

RANCANG BANGUN ALAT UJI BALANCING UNIVERSAL MENGGUNAKAN METODE VDI 2222

M. Ferdinan Setepu¹, Musthafa Akbar², Feblil Huda³

Laboratorium Konstruksi, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Riau

Kampus Bina Widya Km 12.5 Simpang Baru Panam, Pekanbaru 28293

¹Ferdinansitepu.fs@gmail.com, ²Akbarmst@gmail.com, ³Feblil_80@yahoo.com

Abstract

The machines with rotating shaft on the highest level of rotation which is until 3000 rpm like turbine will be dangerous if there's an unbalance occur while working out. The low unbalance mass with high rotation shall also cause so high centrifugal force that the bearing would be broken easily. It severely damages all systems. Universal balancing testing machine is one of the alternatives used to detect the machine damages with various dimensions. It also can detect some other broken components by measuring the vibration without any physical contact to the machines. The universal balancing testing machine design uses VDI 2222 method by deciding product concept from various ones which are created then developed into a product. From this design, it gives a static analysis result from analytic and finite element methods. The results are the shaft diameter sized 15.12 mm, and the value of stress analysis for base bearing for maximum voltage is 6.6 MPa. It could be classified into the safe one as the voltage is smaller than material license which is in the amount of 180 MPa with safety factor in 27.

Keywords: unbalance, VDI 2222, Analytic method, Finite Element Method

1. Pendahuluan

Perkembangan ilmu pengetahuan yang sangat pesat membuat semakin banyaknya diproduksi mesin - mesin untuk memenuhi kebutuhan manusia. Di dunia industri banyak digunakan mesin untuk mempermudah serta mempercepat pekerjaan. Mesin-mesin rotasi seperti turbin, kompresor, pompa, dan *fan* banyak digunakan di dunia industri. Mesin-mesin rotasi seperti tersebut pada umumnya terdiri dari poros yang berputar dengan putaran tertentu (Zhou dan Shi, 2001).

Mesin dengan poros yang berputar pada putaran kerja tinggi sampai dengan 3000-an rpm, semisal turbin, jika terjadi *unbalance* akan sangat membahayakan. *Unbalance mass* yang kecil dengan putaran yang tinggi akan menyebabkan gaya sentrifugal yang besar sehingga menyebabkan bantalan menjadi cepat rusak dan dapat pula merusak seluruh sistem poros tersebut (Sulistiyono dan Budiman, 2015).

Kondisi *unbalance* yang muncul apabila dibiarkan akan mengakibatkan kerusakan lebih lanjut pada sistem mesin sehingga perlu dilakukan proses *balancing* pada struktur mesin yang mengalami kondisi *unbalance*. Proses *balancing* perlu dilakukan agar dapat mengurangi getaran yang terjadi pada suatu sistem mesin yang diakibatkan oleh kondisi *unbalance*.

Alat uji *balancing* merupakan solusi dari kondisi *unbalance* untuk dilakukan proses *balancing* agar kondisi tersebut dapat kembali normal. Suatu komponen dari setiap mesin yang mengalami kerusakan memiliki dimensi yang

berbeda sehingga memerlukan suatu alat uji yang memiliki fungsi yang tidak hanya bisa digunakan untuk satu dimensi saja. Diperlukan suatu alat uji yang berfungsi *universal* untuk berbagai dimensi dari komponen mesin yang mengalami kondisi *unbalance* dan perlu dilakukan *balancing*. Alat uji yang ada sebelumnya di laboratorium konstruksi teknik mesin tidak bisa digunakan untuk berbagai jenis dan dimensi pengujian *balancing*.

Alat uji *balancing universal* adalah salah satu alternatif untuk melakukan pendeteksian kerusakan mesin dengan berbagai macam dimensi dan bentuk suatu komponen yang mengalami kerusakan dengan cara mengukur getaran yang terjadi tanpa harus ada kontak pada mesin yang mengalami kerusakan. Oleh karena itu pada penelitian ini akan dilakukan perancangan alat uji *balancing universal* untuk dapat digunakan pada proses *balancing* untuk dimensi rotor dan poros yang bervariasi.

2. Metodologi

2.1 Proses Perancangan Menggunakan Metode VDI 2222

Perancangan dengan menggunakan metode VDI 2222 (*Verein Deutscher Ingenieure*) menurut Gerhard Pahl dan Wolfgang Beitz dalam bukunya *Engineering Design: A Systematic Approach* merupakan salah satu metode dengan pendekatan sistematis untuk menyelesaikan permasalahan serta mengoptimalkan penggunaan material dan teknologi.

Metode perancangan VDI 2222 yang sistematis diharapkan dapat mempermudah perancang untuk menguasai sistem perancangan tanpa harus menguasai secara detail. Metode ini membantu mempermudah proses merancang sebuah produk dan mempermudah proses belajar bagi pemula serta dapat mengoptimalkan produktifitas perancang untuk mencari pemecahan masalah paling optimal. (Darmawan Harsokoesoemo, 2004). Diagram alir perancangan metode VDI 2222 dapat dilihat pada Gambar 1 berikut.



Gambar 1. Diagram alir perancangan metode VDI 2222 (Darmawan Harsokoesoemo, 2004)

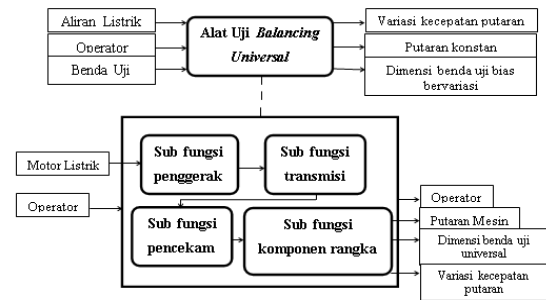
2.2 Perancangan Konsep Produk (*Conceptual Design*)

Perancangan Alat uji *Balancing Universal* menyesuaikan dengan tuntutan yang ada, agar fungsi tercapai. Tabel 1 merangkum daftar tuntutan untuk produk yang dihasilkan.

Tabel 1. Daftar Tuntutan

No	Tuntutan	Spesifikasi Tuntutan
1	Alat uji <i>Universal</i>	Dapat digunakan untuk dimensi yang beragam pada komponen yang diuji
2	Kecepatan Putaran dapat diatur	Variasi putaran mesin diperlukan untuk melakukan pengujian pada putaran tertentu

Setelah mengidentifikasi kebutuhan dengan menghasilkan daftar tuntutan, selanjutnya perencanaan Alat uji *Balancing Universal* diklasifikasikan berdasarkan urutan proses yang dideskripsikan pada Gambar 2.



Gambar 2. *Black box* rancangan alat uji *balancing universal*

Berdasarkan *black box* tersebut, maka dihasilkan beberapa fungsi bagian yang diperlihatkan pada Gambar 3.



Gambar 3. Diagram fungsi bagian

Fungsi bagian yang telah ditentukan selanjutnya didefinisikan sehingga menghasilkan beberapa alternatif fungsi bagian, lihat Tabel 2 berikut:

Tabel 2. Alternatif sub fungsi penggerak

A1	Alternatif 1	A2	Alternatif 2	A3	Alternatif 3
Motor AC		Pneumatik		Hidrolik	
					
Kelebihan					
Mudah instalasi, relatif murah		Konstruksi lebih sederhana		Konstruksi lebih Sederhana	
Kekurangan					
Konstruksi lebih rumit		Relatif mahal dan membutuhkan panel kontrol		Relatif mahal, dan membutuhkan panel kontrol	

Hal yang sama dilakukan pada fungsi bagian sistem transmisi, sistem pengecam dan sistem rangka, masing-masing terdiri dari beberapa alternatif konsep. Selanjutnya setiap alternatif dihubungkan satu sama lainnya dan dinilai hingga menghasilkan 3 alternatif variasi konsep, diperlihatkan pada Tabel 3.

Tabel 3. Variasi konsep

No	Struktur Modul	Alternatif		
		1	2	3
1	Penggerak	A1	A2	A3
2	Transmisi	B1	B2	B3
3	Pencekam	C1	C2	C3
4	Rangka	D1	D2	D3
Variasi Konsep		VK1	VK2	VK3

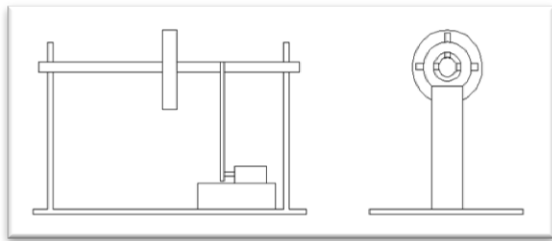
Berikut variasi konsep yang didapat dari penggabungan dari masing – masing alternatif sub fungsi :

VK1 : A2 + B2 + C3 + D1

VK2 : A1 + B3 + C1 + D3

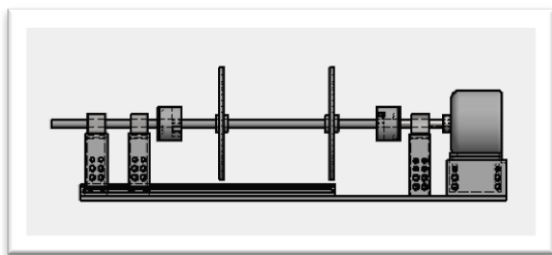
VK3 : A3 + B1 + C2 + D2

Selanjutnya setiap alternatif fungsi dihubungkan satu sama lainnya dan dinilai hingga menghasilkan 3 alternatif variasi konsep. Variasi konsep 1 dapat dilihat pada Gambar 4.



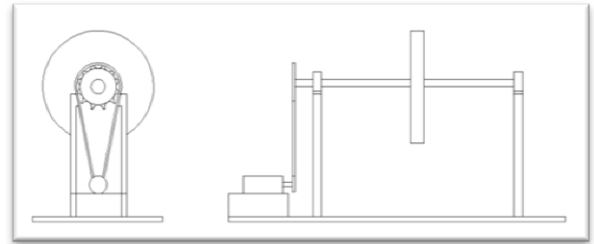
Gambar 4. Variasi konsep 1

Kemudian untuk variasi konsep rancangan 2 dapat dilihat pada Gambar 5.



Gambar 5. Variasi konsep 2

Dan kemudian untuk variasi konsep rancangan yang ketiga, dapat dilihat pada Gambar 6 berikut.



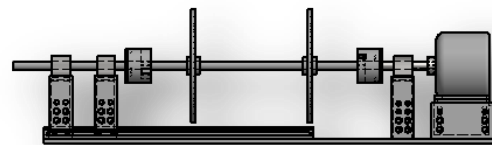
Gambar 6. Variasi konsep 3

Tahap selanjutnya yaitu penilaian variasi konsep. Pada tahap ini akan dilakukan penilaian terhadap variasi konsep yang didapatkan. Penilaian ini didasarkan pada beberapa aspek, yaitu aspek manufaktur, perakitan, tingkat *universal* alat uji, perawatan, dan estimasi biaya. Berikut penilaian variasi konsep yang dapat dilihat pada Tabel 4.

Tabel 4. Penilaian variasi konsep

No	Aspek Penilaian	Bobot (%)	Variasi Konsep			Nilai Maks.
			1	2	3	
1	Manufaktur	15	1	2	1	3
2	Perakitan	15	2	1	3	3
3	Tingkat <i>Universal</i> alat uji	35	1	3	2	3
4	Perawatan	15	2	2	2	3
5	Biaya	20	1	2	1	3
Nilai total setelah pembobotan			1.3	2.2	1.8	3
Persentase nilai total setelah pembobotan (%)			43	73	60	100

Tahap selanjutnya adalah penentuan konsep pemecahan. Dari tahap sebelumnya yakni penilaian variasi konsep, nilai terbesar didapatkan oleh variasi konsep 2. Dengan demikian konsep yang ditentukan untuk selanjutnya dikembangkan adalah variasi konsep 2. Berikut merupakan konsep 2 yang terpilih dapat dilihat pada Gambar 7.



Gambar 7. Konsep terpilih

3. Hasil dan pembahasan

3.1 Analisis statik rancangan menggunakan metode analitik

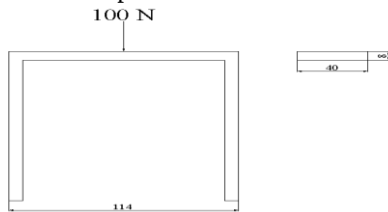
Salah satu tujuan penulisan tugas akhir ini adalah mengetahui kondisi rangka setelah mengalami pembebanan statik. Analisis yang

digunakan dalam tugas akhir ini adalah salah satu nya dengan melakukan perhitungan menggunakan metode analitik. Struktur yang perlu dilakukan yaitu pada bagian dudukan bearing dan poros dikarenakan bagian ini yang mengalami pembebanan dari benda uji dan dari struktur alat ini sendiri.

1. Dudukan Bearing

a. Analisis tegangan maksimum

Diasumsikan beban maksimum yang diterima dudukan bearing adalah 100 N. Kondisi kerja dan dimensi struktur seperti berikut.



Kemudian didapat diagram benda bebas sebagai berikut.

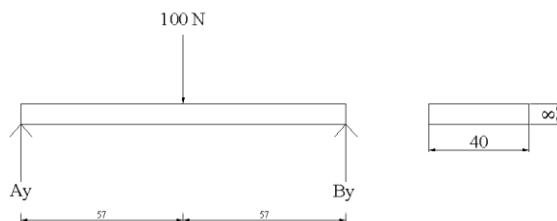
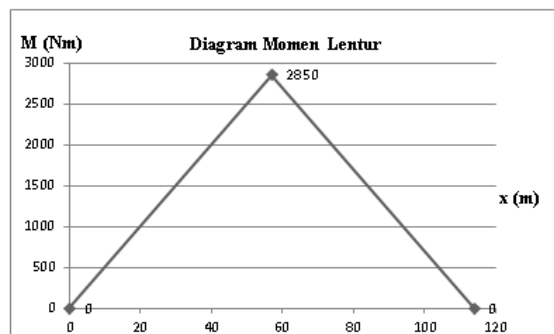


Diagram momen dapat dilihat pada Gambar 8.



Gambar 8. Diagram momen

Menghitung tegangan maksimum yang diterima dudukan bearing yaitu sebagai berikut.

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{S}$$

$$S = \frac{I}{c}$$

$$I = \frac{1}{12}bd^3$$

$$= \frac{1}{12}40 \text{ mm} \cdot (8 \text{ mm})^3$$

$$= 1706.667 \text{ mm}^4$$

$$C = \frac{d}{2}$$

$$= 8 \text{ mm} / 2$$

$$= 4 \text{ mm}$$

Substitusi nilai I dan c ke persamaan 2 :

$$S = \frac{1706.667 \text{ mm}^4}{4 \text{ mm}} = 426.6667 \text{ mm}^3$$

Substitusi nilai S ke persamaan 1 :

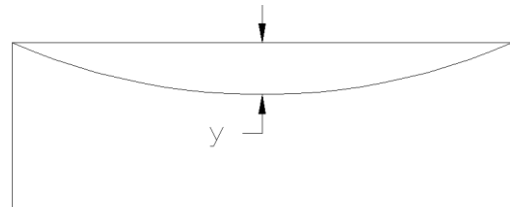
$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{S}$$

$$= \frac{2850 \text{ Nmm}}{426.6667 \text{ mm}^3}$$

$$= 6.68 \text{ N/mm}^2$$

b. Analisis defleksi

Diketahui kondisi pembebanan dari dudukan bearing :



$$y = \frac{P L^3}{48 E I}$$

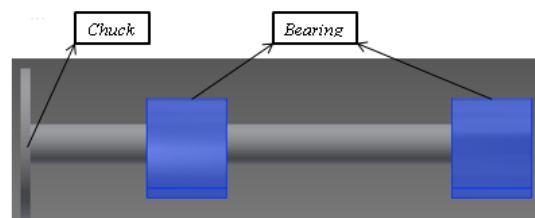
$$y = \frac{100 \text{ N} \cdot 114 \text{ mm}^3}{48 \cdot 207000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 1706.6667 \text{ mm}^4}$$

$$y = 0.0087 \text{ mm}$$

2. Poros

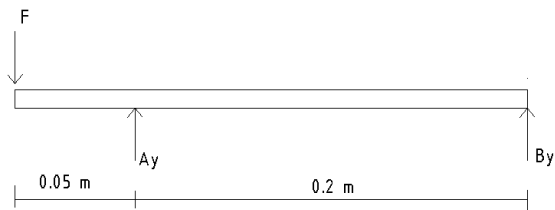
Perancangan poros yaitu menghitung diameter poros yang akan digunakan dan sebagai bahan perbandingan dengan ukuran perencanaan poros. Proses perhitungan poros adalah sebagai berikut.

Gambar 9 menunjukkan kondisi kerja dari poros.



Gambar 9. Kondisi kerja poros

Sehingga didapat diagram benda bebas (dbb) seperti berikut :



$$m_{\text{asumsi max unbalance}} = 0.05 \text{ kg}$$

$$r_{\text{unbalance}} = 0.055 \text{ m}$$

$$F_c = 0.05 \text{ kg} \cdot 0.055 \text{ m} \cdot (314 \text{ rad/s})^2$$

$$= 271.14 \text{ N}$$

$$F_{By} = 16.186 \text{ N}$$

$$m_{\text{chuck}} = 1 \text{ kg} = 9.81 \text{ N}$$

$$F_{\text{total}} = 271.14 + 16.186 \text{ N} + 9.81 \text{ N}$$

$$= 297.14 \text{ N}$$

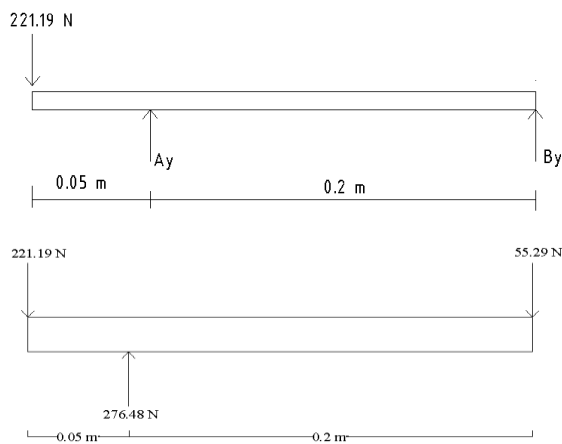
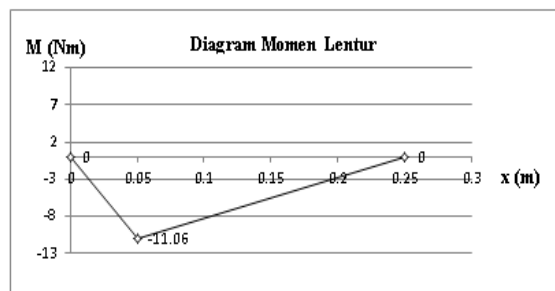


Diagram momen lentur dapat dilihat pada Gambar 10 berikut :



Gambar 10. Diagram momen

Bahan poros yang digunakan adalah *Steel Mild ST37* (karena mudah didapatkan di pasaran) dengan kekuatan tarik adalah $\sigma_b = 37 \text{ kg/mm}^2$.

$$K_m = 1.5$$

$$K_t = 1$$

$$T = 0.224 \text{ Nm} = 22.4 \text{ kg.mm}$$

$$M = 14.857 \text{ Nm} = 1485.7 \text{ kg.mm}$$

$$\tau_a = \frac{\sigma_b}{sf1 \times sf2} = \frac{37 \text{ kg/mm}^2}{6 \times 2} = 3.08 \text{ kg/mm}^2$$

$$d_s = \left[\frac{5.1}{\tau_a} \times \sqrt{(K_m \times M)^2 + (K_t \times T)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$= \left[\frac{5.1}{3.08} \times \sqrt{(1.5 \times 1485.7)^2 + (1 \times 22.4)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$= 15.43 \text{ mm}$$

3.2 Analisis statik rancangan menggunakan metode elemen hingga

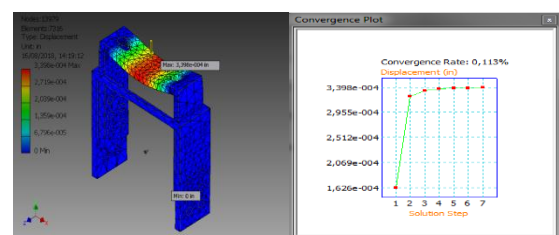
Analisis statik struktur menggunakan elemen hingga yang dilakukan pada penelitian ini menggunakan perangkat lunak *Autodesk Inventor 2015*. Struktur yang perlu dilakukan yaitu pada bagian dudukan bearing dan poros dikarenakan bagian ini yang mengalami pembebanan dari benda uji dan dari struktur alat ini sendiri. Alat uji balancing ini menggunakan material *ST37* dikarenakan material tersebut mudah didapat dipasaran dan juga untuk meminimalisir biaya. Hasil dari analisis akan dibandingkan dengan sifat mekanik material yang akan digunakan. Tabel 5 menunjukkan *properties* dari jenis material *ST 37*.

Tabel 5. karakteristik sifat mekanik *Steel 37*

No	Properties	Metric
1	Yield strength	180 Mpa
2	Ultimate Tensile Strength	370 Mpa
3	Modulus of Elasticity	207 Gpa
4	Ductility; %EL (in 50 mm)	25

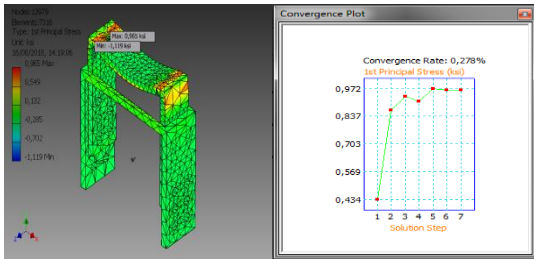
1. Stress Analysis dudukan bearing

Hasil dari analisa statik didapat *regangan* maksimum untuk struktur bagian dudukan bearing diperlihatkan pada Gambar 11.



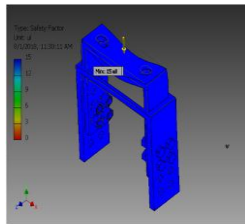
Gambar 11. *Displacement* maksimum

Pada Gambar 12. menunjukkan hasil analisa untuk tegangan yang terjadi pada bagian yang dianalisis.



Gambar 12. Hasil Tegangan principal

Gambar 13. menunjukkan hasil analisa untuk *safety factor* dari struktur dudukan *bearing* ini.



Gambar 13. *safety factor* dudukan *bearing*

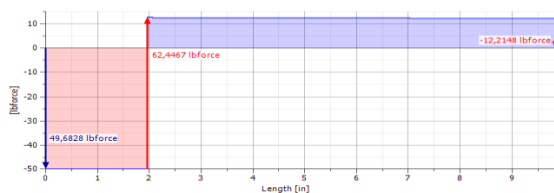
2. Analisis Poros

Pemodelan kondisi kerja pada poros seperti pada Gambar 14.



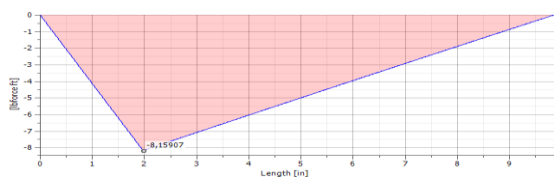
Gambar 14. Kondisi kerja pada poros

Dari hasil analisa statik menggunakan *software Autodesk Inventor*, didapat diagram gaya geser diperlihatkan pada Gambar 15.



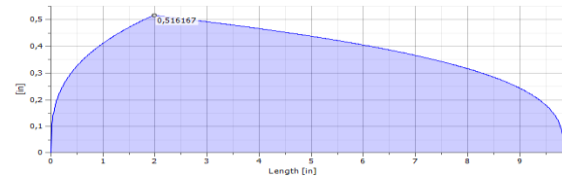
Gambar 15. Diagram gaya geser poros

Nilai momen maksimum dapat dilihat dari diagram momen lentur pada Gambar 16.



Gambar 16. Diagram Momen lentur

Dari analisis didapat nilai *ideal diameter* dari poros dengan kondisi kerja seperti diatas yaitu diperlihatkan pada Gambar 17.



Gambar 17. *ideal diameter*

3.3 Pembahasan Hasil Analisa Statik

1. Dudukan *bearing*

Berdasarkan hasil perhitungan metode analitik dan analisis elemen hingga yang telah dilakukan, maka didapatkan hasil seperti yang di tunjukkan oleh Tabel 7.

Tabel 7. Kesimpulan hasil analisa statik dudukan *bearing*

No	Jenis analisis	Hasil analisis		%Error
		Perhitungan metode analitik	Analisis Elemen Hingga	
1	Tegangan Maksimum (Mpa)	6.68	6.65	0.45
2	Displacement (mm)	0.0087	0.0086	1.15
3	<i>safety factor</i>	27	15 (Nilai maksimum pada software)	-

Hasil analisa statik selanjutnya di dibandingkan dengan karakteristik sifat mekanik material yang digunakan. Nilai tegangan maksimum yang diterima struktur dudukan *bearing* kecil dari *yield strength* dari material ST37 yaitu 6.68 Mpa < 180 Mpa dan untuk defleksi yang terjadi sebesar 0.0087 mm < *ductility* material yaitu 25% (dalam 50 mm) atau sebesar 12.5 mm, kemudian untuk nilai *safety factor* yang didapat yaitu 27 dan nilai tersebut > 1 sehingga dapat disimpulkan bahwa struktur dudukan bearing ini aman pada saat menerima beban dari kondisi kerja yang diterima nya.

2. Poros

Berdasarkan hasil perhitungan metode analitik dan analisis elemen hingga yang telah dilakukan, maka didapatkan hasil seperti yang di tunjukkan oleh Tabel 8.

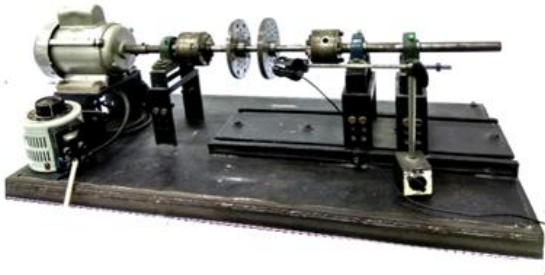
Tabel 8. Kesimpulan hasil analisa statik poros

Jenis Analisis	Metode Analitik	Metode Elemen Hingga	%Error
Tegangan geser maksimum (N)	221.19	220.987	0.09178
Momen Lentur maksimum (Nm)	11.060	11.062	0.01808
Ideal diameter (mm)	15.12	12.7	16.00529

Dari hasil perhitungan menggunakan metode analitik dan metode elemen hingga, didapat *ideal diameter* untuk poros yaitu dengan nilai tertinggi sebesar 15.12 mm.

3.3 Produk Alat uji *balancing universal*

Dari hasil perancangan, pembuatan dan perakitan alat uji *balancing universal*, maka telah dihasilkan bentuk dan spesifikasi seperti diperlihatkan pada Gambar 18.



Gambar 18. Produk Alat uji *balancing universal*

4. Simpulan

Dari perancangan hingga pembuatan alat uji *balancing universal* yang telah dilakukan, maka dapat ditarik kesimpulan yaitu dihasilkan rancangan alat uji dengan sub fungsi transmisi menggunakan kopling *flens*, sub fungsi penggerak menggunakan motor listrik AC dengan slide regulator sebagai pengatur arus masuk sekaligus pengatur putaran motor listrik, sub fungsi pencekam menggunakan *chuck* agar dapat digunakan pada berbagai macam dimensi poros spesimen uji, serta sub fungsi rangka menggunakan sistem naik turun agar bisa mengatur tinggi dari alat uji untuk dipergunakan sesuai dengan kebutuhan dan menyesuaikan dengan diameter rotor yang ingin di uji.

Kemudian dari hasil analisis tegangan dan deformasi didapatkan kesimpulan bahwa konsep rancangan masih dalam batas aman. Nilai tegangan maksimum yang diterima struktur dudukan *bearing* kecil dari *yield strength* dari material ST37 yaitu 6.68 Mpa < 180 Mpa dan untuk defleksi yang terjadi sebesar 0.0087 mm < *ductility* material yaitu 25% (dalam 50 mm) atau sebesar 12.5 mm, kemudian untuk nilai safety factor yang didapat yaitu 27 dan nilai tersebut > 1 sehingga dapat disimpulkan bahwa struktur dudukan *bearing* ini aman pada saat menerima beban dari kondisi kerja yang diterima nya.

Daftar Pustaka

Abidin, Zainal., 1996, '*Vibration Monitoring Balancing/Alignment*', LPM-ITB, Bandung.

Asep indra Komara., & Saepudin. (2014) Aplikasi metoda VDI 2222 pada proses perancangan *welding fixture* untuk sambungan cerobong dengan teknologi CAD, Jurnal ilmiah teknik mesin cylinder, Vol. 1 No. 2 Halaman 1-8.

Harsokoesoemo, Darmawan., 2004, 'Pengantar Perancangan Teknik (Perancangan Produk)', ITB, Bandung.

Harahap, Gandhi, 2004, 'Perencanaan Teknik Mesin', Erlangga, Jakarta.

Ibrahim, Bustami, 2008, 'perancangan Bricket Batu Bara dengan metode perancangan VDI 2222 dan Analisa DFMA', ITB, Bandung.

McMillan, Robert B., 2003, '*Rotating Machinery: Practical Solution to Unbalance and Misalignment*', El Paso-Texas: Marcel Dekker, Inc.

Koswara, Riki, 2013, 'Perancangan dan Pembuatan Alat uji Balancing', UR, Pekanbaru.

Riona Ihsan Media (2017) Studi perancangan *Combination Tool Air Vent Non – Cylinder* dengan metode VDI 2222, Jurnal Teknik Mesin Vol. 06 No. 4.

Sulistiono, D., dan Budiman, A., 2015, 'Efektifitas Variasi Putaran dari Proses Balancing Terhadap Putaran Kerja Poros yang Sesungguhnya', Mekanika, vol. 1, no. 2, pp. 26-36.

Wowk, Victor., 1995, '*Machinery Vibration, Balancing*', McGraw-Hill Inc, New York.

Zhou, S., dan Shi, J., 2001, '*Active Balancing and Vibration Control of Rotating Machinery: A Survey*', *The Shock and Vibration Digest*, vol. 33, no. 4, pp. 361 – 371.