

ANALISIS TEGANGAN DAN DEFORMASI TOTAL PADA *BEARING* UCP 211-32 AKIBAT GAYA *UNBALANCE* PADA KECEPATAN MAKSIMUM MENGGUNAKAN *ANSYS WORKBENCH*

Nabal AmruHaq¹, Totok Widiyanto^{1*}, Rifandi Winadhi Mahardika¹

¹Teknik Mesin Kilang, PEM Akamigas, Cepu, Blora, 58315

*E-mail: totokwidiyanto67@gmail.com

ABSTRAK

Penelitian ini menganalisis respon tegangan dan deformasi pada *bearing* UCP 211-32 yang digunakan pada alat simulator *balancing*. *Bearing* mengalami pembebanan akibat gaya radial dan gaya *unbalance* yang timbul dari ketidakseimbangan massa rotor pada kecepatan 3000 rpm. Beban ekuivalen dihitung berdasarkan data katalog SKF, kemudian diterapkan pada model 3D *bearing* menggunakan metode *Finite Element Analysis* (FEA) di *ANSYS Workbench*. Hasil simulasi menunjukkan nilai *equivalent stress* maksimum sebesar 65,822 MPa dan *total deformation* maksimum sebesar 0,0033128 mm. Tegangan dan deformasi tersebut jauh di bawah batas izin material sebesar 250 MPa dan 0,25 mm, sehingga *bearing* dinyatakan aman beroperasi pada kondisi tersebut. Lokasi konsentrasi tegangan terjadi di area kontak antara *inner ring* dan elemen gelinding, sedangkan deformasi terbesar terletak pada *inner ring* akibat pembatasan gerak *housing* (*fix support*). Hasil penelitian ini dapat menjadi acuan dalam perancangan sistem berputar serta evaluasi kestabilan *bearing* terhadap pengaruh gaya *unbalance*.

Kata kunci: *ANSYS Workbench, Bearing, Equivalent Stress, Gaya Unbalance, Total Deformation*

1. PENDAHULUAN

Sistem berputar sangat bergantung pada kondisi *bearing* sebagai penopang utama. Ketidakseimbangan massa (*unbalance*) dapat menimbulkan getaran berlebih yang mempercepat kerusakan *bearing* dan menurunkan efisiensi mesin [1]. Karena itu, analisis perilaku *bearing* pada kondisi *unbalance* penting untuk meningkatkan keandalan sistem mekanis.

Berbagai penelitian sebelumnya telah menganalisis karakteristik *bearing* menggunakan *Finite Element Analysis* (FEA) untuk mengevaluasi tegangan dan deformasi [2]. Namun, sebagian besar studi masih berfokus pada pembebanan statis tanpa mempertimbangkan pengaruh kecepatan tinggi dan gaya *unbalance* [3]. Penelitian khusus mengenai *bearing* tipe UCP 211-32 pada kecepatan dan beban nominal masih terbatas, menunjukkan adanya *research gap* dalam memahami perilaku *bearing* pada beban dinamis dan kecepatan maksimum operasi.

Simulator *balancing* pada Gambar 1 digunakan untuk menganalisis ketidakseimbangan rotor, di mana gaya sentrifugal akibat *unbalance* menimbulkan getaran berlebih yang mempengaruhi performa dan umur komponen mesin. Melalui simulator ini, respons *bearing* terhadap variasi kecepatan dan *unbalance* dapat diamati secara sistematis [4]. *Bearing* UCP 211-32 yang digunakan termasuk *pillow block bearing* dengan elemen gelinding *deep groove ball bearing* dan *housing* besi cor, memiliki kapasitas beban dinamis 43,6 kN dan statis 29 kN, serta umum digunakan pada sistem transmisi daya dan alat uji praktikum [5].

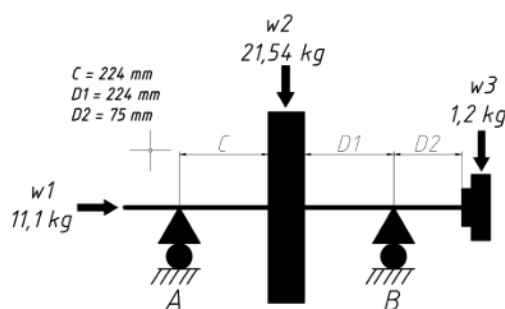


Gambar 1. Alat Simulator *Balancing*

Penelitian ini menganalisis perilaku *bearing* UCP 211-32 pada kondisi ekstrem dengan beban nominal dan kecepatan 3000 rpm menggunakan *Finite Element Analysis* (FEA) di *ANSYS Workbench*. Parameter yang diamati meliputi *equivalent stress* dan *total deformation* akibat beban serta gaya *unbalance*. Hasil diharapkan memberikan pemahaman kuantitatif mengenai respons *bearing* dan menjadi dasar untuk memperkirakan penurunan umur pakai serta mendukung perancangan sistem transmisi daya yang lebih andal [2].

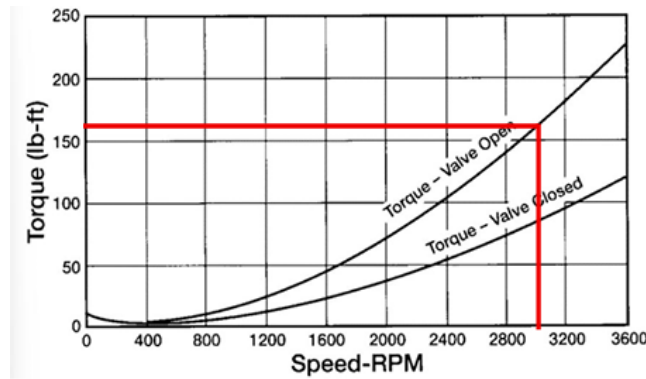
2. METODE

Penelitian diawali dengan identifikasi *bearing* B yang terpasang pada alat simulator *balancing*. *Bearing* ini dipilih karena menerima beban dominan dari gaya radial dan gaya *unbalance* akibat sistem berputar. Data dimensi dan spesifikasi *bearing* diperoleh dari katalog SKF sebagai dasar pemodelan numerik [6]. Pembebanan pada *bearing* dapat dilihat pada Gambar 2.



Gambar 2. Pembebanan Pada *Bearing*

Momen yang terjadi pada saat *bearing* UCP 211-32 beroperasi, dapat dilihat melalui Gambar 3 [7]. Perhitungan beban diawali dengan menentukan gaya radial pada tumpuan B menggunakan persamaan distribusi gaya. Nilai rasio F_a/F_r digunakan untuk memperoleh faktor koreksi beban dari katalog SKF, kemudian dihitung jarak eksentrisitas (R_u) dan kecepatan sudut (ω) pada 3000 rpm. Berdasarkan data tersebut, diperoleh gaya *unbalance* (F_u) yang dikombinasikan dengan beban statis untuk menghasilkan total beban radial.



Gambar 3. Grafik Torque – Speed Pada 3000 rpm

Tahap akhir adalah menentukan beban *radial equivalent* (P) sebagai input pembebanan simulasi, dengan persamaan berikut:

1. *Radial Load* Pada *Bearing B*

Radial load pada *bearing B* dihitung berdasarkan keseimbangan gaya dan momen pada poros, dengan memperhitungkan distribusi gaya eksternal serta jarak tumpuan. Nilainya ditentukan melalui persamaan berikut [9].

$$F_{rb} = \frac{(F_2 \times C) + (F_3 \times \text{Total Jarak})}{C + D_1} \quad (1)$$

2. Beban Aksial

Beban aksial pada *bearing* ditentukan dari komponen gaya yang bekerja sejajar dengan sumbu poros. Nilainya dihitung berdasarkan besarnya gaya eksternal yang searah poros dan dapat ditentukan dengan persamaan berikut.

$$F_a = w_1 \times g \quad (2)$$

3. Eksentrisitas

Eksentrisitas ditentukan dari selisih antara jari-jari *pulley* dengan jarak massa *unbalance* dari tepi *pulley*. Nilai ini menggambarkan jarak penyimpangan massa terhadap pusat putar dan dapat dihitung dengan persamaan berikut.

$$e = r - Lu \quad (3)$$

4. Kecepatan Sudut (ω)

Kecepatan sudut diperoleh dari hasil konversi putaran poros dalam satuan rpm menjadi radian per detik. Nilai ini menunjukkan seberapa cepat sudut poros berubah terhadap waktu dan dapat ditentukan dengan persamaan berikut [10].

$$\omega = \frac{2\pi \times RPM}{60} \quad (4)$$

5. *Unbalanced Force*

Gaya *unbalance* muncul akibat adanya massa yang tidak seimbang terhadap pusat putar poros. Besarnya ditentukan dari hasil perkalian massa *unbalance* dengan jarak eksentrisitas dan kuadrat kecepatan sudut, yang dapat dihitung menggunakan persamaan berikut [11].

$$F_u = M_u \times R_u \times \omega^2 \quad (5)$$

6. Total beban radial

Total beban radial diperoleh dari kombinasi antara gaya statis dan gaya *unbalance* yang bekerja pada poros. Nilai ini dihitung dengan menjumlahkan secara vektor kedua gaya tersebut dan dapat ditentukan menggunakan persamaan berikut [9].

$$F_{r\text{tot}} = \sqrt{\{F_{\text{statis}}\}^2 + \{F_{\text{unbalance}}\}^2} \quad (6)$$

7. Menghitung Rasio F_a/F_r untuk menentukan nilai X, Y

Rasio beban aksial terhadap beban radial (F_a/F_r) digunakan untuk menentukan faktor koreksi X dan Y, yang dihitung dengan persamaan berikut [12].

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{108,7 \text{ N}}{119,4 \text{ N}} = 0,912 \quad (7)$$

8. Rasio untuk memilih nilai e, X, Y dari katalog *bearing* (SKF)

Rasio F_a/C_0 dari katalog SKF digunakan untuk menentukan nilai e, X, dan Y, menjadi acuan dalam perhitungan *equivalent dynamic load*, seperti ditunjukkan pada Tabel 1.

$$F_0 = \frac{F_a}{C_0} \quad (8)$$

Tabel 1. Calculation Factors For Deep Groove Ball Bearings [12]

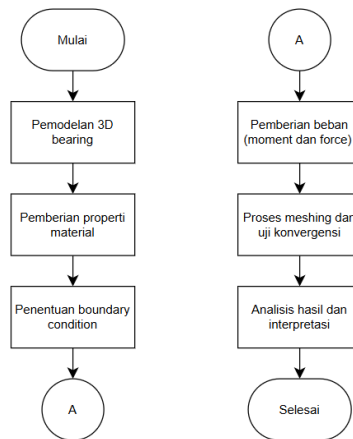
table 1 - Calculation factors for deep groove ball bearings									
f_0 F_a/C_0	Single row and double row bearings			Single row bearings					
	Normal clearance			C3 clearance			C4 clearance		
	e	X	Y	e	X	Y	e	X	Y
0,172	0,19	0,56	2,3	0,29	0,46	1,88	0,38	0,44	1,47
0,345	0,22	0,56	1,99	0,32	0,46	1,71	0,4	0,44	1,4

9. *Equivalent Dynamic Load*

Equivalent dynamic load pada *bearing* dihitung menggunakan faktor koreksi X dan Y terhadap gaya radial (F_r) dan aksial (F_a), sebagaimana ditentukan pada persamaan berikut [12].

$$P = X \times F_r + Y \times F_a \quad (9)$$

Simulasi dilakukan menggunakan *ANSYS Workbench* dengan metode *Finite Element Analysis* (FEA) melalui *Static Structural Analysis*. Pendekatan ini digunakan untuk mengevaluasi tegangan dan deformasi maksimum akibat kombinasi gaya kerja dan gaya *unbalance* rotor. Diagram alur proses simulasi ditunjukkan pada Gambar 4 sebagai berikut:



Gambar 4. Diagram Alur Simulasi ANSYS Workbench

Simulasi dimulai dengan pemodelan 3D *bearing* di *ANSYS Discovery* dan diimpor ke *ANSYS Workbench*. Material diberi modulus elastisitas, *Poisson ratio*, dan *yield strength* sesuai spesifikasi. *Boundary condition* diterapkan dengan *fix support* pada *housing* dan gaya radial *equivalent* pada *inner ring*. *Meshing* menggunakan elemen tetrahedral dilakukan hingga konvergensi dengan perubahan tegangan <5%. Analisis hasil mencakup *equivalent stress*, *total deformation*, dan interpretasi terhadap batas izin material.

3. PEMBAHASAN

A. Penjelasan Hasil Penelitian

Berat masing-masing variabel yang membebani *bearing* UCP 211-32 pada alat simulator *balancing*, dapat dilihat pada Tabel 2. Sedangkan data *bearing* saat beroperasi yang diperoleh melalui katalog SKF, dapat dilihat pada Tabel 3.

Tabel 2. Pembebanan Pada Bearing UCP 211-32 Saat Beroperasi

Komponen	Berat (Kg)
Poros	11,1
<i>Flywheel</i>	21,54
Kopling	1,2
<i>Unbalance</i>	0,2

Tabel 3. Data Katalog SKF

Parameter	Nilai
RPM	3000
C0	29000 N
Momen	160 lbf.ft = 216,93 N.m
X	0,56
Y	2,3
E	0,3

1) *Radial Load* Pada *Bearing* B

Untuk mendapatkan nilai radial load pada *bearing* B dapat menggunakan Pers. (1), dan didapatkan hasil sebesar 119,39 N.

2) Beban Aksial

Untuk mendapatkan nilai beban aksial dapat menggunakan Pers. (2), dan didapatkan beban aksial sebesar 108,9 N.

3) Eksentrisitas

Untuk memperoleh nilai eksentrisitas dapat menggunakan Pers. (3), dan didapatkan e sebesar 0,17.

4) Kecepatan Sudut (ω)

Untuk memperoleh nilai kecepatan sudut dapat menggunakan Pers. (4), dan didapatkan kecepatan sudut sebesar 314,15 rad/s.

5) *Unbalanced Force*

Untuk menentukan nilai *unbalanced force* dapat menggunakan Pers. (5), dan didapatkan sebesar 3523,44 N.

6) Total beban radial

Untuk menentukan nilai total beban radial dapat menggunakan Pers. (6), dan didapatkan beban radial sebesar 3525,5 N.

7) Menghitung Rasio F_a/F_r untuk menentukan nilai X, Y

Untuk menentukan nilai X dan Y, nilai rasio F_a/F_r dapat diperoleh dengan menggunakan Pers. (7), dan didapatkan nilai sebesar 0,912.

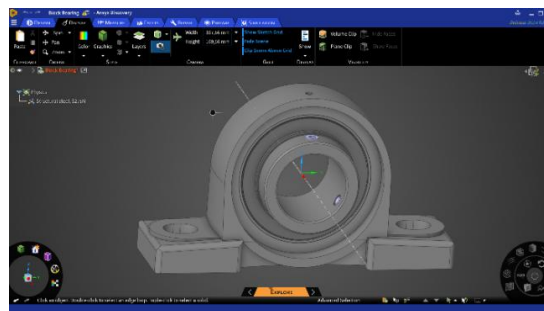
8) Rasio untuk memilih nilai e, X, Y dari katalog *bearing* (SKF)

Untuk mendapatkan nilai e, X, Y dari katalog *bearing* (SKF) dapat menggunakan Pers. (8), diperoleh nilai sebesar 0,0037.

9) *Equivalent Dynamic Load*

Nilai *equivalent dynamic load* diperoleh menggunakan Pers. (9) dan didapatkan hasil sebesar 2224,71 N.

Tahap awal dilakukan dengan membuat model 3D *bearing* UCP 211-32 menggunakan *ANSYS Discovery* seperti pada Gambar 5. Pemodelan mencakup *inner ring*, *outer ring*, elemen gelinding, dan *housing*, kemudian disederhanakan sesuai kebutuhan analisis tanpa mengubah karakteristik utama geometri.



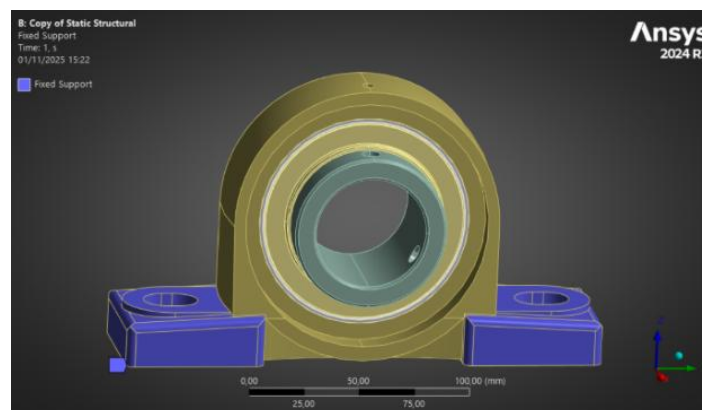
Gambar 5. Hasil Pemodelan 3D *bearing* UCP 211-32

Setelah pemodelan 3D selesai, tahap berikutnya adalah pemberian properti material *Structural Steel* seperti pada Gambar 6. Material ini memiliki modulus elastisitas $2 \cdot 10^5$ MPa, rasio *Poisson* 0,3, tegangan luluh 250 MPa, dan tegangan tarik maksimum 460 MPa, yang digunakan sebagai dasar analisis tegangan dan deformasi pada model *bearing*.



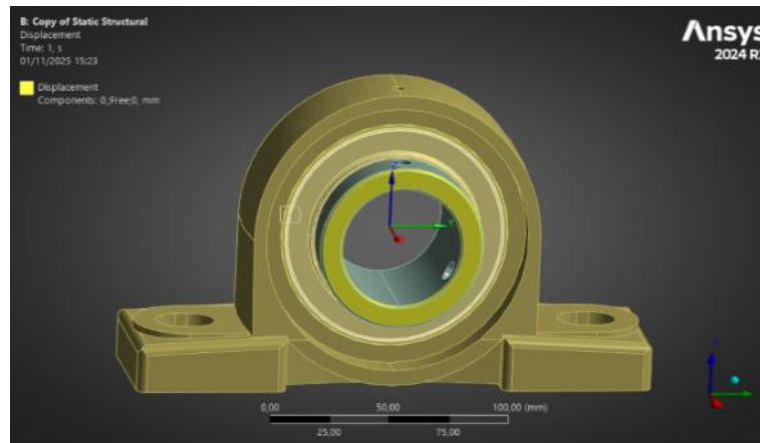
Gambar 6. Penambahan Material Pada Model *Bearing*

Gambar 7 memperlihatkan penerapan *fix support* pada bagian *housing* yang berfungsi sebagaiudukan utama *bearing* sehingga seluruh permukaan bawah dan sisi tumpuan dikunci agar tidak mengalami perpindahan atau rotasi. Kondisi ini mensimulasikan keadaan *housing* yang terpasang kuat pada rangka alat simulator *balancing*.



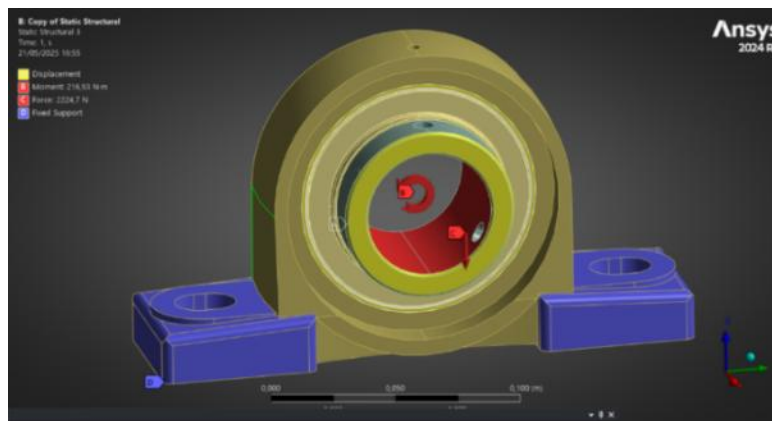
Gambar 7. Penambahan *Fix Support* Pada Model *Bearing*

Selanjutnya, seperti ditunjukkan pada Gambar 8, diterapkan *displacement* pada bagian *inner ring* untuk mensimulasikan pergerakan akibat gaya radial dan momen rotasi dari poros. Pemberian *displacement* ini memungkinkan *inner ring* mengalami deformasi sesuai arah gaya kerja yang terjadi selama operasi, sementara *housing* tetap diam.



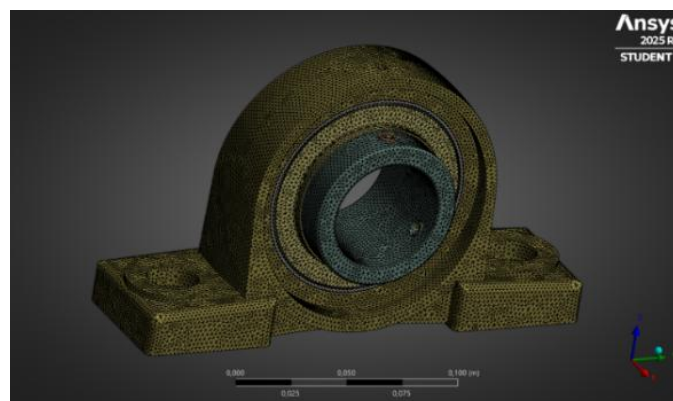
Gambar 8. Penerapan *Displacement* Pada Model *Bearing*

Setelah kondisi batas ditetapkan, dilakukan penerapan beban radial ekuivalen yang ditunjukkan pada Gambar 9 sebesar 2224,71 N dan momen 216,93 N·m pada *inner ring bearing* sesuai hasil perhitungan. Pemberian beban ini bertujuan untuk mensimulasikan gaya akibat ketidakseimbangan massa (*unbalance force*) saat kecepatan mencapai 3000 rpm.



Gambar 9. Penerapan Beban Pada Model *Bearing*

Model 3D kemudian dibagi menjadi elemen-elemen kecil melalui proses *meshing* yang ditunjukkan pada Gambar 10 menggunakan elemen tetrahedral. Uji konvergensi dilakukan dengan memeriksa perubahan nilai tegangan antar-tingkat kepadatan *mesh* hingga perbedaan kurang dari 5 %. Tahap ini memastikan hasil simulasi stabil dan akurat.



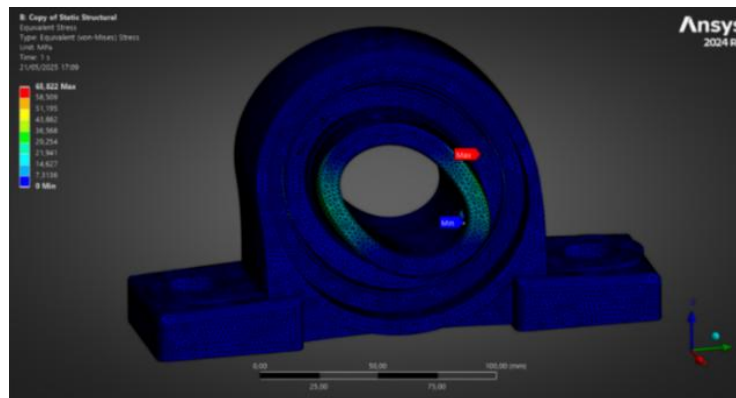
Gambar 10. *Mesh* Model *Bearing* UCP 211-32

Setelah simulasi dijalankan, diperoleh peta distribusi *equivalent stress* (*von Mises*) dan *total deformation*. Data ini digunakan untuk menentukan lokasi konsentrasi tegangan, nilai *deformasi* maksimum, serta dibandingkan dengan batas izin material. Hasil analisis kelayakan operasi *bearing* pada kecepatan 3000 rpm ditunjukkan pada Tabel 4.

Tabel 4. *Equivalent Stress* Yang Terjadi Pada Kecepatan 3000 rpm

<i>Stress</i>	Nilai (MPa)
<i>Equivalent Stress (min)</i>	0
<i>Equivalent Stress (max)</i>	65,822
<i>Equivalent Stress (avg)</i>	1,0547

Gambar 11 berikut merupakan *equivalent stress* yang terjadi pada *bearing* saat beroperasi. Setelah nilai *equivalent stress* diperoleh, didapatkan juga data nilai dari *total deformation* yang terjadi pada *bearing*, dapat dilihat melalui Tabel 5.

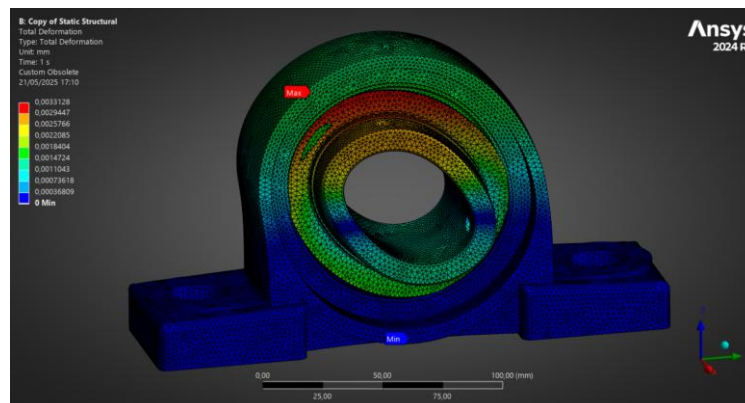


Gambar 11. *Equivalent Stress* Model 3000 rpm

Tabel 5. *Total Deformation* Yang Terjadi Pada Kecepatan 3000 rpm

<i>Deformation</i>	Nilai (mm)
<i>Total Deformation (min)</i>	0
<i>Total Deformation (max)</i>	0,0033128
<i>Total Deformation (avg)</i>	0,00073375

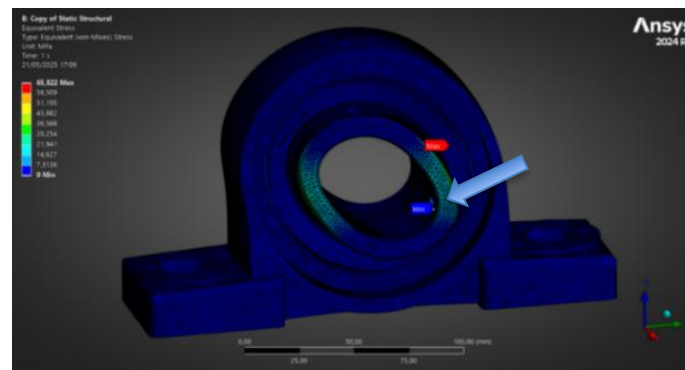
Berikut merupakan *total deformation* yang terjadi pada *bearing* saat beroperasi, dapat dilihat pada Gambar 12.



Gambar 12. *Total Deformation* Model 3000 rpm

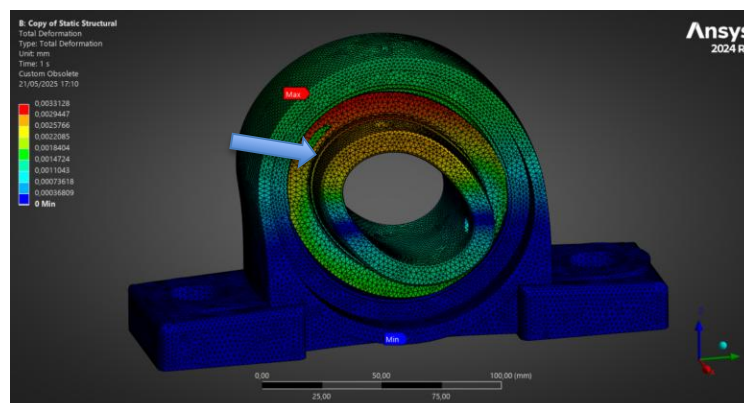
B. Analisa Perbandingan

Berdasarkan hasil simulasi, Gambar 13 menunjukkan tegangan maksimum sebesar 65,822 MPa pada area kontak antara *inner ring* dan elemen gelinding serta di sekitar *fillet* bagian dalam. Konsentrasi tegangan ini disebabkan oleh kombinasi beban radial dan momen torsi pada area kontak sempit antara bola dan *race*, serta adanya perubahan geometri tajam yang meningkatkan tegangan lokal.



Gambar 13. Lokasi Tegangan Maksimum Yang Terjadi

Pola deformasi terbesar teramati pada *inner ring* yang ditunjukkan pada Gambar 14 dengan nilai maksimum 0,0033128 mm. Hal ini terjadi karena *outer housing* diberi kondisi batas *fix support*, sehingga beban radial yang diterapkan sepenuhnya diteruskan ke *inner ring*. Kondisi tersebut menyebabkan gradien deformasi yang tinggi di antara bagian yang dikekang dan bagian yang menerima gaya. Nilai deformasi yang kecil menunjukkan kekakuan tinggi material *bearing* UCP 211-32 dan mendukung kestabilan sistem pada putaran 3000 rpm.



Gambar 14. Lokasi Deformasi Maksimum Yang Terjadi

Tabel 6 merupakan tabel perbandingan nilai *equivalent stress* dan *total deformation* yang diterima *bearing* UCP 211-32 pada kecepatan 3000 rpm dengan nilai *stress* dan *deformation* yang diizinkan material. Berdasarkan tabel tersebut, tegangan maksimum (65,822 MPa) masih jauh di bawah batas izin material (250 MPa) [14], sedangkan deformasi maksimum (0,0033128 mm) jauh di bawah batas 0,25 mm [5], sehingga *bearing* aman secara statik. Hasil ini sejalan dengan penelitian Yildirim, yang melaporkan konsentrasi tegangan maksimum pada *ball bearing* terjadi di area kontak bola *race* akibat distribusi tekanan yang tidak merata [13], serta Chen dkk, yang menunjukkan peningkatan kecepatan putar dan ketidakseimbangan massa memperbesar tegangan lokal di daerah kontak [15]. Tegangan maksimum pada penelitian ini lebih ren-

dah karena beban ekuivalen dan geometri UCP 211-32 relatif lebih kaku dibanding konfigurasi *bearing* sebelumnya. Dengan demikian, *bearing* UCP 211-32 layak digunakan pada alat simulator *balancing* hingga 3000 rpm. Namun, untuk memastikan ketahanan jangka panjang terhadap beban siklik, analisis *fatigue* atau verifikasi eksperimental tetap diperlukan.

Tabel 6. Equivalent Stress Dan Total Deformation Yang Diizinkan

Kecepatan Putaran (rpm)	Equivalent Stress Hasil Analisis (MPa)	Equivalent Stress yang diizinkan (MPa)	Total Deformation Hasil analisis (mm)	Total Deformation yang diizinkan (mm)	Keterangan
3000	65,822	250	0,0033128	0,25	Memenuhi

4. SIMPULAN

Berdasarkan hasil simulasi numerik menggunakan *ANSYS Workbench*, diperoleh nilai *equivalent stress* maksimum sebesar 65,822 MPa dan *total deformation* maksimum sebesar 0,0033128 mm pada kecepatan 3000 rpm. Nilai tersebut berada jauh di bawah batas izin material, yaitu 250 MPa untuk tegangan dan 0,25 mm untuk deformasi. Konsentrasi tegangan terletak pada area kontak *inner ring* dan *bola bearing*, sedangkan deformasi terbesar terjadi pada *inner ring* yang menerima gaya radial langsung. Hasil ini menunjukkan bahwa *bearing* UCP 211-32 masih aman dan layak beroperasi pada kondisi beban maksimum alat simulator *balancing*. Penelitian ini membuktikan bahwa metode FEA efektif untuk memprediksi respon struktural *bearing* terhadap gaya *unbalance* serta dapat dijadikan dasar untuk evaluasi keandalan sistem mekanis berputar.

5. DAFTAR PUSTAKA

- [1] S. Taneja, "The Effect of Unbalance on Bearing Life," *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering*, vol. 1, no. 2, pp. 47–54, 2012.
- [2] ANSYS Inc., "Introduction to Finite Element Analysis with ANSYS Workbench," YouTube, May 2023. Diakses: 25 Sept. 2025.
- [3] Y. Chen, R. Yang, N. Sugita, J. Mao, and T. Shinshi, "Identification of Bearing Dynamic Parameters and Unbalanced Forces in a Flexible Rotor System Supported by Oil-Film Bearings and Active Magnetic Devices," *Actuators*, vol. 10, no. 9, p. 216, 2021.
- [4] R. C. Hibbeler, *Mechanics of Materials*, 10th ed. New Jersey: Pearson, 2017, pp. 45–60.
- [5] SKF Group, "Rolling Bearings Catalogue," SKF, Pub. No. 17000/EN, Gothenburg, Sweden, Apr. 2022.
- [6] S. Timoshenko, "Stress Analysis in Rotating Shafts," dalam *Advanced Strength of Materials*, 2nd ed., J. N. Goodier, Ed. New York: McGraw-Hill, pp. 120–145. 2015.
- [7] E. W. McAllister, "Pipeline Rules of Thumb Handbook, 7th ed". Oxford, U.K.: Elsevier, 2009.
- [8] SKF, "Bearing Internal Clearance – Explanation of C0, C2, C3, C4," SKF. 25 Sept. 2025.
- [9] Wesli, *Mekanika Rekayasa: Bagian 1*. Yogyakarta, Indonesia: Penerbit Andi, 2020.
- [10] A. Nugraha, M. T. H. Isworo, and S. Pd, *Buku Ajar Kinematika HMKK533*. 2018.
- [11] H. Hadi, "Analisis vibrasi – unbalance," *Extreme Maintenance*, Accessed: Apr. 30, 2025.
- [12] S. Marketing Support Centre, "Y-bearings and Y-bearing units." SKF. Feb. 12, 2025.
- [13] A. R. Yildirim, "Dynamic behavior of deep groove ball bearings under variable load," *Proceedings of the International Conference on Mechanical Engineering*, Istanbul, Turkey, Oct. 2020, pp. 233–239. 2020.

- [14] *MakeItFrom, AISI 52100 Alloy Steel (UNS G52986) Mechanical Properties*, 2022.
- [15] Chen, Y., Yang, R., Sugita, N., Mao, J., & Shinshi, T., “*Identification of Bearing Dynamic Parameters and Unbalanced Forces in a Flexible Rotor System Supported by Oil-Film Bearings and Active Magnetic Devices. Actuators*”, 10(9), 216. 2021.

Daftar Simbol

F_r	=	Gaya radial, N
F_a	=	Gaya aksial, N
P	=	<i>Equivalent dynamic load</i> , N
C_o	=	Kapasitas beban statis dasar, N
X, Y	=	Faktor koreksi beban dari katalog SKF
e	=	Nilai batas rasio beban dari katalog
m	=	Massa eksentris, kg
r_u	=	Jarak eksentrisitas, m
w	=	Kecepatan sudut, rad/s
F_u	=	Gaya <i>unbalance</i> , N