

PENGARUH *CLEARANCE* DAN PEMBEBANAN RADIAL TERHADAP PERPINDAHAN, DISTRIBUSI BEBAN KONTAK, DAN KEKAKUAN ELEMEN ROL PADA SPHERICAL ROLLER BEARING

Hendery Dahlan ¹⁾ ✉, Rahmi Safitri ¹⁾, Meifal Rusli ¹⁾, Mulyadi Bur ¹⁾

¹⁾Jurusan Teknik Mesin
Universitas Andalas
henderydahlan@eng.unand.ac.id
samirahmi28@gmail.com
meifal@eng.unand.ac.id
mulyadibur@eng.unand.ac.id

Abstract

This study aims to determine the effect of clearance and loading regarding to the displacement, distribution of contact loads and stiffness of spherical roller bearings at rest. The displacement formulation of the inner ring of the bearing was developed by defining the angle of inclination of the roller element to the axis of shaft. The comparison between exact calculations using the Matlab program and numerical modeling with MSC Marc for the displacement has an error value of less than 10%. Therefore, the displacement formulation of the inner ring of the bearing is used to calculate the exact distribution of contact load and stiffness of the spherical roller bearing and numerical modeling. The results revealed that the effect of clearance and loading on the displacement of the inner ring of the spherical roller bearing is directly proportional. The contact load of the bearing roller element is distributed over the part of the roller element that is in contact with its path, where the largest contact load occurs at the position of the roller element parallel to the axis of the shaft at rest. Meanwhile, bearing stiffness will decreases with increasing the value of clearance.

Keywords: Spherical Roller Bearing, Clearance, Distribution of Contact Load, Displacement, Stiffness.

1. PENDAHULUAN

Bantalan merupakan salah satu bagian dari elemen mesin yang memegang peranan cukup penting karena bantalan digunakan sebagai penghubung antara rotor dengan struktur penopang ^[1]. Bantalan berfungsi untuk menumpu elemen mesin yang berputar atau berisolasi seperti sebuah poros, gandar atau roda, dan mentransfer beban antar komponen mesin, agar dapat berputar tanpa mengalami gesekan yang berlebihan. Bantalan memberikan presisi tinggi serta menghasilkan gesekan rendah sehingga memungkinkan kecepatan rotasi tinggi sekaligus mengurangi kebisingan, panas, konsumsi energi, dan keausan ^[2]. Oleh karena itu bantalan dengan kondisi yang bagus diperlukan untuk memastikan pengoperasian mesin berotasi yang aman dan efisien, serta meminimalisir biaya pergantian komponen lain pada mesin berotasi akibat terjadinya kerusakan seperti poros, *impeller* dan lainnya. Pada kondisi operasi mesin yang ekstrim seperti beban sangat

Corresponding Author:

✉ **Hendery Dahlan**

Received on: 2021-10-31

Revised on: 202-03-27

Accepted on: 2022-09-27

berat, kecepatan operasi tinggi, serta temperatur operasi tinggi merupakan penyebab kerusakan dini pada bantalan ^[3].

Penelitian tentang kerusakan pada bantalan telah banyak dilakukan salah satunya dengan metoda eksperimental. Su dan Li ^[4] melakukan analisis karakteristik sinyal getaran akibat kerusakan pada bagian tertentu bantalan yang dikenakan berbagai pembebanan. Pengujian karakteristik sinyal getaran pada bantalan karena cacat lokal pada bagian cincin dalam, cincin luar, dan salah satu elemen gelinding juga diteliti oleh Tandon dan Choudhury ^[5] dengan memberikan gangguan pembebanan arah radial dan arah aksial. Patra dkk. ^[6,7] dan Parmar dkk ^[8] menganalisis perilaku dinamis bantalan rol silinder untuk kondisi rotor yang tidak seimbang dengan variasi kecepatan serta jarak bebas internal dan menganalisis respon getaran menggunakan metode respon permukaan. Dimana amplitudo getaran meningkat seiring bertambahnya jarak bebas internal pada bantalan. Mohammadpour dkk ^[9] mempertimbangkan kondisi termal untuk analisis dinamika dan kontak pada bantalan.

Selain dengan metoda eksperimental, Shah dkk. ^[10] melakukan perumusan model matematika untuk memprediksi umur kelelahan bantalan jenis spherical roller yaitu dengan pendekatan yang didasarkan pada teori *Hertz* untuk menentukan tegangan kontak pada bantalan. Memprediksi umur kelelahan bantalan juga diteliti oleh Chudzik dan Warda ^[11] dengan metoda elemen hingga menggunakan program Ansys, tujuannya agar dapat memilih kondisi pembebanan untuk berbagai aplikasi bantalan. Li ^[12] melakukan pemodelan baru matematika dan metoda numerik untuk analisis kekuatan kontak dan kekakuan bantalan. Gopalakrishnan dan Ruban ^[13] menggunakan Ansys untuk menganalisis penetrasi kontak dan tegangan kontak pada bantalan. Ghalamchi dkk. ^[14, 15] telah mengembangkan pemodelan dinamis 3 DOF bantalan jenis *spherical roller* untuk mengetahui perilaku dinamis bantalan dengan memperhitungkan gaya kontak pada elemen rol bantalan *spherical roller* dan variasi jarak bebas internal bantalan.

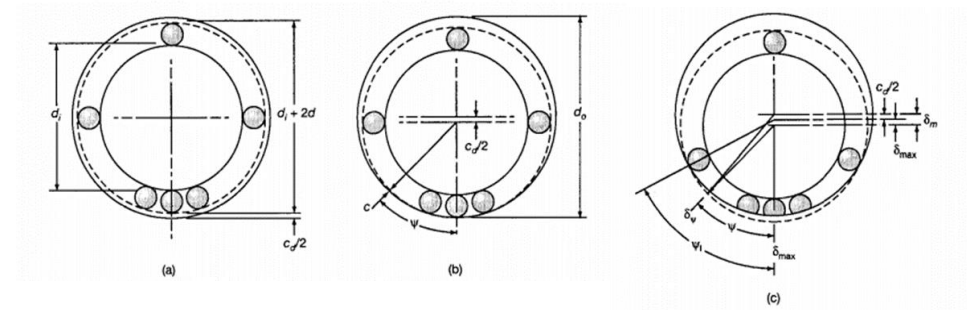
Bantalan *spherical roller* merupakan jenis bantalan elemen bergulir yang memiliki dua baris elemen rol simetris, cincin luar, dan cincin bagian dalam, dan sangkar. Dengan adanya dua baris elemen rol, bantalan *spherical roller* mampu menahan beban yang tinggi arah radial dan arah aksial yang sesumbu dengan arah putaran poros. dan juga mampu meminimalisir ketidaksejajaran sumbu poros mesin berotasi, sehingga bantalan tersebut banyak di aplikasikan pada industri besar ^[15].

Pada penelitian ini akan dilakukan pengembangan formulasi perpindahan bantalan pada spherical roller dengan dua baris elemen rol yang memiliki kemiringan sudut yang didasarkan pada teori kontak *Hertz*. Dimana hasil yang diperoleh secara perhitungan eksak dengan bahasa pemograman *Matlab* akan dibandingkan dengan hasil pemodelan numerik dengan MSC *Marc*. Penelitian ini juga akan membahas pengaruh *clearance* dan pembebanan terhadap perpindahan cincin dalam, distribusi pembebanan dan kekakuan pada bantalan *spherical roller*.

2. METODE DAN BAHAN

2.1. Analisis Kekakuan Dan Perpindahan Bantalan *Spherical Roller*

Penggambaran perpindahan bantalan akibat beban radial secara umum dengan satu baris elemen rol dapat dilihat pada Gambar 1. Perpindahan tersebut disebabkan oleh gaya yang bekerja pada rotor kemudian diteruskan ke rumah bantalan.



Gambar 1. Perpindahan cincin dalam bantalan. (a) sebelum terdefleksi; (b) kontak awal roll dengan lintasan luar; (c) terjadinya defleksi, antara elemen rol dan lintasannya ^[16].

Penerapan beban akan menyebabkan deformasi elastis pada elemen rol bantalan. Jika gangguan atau total kompresi elastis sepanjang garis beban ialah δ_{max} , maka kompresi elastis tiap elemen gelinding δ_ψ dapat ditulis menjadi Persamaan (1). Ketika terjadi defleksi seperti yang terlihat pada Gambar1.c penjumlahan $Cd/2$ dan δ_{max} merupakan total perpindahan radial relatif dari lintasan dalam dan luar atau dapat ditulis dengan δ_m , sehingga Persamaan (1) dapat diturunkan menjadi Persamaan (2).

$$\delta_\psi = \delta_{max} \cos \psi - c = \left(\delta_{max} + \frac{Cd}{2} \right) \cos \psi - \frac{Cd}{2} \quad (1)$$

$$\delta_\psi = \delta_m \cos \psi - \frac{Cd}{2} \quad (2)$$

dimana c merupakan jarak bebas radial bantalan ketika elemen rol berontak awal dengan lintasannya, sedangkan Cd merupakan *clearance* bantalan, dan ψ adalah posisi sudut elemen rol bantalan.

Pembebanan dalam arah radial pada bantalan (F_r) merupakan penjumlahan beban kontak (Q_ψ) pada arah vertikal yang berkerja pada rol ke- j baris ke- i yang dapat dinyatakan dengan persamaan berikut ^[14, 15].

$$Q_{\psi j}^i = K_{con}^{tot} \left(\delta_{\psi j}^i \right)^{3/2} \quad (3)$$

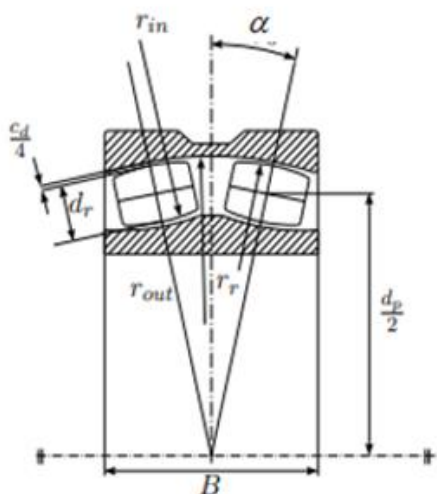
$$F_r = \sum_{j=1}^2 \sum_{i=1}^N Q_{\psi j}^i \cos \beta_j^i \cos \psi_j^i \quad (4)$$

dimana K_{con} merupakan koefisien kekakuan kontak, variabel N adalah jumlah elemen rol tiap baris pada bantalan, pada bantalan *spherical roller* ini jumlah baris yaitu 2 dan sudut β merupakan posisi elemen rol bantalan *spherical roller* setelah terjadi defleksi.

Penelitian ini dilakukan untuk mengembangkan formulasi perpindahan elemen rol bantalan pada *spherical roller* dengan dua baris elemen rol yang memiliki kemiringan sudut. Serta dilakukan untuk mengetahui distribusi pembebanan kontak antara elemen rol dan lintasannya dan besar kekakuan bantalan terhadap pengaruh *clearance* dan bebannya.

2.2. Model Bantalan Spherical Roller

Tipe bantalan *spherical roller* yang digunakan yaitu SKF 22232 CC/C3/W33 *Cylindrical Bore* yang terdiri dari dua baris dengan jumlah elemen rol 19 di setiap baris. Geometri bantalan *spherical roller* dengan dua baris elemen rol yang memiliki kemiringan



sudut sebesar α dapat dilihat pada Gambar 2. Dimensi dan parameter bantalan *spherical roller* yang akan digunakan dalam penelitian ini diperlihatkan pada Tabel 1.

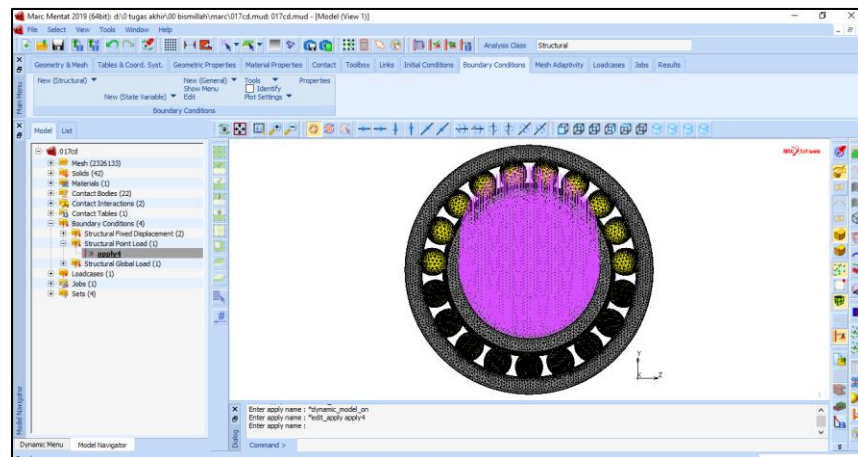
Gambar 2. Geometri bantalan *spherical roller* ^[9].

Variasi *clearance* yang digunakan pada penelitian ini adalah sebesar 0.17 mm, 0.22 mm, dan 0.27 mm dan besar pembebanan bantalan berdasarkan nilai batas beban statik yang ada pada katalog bantalan. Pada penelitian ini digunakan variasi pembebanan bantalan dibawah nilai batas beban statiknya yaitu 250 kN, 500 kN, 750 kN, dan 1000 kN. Perhitungan perpindahan cincin dalam bantalan setelah terjadinya kontak antara elemen rol dan lintasannya, beban kontak elemen dengan lintasannya, serta kekakuan pada bantalan *spherical roller* dilakukan secara eksak dengan bahasa pemrograman *Matlab* R2018a.

Tabel 1. Dimensi dan parameter bantalan *spherical roller*.

PARAMETER	SIMBOL	DIMENSI	SATUAN
Diameter dalam	d	160	mm
Diameter luar	D	290	mm

Lebar	B	80	mm
Diameter <i>pitch</i>	dp	226.506	mm
Diameter <i>roller</i>	dr	32	mm
Jari-jari kontur lintasan dalam	r_{in}	131.005	mm
Jari-jari kontur lintasan luar	r_{out}	$131.005 + Cd/2$	mm
Jari-jari kontur rol	r_r	129.253	mm
Sudut kontak	α	10	derajat
Jumlah baris	nr	2	-
Jumlah rol	N	19	-
Modulus elastisitas	E	206,000	MPa
Rasio <i>poisson</i>	v	0.3	-

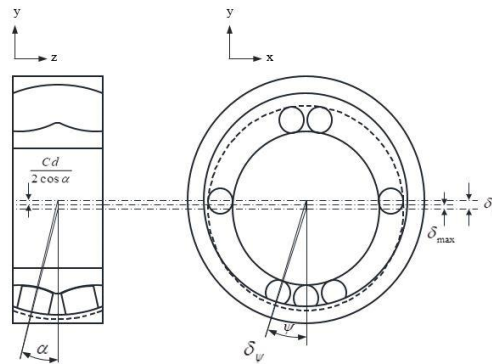


Gambar 3. Model pembebanan pada MSC Marc.

3. HASIL DAN DISKUSI

3.1. Formulasi Perpindahan Cincin Bantalan *Spherical Roller*

Pada bantalan *spherical roller* posisi sumbu elemen rol membentuk sudut kemiringan sebesar α terhadap sumbu cincin bantalan yang dapat dilihat pada Gambar 4. sehingga formulasi perhitungan perpindahan cincin dalam bantalan *spherical roller* dilakukan dengan mengembangkan Persamaan (2) pada pembahasan sebelumnya. Dimana persamaan tersebut tidak mendefinisikan sudut kemiringan elemen rol pada bantalan *spherical roller*.

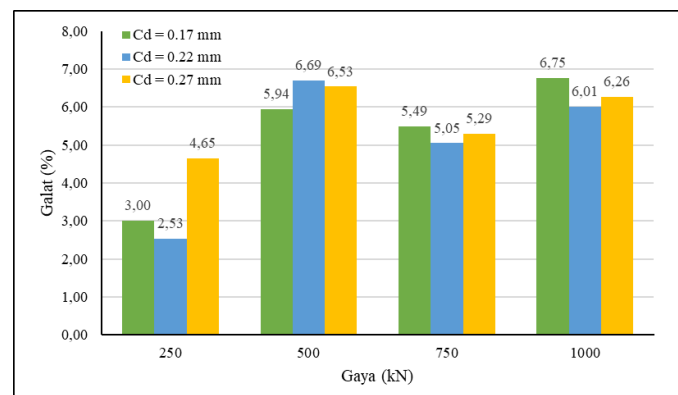


Gambar 4. Perpindahan bantalan *spherical roller*.

Ketika elemen rol berkontak dengan lintasan cincin luar, besar perpindahan cincin dalam bantalan *spherical roller* adalah sebesar $Cd/(2\cos\alpha)$. Dan ketika elemen rol terdefleksi dengan lintasan cincin luar, besar perpindahan cincin dalam bantalan sebesar δ_{max} . Sehingga perpindahan total cincin dalam bantalan (δ_m) merupakan penjumlahan $Cd/(2\cos\alpha)$ dan δ_{max} . Dengan mengembangkan Persamaan (2), dapat didefinisikan persamaan perpindahan elemen rol (δ_ψ) pada bantalan *spherical roller* sebagai berikut.

$$\delta_\psi = \delta_m \cos\psi - \frac{Cd}{2} = (\delta_{max} \cos\psi \cos\alpha) + \left(\frac{Cd}{2\cos\alpha} \cos\psi \right) - \left(\frac{Cd}{2\cos\alpha} \right) \quad (5)$$

Setelah dilakukan perhitungan perpindahan cincin dalam bantalan secara eksak menggunakan Persamaan (5), perhitungan juga dilakukan secara pemodelan numerik. Perbandingan hasil yang diperoleh antara perhitungan eksak dan pemodelan numerik memiliki persentase galat yang kecil dari 10%. Persentase galat terkecil terdapat pada bantalan dengan beban 250 kN yaitu kecil dari 5% dan persentase galat pada beban 500 kN, 750 kN, dan 1000 kN bernilai antara 5% hingga 7%, seperti yang terlihat pada Gambar 5. Oleh karena nilai galat yang kecil tersebut maka formulasi perhitungan perpindahan cincin dalam bantalan pada penelitian ini dapat menggunakan Persamaan (5).

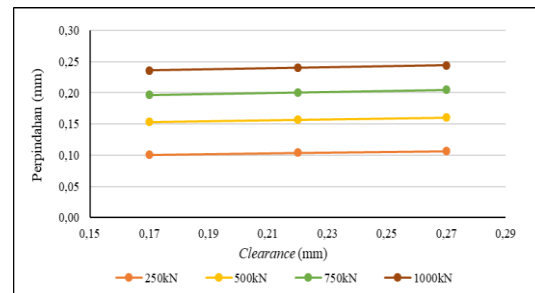


Gambar 5. Hubungan persentase galat terhadap gaya bantalan.

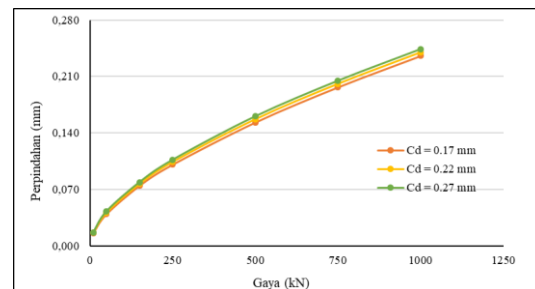
3.2. Perpindahan Radial Cincin Dalam Bantalan

Perpindahan radial cincin dalam bantalan merupakan perpindahan ketika terjadinya kontak awal antara elemen rol dengan lintasannya atau terjadinya defleksi antara elemen rol dengan lintasannya akibat adanya beban yang bekerja pada bantalan. Hasil perhitungan perpindahan cincin dalam bantalan menggunakan program *Matlab* terhadap variasi *clearance* dan variasi pembebanan terlihat pada Gambar 6.

Pada Gambar 6.a terlihat perpindahan cincin dalam bantalan tertinggi untuk tiap variasi pembebanan berada pada variasi *clearance* 0.27 mm. Pada pembebanan 250 kN nilai perpindahan cincin dalam bantalan tertinggi adalah sebesar 0.106 mm. Kemudian pada pembebanan 500 kN nilai perpindahan cincin dalam bantalan tertinggi adalah sebesar 0.160 mm. Selanjutnya pada pembebanan 750 kN nilai perpindahan cincin dalam bantalan tertinggi adalah sebesar 0.204 mm. Dan terakhir pada pembebanan 1000 kN nilai perpindahan cincin dalam bantalan tertinggi adalah sebesar 0.244 mm. Pengaruh variasi pembebanan terhadap perpindahan cincin dalam bantalan juga dapat dilihat pada Gambar 6.b. Dimana perpindahan cincin dalam bantalan tertinggi berada pada pembebanan 1000 kN, dengan nilai perpindahan pada variasi *clearance* 0.17 mm, 0.22 mm, dan 0.27 mm berturut-turut yaitu 0.235 mm, 0.240 mm, dan 0.244 mm.



(a)



(b)

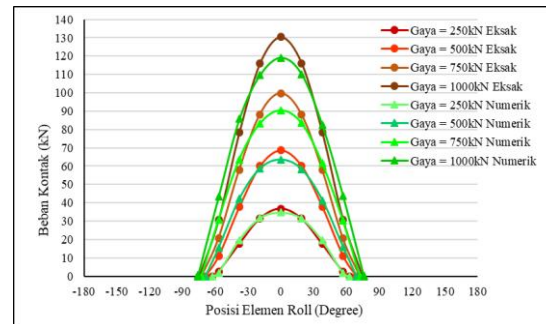
Gambar 6. Hubungan perpindahan cincin dalam bantalan terhadap variasi (a) *clearance*, (b) gaya/pembebanan.

Dari pembahasan diatas didapatkan pengaruh *clearance* terhadap perpindahan cincin dalam bantalan adalah berbanding lurus, dimana semakin besar *clearance* perpindahan cincin dalam juga semakin besar. Namun pengaruh *clearance* terhadap perpindahan cincin dalam bantalan sangat kecil yaitu dengan selisih perpindahan rata-rata antara *clearance* 0.17 mm dengan 0.22 mm sebesar 0.0043 mm dan selisih perpindahan rata-rata antara *clearance* 0.22

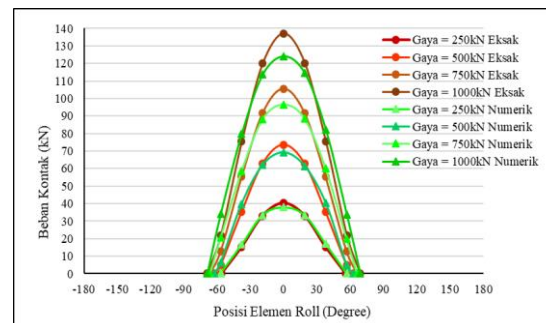
mm dengan 0.27 mm 0.004 mm. Selanjutnya pengaruh pembebanan pada bantalan terhadap perpindahan cincin dalam bantalan juga dapat diamati. Dimana perpindahan cincin dalam bantalan mengalami peningkatan secara linear seiring bertambah besarnya beban pada bantalan.

3.3. Distribusi Beban Kontak Bantalan

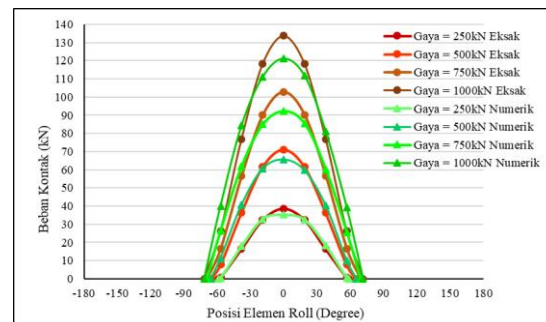
Analisis pembebanan kontak pada elemen rol bantalan dilakukan untuk mengetahui distribusi beban pada masing-masing posisi elemen rol bantalan. Distribusi beban kontak bantalan dilakukan dengan membandingkan hasil perhitungan eksak menggunakan program *Matlab* dengan pemodelan numerik menggunakan *MSC Marc*.



(a)



(b)

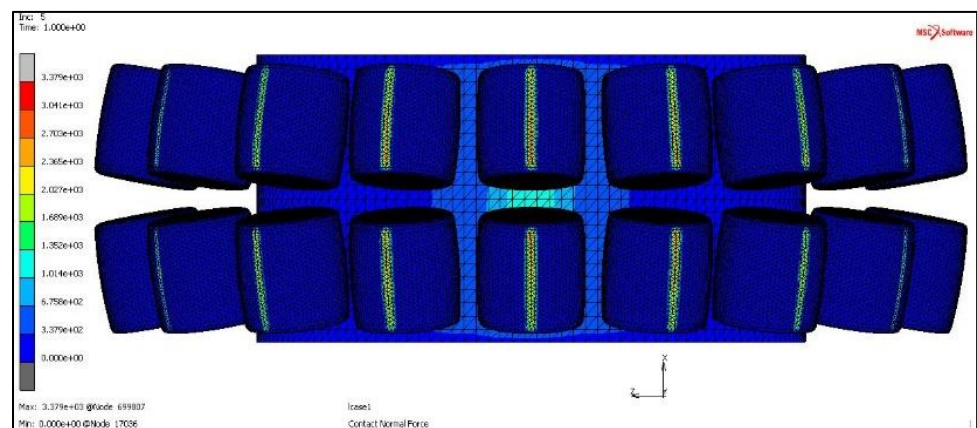


(c)

Gambar 7. Distribusi beban kontak bantalan pada *clearance* (a) 0.17 mm, (b) 0.22 mm, dan (c) 0.27 mm.

Distribusi pembebanan kontak pada Gambar 7 terlihat bahwa beban kontak tertinggi berada pada sudut $\psi = 0^\circ$, yaitu ketika posisi elemen rol sejajar dengan titik pusat poros bantalan. Nilai pembebanan kontak tertinggi pada variasi clearance 0.27 mm. Hasil distribusi beban kontak antara perhitungan eksak dengan numerik pada setiap variasi clearance 0.17 mm, 0.22 mm, dan 0.27 mm memiliki selisih nilai pembebanan kontak elemen rol yang kecil, dimana terjadi ketika pembebanan yang diberikan pada bantalan sebesar 250 kN. Namun seiring bertambahnya pembebanan pada bantalan, beban kontak elemen rol memiliki selisih yang semakin besar disetiap posisi elemen rol bantalan. Pada Gambar 7 dapat diamati perbandingan hasil perhitungan eksak dan pemodelan numerik bantalan bahwa, nilai beban kontak bantalan menggunakan perhitungan eksak lebih besar dibanding dengan beban kontak secara numerik. Hal ini terjadi dikarenakan pada perhitungan secara eksak, pembebanan kontak hanya pada satu garis gaya, namun pada pemodelan secara numerik terjadi kontak antara komponen-komponen bantalan serta beban terjadi disetiap elemen yang berkontak tersebut.

Distribusi pembebanan kontak menggunakan MSC Marc dapat dilihat pada Gambar 8. Dimana pembebanan kontak pada elemen rol terbesar berada pada posisi elemen rol yang sejajar dengan sumbu poros. Pada beban kontak yang besar, luas permukaan yang berkontak juga besar.



Gambar 8. Distribusi beban kontak elemen rol bantalan pada MSC Marc.

3.4. Kekakuan Bantalan

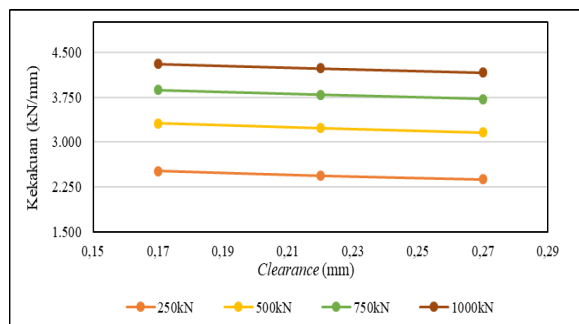
Kelonggaran (*clearance*) pada bantalan berpengaruh terhadap kekakuan bantalan. Dimana jika terjadi penurunan kekakuan maka mengakibatkan timbulnya peningkatan amplitudo getaran yang disebabkan oleh terjadinya peningkatan kelonggaran bantalan. Hal ini terjadi akibat timbulnya keausan pada permukaan elemen yang berkontak saat berotasi.

Pada Gambar 9 terlihat kekakuan bantalan terendah ditiap variasi pembebanan berada pada variasi *clearance* 0.27 mm. Pada pembebanan 250 kN nilai kekakuan bantalan dari yang terbesar hingga terkecil adalah 2519 kN/mm, 2440 kN/mm, dan 2381 kN/mm. Kemudian pada pembebanan 500 kN nilai kekakuan bantalan adalah 3315 kN/mm, 3234 kN/mm, dan 3161 kN/mm. Selanjutnya pada pembebanan 750 kN nilai kekakuan bantalan adalah sebesar 3869 kN/mm, 3791 kN/mm, dan 3718 kN/mm. Dan terakhir pada pem-

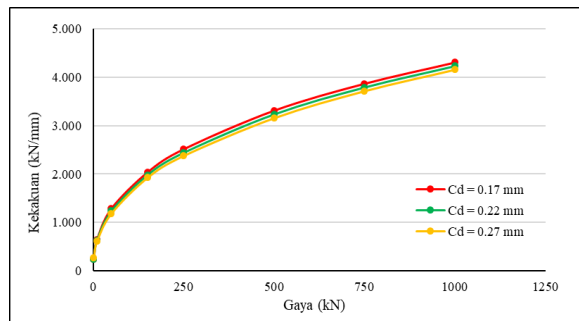
bebanan 1000 kN nilai kekakuan bantalan adalah 4308 kN/mm, 4232 kN/mm, dan 4160 kN/mm.

Hubungan kekakuan bantalan dengan *clearance* bantalan adalah berbanding terbalik. Dimana kekakuan bantalan mengalami penurunan seiring peningkatan *clearance*. Hal ini dapat dijelaskan bahwa dengan meningkatnya *clearance* maka defleksi total yang dialami oleh bantalan akan semakin besar, dimana defleksi total adalah defleksi elastis dari komponen bantalan ditambah *clearance*. Akibat bertambahnya total defleksi akan menyebabkan turunnya kekakuan total, hal ini bisa dilihat pada persamaan (3) dan (4).

Penurunan rata-rata kekakuan bantalan pada *clearance* 0.17 mm dan 0.22 mm sebesar 85.14kN. Dan penurunan rata-rata kekakuan bantalan pada *clearance* 0.22 mm dan 0.27 mm sebesar 75.39kN. Kemudian hubungan kekakuan bantalan terhadap pembebanan adalah terjadi peningkatan kekakuan secara linier pada beban yang relatif tinggi dan pada beban yang relatif rendah terjadi peningkatan yang tidak linier.



(a)



(b)

Gambar 9. Hubungan kekakuan bantalan terhadap variasi (a) *clearance*, (b) gaya/pembebanan.

4. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil penelitian yang telah dilakukan diperoleh kesimpulan bahwa formulasi yang digunakan untuk memperoleh perpindahan cincin dalam bantalan menggunakan Persamaan (2). Perpindahan cincin dalam pada bantalan mengalami peningkatan seiring bertambahnya gaya. Dan pengaruh variasi *clearance* terhadap perpindahan cincin dalam bantalan berbanding lurus. Distribusi pembebanan kontak antara elemen rol dengan lintasannya terjadi pada elemen rol bagian bawah poros pada kondisi diam. Kekakuan

bantalan yang diperoleh berbanding terbalik dengan jarak clearance bantalan. Dimana peningkatan clearance mengakibatkan penurunan kekakuan pada bantalan.

PERNYATAAN TERIMA KASIH

Terimakasih penulis sampaikan kepada Jurusan Teknik Mesin Universitas Andalas atas Dana Hibah Pub-likasi yang telah diberikan sesuai dengan kontrak no. 137/UN.16.09.D/PL/2021.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] M. I. FRISWELL, J. E. T. PENNY, S. D. GARVEY, and A. W. LEES, *Dynamics of Rotating Machines. United States of America*: Cambridge University Press, 2015.
- [2] S. GROUP, Rolling Bearings SKF. PUB BU/P1 17000/1 EN, 2018.
- [3] R. K. UPADHYAY, L. A. KUMARASWAMIDHAS, and M. S. AZAM, “Rolling Element Bearing Failure Analysis: A Case Study,” *Science Direct*, v. 1, n. 1, pp. 15-17, 2013.
- [4] Y. T. SU, S. J. LIN, “On Initial Fault Detection of a Tapered Roller Bearing: Frequency Domain Analysis,” *J. Sound Vib.*, v. 155, n. 1, pp. 75–84, 1992.
- [5] N. TANDON, A. CHOUDHURY, “An Analytical Model for the Prediction of the Vibration Response of Rolling Element Bearings Due to a Localized Defect,” *J. Sound Vib.*, v. 205, n. 3, pp. 275–292, 1997.
- [6] P. PRAVAJYOTI, S. V. HUZUR, S. P. HARSHA, “Nonlinear Dynamic Response Analysis of Cylindrical Roller Bearings due to Unbalance”, In: Prasad, Anamika, Gupta, Shakti S., Tyagi, R.K. (Eds.) *Advances in Engineering Design*, 1 ed., Springer Singapore, 2019.
- [7] P. PATRA, V. H. SARAN, S. P. HARSHA, “Vibration Response Analysis of High-Speed Cylindrical Roller Bearings Using Response Surface Method”, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part K J. Multi-body Dyn.*, v. 234, n. 2, pp. 379-392, 2020.
- [8] V. PARMAR, V. H. SARAN, S. P. HARSHA, “Effect of an Unbalanced Rotor on Dynamic Characteristics of Double-Row Self-Aligning Ball Bearing”, *Science Direct*, v. 82, pp 1-18, 2020.
- [9] M. MOHAMMADPOUR, P. M. JOHNS-RAHNEJAT, H. RAHNEJAT, “Roller Bearing Dynamics Under Transient Thermal-Mixed Non-Newtonian Elastohydrodynamic Regime of Lubrication”, *Proc Inst Mech Eng Part K J Multi-body Dyn*, v. 229, n. 4, pp 407-423, 2015
- [10] D. B. SHAH, K. M. PATEL, R. D. TRIVEDI, “Analyzing Hertzian Contact Stress Developed in a Double Row Spherical Roller Bearing and its Effect on Fatigue Life,” *Ind. Lubr. Tribol.*, v. 68, n. 3, pp. 361-368, 2016.
- [11] A. CHUDZIK, B. WARDA, “Fatigue Life Prediction of a Radial Cylindrical Roller Bearing Subjected to a Combined Load Using FEM”. *Eksplotacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability*, v. 22, n. 2, pp. 212-220, 2020.
- [12] S. LI, “A Mathematical Model and Numeric Method for Contact Analysis of Rolling Bearings”, *Science Direct*, v. 119, pp 61-73, 2018.

-
- [13] T. GOPALAKRISHNANI, M. RUBAN, “Contact Analysis of Roller Bearing Using Finite Element Method”, Vels Journal of Mechanical Engineering, v. 2, n. 2, pp 30-33, 2015.
 - [14] B. GHALAMCHI, J. T. SOPANEN, A. M. MIKKOLA, “Simple and Versatile Dynamic Model of Spherical Roller Bearing,” Hindawi Publishing Corporation., v. 8, pp. 1–13, 2013.
 - [15] B. GHALAMCHI, “Dynamic Analysis Model of Spherical,” Lappeenranta University of Technology, Finland, 2014.
 - [16] B. J. HAMROCK, S. R. SCHMID, B. O. JACOBSON, Fundamental of Fluid Film Lubrication, 2 ed, New York, McGraw-Hill, 2004.