KAJI NUMERIK PENGARUH *ECCENTRICITY RATIO* DAN RADIUS *BEARING* TERHADAP KETEBALAN FILM DAN TEKANAN HIDRODINAMIK MENGGUNAKAN *FINITE DIFFERENCE METHOD*

Gani Arafi[1], Dedi Rosa Putra Cupu[2], Syafri[3]
Laboratorium Konstruksi dan Perancangan, Jurusan teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Riau
Kampus Bina Widya Km 12,5 Simpang Baru Panam, Pekanbaru 28293
[1]gani.arafi3297@student.unri.ac.id, [2]dedi.cupu@lecturer.unri.ac.id, [3]prie_00m022@yahoo.com

Abstract

Journal bearing operates, the relative motion between journal and bearing as well as lubricant form a lubricant film to prevent the direct contact between both surfaces of the journal and the bearing. The entire surface is separated by the lubricant film so that there is no direct contact between the two surfaces. This research was conducted to calculate the pressure and film thickness distribution using the Finite Difference Method (FDM) *in solving partial differential equations of the Reynolds equation. The central difference scheme was used in this simulation because this scheme is more accurate than the other difference schemes. Some factors influencing the generated pressure and film thickness distribution were studied in this research, i.e. eccentricity ratio and radius of bearing. At the eccentricity ratio of* 0.632 *the dimensionless maximum pressure are* 8.0952 *which occurred at* $\theta = 150^{\circ}$ *and the dimensionless minimum film thickness are* 0.368 *at* $\theta = 180°$ *respectively. This research also found that the greater the value of the eccentricity ratio, the greater the pressure generated between the contacting surfaces. Besides, the eccentricity ratio causing the change of the location of maximum pressure because, at axis rotation the central point of the journal and bearing center point shift with increase eccentricity ratio. Increasing of the radius bearing causes the decrease of the ratio of length and diameter of bearing* (L/D ratio) *and decreases the maximum pressure.*

Keywords: *Journal bearing*, *Eccentricity ratio*, *Radius Bearing*, *Hydrodynamic Pressure*, *Film Thickness*

1. Pendahuluan

Journal bearing terdiri dari poros (*shaft*) yang berputar dengan *bearing* berbentuk silindris yang menyatu dengan *housing*. *Journal* dan permukaan *bearing* dipisahkan oleh adanya lapisan pelumas (*lubricant*) cairan atau gas (Bhushan, 2013). *Journal bearing* bekerja pada beban radial yaitu (beban yang tegak lurus terhadap sumbu poros yang berputar). Dalam dunia industri, *bearing* merupakan komponen yang sangat penting karena digunakan sebagai penumpu *journal* agar tetap stabil saat berputar (Irawan, 2009). Pada aplikasinya, *journal bearing* terdapat pada turbo *machinery* seperti pada turbin, kompresor, sentrifugal, generator dan pompa.

Journal bearing dirancang untuk beroperasi pada *regime Hydrodynamic Lubrication* (HL). HL yaitu adanya lapisan film yang terbentuk pada permukaan *journal* dan *bearing* yang seluruh permukaannya dipisahkan oleh *lubricant* sehingga, tidak mengalami kontak antar kedua permukaan (Hamrock & Bernard, 1994). Lapisan film yang terbentuk memberikan jarak yang memisahkan antar kedua permukaan tersebut sehingga, tidak mengalami kontak secara langsung antara permukaan *journal* dan permukaan *bearing* (Richard, 2017).

Ada beberapa faktor yang mempengaruhi ketebalan lapisan film yang terbentuk pada *journal bearing* seperti besarnya beban radial yang bekerja, *eccentricity ratio*, temperatur, dan *lubricant* (Hirani, 2016). Pada saat *journal bearing* beroperasi, ketebalan lapisan film yang terbentuk berada pada kondisi HL untuk berbagai putaran. Semakin tinggi putaran maka, ketebalan lapisan film harus semakin tinggi untuk menjaga performa terhadap keausan pada *bearing*. Untuk itu perlu dilakukan kajian numerik pengaruh *eccentricity ratio* dan *radius* terhadap ketebalan lapisan film dan tekanan hidrodinamik pada *journal bearing*.

Ada beberapa jenis kajian yang digunakan untuk mempelajari kajian tersebut, salah satunya adalah kaji numerik dengan menggunakan metode beda hingga atau *Finite Difference Method* (FDM). Misalnya digunakan pada (Venner, 2000) dan (Huang, 2013) yang hanya membutuhkan solusi pada titik-titik *mesh* sementara solusi disekitarnya digunakan untuk menyelesaikan turunan secara numerik. Dalam penelitian ini, diskretisasi persamaan Reynolds diselesaikan secara iteratif menggunakan FDM. Proses diskretisasi pada FDM yaitu dengan membagi domain variabel berhingga berbentuk persegi untuk menyelesaikan persamaan diferensial parsial pada persamaan Reynolds.

Wieslaw Grabon (2006) melakukan program komputer untuk simulasi distribusi tekanan hidrodinamik pada radial *bearing*. *Software* yang digunakan yaitu PACKAGE ADINA 8.1. Dasar metode perhitungan yang digunakan dalam program computer tersebut yaitu *Finite Difference Method* (FDM), *Finite Element Method* (FEM), *Finite Volume Method* (FVM).

(J. Javorova, 2016) melakukan analisis HD *Journal Bearing* terhadap Deformasi Elastis dan *Non-Newtonian Rabinowitsch Fluid Model*. Solusi numerik dari persamaan Reynolds dimodifikasi menggunakan FDM dengan Teknik Over-Relaksasi.

Asral (2013) melakukan kaji eksperimental efek *wavy groove* terhadap distribusi tekanan *journal bearing* pada permukaan *smooth.* Hasil distribusi tekanan pada *smooth surface* ini sebagai validasi pada simulasi numerik penelitian ini dengan *eccentricity ratio* yaitu 0,632.

Dengan melihat penelitian sebelumnya, maka dilakukan penelitian ini dimana, pada penelitian ini membahas tentang variasi *eccentricity ratio* dan variasi radius *bearing* untuk melihat pengaruh variasi tersebut terhadap ketebalan film dan tekanan yang terjadi. Sebelum digunakan untuk meninjau pengaruh variasi tersebut, maka algoritma tersebut dilakukan proses validasi terhadap hasil kaji eksperimental pada penelitian sebelumnya (Asral, 2013). Validasi dilakukan untuk menyelidiki keabsahan model numerik yang telah dibuat menggunakan FDM dan FVM pada *software* MATLAB.

2. Metodologi

Metode penelitian yang digunakan dalam penelitian ini adalah metode numerik. Hal ini dilakukan untuk menghitung distribusi tekanan dan ketebalan film pada *journal bearing* menggunakan *finite difference method* (FDM) dengan diskretisasi skema *central difference*. Kemudian, diskretisasi FDM pada ketebalan film dalam arah θ dan Y berdasarkan skema *central difference* dituliskan berikut :

$$\left(\frac{\partial H}{\partial \theta}\right)_{i,j} = \frac{H_{i+1,j} - H_{i-1,j}}{2\Delta\theta}$$

$$\left(\frac{\partial H}{\partial Y}\right)_{i,j} = \frac{H_{i,j+1} - H_{i,j-1}}{2\Delta Y} \qquad (1)$$

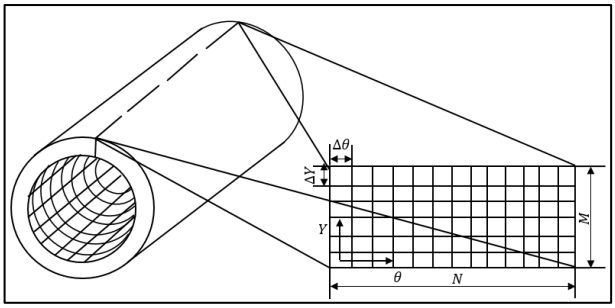
Diskrretisasi FDM pada tekanan dalam arah θ dan Y berdasarkan skema *central difference* dituliskan berikut (Asral, 2010):

$$\left(\frac{\partial P}{\partial \theta}\right)_{i,j} = \frac{P_{i+1,j} - P_{i-1,j}}{2\Delta\theta}$$

$$\left(\frac{\partial P}{\partial Y}\right)_{i,j} = \frac{P_{i,j+1} - P_{i,j-1}}{2\Delta Y} \qquad (2)$$

2.1 Solusi Domain

Domain ini terdiri dari persegi panjang dengan spasi regular pada *mesh* dari simpul $N \times M$. Jarak dari satu titik ke titik yang lain dalam arah θ dan Y adalah $\Delta\theta$ dan ΔY (Seperti terlihat pada **gambar 1**). Dalam penelitian ini jumlah node dalam arah θ dan Y tidak sama, $M \neq N$ sehingga $\Delta\theta \neq \Delta Y$.



Gambar 1. Solusi Domain

2.2 Data Simulasi Numerik pada *Journal bearing*

Data *journal bearing* yang digunakan dalam penelitian ini ialah data hasil eksperimental yang telah dilakukan pada penelitian sebelumnya (Asral, 2013). Adapun data *journal bearing* tersebut (seperti terlihat pada **tabel 1** sampai **3**) adalah sebagai berikut:

Tabel 1. *Bearing Geometries* (Asral, 2013)

Parameter Operasional	Simbol	Nilai	Satuan
Radius *Bearing*	R_b	0,03	m
Radius *Journal*	R_j	0,02975	m
Panjang *Bearing*	L	0,015	m
Radial *Clearance*	C	250	μm
Eccentricity Ratio	ε	0,108 - 0,634	-

Tabel 2. *Palm oil Lubricant Properties* (Asral, 2013)

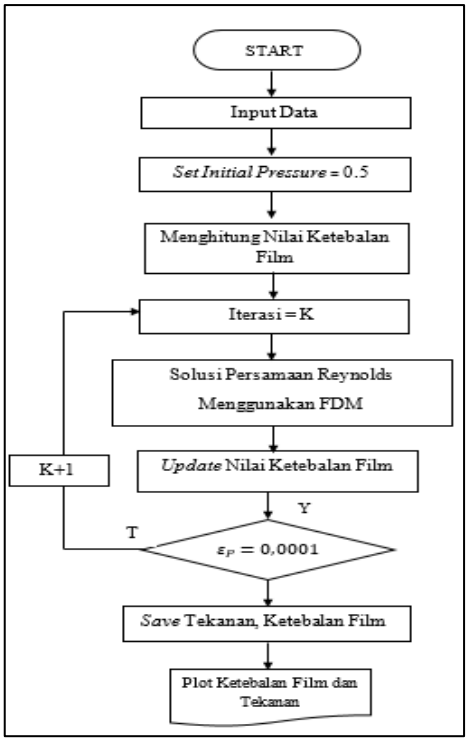
Parameter Operasional	Simbol	Nilai	Satuan
Lubricant Viscosity at 25 ℃	μ	0,07719	N-s/m^2
Lubricant Density at 25 ℃	ρ	887,5	kg/m^3

Tabel 3. *Working Parameters* (Asral, 2013)

Parameter Operasional	Simbol	Nilai	Satuan
Journal Angular Speed	Ω	200-5000	rpm

2.3 Metode Solusi HL

Adapun metode solusi HL (seperti terlihat pada **gambar 2**) adalah sebagai berikut:



Gambar 2. Diagram Alir Solusi HL

2.3.1 Solusi Persamaan Reynolds menggunakan FDM

Persamaan Reynolds non-dimensional untuk HL yang mencakup istilah Poiseuille untuk arah θ dan Y adalah sebagai berikut (Venner, 2000):

$$\frac{\partial}{\partial\theta}\left(H^3\frac{\partial P}{\partial\theta}\right)+\frac{1}{k^2}\frac{\partial}{\partial Y}\left(H^3\frac{\partial P}{\partial Y}\right)-\frac{\partial H}{\partial\theta}=0 \quad (3)$$

$$k = L/R \quad (4)$$

Dengan kondisi batas $P(0,Y)=P(2\pi,Y)=0$ dan $P(\theta,0)=P(\theta,1)=0$.

Diskretisasi persamaan Reynolds non dimensional dalam arah θ berdasarkan skema *central difference* diatas.

$$\frac{\partial}{\partial\theta}\left(H^3\frac{\partial P}{\partial\theta}\right)=\frac{{H^3}_{i+1,j}\frac{P_{i+1,j}-P_{i,j}}{\Delta\theta}-{H^3}_{i-1,j}\frac{P_{i,j}-P_{i-1,j}}{\Delta\theta}}{2\Delta\theta} \quad (5)$$

Diskretisasi persamaan Reynolds non dimensional dalam arah Y berdasarkan skema *central difference* diatas.

$$\frac{\partial}{\partial Y}\left(H^3\frac{\partial P}{\partial Y}\right)=\frac{{H^3}_{i,j+1}\frac{P_{i,j+1}-P_{i,j}}{\Delta Y}-{H^3}_{i,j-1}\frac{P_{i,j}-P_{i,j-1}}{\Delta Y}}{2\Delta Y} \quad (6)$$

Diskretisasi central urutan kedua ditulis sebagai berikut:

$$\frac{\partial H}{\partial\theta}=\frac{H_{i+1,j}-H_{i-1,j}}{2\Delta\theta} \quad (7)$$

Persamaan Reynolds ditulis ulang dalam bentuk diskretisasi tekanan dan ketebalan lapisan film berdasarkan skema diskretisasi FDM pada persamaan 5 dan 6. Diskretisasi persamaan Reynolds non dimensional dalam arah θ dan Y sebagai berikut (Venner, 2000):

$$\left(\frac{{H^3}_{i+0,5,j}}{\Delta\theta}\right)P_{i+1,j}+\left(\frac{{H^3}_{i+0,5,j}+{H^3}_{i-0,5,j}}{\Delta\theta}\right)P_{i,j}+\left(\frac{{H^3}_{i-0,5,j}}{\Delta\theta}\right)P_{i-1,j}+\frac{1}{k^2}\left(\frac{{H^3}_{i,j+0,5}}{\Delta Y}\right)P_{i,j+1}+\left(\frac{{H^3}_{i,j+0,5}+{H^3}_{i,j-0,5}}{\Delta Y}\right)P_{i,j}+\left(\frac{{H^3}_{i,j-0,5}}{\Delta Y}\right)P_{i,j-1}-\frac{H_{i+1,j}-H_{i-1,j}}{2\Delta\theta}=0 \quad (8)$$

Persamaan (8) dapat di sederhanakan menjadi bentuk persamaan sebagai berikut:

$$(A1)_{i,j}P_{i+1,j}+(A2)_{i,j}P_{i-1,j}+(A3)_{i,j}P_{i,j+1}+(A4)_{i,j}P_{i,j-1}-(A5)_{i,j} \quad (9)$$

A1, A2, A3, A4, dan A5 adalah konstanta pada titik tertentu (i, j) dan dituliskan sebagai berikut:

$$(A1)_{i,j}=\left(\frac{{H^3}_{i+1,j}}{{H^3}_{i+1,j}+{H^3}_{i-1,j}+\left(\frac{1}{k}\right)^2\times\frac{\Delta\theta}{\Delta Y}\times{H^3}_{i,j+1}+\left(\frac{1}{k}\right)^2\times\frac{\Delta\theta}{\Delta Y}\times{H^3}_{i,j-1}}\right)$$

$$(A2)_{i,j}=\left(\frac{{H^3}_{i-1,j}}{{H^3}_{i+1,j}+{H^3}_{i-1,j}+\left(\frac{1}{k}\right)^2\times\frac{\Delta\theta}{\Delta Y}\times{H^3}_{i,j+1}+\left(\frac{1}{k}\right)^2\times\frac{\Delta\theta}{\Delta Y}\times{H^3}_{i,j-1}}\right)$$

$$(A3)_{i,j}=\left(\frac{{H^3}_{i,j+1}}{{H^3}_{i+1,j}+{H^3}_{i-1,j}+\left(\frac{1}{k}\right)^2\times\frac{\Delta\theta}{\Delta Y}\times{H^3}_{i,j+1}+\left(\frac{1}{k}\right)^2\times\frac{\Delta\theta}{\Delta Y}\times{H^3}_{i,j-1}}\right)$$

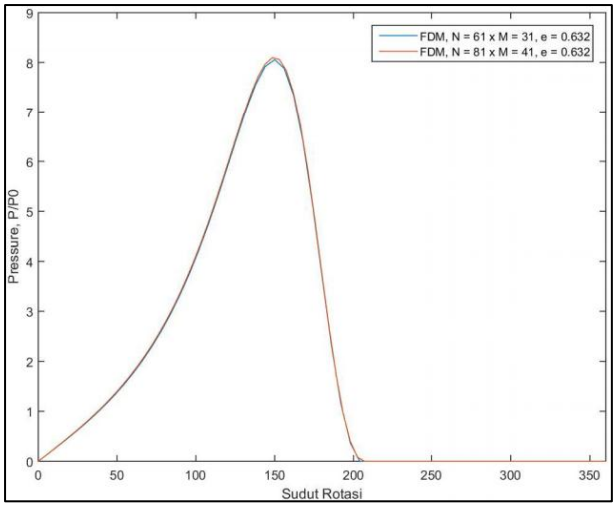
$$(A4)_{i,j}=\left(\frac{{H^3}_{i,j+1}}{{H^3}_{i+1,j}+{H^3}_{i-1,j}+\left(\frac{1}{k}\right)^2\times\frac{\Delta\theta}{\Delta Y}\times{H^3}_{i,j+1}+\left(\frac{1}{k}\right)^2\times\frac{\Delta\theta}{\Delta Y}\times{H^3}_{i,j-1}}\right)$$

$$(A5)_{i,j}=\frac{\Delta X}{2}\left(\frac{H_{i+1,j}-H_{i-1,j}}{{H^3}_{i+1,j}+{H^3}_{i-1,j}+\left(\frac{1}{k}\right)^2\times\frac{\Delta\theta}{\Delta Y}\times{H^3}_{i,j+1}+\left(\frac{1}{k}\right)^2\times\frac{\Delta\theta}{\Delta Y}\times{H^3}_{i,j-1}}\right) \quad (10)$$

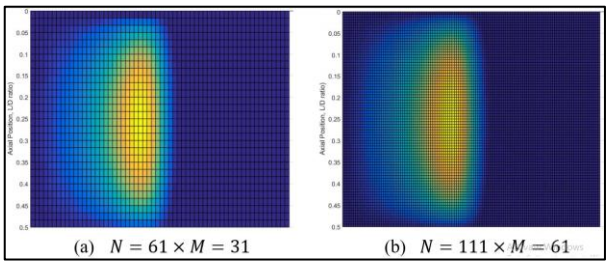
3. Hasil dan Pembahasan

Pada pembahasan kali ini membahas tentang hasil yang di dapat dari simulasi numerik *journal bearing* dengan variasi *eccentricity ratio* pada penelitian sebelumnya (Asral, 2013) dengan radius *bearing* 60 mm, 120 mm, 180 mm dan 240 mm.

Gambar 3 menunjukan pengaruh variasi jumlah node pada tekanan *journal bearing*. Hasilnya, bahwa variasi jumlah grid tidak mempengaruhi secara significant terhadap hasil tekanan (seperti terlihat pada **gambar 3)**, melainkan *smooth* pada hasil tekanan (seperti terlihat pada **gambar 4**).

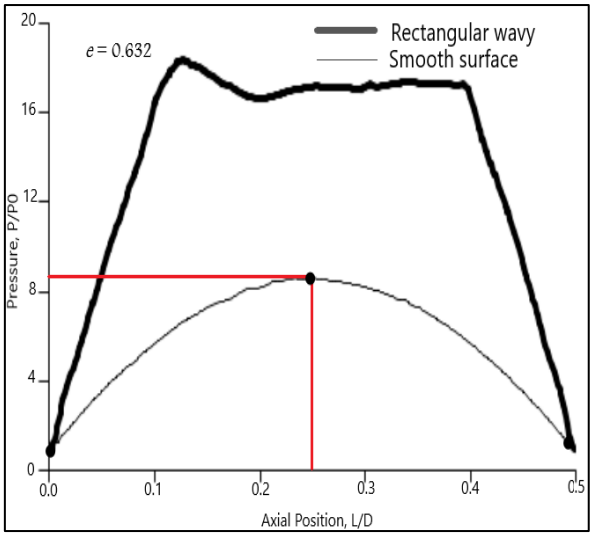


Gambar 3. Pengaruh Variasi Jumlah Node pada Tekanan *Journal Bearing*

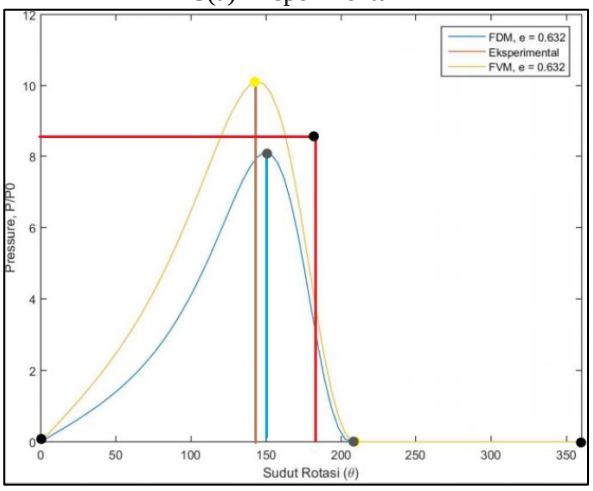


Gambar 4. Pengaruh Variasi Jumlah Node pada Tekanan *Journal Bearing*

Gambar 5b menunjukan validasi model numerik yang dibuat menggunakan FDM dan FVM dengan hasil tekanan eksperimental pada penelitian sebelumnya (Asral, 2013). Dimana, hasil tekanan maksimum dan ketebalan film minimum pada simulasi numerik menggunakan FDM yaitu Pmaks = 8,06 dengan posisi titik puncak tekanan maksimum di sudut 150˚ dan H_{min} = 0,37 di posisi titik puncak ketebalan film minimum di sudut 180˚. Kemudian, hasil tekanan maksimum dan ketebalan film minimum pada simulasi numerik menggunakan FVM P_{Maks} = 10,07 dengan posisi titik puncak tekanan maksimum di sudut 145˚ dan H_{min} = 0,37 dengan posisi titik puncak ketebalan film minimum di sudut 180˚. Garis yang berwarna merah seperti terlihat pada **gambar 5a** menunjukan hasil tekanan maksimum pada *smooth surface* yang dilakukan penelitian sebelumnya (Asral, 2013) dengan titik puncak tekanan maksimum pada posisi sudut 180˚. Hal ini terjadi karena adanya kebocoran minyak di ujung *bearing* sehingga tidak dapat mengangkat poros. Sedangkan pada simulasi numerik titik puncak maksimum di sudut 180˚ terjadi ketika *eccentricity ratio* bernilai 0. Penyimpangan kecil terjadi karena grid tidak cukup untuk menggambarkan data yang sebenarnya karena jumlah grid dibatasi oleh area yang sangat kecil.



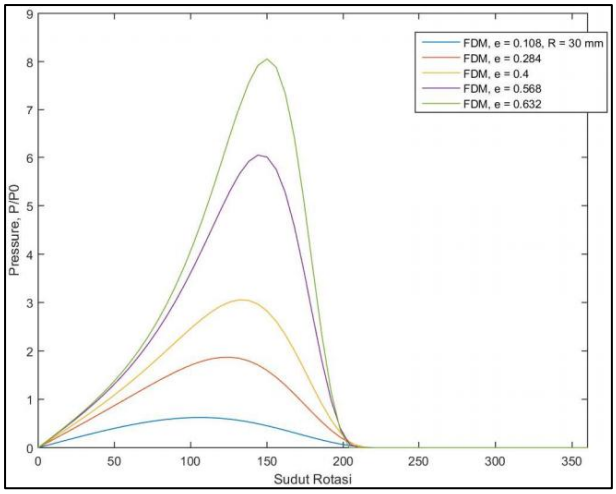
5(a) Eksperimental



5(b) Numerik

Gambar 5. Hasil Validasi menggunakan FDM, FVM, dan Eksperimental $N = 81 \times M = 41$

Gambar 6 menunjukan pengaruh variasi *eccentricity ratio* terhadap tekanan hidrodinamik menggunakan FDM. Pada variasi tersebut menunjukan bahwa tekanan maksimum hidrodinamik terus mengalami peningkatan seiring peningkatan nilai *eccentricity ratio* karena penurunan ketebalan film minimum. Peningkatan nilai *eccentricity ratio*, mengubah posisi titik puncak tekanan maksimum pada *journal* bearing. Hal ini karena saat rotasi poros terjadi dengan kecepatan sudut tertentu menimbulkan jarak radial antara titik pusat *bearing* dengan titik pusat *journal*. Jarak radial antara titik pusat *bearing* dengan titik pusat *journal* ini akan mengalami pergeseran seiring peningkatan nilai *eccentricity ratio*.

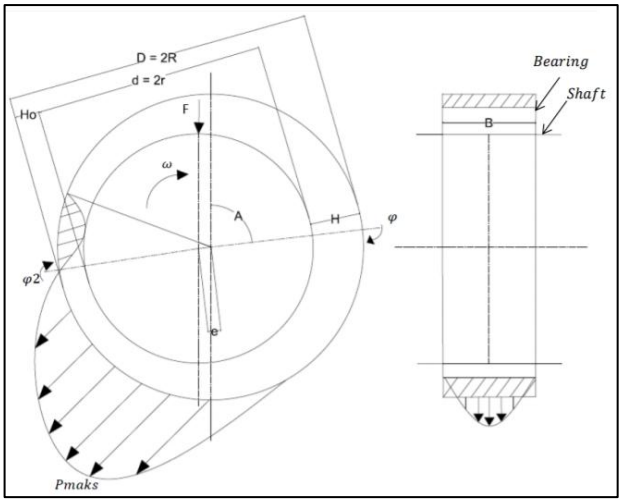


Gambar 6. Pengaruh Variasi *Eccentricity Ratio* pada Tekanan *Journal Bearing* $N = 81 \times M = 41$

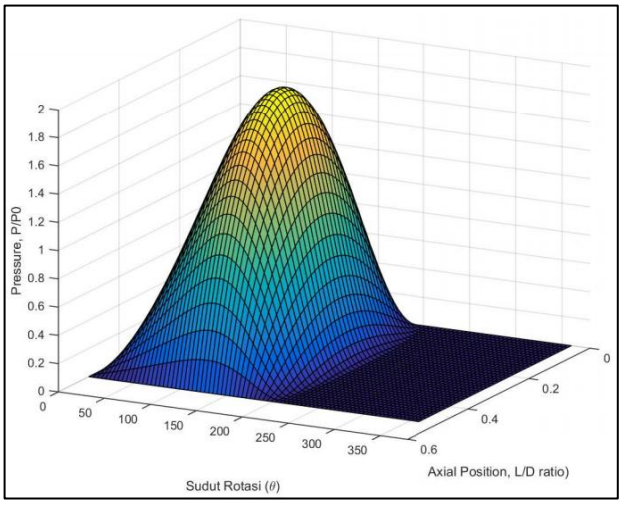
Gambar 7a sampai **8a** menggambarkan kondisi aktual tekanan hidrodinamik pada *journal bearing*. Pada kondisi aktualnya, tekanan maksimum terjadi pada permukaan kontak yang kecil. Posisi titik puncak tekanan maksimum mengalami pergeseran seiring peningkatan *nilai eccentricity ratio*. Hal ini karena saat rotasi poros terjadi pada kecepatan sudut tertentu menimbulkan jarak radial antara titik pusat *bearing* dengan titik pusat *journal*. Jarak radial antara titik pusat *bearing* dengan titik pusat *journal* ini akan mengalami pergeseran seiring peningkatan nilai *eccentricity ratio*. *Eccentriciy ratio* berkaitan dengan *attitude angle*, *attitude angle* ialah sudut yang terbentuk antara garis beban dan penghubung antar titik pusat *bearing* dengan titik pusat *journal* pada saat rotasi poros. Ketika nilai *eccentricity ratio* meningkat maka, *attitude angle* semakin kecil sudut yang terbentuk (seperti terlihat pada **tabel 4**). Kemudian, pada kondisi aktualnya ketebalan film minimum terjadi pada $\theta = 180°$.

Tabel 4. *Attitude Angle* pada *Journal Bearing*

Eccentricity Ratio	*Attitude Angle*	FDM Pmax	FDM Hmin	FVM Pmax	FVM Hmin
0,108	83,8°	115°	180°	105°	180°
0,632	50,8°	150°	180°	145°	180°



7(a) Aktual



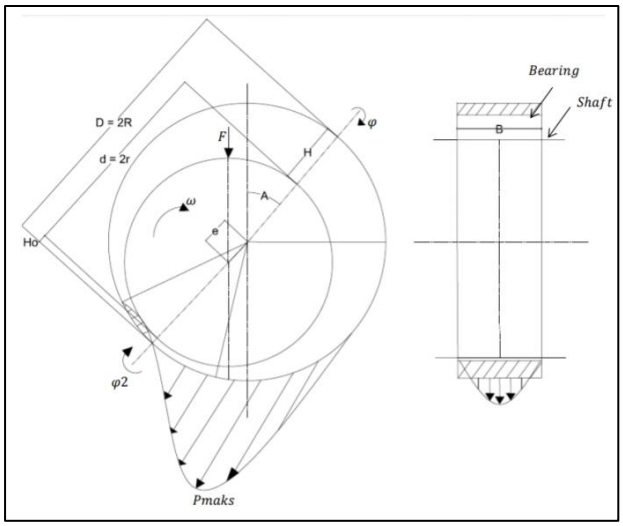
7(b) Numerik

Gambar 7. Distribusi Tekanan $N = 81 \times M = 41$ pada *Eccentricity Ratio* = 0,284 FDM

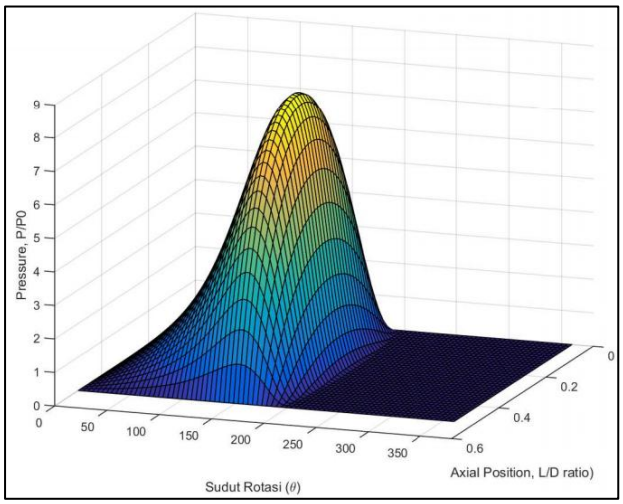
Gambar 7b sampai **8b** menunjukan hasil simulasi numerik menggunakan FDM. Pada hasil imulasi numerik tersebut, menunjukan tekanan hidrodinamik tidak merata ke seluruh permukaan konformal (permukaan yang melengkung seperti pada *journal* dan *bearing*) yang mengalami kontak. Adanya tekanan positif menandakan beban yang diterapkan normal. Kemudian, sudut untuk tekanan yang dianggap nol terjadi pada saat posisi sudut 210°. Hal ini karena metode kavitasi sederhana yang diterapkan pada persamaan Reynolds menunjukan bahwa tekanan yang dianggap nol berhenti di posisi tertentu yaitu diantara tekanan dan gradien tekanan. Kondisi seperti ini akan menghilangkan diskontinuitas aliran *lubricant* di sudut 180°.

Gambar 9 menunjukan pengaruh variasi *eccentricity ratio* terhadap ketebalan film dengan menggunakan FDM. Pada variasi tersebut menunjukan

bahwa ketika rotasi poros dari sudut rotasi 0° hingga pada sudut rotasi 180° ketebalan film mengalami penurunan. Kemudian, meningkat kembali pada sudut rotasi 180° hingga pada sudut rotasi 360°. Hal ini menunjukan bahwa ketebalan film maksimum terjadi pada sudut rotasi 0° dan ketebalan film minimum terjadi pada rotasi sudut 180° (seperti terlihat **pada gambar 9**). Semakin meningkat nilai *eccentricity ratio* maka, semakin menurun nilai ketebalan lapisan film minimum pada $\theta = 180°$.

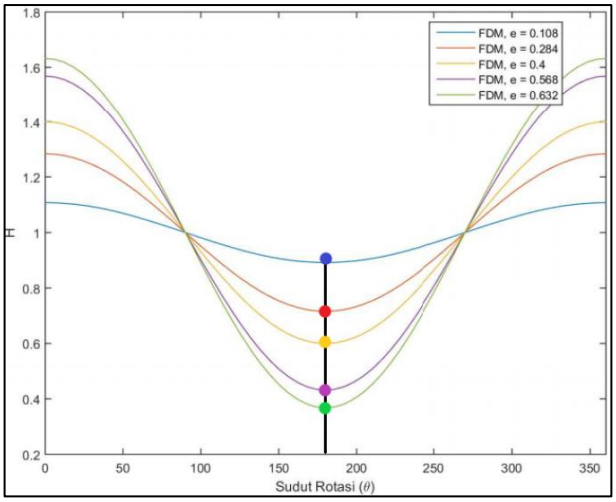


8(a) Aktual



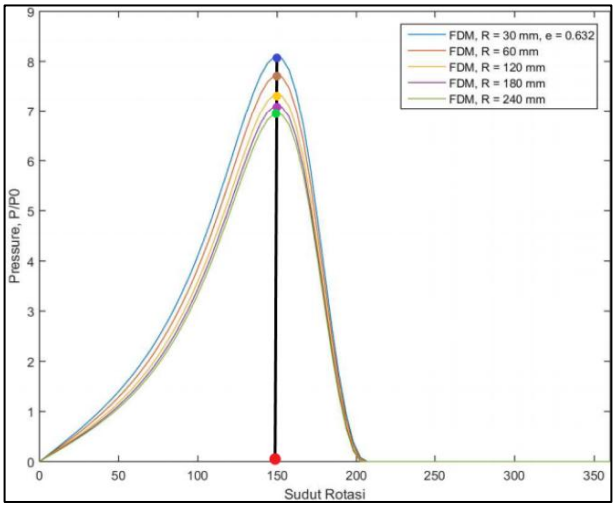
8(b) Numerik

Gambar 8. Distribusi Tekanan $N = 81 \times M = 41$ pada *Eccentricity Ratio* = 0,632 FDM

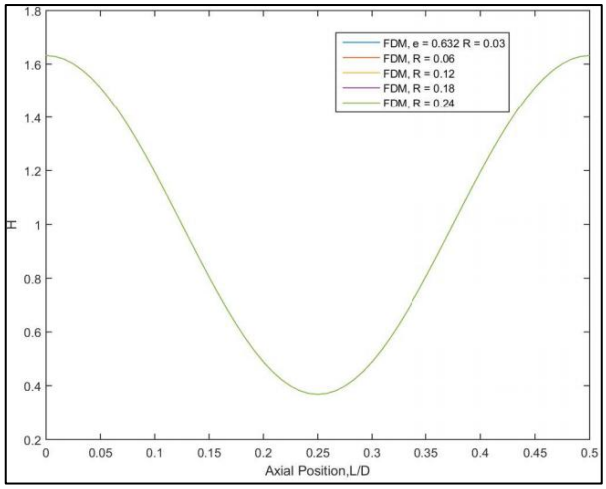


Gambar 9. Pengaruh Variasi *Eccentricity Ratio* pada tekanan *Journal Bearing* Menggunakan FDM $N = 81 \times M = 41$

Gambar 10 menunjukan pengaruh variasi radius pada tekanan *jounal bearing* dengan menggunakan FDM. Pada variasi tersebut menunjukan bahwa peningkatan nilai radius mengakibatkan penurunan nilai tekanan maksimum. Hal ini karena *clearance* diantara diameter luar *journal* dengan diameter dalam *bearing* semakin besar. Peningkatan nilai radius tidak mengubah posisi titik puncak tekanan maksimum seiring peningkatan nilai radius karena pada saat rotasi poros titik pusat *journal* dan titik pusat *bearing* tidak mengalami pergeseran seiring peningkatan nilai radius. Posisi titik puncak tekanan maksimum pada simulasi numerik menggunakan FDM terjadi pada sudut rotasi $150°$ (terlihat seperti pada **gambar 10**).



Gambar 10. Pengaruh Variasi Radius *Bearing* pada tekanan *Journal bearing* $N = 81 \times M = 41$



Gambar 11. Pengaruh Variasi Radius *Bearing* pada Ketebalan Film $N = 81 \times M = 41$

Gambar 11 menunjukan pengaruh variasi radius pada ketebalan film. Pada variasi tersebut menunjukan bahwa, peningkatan nilai radius dengan *eccentricity ratio* tetap, tidak berpengaruh pada ketebalan lapisan film minimum. Ketebalan film hanya dipengaruhi oleh *eccentricity ratio*.

4. Simpulan

Beban awal maksimum di pengaruhi oleh *eccentricity ratio*, dimana semakin tinggi nilai *eccentricity ratio* maka semakin tinggi nilai beban maksimum yang mampu ditahan oleh *journal bearing* tersebut**.** Tekanan hidrodinamik pada *journal bearing* sangat dipengaruhi oleh *eccentricity ratio* dimana semakin besar *eccentricity ratio* maka semakin besar tekanan hidrodinamik. Faktor lain yang mempengaruhi tekanan adalah radius *bearing*, akan tetapi pengaruh radius tidak signifikan dibandingkan pengaruh *eccentricity ratio* terhadap tekanan hidrodinamik pada *journal bearing*. Ketebalan lapisan film yang terbentuk pada kontak permukaan *journal bearing* hanya dipengaruhi oleh *eccentricity ratio*, sedangkan radius tidak berpengaruh pada lapisan film pada *journal bearing*.

Daftar Pustaka

[1] Asral. 2010. *Numerical solution of Hydrodynamics Lubrications with Non-Newtonian Fluid Flow. Asian International Conference on Fluid Machinery* 21-23 Oktober 2009, Kuala Lumpur Malaysia.

[2] Asral. 2013. *The Effect of Wavy Groove Liner on Pressure Distribution of Journal Bearing*. *Applied Mechanics and Materials* Vol. 315 (2013) pp 889-893.

[3] Graboń, W. dan Smykla, J. *Computer Program for Symulation of Pressure Distribution in The Hydrodynamic Radial Bearing*. Department of Computer Science.

[4] Hamrock, Bernard J. 1994 *Fundamentals of Fluid Film Lubrication Second Edition* USA: Ohio State University.

[5] Huang, Ping. 2013. *Numerical Calculation of Lubricant Methods and Programs* China: South China University of Technology.

[6] Hirani, H. 2016. *Fundamentals of Engineering Tribology with Applications*: Cambridge University.

[7] Javorova J et al., 2016. *Analysis of HD Journal Bearings Considering Elastic Deformation and Non-Newtonian Rabinowitsch Fluid Model*. *Tribology in Industry* Vol. 38, No. 2 (2016) 186-196.

[8] Richard, Booser E. 2017. *Applied Tribology Bearing Design and Lubrication*. USA: Engineering Consultant.

[9] Venner, C, H. 2000. *Multilevel Methods In Lubrication*. Netherlands: Faculty of Mechanical Engineering University of Twente.