

Teknosia



**Jurnal Ilmiah Bidang Sains - Teknologi
Murni Disiplin dan Antar Disiplin**

ISSN No. : 1978 - 8819

Vol. III, No. 1, Maret 2017

- **PENGARUH PENAMBAHAN KATALIS TERHADAP SIFAT MEKANIS RESIN POLIESTER TEK JENUH** 1
Oleh *Hendri Hestlawan¹, Jamari Kusmono²*, Departemen Teknik Mesin dan Industri UGM
- **DIRECTIONAL WEIGHTING DEMOSAICKING METHOD TO ENHANCE THE QUALITY OF DIGITAL CAMERA IMAGES** 8
Oleh *Endina Putri Purwandari¹, Anindita Ayu Prasthi², Boko Susilo³*, Teknik Informatika UNIB
- **ANALISA EFEK BAHAN CETAKAN MORTAR DAN BAJA TERHADAP SIFAT FISIK DAN MEKANIK CORAN ALUMINIUM** 24
Oleh *A Sofwan F Alqap¹, Redo Vanesa², Hendra³, Agus Suandi⁴, Dedi Suryadi⁵*, Teknik Mesin UNIB
- **ANALYSIS ON THE APPROPRIATE MODEL OF A COMMUNITY-BASED WASTE MANAGEMENT (CASE OF RURAL AREA IN KARANG JOANG VILLAGE, BALIKPAPAN, INDONESIA)** 32
Oleh *Indriyani Rahman¹, Yonik Mellawati², Slamet Raharjo³, Dekpride Despa⁴, Toru Matsumoto⁵*, ¹Graduate School of Environmental Eng. University of Kitakyushu, ²Dept. of Environmental Eng. University of Pasundan, ³Dept. of Environmental Eng. University of Andalas, ⁴Dept. of Electrical Eng. University of Lampung
- **ESTIMATION SOIL LAYER FOR SOME AREAS IN BENGKULU CITY BASED ON CPT APPROACH** 40
Oleh *Lindung Zalbuin Mase¹, Geby Fathona²*, ¹Civil Eng. UNIB, ²Architecture Eng. UNIB
- **PERANCANGAN MEKANISME FURLING CONTROL UNTUK KINCIR ANGIN SKALA MIKRO** 47
Oleh *Agus Suandi¹, Linggar Pramudiono¹, Nurul Iman Supardi¹*, ¹Teknik Mesin UNIB
- **PERENCANAAN BENDUNG TIPE MERCU BULAT UNTUK MENDUKUNG DAERAH IRIGASI PEMATANG GUBERNUR KOTA BENGKULU** 60
Oleh *Rizky Humaira Putri¹, Besoeri¹, Gusta Gunawan¹*, Teknik Sipil UNIB
- **PEMANFAATAN TEKNOLOGI TEPAT GUNA MESIN BALANCING RODA MOBIL** 70
Oleh *D. Suryadi¹, R. Prayoga¹, A. Fauzan¹*, Teknik Mesin UNIB

Diterbitkan Oleh :

Fakultas Teknik - Universitas Bengkulu, Jalan Raya Kandang Limun Bengkulu 38123
Telp. : (0736) 21170, 344067 Fax. : (0736) 22105 E-mail: teknosia@yahoo.com

PEMANFAATAN TEKNOLOGI TEPAT GUNA MESIN *BALANCING* RODA MOBIL

Dedi Suryadi¹⁾, Restu Prayoga¹⁾, A. Fauzan¹⁾

Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Bengkulu
Jl. WR. Supratman Kandang Limun, Kota Bengkulu, 38371 telepon: (0736) 344087, 21170
Email : dedi_suryadi@unib.ac.id

ABSTRACT

This research deals with design and manufacture of a balancing machine for car's wheels. Concept design of balancing machine is carried out based out capacity needed. Balancing machine consist of frame, driver motor, v-belt, pulley, shaft, bearing, and coupling. First, frame of the balancing machine is considered. Here, dimensions of frame are fixed, namely 750mm of length, 150mm of wide, and 825mm of high. Material used for frame is ASTM A36 with standard C-profile. Strength of the frame is analyzed by using finite element model. Meanwhile, other components such as driver motor, v-belt, pulley, shaft, bearing, and coupling are numerically designed. Furthermore, balancing machine is manufactured. In order to control quality of the product, manufactured machine is experimentally tested referred to ISO 3272. Results show that machine is qualified to be used for wheel balancing with maximum speed 700 rpm.

Key words : wheel, unbalance, balancing machine, design, manufacture

1. PENDAHULUAN

Roda merupakan salah satu komponen yang sangat penting dari sebuah mobil. Fungsi roda adalah menahan seluruh berat mobil serta memindahkan tenaga engine mobil ke permukaan jalan^[1]. Penggunaan roda mobil yang sangat dominan, sering menyebabkan kerusakan pada roda mobil. Salah satu kerusakan yang sering terjadi adalah ketidakseimbangan massa (*unbalance*).

Unbalance adalah ketidakseimbangan distribusi massa dengan garis sumbu rotasi roda^[2]. Apabila kondisi *unbalance* dibiarkan, akan berakibat buruk pada performa mobil. Oleh sebab itu, perlu dilakukan tindakan perawatan untuk memperbaiki kondisi *unbalance*. Tindakan perawatan yang bisa dilakukan adalah dengan proses *balancing*.

Proses *balancing* adalah proses pengecekan distribusi masa pada roda mobil untuk memperoleh keseimbangan^[3].

Mesin *balancing* roda mobil sudah banyak digunakan oleh bengkel besar. Sedangkan bengkel menengah ke bawah tidak memiliki mesin ini. Hal ini dikarenakan harga yang sangat mahal, sehingga bengkel kecil tidak mampu membeli mesin ini. Oleh karena itu, perlu dibuat mesin *balancing* roda sehingga dapat digunakan oleh bengkel menengah ke bawah.

Dalam penelitian ini, perancangan dan pembuatan mesin *balancing* roda mobil yang diproduksi secara mandiri akan dilakukan. Perancangan akan dilakukan melalui beberapa tahapan, yaitu mulai dari perancangan rangka sampai dengan

komponen pendukung mesin meliputi motor, sabuk, pully, dan

Kekuatan rangka mesin *balancing* dianalisis dengan menggunakan lunak elemen hingga. Sedangkan komponen lainnya dilakukan numerik. Hasil rancangan diproduksi dengan mengacu pada standar ISO. Pengujian mesin *balancing* dilakukan untuk mengetahui kelayakan hasil alat dengan menggunakan roda *balance*. Kelayakan mesin hasil uji berdasarkan level getaran pada mesin.

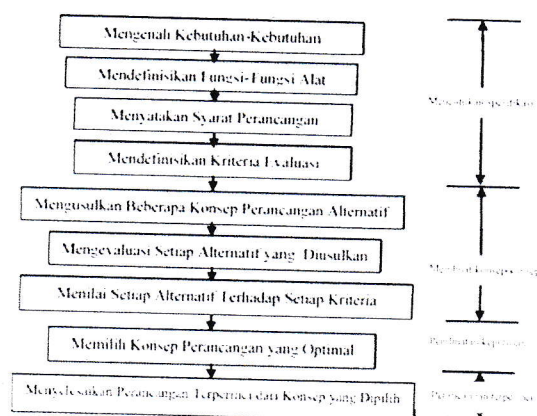
PERANCANGAN MESIN

adalah kegiatan awal dari dalam merealisasikan sebuah keberadaannya diperlukan oleh untuk meningkatkan hidupnya. Sedangkan mesin berarti perencanaan dari segala yang berkaitan dengan sifat produk, struktur, alat-alat, dan tahap perancangan tersebut dibuat merupakan penting yang kegiatan-kegiatan lain yang Tahapan dalam melakukan dilihat pada Gambar 1.

Perancangan Mesin *Balancing*

roda dengan harga yang

2. Mesin *balancing* roda dapat digunakan selama 8-10 jam per hari.
3. Desain yang simpel dan portabel agar mudah untuk digunakan.
4. Konstruksi yang kuat dan proses pengerjaan yang baik.
6. Proses perawatan dan perbaikan mesin dapat dilakukan dengan mudah dan murah.
7. Mesin tidak menimbulkan getaran yang berlebihan ketika mesin dioperasikan.



Gambar 1. Tahapan Perancangan^[5]

Komponen Mesin *Balancing* Roda Mobil

Mesin *balancing* yang akan dirancang dalam penelitian ini terdiri atas beberapa komponen, antara lain rangka mesin, poros, puli poros, sabuk-v, motor listrik, puli motor, kopling, dan bearing.

Perancangan rangka

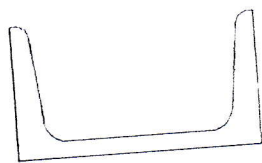
Profil batang yang digunakan untuk rangka mesin *balancing* ini adalah *c-channel*, dan material rangka adalah baja. Berdasarkan kebutuhan perancangan dibuat dimensi produk mesin *balancing* roda mobil dengan lebar 750 mm, panjang 750 mm, tinggi 875 mm. Material baja yang digunakan pada

perancangan mesin *balancing* roda mobil adalah baja ASTM A36. *Properties* material baja ASTM A36 dapat dilihat pada Tabel 1^[6].

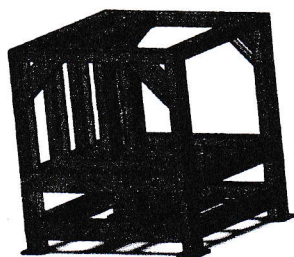
Tabel 1. *Properties* material baja ASTM A 36

Property	Value	Unit
Elastic Modulus	200000	N/mm ²
Poisson's Ratio	0,26	
Mass Density	7850	Kg/m ³
Tensile Strength	400	N/mm ²
Yield Strength	250	N/mm ²

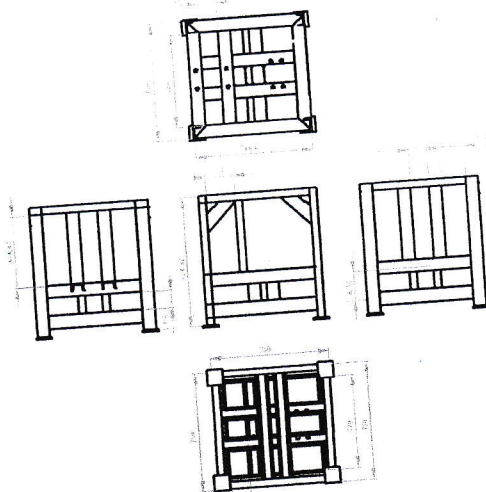
Dimensi dari profil batang yang digunakan, desain rangka dan dimensi rangka masing-masing dapat dilihat pada Gambar 2, Gambar 3 dan Gambar 4.



Gambar 2. Ukuran profil c-channel



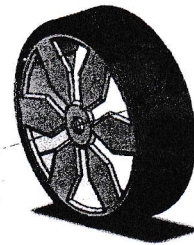
Gambar 3. Desain rangka mesin *balancing*



Gambar 4. Dimensi rangka

Spesifikasi Roda Mobil dan Putaran *Balancing* yang Digunakan

Roda mobil yang digunakan memiliki berat 12 kg dengan diameter 550 mm dan diameter pelek 470 mm, serta ketebalan 160 mm. Rancangan roda mobil yang digunakan dapat dilihat pada Gambar 5.



Gambar 5. Desai Roda Mobil

Putaran *balancing* dapat diketahui dari Tabel 2.

Tabel 2. Hubungan Dimensi Rotor dan Putaran *Balancing*^[7].

	L/D ratio	1 plane
	< 0,5	0 - 1000 rpm
	0,5 < L/D < 2	0 - 150 rpm
	> 2	0 - 100 rpm

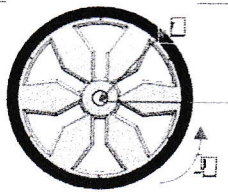
Berdasarkan Tabel 2, putaran *balancing* dapat diketahui dari perbandingan tebal dan diameter roda. Perbandingan antara tebal roda dan diameter roda mobil yang digunakan adalah $\frac{160}{550} = 0,29$ dan nilainya kurang dari 0,5. Sehingga dari Tabel 2 diketahui putaran *balancing* yang bisa dilakukan sampai 1000 rpm.

Putaran

memiliki
550 mm dan
tebalan 160
digunakan

Menentukan Torsi Roda

Skema penentuan torsi roda dapat dilihat pada Gambar 6.



Gambar 6. Torsi Roda

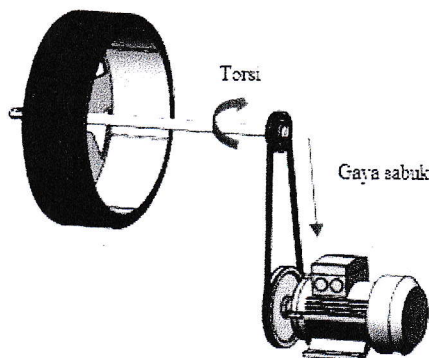
$$\begin{aligned} I &= m \times R^2 \\ &= 12 \text{ kg} \times (0,275 \text{ m})^2 \\ &= 0,907 \text{ kg.m}^2 \end{aligned}$$

Percepatan roda diputar dari keadaan diam sampai 20 detik. Putaran 0 - 1000 rpm.

Torsi roda dapat ditentukan menjadi

$$\begin{aligned} T &= I \times \alpha \\ &= 4,746 \text{ N.m} = 4,75 \text{ N.m} \end{aligned}$$

Perancangan Sistem Transmisi Daya



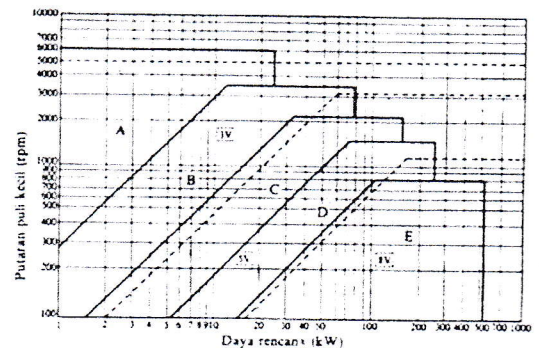
Gambar 7. Mekanisme Penggerak Roda

Sistem transmisi adalah puli dan sabuk-v, yang akan mentransmisikan daya untuk memutar roda (Gambar 7). Torsi pada roda, poros dan puli poros adalah sama. Sehingga putaran sudut yang terjadi pada roda, poros dan puli juga sama, dengan

demikian daya pada puli poros dapat diketahui:

$$\begin{aligned} P_{\text{puli}} &= T_{\text{puli}} \times \omega \\ &= 496,85 \text{ Watt} \end{aligned}$$

Untuk grafik pemilihan jenis sabuk-v dapat dilihat pada Gambar 8.



Gambar 8. Grafik Pemilihan Sabuk-v^[6]

Berdasarkan daya dan putaran yang bekerja pada puli poros, diketahui dari Gambar 8 jenis sabuk-v yang digunakan adalah tipe-A.

Diameter jarak lingkaran bagi puli (D_p)

Ukuran diameter minimum puli yang diizinkan dan dianjurkan, dapat dilihat pada Tabel 3.

Tabel 3. Ukuran Pemilihan Puli^[6]

Penampang	A	B	C	D	E
Diameter minimal yang diizinkan	65	115	175	300	450
Diameter minimal yang dianjurkan	95	145	225	350	550

$$\text{Diketahui } i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1000 \text{ rpm}}{500 \text{ rpm}} = 2 \text{ dan } d_p$$

minimum yang disarankan berdasarkan tipe sabuk-v dari Gambar 8 adalah 95 mm.

$$\begin{aligned} D_p &= d_p \times i \\ &= 190 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter luar puli (d_k dan D_k)

$$\begin{aligned} d_k &= d_p + 2 \times 5,5 \\ &= 106 \text{ mm} \end{aligned}$$

Berdasarkan ketersediaan dilapangan digunakan puli dengan diameter 107,4 mm

$$D_k = D_p + 2 \times 5,5n \\ = 201 \text{ mm}$$

Berdasarkan ketersediaan dilapangan digunakan puli dengan diameter 203,2 mm

Kecepatan sabuk (v)

$$V = \frac{\pi \times d_p \times n_1}{60 \times 1000} \\ = 4,971 \text{ m/s}$$

di mana $C = 460 \text{ mm}$

Panjang keliling (L)

$$L = 2C + \frac{\pi}{2} (D_p + d_p) + \frac{\pi}{4C} (D_p - d_p)^2 \\ = 1364,35 \text{ mm}$$

Nomor nominal sabuk-v

$$L = 1372 \text{ mm} = \text{nomor 54 (Tabel 2.3)}$$

Sudut kontak θ

$$\theta = 180 - \frac{57 (D_p - d_p)}{C} \\ = 168,22^\circ$$

Sudut kontak antara sabuk dan puli yang digerakkan

$$\theta = \frac{\text{sudut kontak}}{180^\circ} \times \pi \\ = 2,934^\circ$$

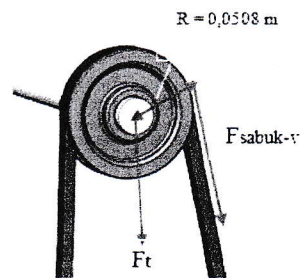
Perancangan Poros

Momen puntir rencana (Torsi roda)

$$T = 4,75 \text{ N.m} \\ = 4750 \text{ N.mm}$$

Kondisi poros yang akan dirancang dapat dilihat pada Gambar 7. Gaya yang bekerja pada poros adalah bending akibat pembebanan berat roda dan gaya tarik sabuk-v. Gaya akibat pembebanan roda sebesar 120 N, dan gaya sabuk-v dapat diketahui dari torsi

yang bekerja pada roda mobil, dapat dilihat Gambar 9.



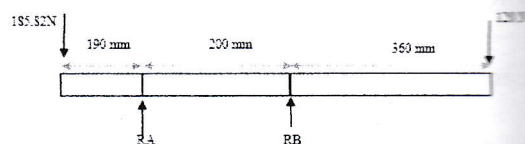
Gambar 9. Gaya pada puli poros

$$F_{\text{sabuk}} = \frac{T}{r_{\text{puli}}} \\ = 92,91 \text{ N}$$

Beban radial akibat gaya sabuk-v

$$(F_t) = F_{\text{sabuk}} \times 2 \\ = 185,82 \text{ N}$$

Skema pembebanan pada poros



Sehingga dapat dibuat diagram Momen seperti terlihat pada Gambar 10.

Diagram Benda Bebas (DBB)

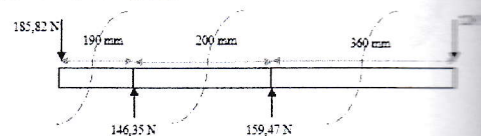
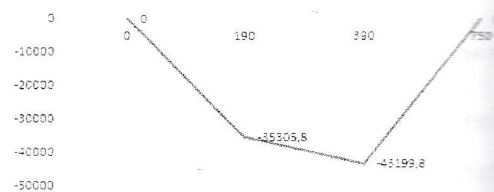


Diagram Momen

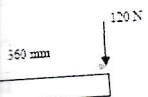


Gambar 10. Diagram Momen

Material poros yang digunakan adalah BJTS 40. Adapun properties material BJTS 40 dapat dilihat pada Tabel 4.

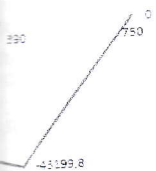
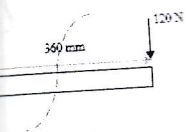
pat dilihat

poros



agram Momen

0.



m Momen

akan adalah BjTS
material BJTS 40 dapat

Tabel 4. Properties material BJTS 40^[6]

Property	Value	Unit
Elastic Modulus	210000	N/mm ²
Poisson's Ratio	0.3	
Mass Density	7850	Kg/m ³
Tensile Strength	560	N/mm ²
Yield Strength	390	N/mm ²

Tegangan geser poros yang diizinkan

Tensile Strength= 560(N/mm²), Sf₁= 6, Sf₂=

2.

$$\tau_a = \frac{\text{Tensile Strength}}{Sf_1 \times Sf_2}$$

$$= 46,6 \text{ N/mm}^2$$

Menentukan diameter poros

K_m = 2, k_t = 1,5 dan M = -43199,8 N.mm

T = 4750 N.mm

$$d = \left[\left(\frac{S_a}{\tau_a} \right) \sqrt{(K_m M)^2 + (K_t T)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$= 20,53 \text{ mm}$$

Dari hasil perhitungan diameter minimum poros adalah 20,53 mm, sehingga diameter yang dibuat adalah 28,5 mm.

Tegangan maksimum yang terjadi:

$$\sigma_{\max} = \frac{M \cdot y}{I} = \frac{M \cdot \frac{d}{2}}{\frac{\pi d^4}{64}} = \frac{32 M}{\pi d^3}$$

$$= 19,01 \text{ N/mm}^2$$

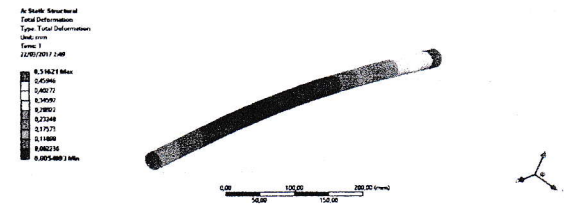
Tegangan geser yang terjadi:

$$\tau_{\max} = \frac{T \cdot r}{J} = \frac{M \cdot \frac{d}{2}}{\frac{\pi d^4}{32}} = \frac{16 M}{\pi d^3}$$

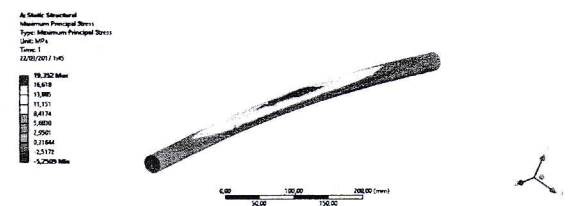
$$= 1,04 \text{ N/mm}^2$$

Tegangan geser yang terjadi pada poros masih berada di bawah nilai tegangan geser yang diizinkan (1,04 N/mm² < 46,6 N/mm²).

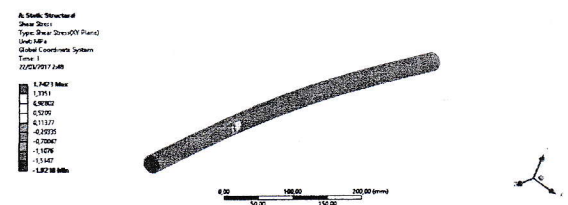
Poros hasil perancangan perlu dilakukan pengujian menggunakan perangkat lunak elemen hingga untuk mengetahui hasil deformasi maksimum poros, tegangan maksimum dan tegangan geser, dapat dilihat pada Gambar 11, Gambar 12 dan Gambar 13.



Gambar 11. Deformasi Poros



Gambar 12. Tegangan Maksimum Poros



Gambar 13. Tegangan Geser Poros

Hasil perbandingan nilai tegangan maksimum dan tegangan geser secara perhitungan dan simulasi elemen hingga tidak jauh berbeda. Sehingga dapat diasumsikan bahwa hasil simulasi elemen hingga nilainya akurat, seperti terlihat pada Tabel 5.

Tabel 5. Perbandingan Nilai tegangan Poros

Tegangan maksimum		Tegangan geser	
Perhitungan	Simulasi	Perhitungan	Simulasi
19,01 N/mm ²	19,352 MPa	1,04 N/mm ²	1,7423 MPa

Perancangan Daya Motor

Menentukan daya yang diperlukan untuk memutar roda mobil seperti terlihat pada

Gambar 7 adalah dengan menentukan daya yang bekerja pada puli motor yang akan menggerakkan puli poros dan roda.

Gaya sabuk-v yang diperlukan dan diameter puli motor telah diketahui, sehingga diperoleh:

$$T_{\text{motor}} = F_{\text{sabuk-v}} \times R_{\text{puli motor}} \\ = 9,38 \text{ N.m}$$

$$Pd = T_{\text{motor}} \cdot \omega$$

$$\text{Daya } P = \frac{T \cdot \frac{2\pi n}{60}}{fc}$$

Dengan rancangan kerja mesin 8-10 jam perhari, maka $fc = 1,3$.

$$P = \frac{9,38 \text{ Nm} \times \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1000 \text{ rad/s}}{60}}{1,3} \\ = 754,73 \text{ Nm/s} = 754,73 \text{ Watt} \\ = 1,01 \text{ hp}$$

Motor listrik yang digunakan diupayakan memiliki daya yang besar dari 1,01 hp. Maka dipilih motor listrik dengan daya 2 hp.

Perancangan Bearing

Proses perhitungan dalam perancangan bearing adalah sebagai berikut:

- Putaran poros maksimum = 1000 rpm
- Panjang bearing

$$\text{Berat roda} = 12 \text{ kg}, (pv)_{\alpha} = 0,2$$

$$L \geq \frac{\pi}{1000 \times 60} \frac{WN}{(pv)_{\alpha}}$$

$$\geq 8,792 \text{ mm} = 8,8 \text{ mm}$$

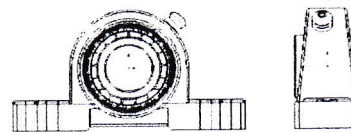
- Tekanan permukaan bearing (P)

$$\text{Diameter poros} = 28,5 \text{ mm}$$

$$P = \frac{W}{ld}$$

$$P = 0,47 \text{ N/mm}^2$$

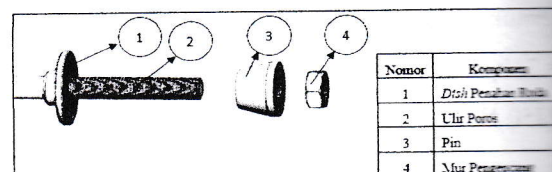
Berdasarkan data perhitungan tersebut dipilihlah bearing dengan diameter 28,5 mm dan panjang minimum 8,8 mm. Skema bearing bercangkang dapat dilihat pada Gambar 14.



Gambar 14. Bearing Bercangkang

Mekanisme Penyambung Roda dan Poros

Adapun komponen penyambung berupa ulir, dish penahan, pin dan baut pengencang seperti terlihat pada Gambar 15.



Gambar 15. Mekanisme Penyambung Roda dan Poros

a. Perancangan Ulir Poros

Berdasarkan diameter poros yang digunakan, pemilihan ulir standar berdasarkan tabel ukuran standar ulir kasar metrik (JIS B 0205) yang dapat dilihat pada Tabel 6.

Tabel 6. Standar Ulir Kasar Metrik (JIS B 0205)^[6]

Ulir	
1	2
M 20	
	M 22
M 24	
	M 27
M 30	
	M 33
M 36	4

Dari Tabel diameter luar diameter internal jarak bagi p Bahan mur l Kekuatan tar Tegangan ge Diameter luar Diameter efe Tinggi kaitan H

Maka digunak

Mencari j

$$z' = \frac{H}{p}$$

Dari pera

poros yang d

mur baja liat 0

tinggi mur 27 r

ulir dapat diliha



Gambar

Ulir		Jarak Bagi P	Tinggi Kaitan H ₁	Ulir Dalam		
1	2			Diameter Luar D	Diameter Efektif D ₂	Diameter Dalam D ₁
				Ulir Luar Diameter Luar d	Diameter Efektif d	Diameter Dalam d
M 20		2,5	1,353	20	18,376	17,294
	M 22	2,5	1,353	22	20,376	19,294
M 24			3	1,624	24	22,051
	M 27		3	1,624	27	25,051
M 30			3,5	1,894	30	27,727
	M 33	3,5	1,894	33	30,727	29,211
M 36		4	2,165	36	34,402	31,670

Dari Tabel 8 dapat diketahui:

diameter luar $d = 27 \text{ mm}$,

diameter inti $d_1 = 23,752 \text{ mm} < 28,5 \text{ mm}$

jarak bagi $p = 3 \text{ mm}$.

Bahan mur baut : Baja liat dengan 0,22% C

Kekuatan tarik $\sigma_b = 420 \text{ N/mm}^2$,

Tegangan geser $\tau_a = 30 \text{ N/mm}^2$,

Diameter luar ulir dalam $D = 27 \text{ mm}$,

Diameter efektif ulir dalam $D_2 = 25,051 \text{ mm}$,

Tinggi kaitan gigi dalam $H_1 = 1,624 \text{ mm}$.

$$H = (0,8 - 1) D = 5,4$$

Maka digunakan $H = 27 \text{ mm}$

Mencari jumlah ulir mur z'

$$z' = \frac{H}{p} = \frac{27}{3} = 9$$

Dari perancangan dapat diketahui ulir poros yang digunakan adalah M27. Bahan mur baja liat 0,22% C. Ukuran mur M27 dan tinggi mur 27 mm. Adapun hasil perancangan ulir dapat dilihat pada Gambar 16.



Gambar 16. Ulir dan Mur Poros

Penyambung roda mobil dengan poros mesin *balancing* menggunakan dish penahan yang digunakan untuk menahan sisi belakang roda. Dimensi dish penahan juga disesuaikan dengan roda yang digunakan. Adapun dimensi dish penahan dapat dilihat pada Gambar 17.



Gambar 17. Dish Penahan Roda

Roda sisi depan ditahan menggunakan pin yang dibuat berdasarkan lubang roda mobil yang digunakan. Untuk hasil yang lebih baik dimensi pin dapat dilihat pada Gambar 18.



Gambar 18. Pin penahan roda

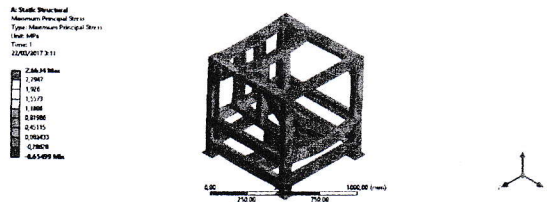
Pengujian Rangka Mesin *Balancing*

Rancangan rangka selanjutnya diuji kekuatannya menahan beban komponen mesin *balancing* dengan cara melakukan simulasi perangkat lunak elemen hingga. Adapun hasil pengujian rangka mesin *balancing* sebagai berikut:

- Tegangan maksimum dan deformasi

Setelah dilakukan simulasi tegangan maksimum dan deformasi pada rancangan rangka mesin *balancing* roda mobil yang telah ditetapkan. Nilai tegangan maksimum yang terjadi pada rangka mesin

balancing yang dirancang adalah 2,6634 MPa. Lokasi tegangan yang terjadi dapat dilihat pada Gambar 19. Nilai deformasi maksimum yang terjadi pada rangka akibat pembebanan adalah sebesar 0,013473 mm. Lokasi deformasi dapat dilihat pada Gambar 20.



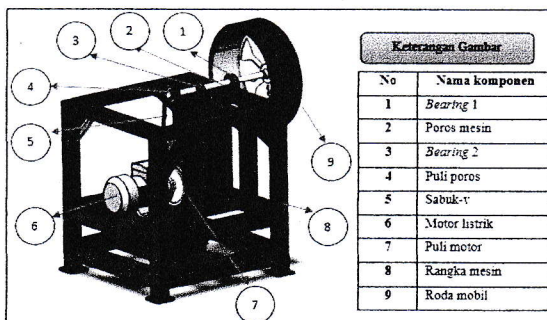
Gambar 19. Tegangan pada Rangka



Gambar 20. Deformasi pada Rangka

Hasil Rancangan Rangka Mesin *Balancing*

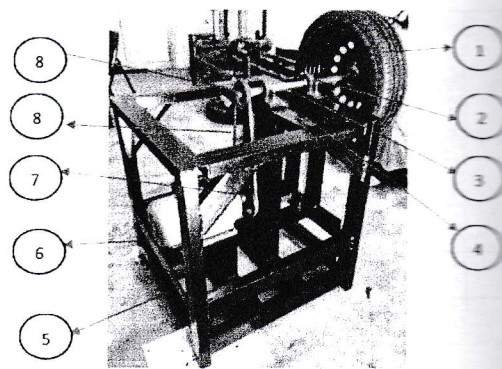
Mesin *balancing* roda mobil hasil rancangan dapat dilihat pada Gambar 21.



Gambar 21. Rancangan rangka mesin

3. PEMBUATAN MESIN *BALANCING* RODA MOBIL

Selanjutnya adalah tahapan pembuatan mesin *balancing*. Rancangan mesin *balancing* yang telah selesai dibuat dapat dilihat pada Gambar 22.



Gambar 22. Mesin *Balancing* Hasil Pembuatan

Spesifikasi mesin dapat dilihat pada Tabel 7.

Tabel 7. Spesifikasi Mesin *Balancing*

No	Komponen	Spesifikasi
1	Roda mobil	Diameter 550 mm, tebal 160 mm, berat 12 kg
2	Bearing 1	Diameter lubang 1-1/8 in.
3	Poros mesin	Material BJTS 40, diameter 28.5 mm.
4	Bearing 2	Diameter lubang 1-1/8 in.
5	Rangka mesin	Material ASTM A36, profil c-channel.
6	Motor listrik	Daya 2 hp.
7	Puli motor	Diameter 203.2 mm
8	Sabuk-v	Tipe A, No 54.
9	Puli poros	Diameter puli 107.4 mm.

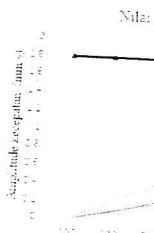
4. PENGUJIAN MESIN *BALANCING*

Untuk menyatakan tingkat aman suatu mesin *balancing* berdasarkan level getaran yang terjadi, dapat menggunakan standar ISO 2372. Pengujian mesin *balancing* dilakukan pada roda *balance* dengan menggunakan alat vibration meter. Berdasarkan penjelasan pada standar ISO 2372 mesin *balancing* yang dirancang berada pada kelas I, karena daya penggeraknya dibawah 15 kW yaitu 1,4914 kW. Standar ISO 2372 dapat dilihat pada Tabel 8.

Tabel 8. Standar ISO 2373^[8]

Range
Velocity m/s
Peak
0.015
0.025
0.039
0.062
0.099
0.154
0.248
0.392
0.617
0.991
1.54
2.48
3.94

Data h
mesin *balan*
dilihat pada



Gamba

Setelah d
pada mesin *b*
bahwa pada p
yang terjadi p
sudah melebihi
standar.

5. PEMBAHA

Proses pe
roda mobil d
setiap kompon
mesin *balanci*
rangka, sistem
bearing, motor
roda dan poros.

Dari hasil p
roda mobil, kek
aman. Hal ini

ISO 2372 - ISO Guideline for Machinery Vibration Severity					
Ranges of Vibration severity			Examples of quality judgment for separate classes of machines		
Velocity m/s	Velocity mm/s		Class I	Class II	Class III
Peak	mm/s				
0.015	0.28				
0.025	0.45				
0.039	0.71				
0.062	1.12				
0.099	1.8				
0.154	2.8				
0.248	4.5				
0.392	7.1				
0.617	11.2				
0.993	18				
1.54	28				
2.48	45				
3.94	71				

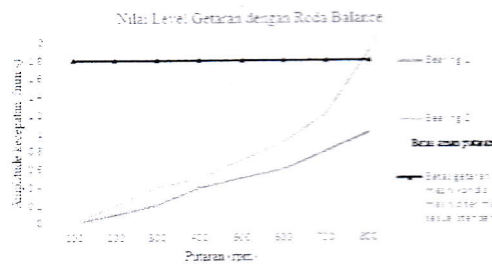
A - Good

B - Acceptable

C - Still acceptable

D - Not acceptable

Data hasil pengujian level getaran pada mesin *balancing* dengan roda *balance* dapat dilihat pada Gambar 23.



Gambar 23. Grafik pengujian Mesin *balancing*

Setelah dilakukan pengujian level getaran pada mesin *balancing* dengan roda *balance*, bahwa pada putaran 800 rpm, level getaran yang terjadi pada mesin *balancing* roda mobil sudah melebihi kondisi yang diterima sesuai standar.

5. PEMBAHASAN

Proses perancangan mesin *balancing* roda mobil dilakukan dengan merancang setiap komponen mesin mesin. Komponen mesin *balancing* yang dirancang adalah rangka, sistem transmisi sabuk-v, poros, bearing, motor dan mekanisme penyambung roda dan poros.

Dari hasil perancangan mesin *balancing* roda mobil, kekuatan struktur mesin masih aman. Hal ini dapat diketahui dari nilai

tegangan maksimum yang terjadi pada rangka mesin *balancing* adalah 3,2955 MPa, rancangan rangka diasumsikan aman karena jauh dibawah *yield strength* material yaitu 250 MPa. Nilai deformasi maksimum yang terjadi pada rangka akibat pembebanan adalah sebesar 0.011576 mm. Tegangan maksimum yang didapat dari hasil simulasi elemen hingga pada poros yang dirancang adalah 37,024MPa. Nilai tegangan maksimum yang terjadi pada poros dikatakan aman karena nilainya di bawah *yield strength* material poros yaitu 390 MPa. Sedangkan nilai deformasi maksimal poros yang didapat setelah melakukan simulasi elemen hingga adalah 0.29186 mm.

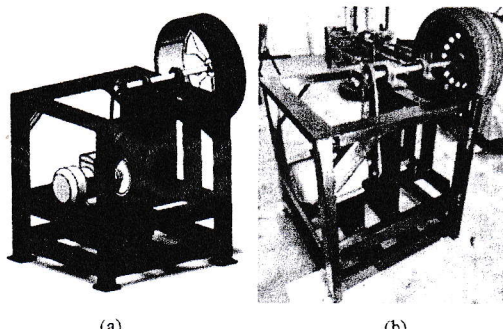
Setelah diketahui kekuatan struktur mesin *balancing* aman, perlu dilakukan pengujian secara keseluruhan mesin *balancing* yang selesai dibuat. Hal ini dilakukan untuk mengetahui kelayakan pakai mesin *balancing* berdasarkan level getaran yang terjadi. Standar yang digunakan adalah ISO 2372.

Pada pengujian sampai putaran 800 rpm, level getaran yang dihasilkan mesin dengan roda *balance* sudah melebihi standar masih diterima. Sehingga dapat diketahui bahwa mesin *balancing* yang dirancang hanya mampu melakukan proses *balancing* roda mobil hingga putaran 700 rpm.

6. PENUTUP

Setelah dilakukan perancangan dan pembuatan mesin *balancing* roda mobil dapat disimpulkan beberapa hal, seperti:

1. Mesin *balancing* yang dirancang dapat dilihat pada Gambar 24.



Gambar 24. (a) Rancangan Mesin *Balancing* dan (b) Mesin *Balancing*

2. Nilai tegangan maksimum yang terjadi pada rangka mesin *balancing* adalah 3,2955 MPa. Nilai deformasi maksimum yang terjadi pada rangka akibat pembebanan adalah sebesar 0.011576 mm. Tegangan maksimum yang didapat dari hasil simulasi elemen hingga pada poros yang dirancang adalah 37,024MPa. Sedangkan nilai deformasi maksimal poros yang didapat setelah melakukan simulasi elemen hingga adalah 0.29186 mm.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Agustian, Tio. 2014. "Analisis Front Wheel Alignment (FWA) Pada Kendaraan Daihatsu Grand Mac Pik Up". Universitas pendidikan Indonesia.
- [2] Scheffer, Cornelius. 2004 "Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance" Elsevier, Jordan Hill. Oxford.

[3] IS/ISO 1925 (2001): Mechanical vibration - *Balancing* -Vocabulary [MED 28: Mechanical Vibration and Shock]

[4] Darmawan, H. 2000. Pengantar Perancangan Teknik (Perancangan Produk). Jakarta: Direktorat Jenderal Pendidikan Tinggi Departemen Pendidikan Nasional.

[5] Mott, Robert L, PE, 2009 "Elemen-Elemen Mesin Dan Perancangan Mekanis" University of dayton, Andi yogyakarta.

[6] Sularso dan Suga. 2008 "Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin" Pradnya Paramita, Jakarta.

[7] Bilosova, Alena. 2012 "Vibratio Diagnostics" Ostava. Leuven, Belgium.

[8] scheffer coenelius, Girdhar Paresh. 2004 "Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance" Elsevier Linacre House, Jordan Hill, Oxford.

FO
[Time

Jl. Raya Kanc

Abstr
secara singkat
dari 200 kata de

Keywords: ditu

1. PEN
Rom
Mak

Ms Word, ma
Halaman den
mm) dan jara
dicetak deng
jelas, dengan
mm, left 40 m
Isi makalah ya
jenis huruf
menggunakan

2. PERS
Persa
diberi nomor s
yang diletakka
persaman mate

$\epsilon = M$

dimana :

$\omega = ke$

3. TABE
Setiap
makalah, harap
pada bagian at
seperti : Tabel 1,