

KAJI EXPERIMENTAL KEKAKUAN RADIAL BANTALAN BOLA DALAM KONDISI BERPUTAR

Meifal Rusli¹, Zainal Abidin², Komang Bagiasna²

¹ *Jurusan Teknik Mesin, Fak. Teknik, Universitas Andalas*

¹ *Jurusan Teknik Mesin, Fakultas mesin dan dirgantara– Institut Teknologi Bandung*

ABSTRAK

Bantalan merupakan salah satu komponen yang sangat penting dalam sistem poros rotor. Supaya analisis dinamik sistem poros rotor dapat dilakukan dengan baik, maka kekakuan bantalan harus dapat diketahui dengan baik pula. Berbagai penelitian telah dilakukan untuk analisis kekakuan bantalan, akan tetapi analisis masih terbatas pada kondisi tak berputar. Pada kondisi berputar, analisis secara eksperimental sulit dilakukan karena keterbatasan instrumen yang ada.

Pada makalah ini dibahas kaji eksperimental kekakuan bantalan bola pada arah radial dalam kondisi berputar dengan memanfaatkan hasil penelitian yang telah dilakukan sebelumnya. Dari hasil analisis teoritik diketahui bahwa kekakuan bantalan pada kondisi berputar sangat dipengaruhi oleh makrogeometri bantalan, kelonggaran, gaya, dan kecepatan putar bantalan. Kelonggaran pada bantalan akan menyebabkan terjadinya penurunan kekakuan, dan menyebabkan perubahan bentuk kurva tak linier kekakuan bantalan terhadap kecepatan putar. Bantalan yang digunakan adalah SKF 6200. Pengujian yang dilakukan pada frekuensi putar yang relatif rendah, karena keterbatasan kemampuan motor. Dari hasil pengujian terungkap bahwa kekakuan bantalan uji mendekati kekakuan hasil analisis teoritik yang telah dilakukan. Ketidaklinieran kekakuan bantalan dapat dilihat dari kurva kekakuan yang diperoleh.

Kata kunci : *kekakuan bantalan, defleksi, kelonggaran, ketidaklinearan.*

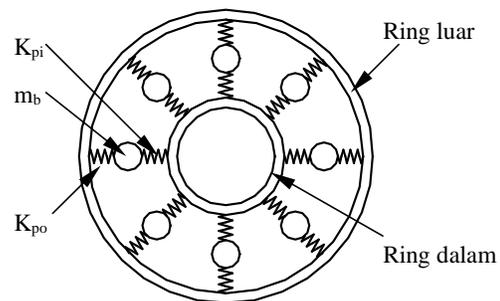
1. PENDAHULUAN

Salah satu karakteristik dinamik yang sangat penting diketahui dalam analisis sistem poros rotor adalah kekakuan bantalan. Berbagai metode telah dikembangkan untuk menganalisis kekakuan bantalan, terutama untuk bantalan bola. Harris dan Lim misalnya telah menyusun metode untuk menghitung kekakuan bantalan dalam kondisi statik (Harris,1991;Lim,1990).

Metode iterasi yang telah dikembangkan oleh Harris, penulis kembangkan lebih lanjut untuk menghitung kekakuan bantalan bola pada kondisi berputar dengan memasukkan variable kecepatan putar dari elemen-elemen rotasinya (Rusli,2000). Pada tulisan ini dilakukan kaji eksperimental untuk memperkirakan kekakuan bantalan bola (*single deep groove bearing*) pada arah radial dalam kondisi berputar. Dalam hal ini jenis bantalan yang digunakan sebagai objek uji adalah SKF 2600. Hasil analisis teoritik dan kaji eksperimental diharapkan dapat digunakan dalam analisis sistem poros rotor lebih lanjut.

2. KAJI TEORITIK KEKAKUAN BANTALAN BOLA

Suatu bantalan bola dapat dimodelkan sebagai sistem massa pegas seperti yang terlihat pada Gambar 1. Dalam gambar tersebut tampak bahwa kekakuan pegas merupakan kombinasi dari kekakuan kontak antara bola dan *inner race* serta kekakuan kontak antara bola dan *outer race*.



Gambar 1. Model MDOF bantalan bola

Harga kedua kekakuan kontak elemen rotasi pada bantalan bola dapat ditulis dengan persamaan berikut :

$$K_p = 2,15 \times 10^5 \sum \rho^{-1/2} (\delta^*)^{-3/2} \quad (1)$$

di mana K_p menyatakan kekakuan kontak, ρ adalah konstanta yang menyatakan bentuk kurva kontak antara elemen-elemen rotasi, dan δ^* menyatakan deformasi kontak non dimensional. Konstanta-konstanta dalam persamaan 1 sangat tergantung kepada geometri bantalan.

Defleksi yang terjadi pada masing-masing elemen rotasi yang berada pada sudut ψ terhadap posisi defleksi maksimal adalah

$$\delta_\psi = \delta_r \cos \psi - \left(\frac{F_c}{K_{po}} \right)^{1/1.5} - \frac{1}{2} C_d \quad (2)$$

dengan K_{po} adalah kekakuan kontak antara bola dan *outer race*, dan C_d adalah kelonggaran bantalan.

Secara umum, kekakuan bantalan dapat didefinisikan sebagai laju perubahan gaya terhadap laju perubahan defleksi. Hubungan ini dapat ditulis dalam persamaan matematik berikut

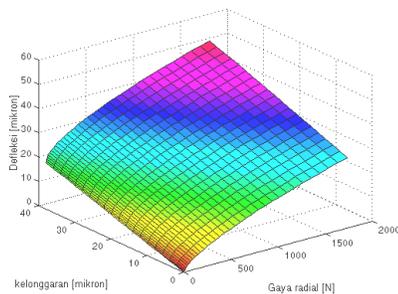
$$K = \frac{dF}{d\delta} \tag{3}$$

Untuk mempelajari kekakuan bantalan pada kondisi berputar secara teoritik, berikut ditampilkan karakteristik kekakuan bantalan SKF 6200. Beberapa data geometri dari bantalan tersebut terdapat pada tabel berikut.

Tabel 1. Data geometri bantalan SKF 6200

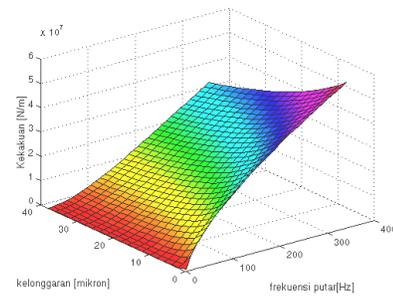
| | |
|-----------------------|------------------|
| Jumlah bola, Z | 8 |
| Diameter Bola | 4.76 mm |
| Diameter Dalam, d_i | 10 mm |
| Diameter Luar, d_o | 30 mm |
| Diameter pitch, d_m | 20 mm |
| Clearance | 0.002 – 0.013 mm |

Hubungan antara kelonggaran, gaya radial, dan defleksi dapat diamati pada Gambar 2. Pada gambar tersebut terlihat bahwa untuk pembebanan yang besar, defleksi cenderung bertambah secara linier terhadap peningkatan gaya, tetapi untuk gaya yang relatif kecil, ketidaklinearan jelas terlihat.



Gambar 2. Hubungan antara kelonggaran, gaya radial, dan defleksi

Perubahan sifat ketidaklinieran kekakuan terhadap peningkatan kelonggaran dapat diamati pada Gambar 3. Pada gambar ini terlihat untuk harga kelonggaran yang besar, peningkatan kecepatan putar atau gaya radial akan mengakibatkan perubahan bentuk grafik kekakuan. Disamping itu, kekakuan bantalan cenderung mengalami penurunan dengan semakin bertambahnya kelonggaran.



Gambar 3 Hubungan antara kelonggaran, frekuensi putar dan kekakuan

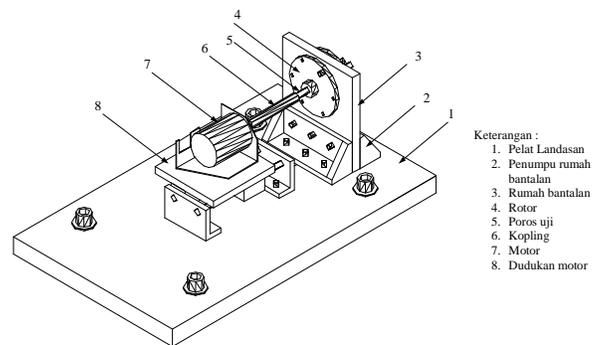
Dari analisis teoritik yang telah diperlihatkan secara sekilas di atas, terungkap bahwa frekuensi putar poros dan kelonggaran bantalan memiliki pengaruh yang besar terhadap perubahan kekakuan bantalan. Hal ini sekaligus akan mempengaruhi getaran poros rotor pada kondisi kerjanya.

3. METODOLOGI

3.1. Perangkat Uji

Skema perangkat uji yang digunakan dalam kaji eksperimental ini dapat diamati pada Gambar 4. Secara umum, perangkat uji yang digunakan di sini tersusun atas tujuh komponen utama. Motor penggerak yang digunakan dalam penelitian ini adalah motor listrik DC. Dengan variasi frekuensi putar antara dari 20 Hz dan 93 Hz atau dengan kecepatan putar dari 600 rpm sampai 5580 rpm.

Sebagaimana yang telah diungkap pada bagian sebelumnya, bantalan uji yang digunakan adalah SKF 6200 Pemilihan bantalan ini dilakukan dengan pertimbangan ukurannya yang relatif kecil, sehingga perancangan perangkat uji menjadi cukup sederhana



Gambar 4. Susunan Perangkat uji

3.2. Sensor dan perangkat akuisisi

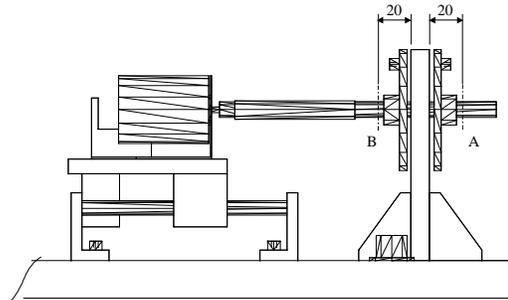
Ada empat jenis sensor yang digunakan dalam pengujian ini adalah sensor optik, akselerometer dan *Impact hammer* dan LASER. Perangkat akuisisi data yang digunakan dalam pengujian adalah DAQPad-1200 sebagai perangkat keras pengolahan data dan MSA HP 35650 A untuk pengujian FRF. Sedangkan perangkat lunak pengolahan dan penyaji data dibuat dengan menggunakan bahasa pemrograman Pascal 7.0 dan

Matlab 5.1. Pengubahan sinyal getaran dalam domain waktu menjadi domain frekuensi dilakukan dengan menggunakan fungsi FFT yang ada di Matlab 5.1.

3.3. Prosedur Pengujian

Prosedur pengujian diawali dengan pengukuran FRF. Pengujian FRF ini bertujuan untuk mengetahui frekuensi pribadi perangkat uji dalam arah horizontal dan vertikal. Selanjutnya, pengukuran defleksi pada rumah bantalan dilakukan untuk memperkirakan kekakuan rumah bantalan sebagai struktur pendukung. Sedangkan analisis kekakuan poros dilakukan dengan menggunakan program MSC Nastran.

Kekakuan bantalan dihitung dengan menggunakan gaya sentrifugal yang terjadi akibat massa tak seimbang dan defleksi pada *inner race*. Dalam hal ini defleksi poros diukur pada dua bidang pengukuran yang dipisahkan oleh bantalan. Seperti yang dapat dilihat pada Gambar 5. Jarak antara bidang A dan B masing-masing adalah 20 mm dari rumah bantalan.



Gambar 5. Bidang pengukuran simpangan poros

Untuk mendapatkan defleksi pada *inner race*, data hasil pencuplikan pada kedua bidang ukur dirata-ratakan untuk setiap frekuensi putar, seperti pada persamaan berikut

$$\delta_{\text{inner race}} = \frac{\delta_A + \delta_B}{2} \quad (4)$$

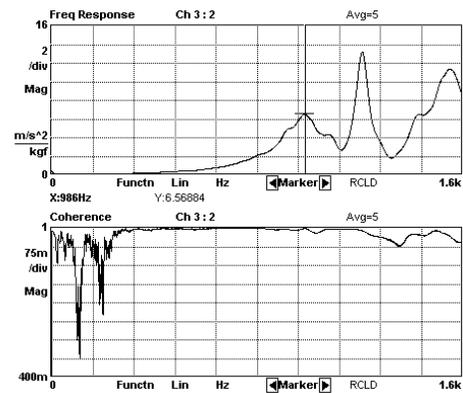
Pencuplikan data dilakukan dengan perataan pada domain waktu beberapa kali. Proses perataan ini bertujuan untuk meminimalkan adanya sinyal gangguan (*noise*) selama pencuplikan data berlangsung.

4. ANALISIS HASIL PENGUJIAN

4.1. Fungsi Respon Frekuensi (FRF)

Metode pengujian yang digunakan untuk mendapatkan FRF adalah metode eksitasi kejut (*shock excitation*). Di sini beban eksitasi diberikan ke bagian poros di dekat bantalan dan akselerometer dipasang pada rumah bantalan.

Hasil pengujian FRF arah horizontal ditunjukkan pada Gambar 6. Dari gambar tersebut dapat diamati bahwa frekuensi pribadi terendah perangkat uji jauh lebih tinggi dari frekuensi putar tertinggi yang digunakan dalam pengujian kekakuan bantalan.



Gambar 6 FRF perangkat uji arah horizontal

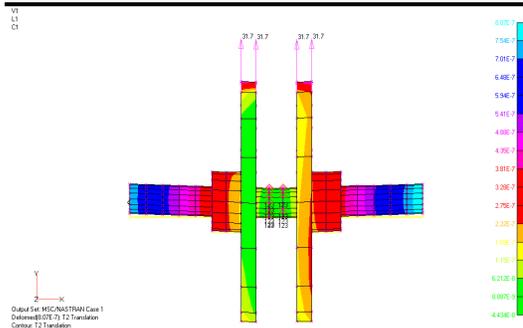
Dari hasil pengujian FRF tersebut, dapat disimpulkan bahwa rentang frekuensi pengujian tidak berada di daerah frekuensi resonansi, sehingga pembesaran getaran akibat resonansi pada saat pengukuran dapat dihindari.

4.2. Kekakuan Poros

Defleksi bantalan merupakan defleksi *inner race* yang terjadi akibat adanya gaya sentrifugal dari massa tak seimbang. Defleksi *inner race* ini dihitung dari defleksi rata-rata poros pada dua titik ukur yang terletak berseberangan dengan bantalan. Namun demikian, poros yang mengalami beban lentur akibat adanya gaya sentrifugal pada kedua sisinya, juga mengalami defleksi. Agar defleksi rata-rata pada kedua titik ukur adalah defleksi *inner race*, maka defleksi poros yang terjadi harus jauh lebih kecil dari defleksi *inner race*, sehingga dapat diabaikan.

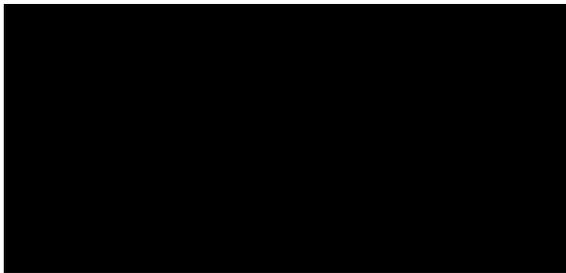
Pengukuran defleksi poros akibat beban lentur ini sulit dilakukan, oleh karena itu, penghitungan defleksi poros tersebut dilakukan secara teoritis dengan menggunakan paket program MSC Nastran. Dalam perhitungan ini, poros dimodelkan dengan tumpuan jepit-jepit pada daerah yang dipasangkan ke bantalan. Beban yang diberikan adalah gaya sentrifugal akibat adanya massa tak seimbang pada frekuensi putar tertinggi, yaitu 93 Hz dengan besar gaya 127,6 Newton.

Hasil perhitungan ditampilkan pada Gambar 7. Dari gambar tersebut dapat diketahui bahwa defleksi terbesar terjadi pada kedua ujung poros, yaitu 0,807 μm . Sedangkan defleksi yang terjadi pada titik pengukuran adalah 0,43 μm .



Gambar 7. Hasil penghitungan defleksi poros akibat beban lentur dengan menggunakan MSC/Nastran

Selanjutnya pada Gambar 8 ditampilkan defleksi *inner race* pada berbagai variasi frekuensi putar dengan massa tak seimbang sisa. Defleksi yang didapatkan berasal dari puncak sinyal pada 1x rpm.



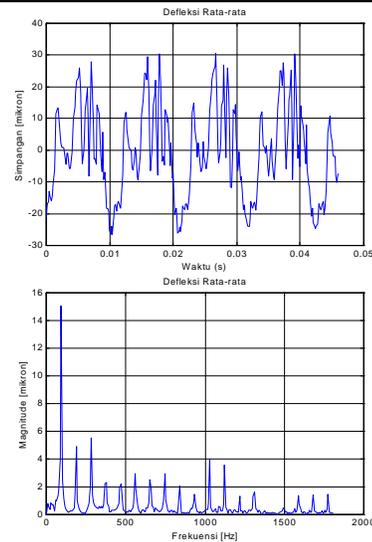
Gambar 8. Defleksi arah vertikal pada *inner race* akibat massa tak seimbang sisa.

Dari Gambar 10 terungkap bahwa dengan adanya gaya sentrifugal dari massa tak seimbang sisa, defleksi pada *inner race* dalam berbagai frekuensi putar cenderung bersifat acak. Dengan demikian dapat disimpulkan bahwa besar massa tak seimbang sisa sangat kecil, sehingga peningkatan frekuensi putar tidak mampu menghasilkan gaya sentrifugal yang cukup besar untuk dapat mengangkat poros dan rotor pada arah vertikal dengan baik. Defleksi yang terjadi disebabkan oleh adanya kelonggaran bantalan, yang mengakibatkan terjadinya defleksi *inner race*.

Dari Gambar 8 tersebut dapat diperkirakan bahwa *radial clearance* yang dimiliki bantalan adalah 6,5 μm , karena amplitudo maksimum yang didapatkan pada kondisi ini adalah 6,5 μm . Dengan demikian kelonggaran bantalan (*diametral clearance*) uji adalah 13 μm .

4.3. Pengujian Dengan Massa Tak Seimbang

Pengujian yang dilakukan selanjutnya adalah pengukuran defleksi *inner race* dengan memberikan massa tak seimbang pada rotor sebesar 10.6 gram pada jarak 35 mm dari sumbu putar. Pengukuran dilakukan pada saat poros berputar dengan frekuensi putar yang divariasikan antara 20 Hz dan 93 Hz. Pada Gambar 9 ditampilkan contoh data getaran pada *inner race* hasil perata-rataan untuk berbagai frekuensi putar.

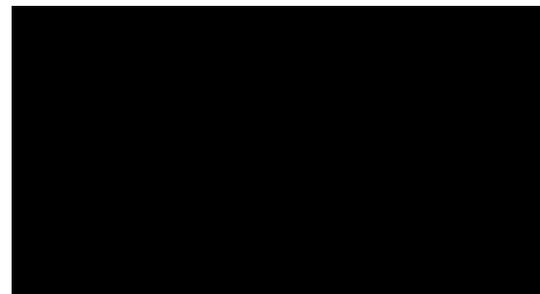


Gambar 9. Data getaran pada bantalan dengan massa tak seimbang pada frekuensi putar 93,0 Hz

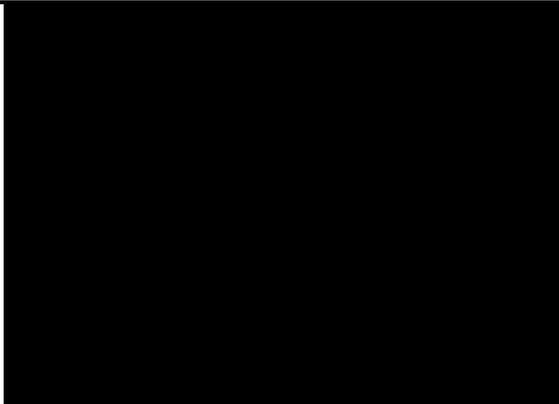
Pada Gambar 9 dapat diamati bahwa untuk gaya yang semakin besar, atau frekuensi putar yang semakin tinggi, perbandingan tinggi puncak antara sinyal harmonik pada 1 x rpm dan sinyal harmonik pada n x rpm semakin besar. Hal ini disebabkan oleh semakin ringannya ketaklinieran sistem pada beban yang tinggi (Rusli,2000).

Selanjutnya defleksi *inner race* kemudian diplot terhadap frekuensi putar, baik arah horizontal maupun vertikal seperti yang ditunjukkan pada Gambar 10 dan Gambar 11. Data hasil pengukuran seperti yang terlihat pada kedua grafik tersebut kemudian didekati dengan persamaan polinomial kuadrat.

Dari defleksi *inner race* yang didapatkan dari hasil pengukuran dan gaya sentrifugal akibat massa tak seimbang yang dihitung secara teoritik, kekakuan bantalan dalam kondisi berputar dapat ditentukan. Harga kekakuan dalam berbagai frekuensi putar diplot dalam bentuk grafik seperti yang ditampilkan pada Gambar 12 dan Gambar 13.



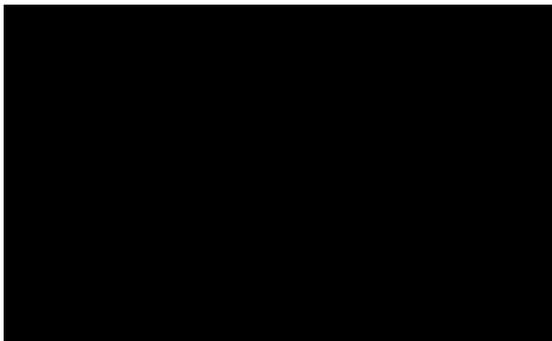
Gambar 10 Defleksi bantalan pada arah horizontal



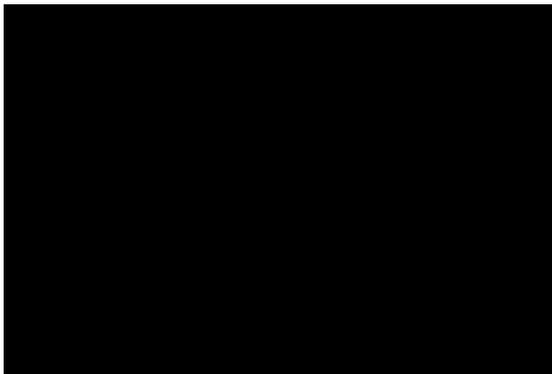
Gambar 11. Defleksi bantalan pada arah vertikal

Dari Gambar 12 dan Gambar 13 dapat diamati bahwa kekakuan hasil pengujian untuk kedua arah pengujian lebih rendah dibandingkan dengan kekakuan teoritik. Hal ini terjadi karena rumah bantalan dan poros yang digunakan dalam pengujian ini tidak kaku sempurna. Akibatnya defleksi yang terjadi pada *inner race* merupakan defleksi total yang terjadi pada poros, bantalan, dan rumah bantalan

Seperti yang telah dibahas sebelumnya, bahwa kekakuan rumah bantalan dan poros harus jauh lebih tinggi dari kekakuan bantalan. Ini dapat diamati dari defleksi yang terjadi pada kedua komponen tersebut. Defleksi yang terjadi pada poros dan rumah bantalan jauh lebih kecil dari defleksi yang terjadi pada bantalan.

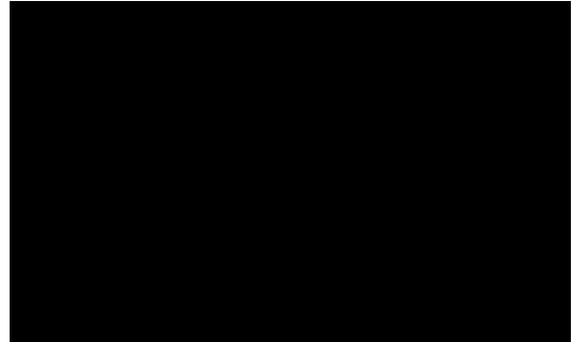


Gambar 12. Kekakuan bantalan pada arah horizontal

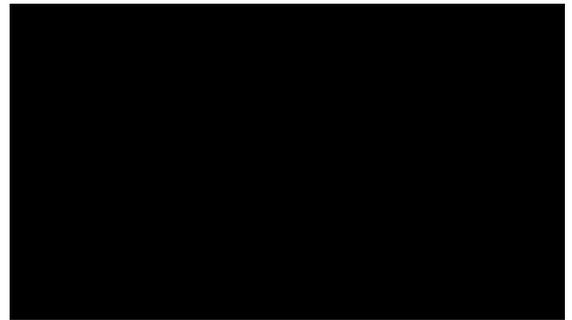


Gambar 13. Kekakuan bantalan pada arah vertical

Selanjutnya pada Gambar 14 dan Gambar 15 ditampilkan kurva kekakuan rumah bantalan dan kurva kekakuan bantalan secara bersamaan, baik pada arah horizontal maupun vertikal. Dari kedua gambar tersebut terungkap bahwa kekakuan rumah bantalan ternyata jauh lebih tinggi dibanding dengan kekakuan bantalan.



Gambar 14. Perbandingan kekakuan bantalan dan rumah bantalan pada arah horizontal



Gambar 15 Perbandingan kekakuan bantalan dan rumah bantalan pada arah vertikal

Namun defleksi yang terukur dari rumah bantalan hanyalah defleksi pada bagian luar rumah bantalan. Sedangkan defleksi yang terjadi pada bagian yang berkontak langsung dengan bantalan tidak dapat diukur, sehingga kekakuan rumah bantalan yang berkontak langsung dengan bantalan tidak dapat diketahui dengan baik.

5. KESIMPULAN

Kaji eksperimental kekakuan bantalan bola arah radial dalam kondisi berputar yang telah dibahas di atas menghasilkan beberapa kesimpulan berikut :

1. Hasil kaji eksperimental yang dilakukan cukup mendekati hasil analisis teoritik yang telah dikembangkan. Hal-hal lain yang mempengaruhi data hasil pengujian seperti kebulatan poros, pengaruh efek giroskopik pada poros rotor terhadap kekakuan radial bantalan, kekakuan rumah bantalan, dan kopleng, tidak dapat dianalisis dengan baik.
2. Ketidakinleran kekakuan bantalan sangat jelas diamati dengan pengukuran sinyal getaran pada poros yang sedang berputar. Ini ditandai dengan munculnya sinyal-sinyal harmonik pada $n \times \text{rpm}$ yang sangat besar. Sedangkan pengukuran getaran dilakukan pada rumah

bantalan, sifat ketidaklinearan ini akan semakin kurang terlihat. Ini disebabkan oleh kekakuan rumah bantalan yang cukup mendominasi kekakuan struktur pendukung poros rotor.

3. Kelonggaran pada bantalan sangat berpengaruh terhadap besar dan sifat ketidaklinieran kekakuan bantalan pada saat berputar. Kelonggaran yang besar mengakibatkan penurunan harga kekakuan bantalan, pengukuran kekakuan pada kondisi diam tidak dapat merasakan adanya kelonggaran bantalan. Oleh karena itu, pengukuran kekakuan bantalan pada kondisi diam, sulit untuk dijadikan acuan dalam menganalisis kekakuan bantalan bola pada saat berputar.

KEPUSTAKAAN

- Harris, T. A. 1991. *Rolling Bearing Analysis*, Canada : John Wiley & Sons, Inc.
- Lim, T. C, and Singh, R. 1990. *Vibration Transmission Through Rolling Element Bearings, Part I: Bearing Stiffness Formulation*, Journal of Sound and Vibration, 139(2), pp 179-199.
- Rusli, M. 2000. *Kaji Teoritik Kekakuan Bantalan Bola pada Arah Radial dalam Kondisi Berputar*, Proceeding Experimental Theoretical Mechanic (ETM) 2000, Bandung
- Ohta, H. and Kobayashi, R. 1996. *Vibrations of Ceramic Ball Bearing*. Journal of Sound and Vibration, 192(2), pp. 481-493.
- Iskandar, I. S. 1997. *Kaji Eksperimental dan Analisis Teoritik Respon Getaran Sistem Poros Rotor Karena Massa Tak Seimbang dan Cacat pada Bantalan*, Tesis Magister, Program Studi Teknik Mesin, Program Pascasarjana ITB.
- Tjahjowidodo, T. 1999. *Kaji Teoritik dan Analisis Respon Getaran Nonlinier pada Sistem Poros Rotor Menggunakan Deret Fungsional Volterra*, tesis magister, Jurusan Teknik Mesin, ITB.
- Xu, M. and Marangoni, R.D. 1994. *Vibration analysis of a motor-flexible coupling- rotor system subject to misalignmrnt and unbalance, part I : theoritical model and analysis*, Journal of Sound and Vibrations 175(5),663-679.
- Xu, M. and Marangoni, R.D. 1994. *Vibration analysis of a motor-flexible coupling- rotor system subject to misalignmrnt and unbalance, part II : experimental validation*, Journal of Sound and Vibrations 176(5), 681-691.