

# PERANCANGAN SIMULATOR *SINGLE PLANE BALANCING* UNTUK MATA KULIAH PRAKTIKUM ANALISIS GETARAN MESIN

Latifin<sup>1</sup>, Totok Widyanto<sup>1\*</sup>

<sup>1</sup>Teknik Mesin Kilang, PEM Akamigas, Jalan Gajah Mada No.38,Blora.58315

\*E-mail: totokwidiyanto67@gmail.com

## ABSTRAK

Kemajuan pesat dalam ilmu pengetahuan telah meningkatkan produksi mesin untuk memenuhi kebutuhan manusia. Dalam industri, berbagai mesin seperti turbin, kompresor, pompa, dan kipas digunakan untuk mempermudah dan mempercepat pekerjaan. Mesin-mesin ini biasanya memiliki poros yang berputar dengan kecepatan tertentu. Tingkat getaran tinggi pada peralatan berputar dapat menyebabkan kerusakan serius jika sumbernya tidak segera diidentifikasi. Salah satu penyebab utama getaran tinggi adalah unbalance. Proses penyeimbangan diperlukan untuk mengurangi ketidakseimbangan hingga tingkat residu sekecil mungkin. Oleh karena itu, pemahaman tentang getaran sangat penting bagi dosen dan mahasiswa di PEM Akamigas. Proyek ini bertujuan untuk merancang alat simulator single plane balancing untuk mata kuliah praktikum Analisis Getaran Mesin, dengan didapatkan hasil perhitungan perancangan diameter poros sebesar 32 mm, dan Pasak pada fly wheel memiliki nilai lebar pasak sebesar 10 mm, tinggi pasak sebesar 8 mm dan panjang pasak sebesar 45 mm. Pasak pada kopling memiliki nilai lebar pasak sebesar 10 mm, tinggi pasak sebesar 8 mm, dan panjang pasak sebesar 27 mm. Diameter luar kopling sebesar 125 mm. Selain itu juga dilaksanakan pengujian menggunakan metode vektor dengan hasil yang didapatkan bahwa di titik C memiliki amplitudo yang paling kecil sebesar 0,701 mm/s, dan memiliki status good atau dapat digunakan dengan baik pada posisi tersebut dengan massa penyeimbangan sebesar 116,7 gram pada putaran 1100 RPM. Tujuan pengujian tersebut untuk membuktikan bahwa simulator ini dapat difungsikan dan digunakan untuk keperluan praktikum Analisis Getaran Mesin pada Program Studi Teknik Mesin Kilang PEM Akamigas.

**Kata kunci:** *Single Plane Balancing, Getaran Mesin, Un-balance*

## 1. PENDAHULUAN

Kemajuan pesat dalam ilmu pengetahuan telah mendorong peningkatan produksi mesin untuk memenuhi kebutuhan manusia. Dalam industri, berbagai mesin digunakan untuk mempermudah dan mempercepat pekerjaan. Mesin-mesin berputar seperti turbin, kompresor, pompa, dan kipas banyak diaplikasikan di sektor industri. Mesin-mesin ini biasanya memiliki poros yang berputar dengan kecepatan tertentu[1].

Tingkat getaran yang tinggi pada peralatan berputar dapat menyebabkan kerusakan yang lebih serius jika sumber getaran tidak segera diidentifikasi. Salah satu penyebab utama getaran tinggi pada peralatan berputar adalah kondisi tidak seimbang (*unbalance*). Dalam kondisi ini, diperlukan proses penyeimbangan (*balancing*) untuk mengurangi ketidakseimbangan hingga mencapai tingkat residu yang sekecil mungkin. Oleh karena itu, pemahaman dan pengetahuan tentang getaran harus dikuasai dengan baik oleh dosen dan mahasiswa di PEM Akamigas[2].

Penelitian serupa telah dilakukan oleh Tri Hatmojo, Ahmad Widodo, dan Djoeli Satrijo dalam studi mereka yang berjudul "Balancing Rotor dengan Analisis Sinyal Getaran dalam Kondisi Steady State" dengan menggunakan set up rotor dari pabrikan [3]. Penelitian tersebut memanfaatkan perangkat *Machine Fault Simulator* (MFS) dengan tujuan untuk

mengidentifikasi karakteristik sinyal getaran sebelum dan sesudah proses *balancing*, serta membandingkan sinyal getaran antara kondisi sebelum dan sesudah *balancing*.

Selain itu, terdapat pula penelitian sebelumnya yang berjudul “Perancangan Mesin Balancing Dinamis pada Putaran Maksimal 1485 RPM dengan Metode 4 Massa Coba” yang dilakukan oleh Imron Fahreza Yudha dan Murni. Dalam penelitian tersebut merancang alat uji balancing dinamis ini, desain dibuat menggunakan perangkat lunak SolidWorks dengan motor bertenaga 1 hp yang memiliki kecepatan putar maksimal 1485 RPM. Alat tersebut menggunakan poros tetap yang dipasang dua cakram dengan lubang untuk penempatan massa pengujian. Kami membuat *set up rotor* sendiri yang nantinya bisa digunakan sebagai fasilitas praktik di Laboratorium Mekanik PEM Akamigas. Pada dasarnya, penelitian ini sangat terkait erat dengan program pemeliharaan peralatan. Penelitian saat ini berfokus pada *Predictive Maintenance*. Dengan mengetahui tingkat getaran, jenis kerusakan pada peralatan berputar dapat diprediksi. Untuk mendukung upaya tersebut, PEM Akamigas perlu menyediakan fasilitas praktik bagi mahasiswa yang berkaitan dengan getaran, khususnya getaran yang disebabkan oleh kondisi tidak seimbang (*unbalance*). Tujuan yang ingin dicapai adalah merancang alat *simulator Single Plane Balancing* menggunakan pengukuran *balancing* metode vektor yang dapat digunakan oleh mahasiswa dalam praktikum mata kuliah praktikum Analisis Getaran Mesin. Alat ini dirancang untuk mengidentifikasi kondisi tidak seimbang (*unbalance*) dan melakukan proses penyeimbangan pada *Set Up Rotor* tersebut dengan menambahkan massa tambahan sebesar 116,7 gram pada kecepatan 1100 RPM. Selain itu, bertujuan untuk mengetahui diameter part seperti poros, pasak dan kopleng yang akan dirancang pada alat simulator single plane balancing ini. Selain itu mencari tahu penyebab terjadinya *unbalance*, selain dari faktor kinerja mesin tersebut.

Getaran adalah gerakan yang berulang dan terus-menerus, baik secara teratur maupun acak[4]. Gerakan bolak-balik ini disebut osilasi[5]. Getaran ditandai dengan perubahan periodik dari suatu besaran, seperti simpangan, sudut, tekanan, tegangan listrik, atau kecepatan. Penting untuk dicatat bahwa getaran bisa dipicu oleh gaya-gaya eksternal (gaya paksa). Beberapa faktor yang dapat menyebabkan gaya paksa pada peralatan, khususnya mesin-mesin berputar, meliputi[6] :

1. *Rotor Unbalance*

2. *Misalignment dari peralatan*[7]

Menurut ISO 1925:2001, ketidakseimbangan atau *unbalance* didefinisikan sebagai kondisi di mana rotor mengalami gaya atau getaran sebagai akibat dari gaya sentrifugal yang diberikan ke bantalannya. Getaran terjadi karena adanya gaya sentrifugal yang muncul akibat ketidakseimbangan pada objek berputar.

Jika terdapat massa tak seimbang pada komponen mesin berputar (*Rotating Equipment*), ini dapat menghasilkan gaya sentrifugal yang menjadi salah satu sumber getaran. Penyebab umum kondisi ketidakseimbangan meliputi kesalahan dalam proses pemesinan, akumulasi kesalahan toleransi perakitan, perlakuan panas, ketidakhomogenan material, dan kekurangan simetri pada komponen.

Sebagai upaya untuk mengurangi dampak dari ketidakseimbangan, dilakukan proses penyeimbangan. Selain itu, penyeimbangan memiliki beberapa tujuan, antara lain mengurangi keausan internal pada seal dan bantalan (*bearing*), memperpanjang masa pakai bantalan dan peralatan, mengurangi tingkat getaran dan kebisingan, meningkatkan kualitas produksi, mengurangi kelelahan struktural pada rangka mesin, dan menurunkan biaya perawatan mesin.

Beberapa jenis kondisi ketidakseimbangan yang umum terjadi meliputi *Static Unbalance* , *Couple Unbalance*, *Dynamic Unbalance*. Penyebab Kondisi *Unbalance* antara lain kesalahan pada proses manufaktur, perlakuan panas, proses pemesinan, massa yang berlebihan atau kekurangan, terjadi porositas pada bagian tertentu.

Balancing merupakan penyeimbangan terhadap objek yang *unbalance*, *balancing* memiliki beberapa jenis, antara lain yaitu :

1) Penyeimbangan Dinamis (*Dynamic Balancing*)

Penyeimbangan dinamis adalah penyeimbangan yang dilakukan untuk mengatasi kondisi ketidakseimbangan dinamis pada mesin berputar.

2) Penyeimbangan Dinamis Dua Bidang (*Two-Plane Balancing*)

Penyeimbangan dua bidang adalah metode yang digunakan untuk menyeimbangkan objek dengan ketidakseimbangan yang berada di dua bidang berbeda, yang menyebabkan kondisi ketidakseimbangan dinamis[8].

Pada ISO 10816 merupakan salah satu parameter untuk menganalisa kelayakan sebuah mesin, karena pada ISO 18016 diklasifikasikan untuk acuan nilai getaran yang aman pada berbagai kelas mesin seperti ditunjukkan pada Tabel 1.

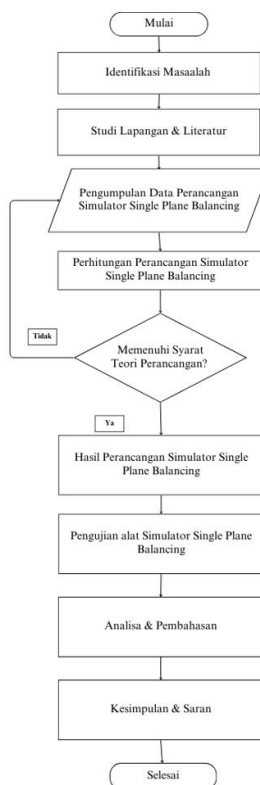
**Tabel 1. ISO 10816 Standar Getaran Mesin Vibrasi [9]**

VIBRATION SEVERITY PER ISO 10816					
Machine		Class I small machines	Class II medium machines	Class III large rigid foundation	Class IV large soft foundation
in/s	mm/s				
Vibration Velocity Vrms	0.01	0.28			
	0.02	0.45			
	0.03	0.71		good	
	0.04	1.12			
	0.07	1.80			
	0.11	2.80		satisfactory	
	0.18	4.50			
	0.28	7.10		unsatisfactory	
	0.44	11.2			
	0.70	18.0			
	0.71	28.0		unacceptable	
1.10	45.0				

**2. METODE**

Untuk merancang suatu alat *simulator single plane balancing* yang akan digunakan untuk praktikum analisi getaran mesin di program studi Teknik mesin kilang PEM Akamigas, perlu dilakukan riset dan pengetahuan mengenai perancangan bagian – bagian dari alat simulator single plane balancing ini. Cara merancang *simulator single plane balancing* ini dilakukan melalui langkah – langkah seperti tampak pada Gambar 2 berikut. Perancangan alat ini bertujuan untuk digunakan sebagai alat praktikum di program studi Teknik mesin kilang PEM Akamigas pada mata kuliah praktikum analisis getaran mesin. Dimana mahasiswa mampu menyeimbangkan suatu *equipment* yang terjadi fenomena *unbalance*.

Perhitungan yang pertama untuk merancang *simulator single plane balancing* ini digambarkan pada Gambar 1 sebagai berikut :



Gambar 1. Flowchart Penelitian

Dalam menentukan suatu rancang bangun, langkah pertama yang paling penting adalah menentukan perhitungan perencanaan untuk setiap komponen yang akan dibentuk menjadi alat yang utuh sebelum proses fabrikasi dimulai. Dengan menyiapkan perhitungan awal, alat yang dibuat akan terhindar dari kegagalan akibat kesalahan perhitungan. Alat yang dirancang dengan perhitungan yang akurat akan memiliki simetri dan kekokohan dari segi ketahanan.

1) Perencanaan Poros

Secara umum, poros mentransmisikan daya melalui roda gigi. Oleh karena itu, poros tersebut mengalami beban puntir dan lentur, sehingga tegangan geser muncul di permukaan poros akibat momen puntir, serta tegangan tarik akibat momen lentur[10]. Proses perencanaan dimulai dengan menentukan:

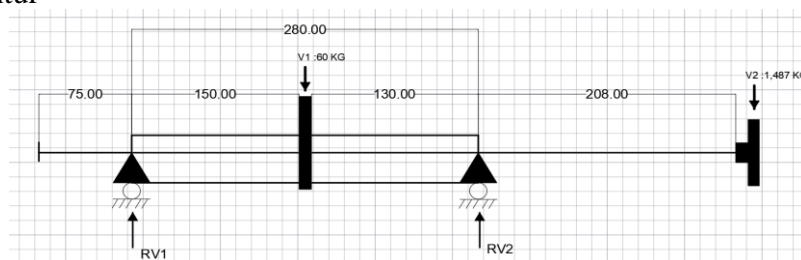
- a. Daya Rencana :

$$Pd = Fc \times P \tag{1}$$

- b. Momen Rencana :

$$T = \frac{9,74 \times 10^5 \times Pd}{n} \tag{2}$$

- c. Keadaan Beban Momen lentur



Gambar 2. Momen Lentur Simulator Single Plane Balancing

$$\sum MRV2 = 0$$

$$RV1 \cdot (X1+X2) - V1 \cdot X1 + V2 \cdot X2 = 0 \tag{3}$$

$$\sum MRV1 = 0$$

$$(V1 \cdot X1) - (RV2 \cdot (X1+X2) + (V2 \cdot (X1+X2+X3) = 0 \tag{4}[10]$$

$$V1+V2 = RV1 + RV2$$

d. Menentukan bahan poros, faktor keamanan, kekuatan tarik (kg/mm<sup>2</sup>), dan tegangan geser izin

$$\tau_{ba} = \frac{\sigma_b}{Sf_1 \times Sf_2} \tag{5}$$

e. Menghitung diameter poros

Menentukan rumus untuk menghitung diameter poros adalah :

$$d_s \geq \left[ \frac{5,1}{\tau_{ba}} \sqrt{(KmM)^2 + (ktT)^2} \right]^{1/3} \tag{6}[10]$$

2) Perencanaan Pasak

Pasak merupakan elemen mesin yang dapat dipakai untuk menetapkan bagian – bagian mesin seperti, sproket, puli, kopling, roda gigi pada poros. Momen diteruskan dari poros ke naf atau dari naf ke poros[10]. Tabel 2 merupakan perencanaan pasak untuk alat uji balancing yaitu:

**Tabel 2. Ukuran pasak dan alur pasak**

Ukuran-ukuran utama						(Satuan: mm)					
Ukuran nominal pasak $b \times h$	Ukuran standar $b, b_1, \text{ dan } b_2$	Ukuran standar $h$		C	I*	Ukuran Standar $t_1$	Ukuran standar $t_2$			$r_1$ dan $r_2$	Referensi
		Pasak prismatis	Pasak tirus				Pasak prismatis	Pasak lancur	Pasak tirus		Diameter poros yang dapat dipakai $d^{**}$
2 x 2	2	2		0,16-0,25	6-20	1,2	1,0		0,5	0,08-0,16	Lebih dari 6-8
3 x 3	3	3			6-36	1,8	1,4		0,9		" 8-10
4 x 4	4	4			8-45	2,5	1,8		1,2		" 10-12
5 x 5	5	5			10-56	3,0	2,3		1,7		" 12-17
6 x 6	6	6			14-70	3,5	2,8		2,2		" 17-22
(7 x 7)	7	7	7,2	0,25-0,40	16-80	4,0	3,0	3,5	3,0	0,16-0,25	" 20-25
8 x 7	8	7			18-90	4,0	3,3		2,4		" 22-30
10 x 8	10	8			22-110	5,0	3,3		2,4		" 30-38
12 x 8	12	8			28-140	5,0	3,3		2,4		" 38-44
14 x 9	14	9		0,40-0,60	36-160	5,5	3,8		2,9	0,25-0,40	" 44-50
(15 x 10)	15	10	10,2		40-180	5,0	5,0	5,5	5,0		" 50-55
16 x 10	16	10			45-180	6,0	4,3		3,4		" 50-58
18 x 11	18	11			50-200	7,0	4,4		3,4		" 58-65
20 x 12	20	12			56-220	7,5	4,9		3,9		" 65-75
22 x 14	22	14			63-250	9,0	5,4		4,4		" 75-85
(24 x 16)	24	16	16,2	0,60-0,80	70-280	8,0	8,0	8,5	8,0	0,40-0,60	" 80-90
25 x 14	25	14			70-280	9,0	5,4		4,4		" 85-95
28 x 16	28	16			80-320	10,0	6,4		5,4		" 95-110
32 x 18	32	18			90-360	11,0	7,4		6,4		" 110-130

\* I harus dipilih dari angka-angka berikut sesuai dengan daerah yang bersangkutan dalam tabel.  
6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400.

a. Gaya tangensial yang timbul pada pasak

Menentukan rumus untuk menghitung gaya tangensial yang timbul pada pasak :

$$F = \frac{T}{d_s/2} \tag{7}$$

b. Tegangan geser yang diizinkan

Menentukan rumus untuk menghitung tegangan geser yang diizinkan pada pasak :

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{Sf_{k1} \times Sf_{k2}} \tag{8}$$

c. Panjang pasak dari tegangan geser yang diizinkan

Menentukan rumus untuk menghitung panjang pasak dari tegangan geser yang diizinkan :

$$l_1 = \frac{F}{b \times \tau_a} \tag{9}$$

- d. Panjang pasak dari tekanan geser yang diizinkan  
Menentukan rumus untuk menghitung panjang pasak dari tekanan geser yang diizinkan

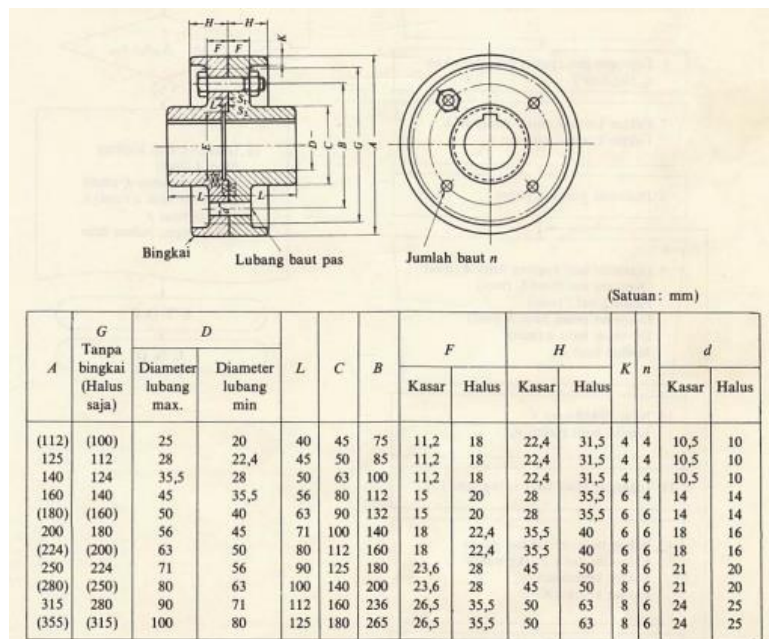
$$l_2 : \frac{F}{p_a \times \tau_a} \tag{10}$$

3) Perencanaan Kopling

Kopling adalah komponen yang berfungsi untuk mentransmisikan daya dan putaran dari poros penggerak ke poros yang digerakkan dengan pasti (tanpa slip), di mana sumbu kedua poros tersebut berada pada satu garis lurus atau bisa sedikit berbeda sumbunya[10]. Pada ranah mekanikal ada beberapa jenis kopling yang digunakan pada sistem mekanik, yaitu : kopling tidak tetap dan kopling tetap. Perencanaan kopling untuk alat uji *balancing* dimulai dengan:

1) Penentuan diameter kopling

Diameter kopling dapat ditentukan mengacu pada Gambar 3 untuk penentuan dimensi kopling berdasarkan diameter poros yang telah di hitung sebelumnya[10].



Gambar 3. Penentuan dimensi kopling [10]

- a. Tegangan geser baut yang timbul

$$\tau_b = \frac{8.T}{\pi. d^2. n_e. B} \tag{11}$$

- b. Menentukan tegangan geser flens

$$\tau_F = \frac{2T}{\pi \times C^2 \times F} \tag{12}$$

Dimana :

- c. Tegangan baut yang di izinkan

$$\tau_{ba} = \frac{\sigma_B}{Sf_b \times K_b} \tag{13}$$

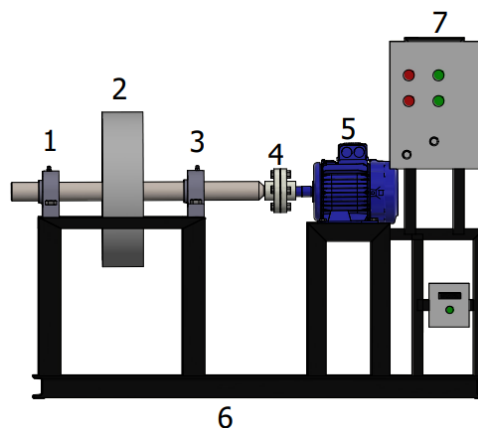
d. Tegangan geser yang diizinkan untuk flens

$$\tau_{Fa} = \frac{\sigma_B}{Sf_f \times K_f} \quad (14)$$

### 3. PEMBAHASAN

Dari perhitungan tegangan geser flens didapatkan nilai sebesar 0,048 kg/mm<sup>2</sup>, dan didapatkan nilai tegangan geser flens yang diizinkan sebesar 1,111 kg/mm<sup>2</sup>. Oleh karena itu, dapat disimpulkan bahwa nilai tegangan geser flens yang diizinkan lebih besar dari nilai tegangan geser flens maka tegangan geser flens masih baik. Diameter poros ukuran 32 mm maka dapat ditentukan diameter luar kopling sebesar 125 mm dengan menggunakan kopling tetap karena kopling jenis ini yang tidak memungkinkan untuk dilepas dalam keadaan mesin masih berputar dengan material flens baja karbon cor (JIS G 5101) SC49.

Berdasarkan perhitungan pasak, pasak pada *fly wheel* memiliki nilai lebar pasak sebesar 10 mm, tinggi pasak sebesar 8 mm dan panjang pasak sebesar 45 mm. Dan pasak pada kopling memiliki nilai lebar pasak sebesar 10 mm, tinggi pasak sebesar 8 mm, dan panjang pasak sebesar 27 mm. Dari perhitungan diameter poros dan kopling diatas dihasilkan nilai diameter poros sebesar 32 mm dan terjadi ketidaksamaan diameter antara diameter poros yang dirancang dengan diameter poros yang sudah terpasang pada *set up rotor balancing*, dikarenakan diameter poros yang sudah terpasang tersebut menggunakan poros yang sudah ada atau menggunakan bahan kanibalisasi. Kanibalisasi yaitu proses mengambil komponen atau bagian dari mesin yang ada untuk digunakan dalam mesin lain atau untuk memperbaiki mesin yang rusak, tanpa adanya perencanaan awal untuk tindakan tersebut.



Gambar 4. Perancangan Alat Simulator *Single Plane Balancing*

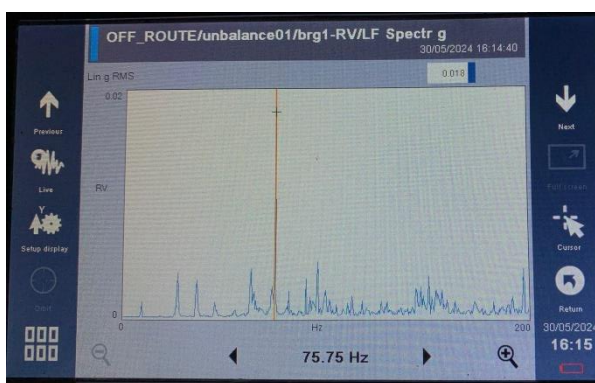
Keterangan Gambar 4:

1. *Bearing 1.*
2. *Fly Wheel.*
3. *Bearing 2.*
4. *Kopling.*
5. *Motor Penggerak.*
6. *Base Plate.*
7. *Box Panel*

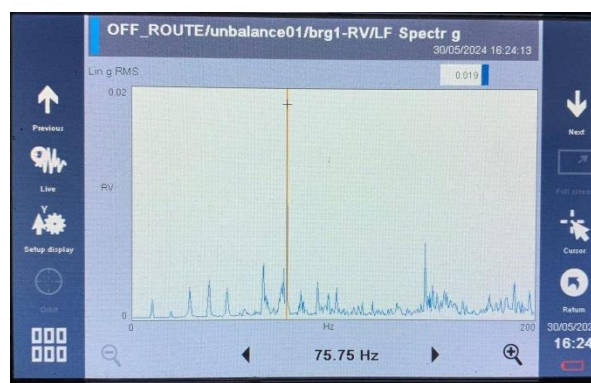
Dari penelitian diperoleh data pengukuran getaran pada kondisi awal (*unbalance*). Pengukuran dilakukan pada putaran pertama tanpa massa tambahan, kemudian menggunakan massa sebesar 116,7 gram pada proses *balancing* di beberapa kondisi mulai dari kondisi posisi A, B, dan C. Data yang diperoleh meliputi amplitudo pada masing-masing kondisi di posisi A, B, dan C (*Flywheel* dibagi menjadi 3 bagian dengan sudut yang sama, yaitu 360 derajat dibagi 3). Gambar 4-7 menunjukkan proses eksperimen pengujian *balancing* menggunakan Simulator *Single Plane Balancing* pada frekuensi 18,4 Hz atau 1100 RPM.

**Tabel 3. Data Hasil Pengukuran Getaran**

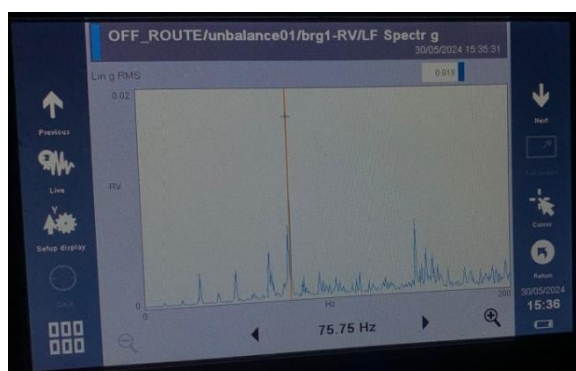
No	Posisi	Amplitudo	Massa
1	Kondisi Awal	0,775 mm/s	0 gr
2	Kondisi Posisi A	0,769 mm/s	116,7 gr
3	Kondisi Posisi B	0,713 mm/s	116,7 gr
4	Kondisi Posisi C	0,701 mm/s	116,7 gr



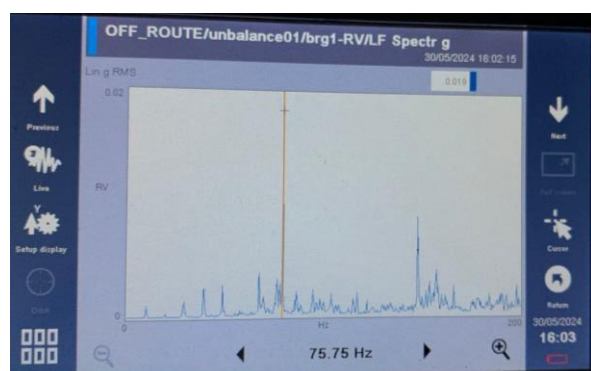
**Gambar 4. Hasil Pengukuran Kondisi Awal**



**Gambar 5. Hasil Pengukuran Kondisi Posisi A**



**Gambar 6. Hasil Pengukuran Kondisi Posisi B**



**Gambar 7. Hasil Pengukuran Kondisi Posisi C**



Dari Tabel 1, perhitungan dapat dilakukan untuk menentukan Prestasi Penyeimbangan. Hal ini dapat dilakukan dengan menggunakan rumus berikut:

$$\text{Prestasi Penyeimbangan} = (\text{Amplitudo awal-amplitudo akhir})/(\text{Amplitudo awal} \times 100 \%) \quad (1)$$

$$= 9,55 \%$$

Prestasi penyeimbangan yang tinggi menunjukkan bahwa proses balancing berhasil, ditandai dengan amplitudo akhir yang rendah. Dalam hal ini, amplitudo berkurang dari 0,775 mm/s menjadi 0,701 mm/s.

Meskipun prestasi penyeimbangan telah mencapai nilai sebesar 9,55% dengan amplitudo 0,701 mm/s, menurut Tabel 2.7, status getaran pada rotor menunjukkan kondisi “good” atau dengan kata lain baik jika digunakan untuk praktikum mahasiswa pada mata kuliah praktikum analisis getaran mesin. Pada percobaan balancing menggunakan metode vektor dengan massa tambahan sebesar 116,7 g dan dengan RPM sebesar 1100 RPM pada kondisi C memiliki nilai amplitudo paling kecil. Semakin massanya ditambah maka akan mendapatkan nilai amplitudo yang kecil, atau biasa disimpulkan bahwa semakin massa pembebannya besar maka akan semakin balance. Oleh karena itu, diperlukan penambahan massa untuk penyeimbangan. Selain itu, alternatif lainnya adalah mengganti pengatur putaran motor listrik.

Terlepas dari kinerja suatu part mesin yang sering digunakan sehingga terjadinya kondisi unbalance, unbalance juga bisa disebabkan oleh berbagai faktor. kesalahan pada proses manufaktur, perlakuan panas, proses pemesinan, partikel yang menempel pada rotor, massa yang berlebihan atau kekurangan, dan terjadi porositi pada part tertentu. Salah satu faktor yang terjadi pada penelitian ini adalah, pada proses manufaktur dari *fly wheel* yang digunakan, diindikasikan *fly wheel* yang digunakan terdapat cacat pada proses manufakturnya karena *fly wheel* tersebut terbuat dari *cast iron*, yang dimana material yang terbuat dari *cast iron* sangat rentan terhadap cacat material.

#### 4. SIMPULAN

Dari hasil perancangan dan pengujian *Simulator Single Plane Balancing* yang terdapat pada Laboratorium Mekanik PEM Akamigas, dapat disimpulkan bahwa Pada perancangan *simulator single plane balancing* untuk mata kuliah praktikum analisis getaran mesin, Poros yang digunakan berdiameter 32 mm. Pasak pada *fly wheel* memiliki nilai lebar pasak sebesar 10 mm, tinggi pasak sebesar 8 mm dan panjang pasak sebesar 45 mm. Pasak pada kopling memiliki nilai lebar pasak sebesar 10 mm, tinggi pasak sebesar 8 mm, dan panjang pasak sebesar 27 mm. Kopling berdiameter luar sebesar 125 mm dengan menggunakan kopling tetap serta menggunakan flens dengan standar JIS G 5101 SC 49. Diperoleh diameter baut halus ukuran 10 mm, didapatkan hasil perhitungan nilai tegangan geser baut sebesar 0,316 kg/mm<sup>2</sup>. Diperoleh Nilai amplitudo awal sebesar 0,775 mm/s, dan amplitudo akhir sebesar 0,701 mm/s. *set Up Rotor Balancing* berhasil dilakukan proses penyeimbangan dengan Prestasi Penyeimbangan sebesar 9,55 %. Diperoleh penurunan nilai amplitudo dari 0,775 mm/s menjadi 0,701 mm/s. Meskipun Prestasi Penyeimbangan nya sudah 9,55 % Amplitudo getaran menurut Tabel ISO 10816 Standar Getaran Mesin Vibrasi masuk pada kategori “Good” atau dapat digunakan dengan baik. Penyebab terjadinya unbalance tidak hanya disebabkan oleh kinerja suatu mesin tersebut saja, melainkan bisa terjadi karena faktor proses manufaktur. Kesalahan pada proses manufaktur, perlakuan panas, proses pemesinan, partikel yang menempel pada rotor, massa yang berlebihan atau kekurangan, dan terjadi porositi pada part tertentu.

## 5. DAFTAR PUSTAKA

- [1] Zhou, S., & Shi, J. “Active Balancing and Vibration Control of Rotating Machinery: A Survey”. The Shock and Vibration Digest, 361-371. 2001.
- [2] N.- Endriatno, “ANALISIS GETARAN AKIBAT MASSA YANG TIDAK SEIMBANG PADA MOTOR YANG BERPUTAR,” *Dinamika : Jurnal Ilmiah Teknik Mesin*, vol. 12, no. 2, p. 58, Jul. 2021, doi: 10.33772/djitm.v12i2.18225.
- [3] I. Agus Raharjo and A. Widodo, “ANALISIS MISALIGNMENT KOPLING PADA MESIN ROTARY MENGGUNAKAN SINYAL GETARAN STEADY STATE DENGAN METODE RIM AND FACE,” 2016.
- [4] Vierck, R. K. “Analisa Getaran. Bandung”: PT Eresco Bandung. 1995.
- [5] Nurhadiyanto, D. “Getaran Struktur”. Yogyakarta: K-Media. 2015.
- [6] D. Bagus Setyawan, “METODE VIBRATION ANALYSIS DALAM APLIKASI PERAWATAN MESIN,” 2013.
- [7] A. Akbar and D. W. Karmiadi, “Analisis Getaran Pengaruh Variabel Misalignment.”
- [8] Abidin, D. I. “Balancing of Rotating Equipments”. Bandung: Laboratorium Dinamika - PPAU Ilmu Rekayasa Institut Teknologi Bandung. 2004.
- [9] RELIABILITY DIRECT, INC, —ISO 2372 (10816)”, ISO 10816 Vibration Severity Standards, <http://www.reliabilitydirectstore.com/articles.asp?id=122>, Mei 2024.
- [10] Sularso. Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin. Jakarta: Pradnya Pramita. 2004.

### Daftar Simbol

Pd	= Daya rencana, kW
Fc	= Faktor koreksi
P	= Daya yang akan ditransmisikan, kW
T	= Momen rencana, kg.mm
N	= Putaran mesin, RPM
MRV1	= Momen pada resultan beban vertikal 1, kgf.mm Momen pada resultan beban vertikal 2, kgf.mm
MRV2	= Resultan beban vertikal 1, kgf Resultan beban vertikal 2, kgf
RV1	= Beban pada titik 1, kgf
RV2	= Beban pada titik 2, kgf
V1	= Jarak RV1 ke V1, mm
V2	= Jarak V1 ke RV2, mm
X1	= Jarak RV2 ke V2, mm
X2	= Diameter poros, mm
X3	= Koefisien momen
Ds	= Momen lentur, kgf.mm
Km	= Koefisien torsi
M	= Gaya tangensial yang timbul pada pasak, Kg
Kt	= Panjang pasak dari tegangan geser yang diizinkan, mm
F	= Tekanan permukaan yang diizinkan, kg/mm <sup>2</sup>
L1	= Tegangan baut yang timbul, kg/mm <sup>2</sup> Jumlah baut
Pa	= Diameter pusat baut, mm
$\tau_b$	= Tegangan geser flens
n	= Diameter naf, mm
$\tau_F$	= Tebal flens, mm
$\tau_{ba}$	=
F	= Kekuatan tarik, kgf/mm <sup>2</sup>
$\sigma_b$	= Faktor keamanan
Sf1	= Faktor keamanan
Sf2	=