar 3,638 m/s dan lebih rendah dari kecepatan maksimum yang di izinkan, yaitu 30 m/s, sehingga kecepatan di nyatakan baik.

Panjang keliling (L) dihitung dengan menggunakan persamaan 2.11 yaitu:

$$L = 2.345 + \frac{3,14}{2} (74 + 74) + \frac{1}{4.345} (74 - 74)^2 = 922,36 \text{ mm}$$

Dari hasil perhitungan di dapatkan nomor nominal sabuk yang sesuai untuk L = 922,36mm tersebut. Ukuran sabuk V yang dipilih ada di pasaran yaitu sabuk V tipe A No. 37 dengan panjang L = 940 mm.

Jarak sumbu (C) dihitung dengan menggunakan persamaan 2.12 yaitu:

$$b = 2 \times 940 - 3,14 (74 + 74) = 1415,28 \text{ mm}$$

$$C = \frac{1415,28 + \sqrt{1415,28^2 - 8(74 - 74)^2}}{8} = 353,82 \text{ mm} \approx 354 \text{ mm}$$

Dari hasil perhitungan rumus diatas diketahui jarak sumbu pada perhitungan panjang sabuk v dapat diterima atau bisa di gunakan.

Analisa Perhitungan Umur Bantalan

Bantalan atau bearing yang di gunakan dipilih bearing jenis gelinding dengan tipe bearing ucp 201 dengan diameter dalam sebesar 12 mm dengan perhitungan sebagai berikut:

beban aksial

$$F_a = (305,91) \times (0,014) = 4,283 \text{ Kg}$$

beban radial

$$F_r = \frac{4,283}{(1) \times (0,19)} = 22,542 \text{ Kg}$$

beban ekivalen

$$P = (0,56 \times 22,542) + (2,30 \times 4,283) = 22,474 \text{ Kg}$$

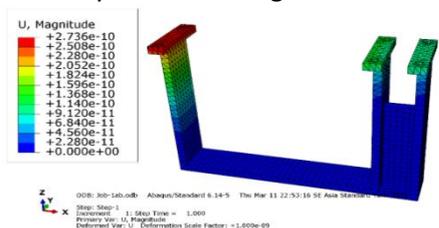
Umur bantalan, diperoleh dari:

$$L_{10h} = \left(\frac{550,65}{22,474} \right)^3 \times \frac{10^6}{60 \times 2950} = 2603,839 \text{ jam}$$

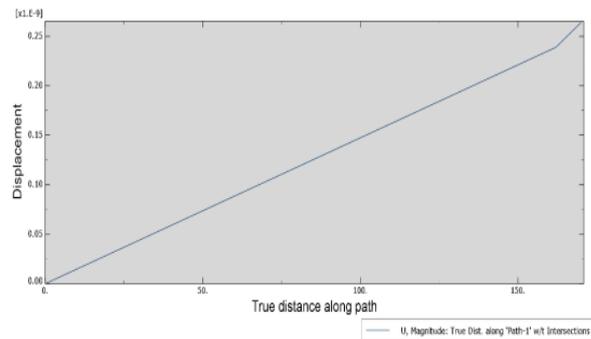
Dari hasil perhitungan diketahui umur bantalan ialah 2603,839 jam.

Analisis Pada Konstruksi Dudukan *Camshaft*

Analisis dengan pendekatan numerik menggunakan software DS Abaqus. Hasil analisisnya adalah sebagai berikut:



Gambar 5. Defleksi yang terjadi pada dudukan *camshaft*



Gambar 6. Diagram defleksi yang terjadi pada dudukan *camshaft*

Sedang dengan hitung manual:

$$I = \frac{(0,071) \times (0,016^3)}{12} = 2,423 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$\Delta = \frac{(5) \times (190,47) \times (0,17^4)}{384 \times (220 \times 10^9) \times (2,423 \times 10^{-8})} = \frac{3,7201}{2046950,4} = 1,817 \times 10^{-6} \text{ m}$$

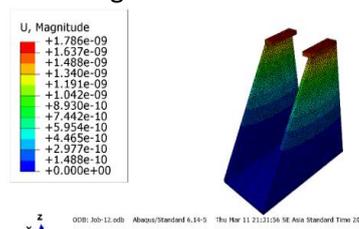
Tabel 2. Data hasil analisis dudukan *camshaft*

Nama	Minimum	Maximum
Volume	278993 mm ³	
Mass	2,19015 kg	
Mises stress	2,447e-09 MPa	1,463-01 MPa
Principal stress	-3,071e-02 MPa	6,948e-02 MPa
Principal stress (ABS)	-1,6260e-01 MPa	6,948e-02 MPa
Displacement	0 mm	2,736e-10 mm

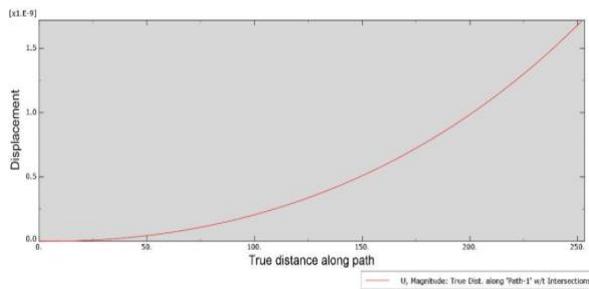
Batas defleksi maksimal dari dudukan *camshaft* ialah 0,417 mm sehingga hasil analisis menunjukkan defleksi maksimal yang terjadi adalah 2,736e-10 mm dan harga ini lebih kecil dari harga defleksi maksimal yang diizinkan. Dengan demikian, dudukan *camshaft* dapat dikatakan aman dalam menahan gaya-gaya yang bekerja.

Analisis Pada Konstruksi Dudukan Batu Amplas

Analisis dengan pendekatan numerik menggunakan software DS Abaqus. Hasil analisisnya adalah sebagai berikut.



Gambar 7. Defleksi yang terjadi pada dudukan *camshaft*



Gambar8. Diagram defleksi yang terjadi padaudukan *camshaft*

Sedang dengan hitung manual:

$$I = \frac{(0,071) \times (0,016^3)}{12}$$

$$= 2,423 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$\Delta = \frac{(5) \times (190,47) \times (0,25^4)}{384 \times (220 \times 10^9) \times (2,423 \times 10^{-8})}$$

$$= \frac{0,7954}{2046950,4}$$

$$= 3,89 \times 10^{-7} \text{ m}$$

Tabel 3 Data Hasil analisis dudukan *camshaft*

Nama	Minimum	Maximum
Volume	889904 mm ³	
Mass	6,97865 kg	
Mises stress	9,678e-8 MPa	3,932e-01 MPa
Principal stress	-5,920e-02 MPa	1,470e-01 MPa
Principal stress(abs)	-1,783e-01 MPa	1,470e-0 MPa
Defleksi	0 mm	1,786e-09 mm

Hasil analisis menunjukkan defleksi maksimal yang terjadi adalah 1,786e-09 mm, harga ini lebih kecil dari harga defleksi maksimal yang diizinkan. Dengan demikian, dudukan batu amplas dapat dikatakan aman dalam menahan gaya-gaya yang bekerja.

4. Kesimpulan

Dari hasil analisa dan perhitungan dapat disimpulkan

1. Perhitungan analisa kesesuaian poros didapatkan poros berdiameter 13 mm yang memiliki defleksi putaran lebih kecil dari batas defleksi diizinkan, yaitu $0,061^\circ < 0,3^\circ$.
2. Pada perhitungan sabuk V, ukuran sabuk V yang dipilih ada di pasaran yaitu sabuk V tipe A no 37 dengan panjang $L = 940$ mm.
3. Dari hasil perhitungan umur bantalan, diperoleh umur operasi bantalan sebesar 2603,838 jam.

4. Analisa kekuatan dudukan *camshaft* dengan menggunakan *software DS Abaqus* didapatkan tidak melebihi batas defleksi yang diizinkan ($2,736 \times 10^{-9} \text{ mm} < 0,417 \text{ mm}$) dan dianggap aman untuk digunakan. Sedangkan analisa dudukan batu amplas yang terjadi adalah $1,786 \times 10^{-9} \text{ mm}$ dan kurang dari 0,694mm. Dengan demikian, dudukan batu amplas dapat dikatakan aman dalam menahan gaya-gaya yang bekerja.

Daftar Pustaka

- [1] Y. Gunawan, J. Delly, L. Sawaludin, and S. Murila, "Perancangan Mesin Poles Serba Guna (Modifikasi Camshaft/Noken AS)," vol. 2, no. 2, p. 8, 2017.
- [2] I. Hasan, "Perancangan Mesin Modifikasi Camshaft (Noken As)," *Universitas Negeri Yogyakarta*, 2012.
- [3] F. Habibi, "Karakterisasi Sifat Fisis dan Mekanis Grinding Ball Impor Diameter 40 mm yang Digunakan Di PT. Indocement Tunggul Prakarsa, Tbk," 2010.
- [4] T. Surdia and S. Shinroku, *Pengetahuan Bahan Teknik*, PT. Pradnya Paramita. Jakarta, 2000.
- [5] Nukman and W. Rheino, "Analisa Pengaruh Perlakuan Panas Austemper pada Besi Cor Nodular Non Paduan terhadap Perubahan Struktur Mikro dan Perubahan Sifat Mekanis," 2008.
- [6] A. Murtiono, "Pengaruh Quenching dan Tempering Terhadap Kekerasan dan Kekuatan Tarik Serta Struktur Mikro Baja Karbon," *Universitas Sumatera Utara*, 2012.
- [7] J. E. Shigley and L. D. Mitchell, *Perencanaan Teknik Mesin Edisi Keempat Jilid 1*. Jakarta: Erlangga, 2000.
- [8] A. Zainun, *Elemen Mesin 1*. Bandung: PT. Refika Aditama, 1999.
- [9] Sularso and K. Suga, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*. Jakarta: PT. Pradnya Paramita., 2004.
- [10] M. Amin Rais, "Rancang Bangun Pengembangan Mesin Modifikasi Noken AS (Camshaft) DI SMK Bintang Nusantara Rumbia," *Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Univesitas Bandar Lampung*, vol. 4, p. 1, 2016.

Sisno, Raden Rinova Sisworo, Samhuddin, Abd Kadir

[11] J. Sialana and Mustari, "Analisa Kerusakan Dan Umur Pakai Bantalan Gelinding Serta Kerugian Daya Pada Generator Merek Lindatlisensimen Type Ifc H Cb 3-2," vol. 1, p. 12, 2017.