

RANCANG BANGUN ALAT UJI KESETIMBANGAN ROTOR

Dimas Enggal Maulana^{1*}, Budi Hartono¹, Edi Sutoyo¹

¹Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik dan Sains, Universitas Ibn Khaldun Bogor

^{1*}e-mail: dimasenggal05@gmail.com

ABSTRAK

Mesin merupakan kesatuan dari berbagai komponen yang selalu berkaitan dengan elemen-elemen mesin yang bekerja sama satu dengan yang lainnya secara kompak sehingga menghasilkan suatu rangkaian gerakan yang sesuai dengan apa yang sudah direncanakan. Tujuan penelitian ini ialah mengasihkan rancang bangun alat uji simulasi kesetimbangan rotor untuk mengetahui getaran pada bearing dan kestimbangan pada rotor. Dalam penelitian ini didapat perhitungan secara teoritis pada rancang bangun, yaitu poros dan bearing dengan diameter 19mm, puli berdiameter 19 mm dan 14 mm dengan sabuk v belt standar terpilih adalah A46 dengan *Lpitch* 46,9 *inch*. Dan dimana dilakukan pengukuran alat uji simulasi kesetimbangan rotor dengan 2 pengukuran yaitu mengetahui nilai getaran pada bearing dengan variasi putaran poros dan kesetimbangan disc. Alat uji simulasi kesetimbangan rotor didapatkan hasil pengukuran getaran maksimal terdapat pada bearing B sebesar 7,8 mm/s posisi horizontal, getaran minimal terdapat pada *bearing* A sebesar 7,5 mm/s posisi vertikal. Dari hasil perhitungan secara manual atau teoritis didapatkan nilai *safety factor* sebesar 65,9. Nilai *safety factor* ini termasuk dalam kategori aman. Sehingga mekanisme ini aman digunakan pada alat uji simulasi kesetimbangan rotor, yaitu nilai *safety factory* 65,9 MPa lebih besar dari yang terdapat pada simulasi (*FEM*), nilai momen lentur secara teoritis 1,564 Nm lebih kecil dari nilai 1,565 Nm terhadap simulasi (*FEM*) dan nilai teoritis minimum *shear force* sebesar 10,93 N lebih besar dari nilai 31,3 N nilai simulasi. Dapat disimpulkan besar kecilnya getaran pada *bearing* yang dilakukan didapat hasil bahwa semakin tinggi putaran mesin, semakin tinggi pula getaran yang terjadi.

Kata kunci : *bearing, getaran, kesetimbangan rotor, FEM*

ABSTRACT

The machine is a unit of various components that are always associated with machine elements that work together with each other in a compact manner so as to produce a series of movements that are in accordance with what has been planned. The purpose of this research is to improve the design of the rotor equilibrium simulation test equipment to determine the vibration in the bearing and the balance in the rotor. In this research, theoretical calculations are obtained in the design, namely the shaft and bearing with a diameter of 19mm, pulleys with a diameter of 19 mm and 14 mm with the standard v belt selected is A46 with an *Lpitch* of 46.9 inches. And where the measurement of the rotor equilibrium simulation test tool is carried out with 2 measurements, namely knowing the vibration value of the bearing with variations in shaft rotation and disc equilibrium. The rotor equilibrium simulation test tool shows that the maximum vibration measurement results are in bearing B of 7.8 mm / s in a horizontal position, the minimum vibration is in bearing A of 7.5 mm / s in a vertical position. From the results of manual or theoretical calculations, the safety factor value is 65.9. This safety factor value is included in the safe category. So that this mechanism is safe to use in the rotor equilibrium simulation test tool, namely the safety factory value of 65.9 MPa is greater than that in the simulation (*FEM*), the theoretical bending moment value of 1.564 Nm is less than the value of 1.565 Nm for the simulation (*FEM*) and the minimum theoretical value of shear force of 10.93 N is greater than the value of 31.3 N the simulation value. It can be concluded that the size of the vibration on the bearing is carried out, the result is that the higher the engine speed, the higher the vibration that occurs.

Keywords: *bearing, vibration, rotor equilibrium, FEM*

1. PENDAHULUAN

Mesin merupakan kesatuan dari berbagai komponen yang selalu berkaitan dengan elemen-elemen mesin yang bekerja sama satu dengan yang lainnya secara kompak sehingga menghasilkan suatu rangkaian gerakan yang sesuai dengan apa yang sudah direncanakan. Dalam merencanakan sebuah mesin harus memperhatikan faktor keamanan baik untuk mesin itu sendiri maupun bagi operatornya. Dalam pemilihan elemen-elemen dari mesin juga harus memperhatikan kekuatan bahan, safety factor dan ketahanan dari berbagai komponen tersebut. Adapun elemen tersebut diantaranya adalah benda putar (rotor). Benda putar yang beroperasi pada saat kondisi yang tidak seimbang (*unbalance*) akan berdampak negative yang berupa: terjadinya getaran tinggi, misalnya sebuah putaran disc yang tidak seimbang. Ketidakseimbangan benda putar disebabkan oleh beberapa faktor antara lain; material yang tidak homogen, getaran dalam sebuah sistem kerja pada suatu instalasi mesin serta kesalahan pada saat benda dioperasikan.

Getaran itu sendiri ialah hal yang pasti ada dalam sebuah sistem kerja pada suatu instalasi mesin. Tetapi getaran yang berlebih tentunya akan berpengaruh terhadap performa maupun umur kekuatan dari suatu komponen yang ada. Pengujian getaran dilakukan pada pengukuran, yaitu kesetimbangan moment dan gaya pada kesetimbangan rotor. Pada setiap variabel beban, akan divariasikan dengan putaran motor listrik, sehingga didapat data getaran terhadap variabel putaran.

Proses kesetimbangan benda putar dilakukan dengan cara menghitung kesetimbangan momen dan gaya vertikal. Benda putar yang sudah ditimbang dengan alat yang dibuat selanjutnya diuji menggunakan alat uji getaran.

2. Tinjauan Pustaka

Proses balancing pada komponen berputar dilakukan untuk mengurangi getaran pada saat proses operasi. Getaran disebabkan oleh ketidakseimbangan massa yang terjadi jika sumbu utama inersia rotor tidak satu sumbu dengan sumbu geometrisnya. Proses balancing pada rotor umumnya banyak terdapat dalam sistem mekanis pada mesin turbo industri, mesin

pembangkit listrik, alat pemesinan, dan mesin turbin gas pesawat terbang.

Rotor merupakan alat mekanik yang bergerak secara berputar. Tidak ada rotor yang sempurna seimbang (*balanced*) dan selalu ada massa tidak seimbang (*unbalanced*) pada sistem rotor. Hal ini dapat terjadi karena berbagai sebab, misalnya bahan yang tidak homogen saat proses produksi, dan desain yang tak simetris. Apabila keadaan unbalance pada rotor tidak dideteksi pada tahap permulaan akan mengakibatkan kerusakan struktur, hilangnya energi, dan berkurangnya umur pemakaian. Perlu adanya proses balancing untuk mengurangi gaya yang disebabkan oleh ketidakseimbangan rotor. Sedikitnya balancing rotor dibagi menjadi dua jenis yaitu *single plane* dan *two-plane balancing*. Dari masalah inilah penelitian tentang balancing rotor dilakukan dengan tujuan untuk mengetahui karakteristik sinyal getaran sebelum dan setelah balancing serta membandingkan sinyal getaran antara sebelum dengan setelah proses balancing. (Hadmoko, 2016)

2.1 prinsip kerja alat kesetimbangan rotor

Prinsip kerja alat uji kesetimbangan rotor merupakan alat pengukuran yang digunakan untuk menyeimbangkan setiap bagian mesin yang berputar seperti motor listrik pada mesin turbin, rem cakram, kipas, baling-baling. Mesin ini terdiri dari dua alas atau dudukan yang kuat biasanya terbuat dari besi atau baja yang dilengkapi dengan suspense dan bearing yang berfungsi agar poros perputaran sesuai terhadap sumbu porosnya,

Setiap bagian mesin yang berputar, getaran pada suspense akan terdeteksi oleh sensor. Informasi dari sensor ini akan digunakan untuk mengetahui nilai ketidakseimbangan pada bagian yang diuji

2.2 Pengertian Getaran

Getaran timbul akibat transfer gaya siklik melalui elemen-elemen mesin yang ada, dimana elemen-elemen tersebut saling beraksi satu sama lain dan energi didisipasi melalui struktur dalam bentuk getaran. Kerusakan atau keausan serta deformasi akan merubah karakteristik dinamik sistem dan cenderung meningkatkan energi getaran. Sedangkan gaya yang menyebabkan getaran ini dapat ditimbulkan oleh beberapa sumber kontak/benturan antara komponen yang bergerak/berputar, putaran dari massa yang tidak

seimbang (*unballance mass*), *missalignment* dan juga karena kerusakan bantalan (*bearing fault*).

Keuntungan utama dalam menganalisa vibrasi yaitu kita dapat mengidentifikasi munculnya masalah sebelum menjadi serius dan menyebabkan *downtime* yang tidak terencana. Hal ini bisa dicapai dengan melakukan monitoring secara regular terhadap getaran mesin baik secara kontinyu maupun pada interval waktu yang terjadwal. Monitoring vibrasi secara regular dapat mendeteksi *detorasi* atau cacat pada bantalan, kehilangan mekanis (*mechanical looseness*) dan gigi-gigi yang rusak atau aus. Analisa vibrasi juga dapat mendeteksi *misalignment* dan ketidakseimbangan (*unbalance*) sebelum kondisi ini menyebabkan kerusakan pada bantalan dan poros.

2.4 Bantalan

Bantalan (*bearing*) merupakan salah satu bagian dari elemen mesin yang memegang peranan cukup penting karena fungsi dari bantalan yaitu untuk menumpu sebuah poros agar poros dapat berputar tanpa mengalami gesekan yang berlebihan. Bantalan harus cukup kuat untuk memungkinkan poros serta elemen mesin lainnya bekerja dengan baik (Rachman, 2017). Faktor-faktor yang harus diperhatikan dalam memilih jenis bantalan :

1. Diameter poros
2. Gaya luar atau gaya ekuivalen, yang besarnya

$$P = R \times f_p$$

dimana:

P : gaya ekuivalen

R : reaksi tumpuan

f_p : faktor putaran

3. Hubungan beban – umur bantalan hubungan antara beban dan umur bantalan digunakan untuk menghitung *basic dynamic load rating* (c). Parameter ini didefinisikan sebagai beban yang diterima bantalan ketika mencapai umur $L_{10}=1000000$ putaran.

Dimana :

$P_1=C$ = basic dynamic load rating

$P_2=P_d$ = beban yang bekerja pada bantalan

L_1 = umur L_{10} pada beban $C = 1.000.000$

putaran

L_2 = umur desain

$k = 3,00$ untuk ball bearing

$k = 3,33$ untuk roller bearing

untuk menghitung basic dynamic load rating (C), persamaan diatas menjadi :

$$\left(\frac{P_1}{P_2}\right)^k = \frac{L_1}{L_2}$$

$$P_1 = P_2 \cdot \left[\frac{L_2}{L_1}\right]^{\frac{1}{k}}$$

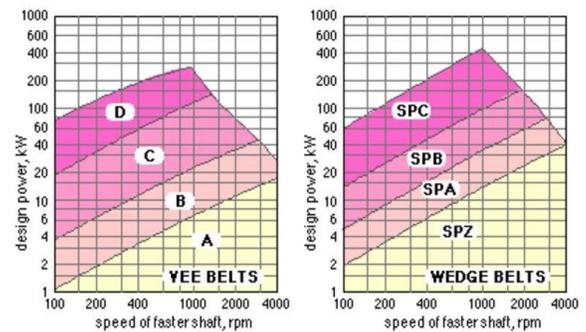
4. Jenis beban yang bekerja pada bantalan radial dan aksial
5. Umur desain

Tabel 1 Umur desain yang disarankan untuk bantalan

Aplikasi	Umur Desain L_{10} (jam)
Peralatan rumah tangga	1.000 - 2.000
Enjin pesawat	1.000 - 4.000
Otomotif	1.500 - 5.000
Peralatan pertanian	3.000 - 6.000
Elevator, fan, rodagigi multi-fungsi	8.000 - 15.000
Motor listrik, blower, mesin industri umum	20.000 - 30.000
Pompa dan kompresor	40.000 - 60.000
Peralatan kritis yang beroperasi terus menerus 24 jam	100.000 - 200.000

2.5 Transmisi sabuk v/vbelt

Sabuk-V tersedia dalam berbagai standar menurut ukuran penampangnya. Telah dikenal luas ukuran sabuk-V mulai dari ukuran A, B, C, D dan E, sedangkan untuk sabuk-V bajik terdiri dari SPA, SPB dan lain-lain. Masing-masing ukuran disesuaikan dengan besarnya daya yang akan ditransmisikan. Hal ini digambarkan melalui sebuah diagram yang dikenal dengan nama Diagram Setiap ukuran sabuk diperlihatkan dengan sebuah kurva yang mewakili suatu daerah kurva tertentu.



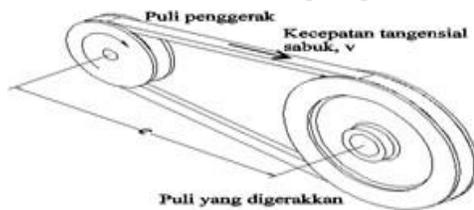
Gambar 1. Diagram karpet (pemilihan type belt)

Diagram karpet merupakan sebuah diagram yang berfungsi sebagai alat bantu dalam memilih jenis sabuk-V. Diagram itu menghubungkan besar

daya yang akan ditransmisikan dengan putaran puli kecil. Dalam pemilihan sabuk-V, dua variable yaitu *besar daya yang akan ditransmisikan dengan putaran puli kecil* terlebih dahulu harus diketahui. Titik potong pada diagram merupakan jenis sabuk-V terpilih (budi, 2016). Rasio kecepatan puli :

$$v = D_1 \cdot n_1 = D_2 \cdot n_2$$

$$\text{Rasio kecepatan, } R = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \geq 1$$



Gambar2. Puli penggerak

D1: diameter pitch) untuk puli kecil (puli penggerak)

D2: (diameter pitch) untuk puli besar (puli yang digerakkan)

n : putaran puli

2.5.1 Jarak antar pusat puli

Sistem transmisi puli-sabuk V relatif cocok diterapkan dalam kondisi jarak yang pendek (lihat jarak C dalam gambar 11-3). Jika jarak C belum diketahui maka jarak ini bisa diatur diantara

$$D_2 < C < 3(D_2 + D_1)$$

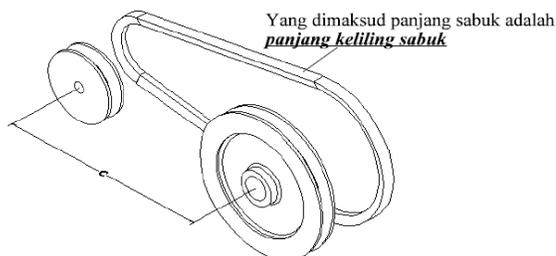
Jadi jarak antar pusat puli

$$C_s = \frac{L_s - \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)}{L_s}}{2}$$

2.5.2 Panjang sabuk

Untuk menghitung panjang sabuk atau keliling sabuk, persamaan 11-3 dapat digunakan

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) \dots \text{Pers. 11-3.}$$



Gambar 3. Panjang keliling sabuk

3. METODE PENELITIAN

Metode penelitian ini merupakan metode eksperimental dan mengembangkan teknologi yang sudah ada, pertama merancang menggunakan *software solidwoks 2016*. kedua menentukan bahan yang akan digunakan, membuat rancangan penelitian dengan membuat alur penelitian atau *flow chart* dan melakukan analisa perancang awal alat uji kesetimbangan rotor dan terakhir melakukan uji performa alat uji kesetimbangan rotor.

3.1 Tahapan penelitian

Tahapan penelitian ini mengikuti bagan alur sebagai berikut:

- Studi literatur
Mencari referensi yang relevan dengan kasus atau permasalahan yang ditemukan.
- Desain alat uji
Desain *alat uji kesetimbangan rotor* adalah perancangan dengan menggambar benda yang akan dibuat sebagai konsep utama dalam proses pembuatan.
- Pemilihan bahan dan alat
Pemilihan dan mencari bahan yang digunakan pada *rancang bangun alat uji kesetimbangan rotor*.
- Pembuatan
Yaitu proses pembuatan *Alat uji* dilakukan di bengkel lab. Mekanika Struktur Universitas Ibn Khaldun Bogor.
- Pengujian
Pengujian dilakukan untuk mendapatkan hasil kesetimbangan yang sesuai dengan perencanaan awal.
- Pengambilan Data
Pengambilan data dilakukan setelah pengujian temperatur dirasa telah berhasil dan sesuai dengan yang di rencanakan.
- Kesimpulan

Kesimpulan dari data-data pada proses pembuatan, pengujian dan analisa maka di dapat uji kesetimbangan rotor dengan kelebihan dan kekurangannya, dan dapat digunakan sesuai prosedur penggunaan.

3.2 Skenario pengujian

Untuk mendapatkan data yang di inginkan dalam penelitian kali ini dilakukan beberapa skenario untuk mendapatkan kinerja yang maksimal pada alat uji kesetimbangan rotor.

- A. Pengujian getaran pada pilowblock untuk mendapatkan kinerja maksimal pada kesetimbangan rotor dilakukan pengujian getaran pada *pilowblock* A dan B berikut tahapan sekenario pengujian.
2. Mempersiapkan media yang akan digunakan dalam penelitian meliputi alat ultrasonik dan pengukur rpm.
3. Mempersiapkan tabel pengujian untuk mencatat penelitian kali ini.

Tabel 2. Tahapan sekenario pengambilan data

No	Putaran poros (rpm)	Nilai getaran (m/s)	
		Vertikal	Horizontal
1	1131		
2	1218		
3	1312		
4	1431		
5	1552		

Dari tahapan penelitian diatas dilakukan prosedur atau setup pada pengambilan data berikut :

1. Pertama kita persiapkan peralatan yang akan kita gunakan dalam penelitian meliputi alat uji kesetimbangan rotor. Dan dilakukan setup alat terlebih dahulu
2. Mempersiapkan media yang akan digunakan dalam penelitian meliputi alat vibrator, rpm.
3. Mempersiapkan tabel pengujian untuk mencatat penelitian kali ini.
4. Jika sudah tahap ketiga diselesaikan selanjutnya melakukan percoban, pertama kita menyalakan alat uji kesetimbangan rotor.
5. Jika sudah dinyalakan dilakukan pengaturan rpm yang diinginkan
6. Jika sesuai rpm yang diinginkan dilakukan pengujian dengan menggunakan alat pengujian yang telah disiapkan, dengan cara pengambilan data getaran vertikal dan horizontal pada bearing.
7. Catat data yang sudah kita dapat pada pengujian
8. Matikan alat jika sudah selesai melakukan pengujian.

B. Pengujian kesetimbangan rotor disc

Untuk mendapatkan kesetimbangan maksimal pada sample disc dilakukan pengujian kesetimbangan berikut tahapan sekenario pengujian.

1. kita persiapkan peralatan yang akan kita gunakan dalam penelitian meliputi alat uji kesetimbangan rotor. Dan dilakukan setup alat terlebih dahulu

4. Jika sudah tahap ketiga diselesaikan selanjutnya melakukan percoban, pertama kita menyalakan alat uji simulasi kesetimbangan rotor.
5. Jika sudah dinyalakan dilakukan pengaturan rpm yang diinginkan
6. Jika sesuai rpm yang diinginkan dilakukan pengujian dengan menggunakan alat pengujian yang telah disiapkan, dengan cara pengambilan data grafik kesetimbangan di software Arduino pada sample disc.
7. Catat data yang sudah kita dapat pada pengujian
8. Matikan alat jika sudah selesai melakukan pengujian.

4. HASIL DAN PEMBAHASAN

Perancangan alat ini dilakukan analisa perancangan alat uji simulasi kesetimbangan rotor dengan beberapa fariabel yang mempengaruhi dalam perancangan berikut beberapa variable yang mempengaruhi.

4.1 Hasil dan perancangan alat uji kesetimbangan rotor

A. Perhitungan torsi pada motor alat kesetimbangan rotor

Adapun untuk mencari torsi sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 P &= 150 \text{ watt} \\
 N &= 2800 \text{ Rpm} \\
 T &= \text{ Nm} \\
 P &= \frac{2\pi NT}{60} \text{ watt} \\
 150 &= \frac{2\pi \cdot 2850 \cdot T}{60} \\
 T &= \frac{150 \cdot 60}{2\pi \cdot 2850} \\
 &= 0,511 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

perhitungan yang diperoleh mendapatkan hasil torsi 0,511Nm.

B. Pemilihan Bantalan pada motor alat kesetimbangan rotor

Berdasarkan hasil perhitungan diperoleh data data sebagai berikut :

Diameter poros = 19mm

Putaran poros = 1425 rpm

Gaya pada bantalan A=10,93N = 2,45 lb

Gaya pada bantalan B = 33,10 N = 7,44 lb

Untuk menentukan ukuran bearing, maka perlu di hitung load rating dinamik

$$L_2 = 1425rpm . 30000jam \left(. 60 \frac{menit}{jam} \right)$$

$$= 2565 \times 10^6$$

$$C = P_1 = 7,44 lb . \left(\frac{2565 . 10^6}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}}$$

$$= 1.908lb$$

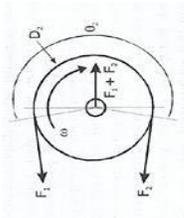
Berdasarkan besar load rating yang diperoleh 1.908 lb maka di peroleh bearing dengan diameter 19 mm dinamik dan mengacu pada table bearing

Tabel 3. Type ball bearing

Nomor Bearing	d		D		B		r	Poros		Bahu		Berat Bearing	Basic Static Load Rating	Basic Dynamic Load Rating
	mm	in	mm	in	mm	in		mm	in	mm	in			
6200	10	0.3937	30	1.1811	9	0.3543	0.024	0.500	0.984	0.07	520	885		
6201	12	0.4724	32	1.2598	10	0.3937	0.024	0.578	1.063	0.08	675	1.180		
6202	15	0.5906	35	1.3780	11	0.4331	0.024	0.700	1.181	0.10	790	1.320		
6205	17	0.6693	40	1.5748	12	0.4724	0.024	0.787	1.380	0.14	1.010	1.660		
6204	20	0.7874	47	1.8504	14	0.5512	0.039	0.969	1.614	0.23	1.400	2.210		
6206	25	0.9843	52	2.0472	16	0.6299	0.039	1.172	1.861	0.29	1.610	2.490		
6206	30	1.1811	62	2.4409	16	0.6299	0.039	1.406	2.205	0.44	2.820	3.350		
6207	35	1.3780	72	2.8346	17	0.6693	0.039	1.614	2.659	0.64	3.160	4.450		

C. Perhitungan gaya pada sabuk v

Selama meneruskan daya, gesekan menyebabkan sabuk mencengkram pulley penggerak, meningkatkan tarikan disatu sisi yang disebut sisi kencang, sisi lainnya di sebut sisi kendur.



Gambar 4. Gaya pada F1 dan f2

Jika F1 adalah gaya pada sisi tegang/sisi kencang.

F2 adalah gaya pada sisi kendur

Maka hubungan antara F1 dan F2 adalah

$$\frac{F1}{F2} = e^{\mu\theta}$$

Dimana ; μ adalah koefisien gesek

θ adalah sudut kontak

$$\frac{F1}{F2} = e^{\mu\theta}$$

$$\mu = 0,3$$

$$\theta = 180^\circ = 3,14$$

$$\frac{F1}{F2} = e^{(0,3 . 3,14)}$$

$$\frac{F1}{F2} = 2,5$$

$$2,5 F2 - F2 =$$

$$2,5 F2 - 1F2 =$$

$$(2,5 - 1)F2 = 1,5 F2$$

Untuk mencari besar F1 Dan F2 di gunakan hubungan sbb :

$$T = \frac{D}{2} (F1 - F2)$$

Dimana D adalah diameter pulley

$$T = \frac{D^9}{2} (F1 - F2)$$

$$\frac{F1}{F2} = 2,5$$

$$F1 = 2,5 F2$$

$$T = \frac{0,0762}{2} (2,5 F2 - F2)$$

$$0,511Nm = \frac{0,0762}{2} (1,5 F2)$$

$$0,511Nm = \frac{0,0762}{2} (1,5 F2)$$

$$F2 = \frac{(0,511 . 2)}{(0,0762 . 1,5)} = 8,94 N$$

$$F1 = \frac{T}{2D} = \frac{0,511}{2 . 0,0762} = 3,35$$

$$\frac{F1}{F2} = 2,5$$

$$\frac{F1}{8,94 N} = 2,5$$

$$F1 = 8,94 . 2,5 = 22,35 N$$

$$F1 = 22,35 N$$

$$F2 = 8,94 N$$

- Perhitungan besar torsi pulli atas pada F1 dan F2

$$T = \frac{D}{2} (F1 - F2)$$

$$T = \frac{0,1524 m}{2} (22,35 - 8,94)$$

$$= 1,02 Nm$$

D. Pemilihan belt pada motor alat kesetimbangan rotor

- Menghitung rasio kecepatan pada n_2

Dimana:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}$$

$$\frac{2850}{n_2} = \frac{6}{3}$$

$$n_2 = \frac{2850}{2}$$

$$n_2 = 1425rpm$$

- Menghitung diameter pitch puli D_2

Dari tabel diatas untuk sabuk jenis A, diameter minimum puli adalah 3,0inch. Untuk keperluan itu, dan puli yang digunakan diameter pitch puli kecil itu adalah $D_1 = 3$ inch. Diameter puli besar dapat dihitung dari hasil perkalian rasio kecepatan (R) dan diameter pitch puli kecil(D_1).

$$D_2 = R \cdot D_1 = \frac{2850rpm}{1425rpm} \cdot 3 = 6 \text{ inch}$$

- Menghitung jarak antar pusat puli

Jarak antar pusat puli terletak diantara nilai D_2 dan $3(D_1 + D_2)$. Jarak antar pusat puli terpilih adalah :

$$D_2 = 6 \text{ inch}$$

$$3(D_1 + D_2) = 3(9) = 27 \text{ inch}$$

jarak C yang dipakai 16 inch

- Menghitung panjang sabuk v-belt

Panjang keliling sabuk diperoleh dari perhitungan yang menggunakan persamaan berikut,:

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2)$$

$$L = (2 \cdot 16) + \frac{\pi}{2}(3 + 6)$$

$$L = 46,13 \text{ inch}$$

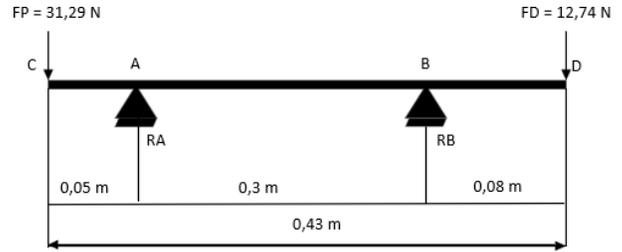
Tabel 4. Standar sabuk V

Type A		Type B		Type C		Type D		Type E	
No	L_{pitch}								
A26	26,9	B35	36,1	C51	52,6	D120	122,4	E180	183,3
A31	21,9	B38	39,1	C60	61,4	D128	130,4	E195	198,5
A35	35,9	B42	43,1	C68	69,4	D144	146,4	E210	213,6
A38	38,9	B46	47,1	C75	76,6	D158	160,4	E240	240,0
A42	42,9	B51	52,1	C81	82,6	D162	164,4	E270	270,0
A46	46,9	B55	56,4	C85	86,2	D173	175,4	E300	300,0
A51	51,9	B60	61,0	C90	91,9	D180	182,6	E330	330,0
A60	60,9	B68	69,3	C96	97,9	D195	197,6	E360	360,0
A69	69,9	B75	76,3	C105	106,9	D210	213,1		
A75	75,0	B81	82,3	C112	113,0	D230	230,0		

Perhitungan sabuk standar. Dari data panjang sabuk v belt yang didapat maka dicocokkan dengan **table 4.2** sabuk standar terpilih adalah A46 dengan L_{pitch} 46,9.

4.2 Hasil dan pembahasan analisa pada beban Poros alat uji kesetimbangan rotor

Poros merupakan salah satu komponen utama pada alat ini. Untuk menghitung diameter poros yang di butuhkan, perlu di buat diagram benda bebas.



Gambar 5. Diagram benda bebas pembebanan pada poros

- Menghitung R_A dan R_B

$$\sum M_A = 0 \cup +$$

$$=$$

$$-(F_P \cdot 50) - (R_B \cdot 300) + (F_D \cdot 380) = 0$$

$$= -R_B \cdot 300 - 31,29N \cdot 50 + 12,74N \cdot 380mm = 0$$

$$= -R_B \cdot 300 - 1564,5Nmm + 4841,2Nmm = 0$$

$$= -R_B \cdot 300 + 3276,7Nmm = 0$$

$$= -R_B \cdot 300 = -3276,7Nmm$$

$$= -R_B = \frac{-3276,7Nmm}{300mm}$$

$$R_B = 10,93 \text{ N}$$

Dari $\sum M_B = 0 \cup +$ diperoleh

$$(-F_P \cdot 350) - (R_A \cdot 300) + (F_D \cdot 80) = 0$$

$$= -31,29N \cdot 350 + R_A \cdot 300 + 12,74N \cdot 80mm$$

$$= -10951,5Nmm + R_A \cdot 300 + 1019,2Nmm$$

$$= R_A \cdot 300 - 9932,3Nmm = 0$$

$$R_A = \frac{9932,2Nmm}{300mm}$$

$$R_A = 33,10 \text{ N}$$

$$\sum F_v = 0(\uparrow +)$$

$$R_A + R_B - F_P - F_D = 0$$

$$10,93 + 33,10 - 31,29 - 12,74 = 0$$

Di dapatkan besar beban poros yang di tompang sebesar $R_b : 10,93 \text{ N}$ dan $R_a : 33,10 \text{ N}$ beban terbesar pada titik R_a pada plow blok A

- Menghitung momen pada poros

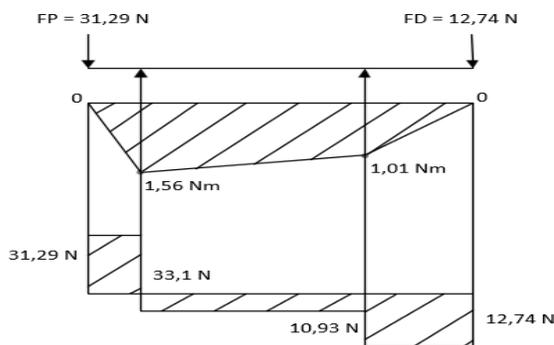
$$M_C = M_D = 0$$

$$M_A = F_P \cdot 50$$

$$\begin{aligned}
 &= 31,29N \cdot 50mm \\
 &= 1564,5Nmm \\
 MB &= FD \cdot 80mm \\
 &= 12,74N \cdot 80mm \\
 &= 1019,2Nmm
 \end{aligned}$$

Di dapatkan besar momen poros yang di tompang sebesar Mb: **1019,2Nmm** dan Ma : **1564,5Nmm** beban terbesar pada titik Ra pada pilow blok A

- Diagram moment
 Dari perhitungan diatas di dapatkan diagram moment pada alat uji kesetimbangan rotor.



Gambar 6. Diagram moment diagram geser

Dari digram moment diatas beban yang mempengaruhi pada pillow blok A sebesar 1,56 Nm.

- Menghitung besarnya momen inersia pada poros :

Maka :

$$I_x = \frac{\pi}{64} \cdot d^4$$

$$\begin{aligned}
 I_x &= \frac{3,14}{64} \cdot 0,019 m^4 \\
 &= 6,39 \cdot 10^{-9} m^4
 \end{aligned}$$

- Di dapatkan momen inersial pada poros sebesar $6,39 \cdot 10^{-9} m^4$ yang di tompang penampang poros

$$J = \frac{\pi}{32} \cdot d^4$$

$$J = \frac{3,14}{32} \cdot 0,019 m^4$$

$$J = 1,27 \cdot 10^{-8} m^4$$

4.3 Hasil dan pembahasan analisa moment puntir pada alat uji kesetimbangan rotor

- Tegangan ijin material aisi 1020 = 351,571 MPa
- Menghitung momen puntir dan tegangan geser

$$\frac{T}{J} = \frac{\tau}{r}$$

Dimana : T = Momen puntir pada poros
 J = Moment inersia polar (m^4)

τ = Tegangan geser (MPa)
 r = jari-jari

- Menghitung besarnya tegangan geser

$$\tau = \frac{T \cdot r}{J}$$

$$\tau = \frac{1,02 Nm \cdot 0,095 m}{1,27 \cdot 10^{-8} m^4}$$

$$\tau = 7629921 N/m^2$$

$$\tau = 7629921 Pa$$

$$\tau = 7,62 MPa$$

- Menghitung momen puntir pada poros

$$T = \frac{\pi}{16} \cdot \tau \cdot d^3$$

$$T = \frac{3,14}{16} \cdot 7,62 Mpa \cdot 19 mm^3$$

$$T = 10257,12 Nmm$$

$$T = 10,25 Nm$$

- Menghitung daya yang ditransmisikan oleh poros

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

$$P = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1425 rpm \cdot 10,25 Nm}{60}$$

$$P = 1528,78 Watt$$

- Menghitung besarnya tegangan lentur

$$\sigma_L = \frac{ML}{Ix}$$

$$\sigma_L = \frac{ML \cdot e}{Ix}$$

$$\sigma_L = \frac{(1,56Nm) \cdot (0,0095 m)}{6,39 \cdot 10^{-9} m^4}$$

$$\sigma_L = 2319248 N/m^2$$

$$\sigma_L = 2,31 MPa$$

Jadi nilai tegangan lentur yang terjadi pada poros sebesar 2,31 MPa.

- Perhitungan kombinasi momen lentur dan momen puntir

Perancangan poros harus didasarkan pada kedua momen tersebut dapat dihitung menggunakan persamaan berikut :

$$\tau_{max} = \frac{1}{2} \sqrt{(ML)^2 + (4\tau^2)}$$

$$\tau_{max} = \frac{1}{2} \sqrt{(1,56 Nm)^2 + (4 \cdot 7,62 MPa^2)}$$

$$\tau_{max} = 7,65$$

$$\tau_{max} = \frac{16}{\pi d^3} \left(\sqrt{M^2 + T^2} \right)$$

$$\tau_{max} = \frac{16}{3,14 \cdot 0,019 m^3} \left(\sqrt{(1,56 Nm)^2 + (10,25} \right)$$

$$= 7,7 MPa$$

Dari hasil perhitungan tegangan yang diakibatkan oleh torsi pada poros diperoleh nilai sebesar 7,7 MPa.

4.4 Analisa pembebanan pada poros menggunakan simulasi finite element method (FEM)

Analisisa pembebanan pada poros dapat dibuktikan dengan menggunakan simulasi finite element method (FEM) yang terdapat beberapa fariabel, sebagai hasil percobaan poros, Berikut analisa safety factor.

A. Perhitungan Manual Safety Factor

Safety factor atau faktor keamanan merupakan suatu batas aman dari suatu alat yang sudah menjadi standar ketetapan. Berikut perhitungannya.

Diketahui : *Yeild Strength (AISI 1020)*
 = 351,57 MPa

$$\sigma_L$$

$$= 2,31 MPa$$

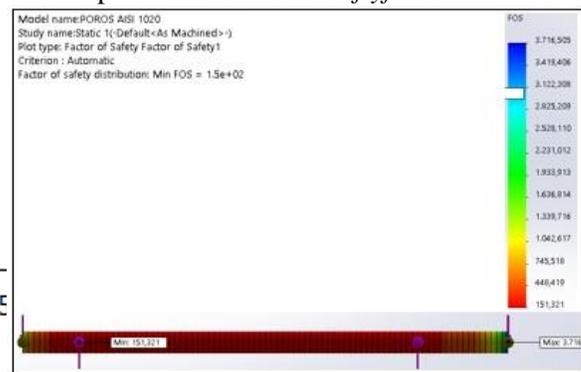
$$SF = \frac{Yeild Strength (AISI 1020)}{Max. Stress}$$

$$SF = \frac{351,57 MPa}{2,3 MPa} = 65,9$$

Dari hasil perhitungan secara manual atau teoritis didapatkan nilai safety factor sebesar 65,9 . Nilai safety factor ini termasuk dalam kategori aman. Sehingga mekanisme ini aman digunakan pada alat uji kesetimbangan rotor.

B. Simulasi safety factor poros

Dari perhitungan teori didapatkan nilai safety factory 65,9 akan tetapi nilai safety factor pada simulasi sebesar 151.32 Simulasi ini dinyatakan baik dikarekan tidak kurang dari safety factor yang dihitung dan harga materialnya lebih mahal. Berikut hasil simulasi Safety factor, berikut percobaan simulasi saftyfactor

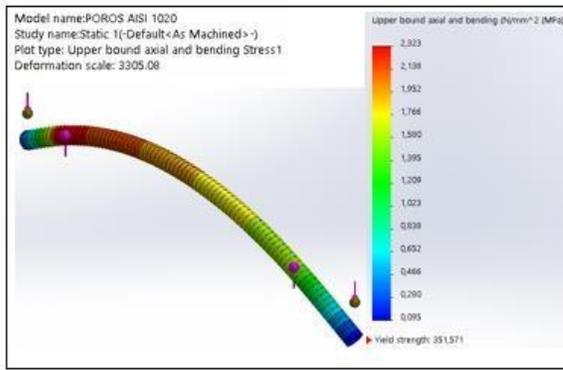


Gambar 7. Hasil simulasi safety factor

Pada poros ini , nilai FOS terkecil adalah 151,32 yang berarti poros ini aman di beri beban statis sebesar 44.03 N. Nilai FOS terkecil di tunjukan dengan warna merah dan nilai FOS terbesar di tunjukan dengan warna biru. Terdapat banyak perbedaan dari perhitungan manual dengan simulasi. Dari perhitungan manual di dapatkan nilai SF sebesar 152,1 dan nilai perhitugan simulasi 151,32.

C. Hasil Simulasi Tegangan Poros

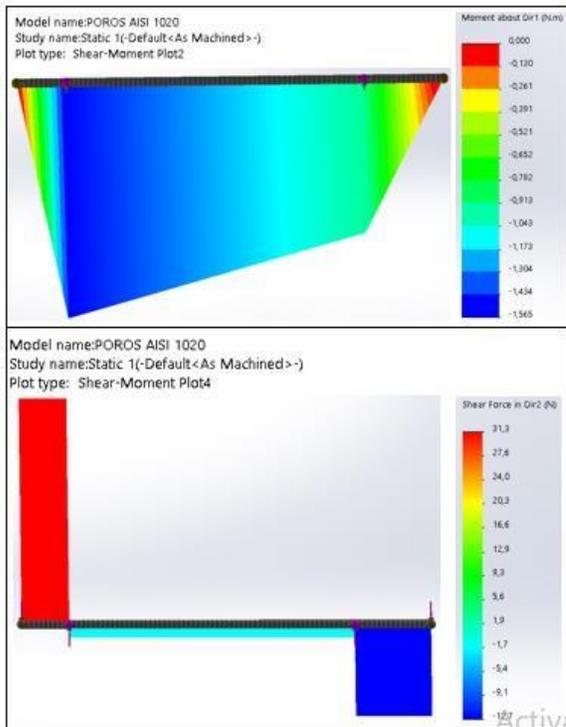
seperti terlihat pada gambar dibawah ini jika dilihat dari hasil analisa konsentrasi beban berada pada bagian tengah poros dengan bearing sebagai tumpuan. Berikut adalah gambar dari hasil simulasi von mises stress.



Gambar 8. Hasil simulasi stress (tegangan)

Gambar diatas didapatkan beban stress pada simulasi poros sebesar 2,32 MPa dan angka minimumnya sebesar 0,000. Posisi dengan nilai beban maksimal diakibatkan pada beban penunjang yang mengakibatkan titik pusat tegangan pada bearing. Hasil tegangan lentur secara teoritis adalah 2,31 MPa. dimana bidang yang warna biru merupakan tegangan minimum sedangkan tegangan maksimum ditunjukkan oleh bidang berwarna merah dan area tegangan sedang adalah warna kuning, hijau, biru muda.

D. Hasil simulasi diagram momen dan shear force



Gambar 9. Hasil simulasi shear force

Berdasarkan hasil simulasi didapatkan profil diagram momen dan shear force sama dengan hasil perhitungan secara teoritis. Hal tersebut bisa dilihat dari perolehan perhitungan teoritis bahwa nilai momen lentur maksimum sebesar 1,564 Nm, sementara momen lentur maksimum secara simulasi sebesar 1,565 Nm. Pada shear force didapatkan hasil perhitungan secara teoritis dengan nilai maksimum sebesar 33,10 N dan nilai minimum sebesar 10,93 N. Sementara hasil shear force simulasi dengan nilai maksimum didapatkan nilai sebesar 31,3 N dan nilai minimum sebesar 11,07 N. Sehingga perbandingan perhitungan secara teoritis dan simulasi pada momen lentur sebesar 99,93 %. Perbandingan perhitungan secara teoritis dan simulasi pada shear force minimum sebesar 90,90 %. Perbandingan perhitungan secara teoritis dan simulasi pada shear force maksimum sebesar 94,56 %.

4.5 Pengujian getaran pada bearing A dan B variasi horizontal dan vertical

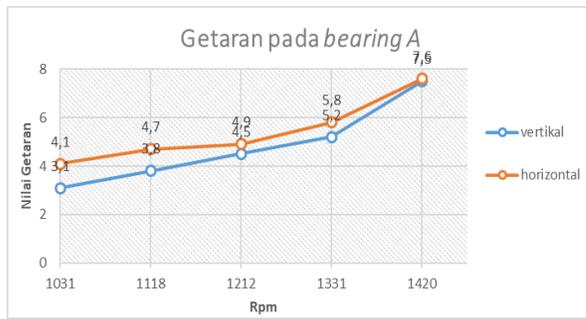
1. Skenario pada bearing A

Data yang di dapat pada pengujian mencari getaran pada bearing A dengan menggunakan variasi rpm 1031, 1118 , 1212, 1331, 1420 dan mendapatkan nilai getaran pada variasi horizontal dan vertical yang dapat dilihat pada tabel 5

Tabel 5. Data getaran pada bearing A

No	Putaran poros (rpm)	Nilai getaran (m/s)	
		Vertikal	Horizonta l
1	1031	3,1	4,1
2	1118	3,8	4,7
3	1212	4,5	4,9
4	1331	5,2	5,8
5	1420	7,5	7,6

Tabel diatas menunjukkan data scenario pengujian getaran pada bearing A dari variable tabel didapatkan grafik perbandingan getaran pada bearing A berikut gambar grafik perbandingan.



Gambar 10. Getaran pada bearing A

Bedasarkan pada Gambar 10 getaran pada variasi horizontal dan vertical didapatkan hasil nilai getaran pada bidang horizontal lebih besar yaitu 7,6 mm/s. Grafik diatas menunjukkan semakin tinggi Rpm maka makin tinggi nilai getaran pada bearing

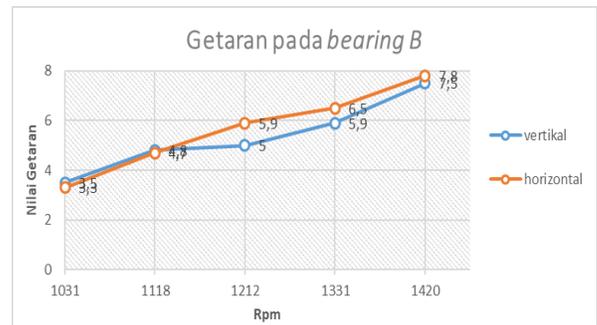
2 Skenario pada bearing B

Data yang di dapat pada pengujian mencari getaran pada bearing A dengan menggunakan variasi Rpm 1031, 1118 , 1212, 1331, 1420 dan mendapatkan nilai getaran pada variasi horizontal dan vertical yang dapat dilihat pada tabel 6

Tabel 6. Data getaran pada bearing B

No	Putaran poros (rpm)	Nilai getaran (mm/s)	
		Vertikal	Horizontal
1	1031	3,5 mm/s	3,3 mm/s
2	1118	4,8 mm/s	4,7 mm/s
3	1212	5 mm/s	5,9 mm/s
4	1331	5,9 mm/s	6,5 mm/s
5	1420	7,5 mm/s	7,8 mm/s

Tabel diatas menunjukkan data scenario pengujian getaran pada bearing B dari variable tabel didapatkan grafik perbandingan getaran pada bearing B berikut gambar grafik perbandingan.

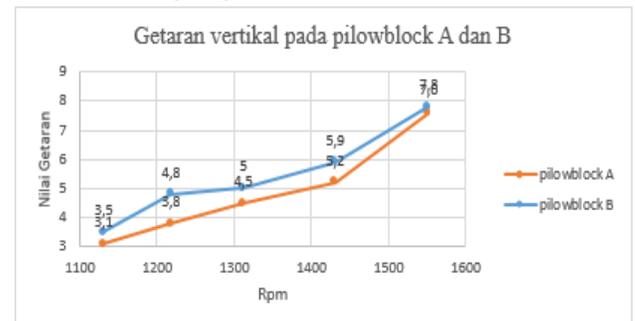


Gambar 11 Getaran pada bearing B

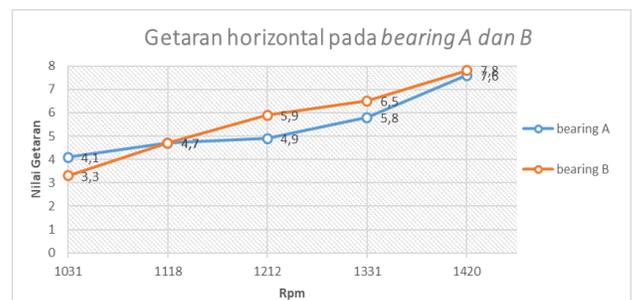
Bedasarkan pada Gambar 11 getaran pada variasi horizontal dan vertical didapatkan hasil nilai getaran pada bidang horizontal lebih besar yaitu 7,8 mm/s. Grafik diatas menunjukkan semakin tinggi Rpm maka makin tinggi nilai getaran pada bearing, sedangkan pada posisi vertical pada rpm 1212 mengalami penurunan.

3 Hasil dan pembahasan nilai getaran vertical dan horizontal pada bearing A dan B

Getaran yang dihasilkan pada bearing A dan B pada posisi horizontal dan vertical, dapat diketahui dengan grafik berikut



Gambar 12. Getaran vertikal pada bearing A



Gambar 13. Getaran horizontal pada bearing B

Kedua grafik diatas didapatkan nilai getaran pada bearing A dan B terdapat pada posisi vertical sebesar 7,5 mm/s dan 7,5 mm/s, sedangkan pada posisi vertical getaran yang di hasilkan lebih kecil sebesar 7,8 mm/s dan 7,6 mm/s. Didapat hasil sama bahwa semakin tinggi

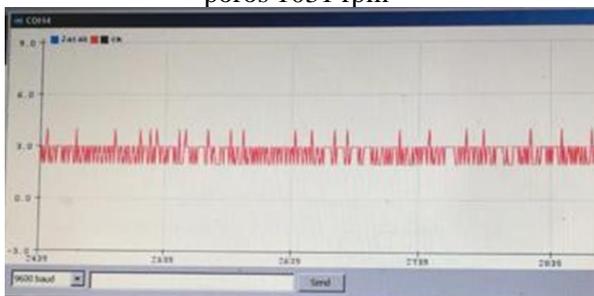
putaran mesin, semakin tinggi pula getaran yang terjadi

A. Pengujian kesetimbangan rotor disc dengan ultrasonic

Hasil pengujian kesetimbangan rotor *disc* menggunakan sensor ultrasonic pada variasi putaran yang berbeda dapat dilihat pada gambar berikut :



Gambar 14. Grafik kesetimbangan pada putaran poros 1031 rpm



Gambar 15. Grafik kesetimbangan pada putaran poros 1212 rpm



Gambar 16. Grafik kesetimbangan pada putaran poros 1420 rpm

Dari gambar 14, gambar 15, gambar 16 pada pengujian putaran rotor disc pada putaran 1031 rpm, 1212 rpm, dan 1420 rpm di peroleh karakteristik atau profil getaran yang relative sama. Namun demikian pada putaran 1420 rpm putaran rotor disc cenderung mengalami getaran

yang cukup besar, hal tersebut menunjukkan bahwa rotor *disc* mengalami ketidak seimbangan getaran.

5. KESIMPULAN DAN SARAN

1. Kesimpulan

Bedasarkan pembahasan dan hasil rancang bangun alat uji simulasi kesetimbangan rotor dengan menggunakan analisa perhitungan, pengujian dan analisa simulasi pada *software* maka dapat disimpulkan sebagai berikut :

1. Hasil hasil simulasi dan perhitungan teoritis alat uji simulasi kesetimbangan rotor pada poros menggunakan *finite element method (FEM)* terjadi 2 gaya atau beban dengan nilai $FP = 31,29 \text{ N}$, $FD = 12,74 \text{ N}$ dengan. Perhitungan secara teoritis didapatkan nilai moment lentur sebesar $1,56 \text{ Nm}$, tegangan lentur (σ) $2,31 \text{ MPa}$, perhitungan beban kombinasi momen lentur dan momen puntir sebesar $7,7 \text{ MPa}$ dan nilai *safety factor* $65,9 \text{ MPa}$. Dari hasil perhitungan secara manual atau teoritis didapatkan nilai *safety factor* sebesar $65,9$, nilai *safety factor* ini termasuk dalam kategori aman. Sehingga mekanisme ini aman digunakan pada alat uji kesetimbangan rotor, nilai teoritis momen lentur $1,564 \text{ Nm}$ lebih kecil dari nilai $1,565 \text{ Nm}$ terhadap simulasi *finite element method (FEM)* efisiensi $90,90\%$, dan nilai teoritis minimum *shear force* sebesar $10,93 \text{ N}$ lebih besar dari nilai $31,3 \text{ N}$ nilai simulasi efisiensi sebesar $94,56 \%$.
2. Hasil sekenario pengujian ini dapat disimpulkan bahwa :
 - a. Getaran yang terdapat pada setiap bearing yang nilai tertinggi terdapat pada *bearing B* sebesar $7,8 \text{ mm/s}$ pada rpm 1420 pada posisi *horizontal*.
 - b. Getaran yang terdapat pada setiap bearing yang nilai terendah terdapat pada *bearing A* sebesar $7,5 \text{ mm/s}$ pada rpm 1420 pada posisi vertikal.

a. Besar kecilnya getaran pada *bearing* yang dilakukan didapat hasil bahwa semakin tinggi putaran mesin, semakin tinggi pula getaran yang terjadi, jarak antar puli, massa beban yang ditompang, dan posisi penempatan *bearing*.

b. Perbandingan kesetimbangan pada *disc* dapat dipengaruhi pada kecepatan rpm dan massa *disc*. Bahwa semakin tinggi rpm dan semakin berat massa *disc* kesetimbangan pada *disc* semakin rendah.

2. Saran

Berdasarkan hasil analisa dari rancang bangun alat uji simulasi kesetimbangan rotor, pada penelitian ini hal-hal yang perlu diperhatikan dalam keberlanjutannya adalah sebagai berikut:

1. Memberikan variasi beban yang beragam pada rotor dan dilakukan perbandingan getaran yang terjadi pada bearing ketika diberikan pembebanan terhadap rotor untuk mendapatkan nilai kesetimbangan pada rotor
2. Menggunakan alat pengujian vibrasi yang dibutuhkan sesuai kebutuhan pengujian.

DAFTAR PUSTAKA

Alexander. (2020). RANCANG BANGUN MESIN OLAH TEPUNG SINGKONG KAPASITAS 30 KG /JAM. *Universitas Hasanuddin.*, 18.

ANDHIKA, A. (2017). RANCANG BANGUN ALAT PERAGA SIMULASI GETARAN PADA POROS BERPUTAR DENGAN VARIASI PUTARAN DAN VARIASI BEBAN LENGKUNG. *UNDIP E-JOURNAL*, 1.

Basel. (n.d.). OPTIMASI DIAMETER POROS TERHADAP VARIASI DIAMETER SPROKET PADA RODA BELAKANG

SEPEDA MOTOR. *Jurnal Online Poros Teknik Mesin Volume 3 Nomor 1.* , 40.

Budi. (2016). *transmisi sabuk v/v-belt*. bogor: 2016.

Hadmoko. (2016). BALANCING ROTOR DENGAN ANALISIS SINYAL GETARAN DALAM DALAM KONDISI STEDY STATE. *JTM (S-1)-VOL. 4, No. 2, April 2016:251-257*, 251.

Hamka. (2018). RANCANG BANGUN ALAT PERAGA SIMULASI GETARAN . 6.

Harbintoro. (2019). METODE KESEIMBANGAN BIDANG TUNGGAL PADA PROSES BALANCING. *METAL INDONESIA*, 54-61.

Rachman. (2017). ANALISA GETARAN PADA BEARING BERBASIS KERUSAKAN BEARING . 15.

Rosyadi. (2014). DIAGNOSA KERUSAKAN MOTOR INDUKSI DENGAN SINYAL GETARAN . *Jurnal Teknik Mesin S-1 VOL. 2 NO. 4, Tahun 2014*, 406.

Saefudin. (2016). PERANCANGAN MESIN PENEPUNG RUMPUT LAUT SKALA LABORATORIUM. *Prosiding Seminar Nasional Aplikasi Sains & Teknologi (SNAST)*, 481.

Sailon. (2009). PENYEIMBANG ROTOR DENGAN METODE CONVERGENT LOAD TRACHING. *Jurnal Austent Vol 1, Nomor 1, April 2009*, 18.