

# KAJI NUMERIK PENGARUH *BIO-BASED LUBRICANT* TERHADAP KETEBALAN LAPISAN FILM DAN TEKANAN HIDRODINAMIK PADA *JOURNAL BEARING* MENGGUNAKAN *FINITE DIFFERENCE METHOD*

Rijaluddin Farihd<sup>[1]</sup>, Dedi Rosa Putra Cupu<sup>[2]</sup>, Syafri<sup>[3]</sup>

Laboratorium Konstruksi dan Perancangan, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Riau,

Kampus Bina Widya Km 12,5 Simpang Baru, Panam, Pekanbaru, 28293, Indonesia

<sup>[1]</sup>rijaluddinfarihd@yahoo.com, <sup>[2]</sup>dedi.cupu@lecturer.unri.ac.id, <sup>[3]</sup>prie\_00m022@yahoo.com

## ABSTRACT

*In journal bearings, there is a contact between the shaft and the bearing. The impact that occurs on these contacts is friction which causes wear on the bearing material. This research was conducted to see the effect of bio-based lubricants on the distribution of hydrodynamic pressure and the film thickness on the journal bearings. The numerical assessment was carried out for this study using one of the numerical methods, namely the finite difference method. The finite difference method is a method commonly used to solve the Reynolds equation in which this equation is used to calculate the pressure distribution. The FDM discretization scheme use in this simulation was central-difference because it has a more accurate value approach to the actual value than using other schemes. This research was conducted by varying several parameters with different results. The different types of bio-based lubricants affect the pressure distribution, but not the film thickness which can only be measured by the eccentricity ratio. It was obtained from several bio-based lubricants, namely coconut oil, olive oil, and palm oil that the better lubricant to use is coconut oil because it produces less pressure for other types of lubricants.*

**Keywords :** *Journal Bearing, Bio-Based, FDM.*

## 1. Pendahuluan

Dampak dari kontak yang terjadi antara *journal bearing* dan poros ialah dapat meningkatkan gesekan, sehingga dapat mempengaruhi kerja dari poros dan *journal bearing* itu sendiri. Pada *journal bearing* terjadi tekanan yang besar yang didapat dari poros. Selain itu juga dapat mengakibatkan keausan pada material *bearing*. Adapun solusi untuk menghindari hal tersebut ialah dengan memberikan *lubricant* pada kontak tersebut. *Lubricant* dapat membentuk lapisan film di antara permukaan kontak yang terjadi sehingga kontak langsung dapat dihindari.

Ada beberapa jenis *lubricant* yang dapat digunakan untuk *journal bearing*. Jenis-jenis *lubricant* yaitu *mineral oil*, *synthetic oil*, dan *bio-based oil*. *Mineral oil* adalah hidrokarbon berbahan dasar minyak bumi yang dimurnikan. *Mineral oil* merupakan kombinasi dari parafin, *naphthenes* dan minyak aromatik [1]. *Synthetic oil* dapat berasal dari hidrokarbon

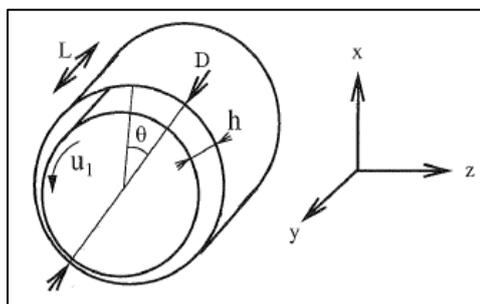
atau dari bahan kimia lainnya. *Synthetic oil* ini cenderung lebih murni dari *mineral oil* dan diproduksi untuk sifat tertentu seperti stabilitas suhu tertentu [2]. *Bio-based oil* berasal dari bahan berbasis *bio-based* seperti minyak nabati, lemak hewan, atau dari hidrokarbon ramah lingkungan lainnya [3]. Alasan penelitian ini lebih memfokuskan *bio-based oil* ketimbang *lubricant* yang lain karena unggul dalam pelumasan, titik nyala lebih tinggi, pembaruan stok dasar dan dukungan pertanian domestik [4]. Selain itu, isu lingkungan (*environmental issue*) juga penting untuk dipertimbangkan mengingat sumber *mineral oil* dan *synthetic oil* berasal dari fosil dan tidak diperbaharui. Berdasarkan dari penelitian [5], *bio-based lubricant* telah terbukti menunjukkan *lubricant properties* yang lebih unggul dibandingkan *mineral oil* konvensional.

Adapun simulasi numerik yang digunakan ialah dengan metode beda hingga atau *finite difference method* yang biasa disingkat FDM, karena FDM digunakan

untuk menyelesaikan persamaan diferensial parsial yang mana persamaan yang ingin digunakan ialah persamaan Reynolds tentang *hydrodynamic lubrication*. Dibandingkan dengan melakukan pengujian (kajian eksperimental), kajian numerik memiliki beberapa kelebihan seperti tidak membutuhkan waktu lama dalam persiapan, tidak merusak material, hemat biaya dan lain-lain. Dan dibandingkan dengan metode analitik, metode numerik lebih presisi karena asumsi dan penyederhanaan yang digunakan tidak sebanyak pada metode analitik.

*Bearing*, atau diistilahkan bantalan dalam Bahasa Indonesia merupakan suatu elemen mesin yang digunakan untuk menahan poros berbeban, beban tersebut dapat berupa beban aksial atau beban radial. *Journal bearing* adalah suatu elemen mesin yang berfungsi untuk menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung dengan halus dan aman. Jenis *bearing* ini mampu menumpu poros dengan beban besar.

*Journal bearing* merupakan contoh yang dipakai untuk menggambarkan bagaimana *hydrodynamic lubrication* bekerja. Dalam makalahnya Reynolds tidak hanya mendapatkan persamaan dasar yang sekarang memakai namanya, tetapi ia juga memberikan solusi di antaranya solusi perkiraan dari profil tekanan dalam *journal bearing* [6].



Gambar 1. Geometri *journal bearing* [8]

Geometri dari *journal bearing* diuraikan pada Gambar 1. Jari-jari journal dan *bearing* berbeda dengan jarak  $c$  yang sangat kecil dibandingkan dengan jari-jari rata-rata  $R =$

$D/2$ . *Bearing* memiliki panjang  $L$ , dan *lubricant* disuplai di bagian atas *bearing* ( $\theta = 0$ ) melalui alur aksial pada tekanan sekitar  $p = 0$ . Ketinggian celah antara journal dan *bearing* disebut  $h$ .

Dengan asumsi jari-jari kelengkungan sangat besar dibandingkan dengan ketebalan film ( $c \ll R$ ), kelengkungan dapat diabaikan dan *bearing* dapat dikembangkan ke permukaan yang rata. Berikut persamaan Reynolds untuk *hydrodynamic lubrication* [7] :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6 \left( U \frac{dh}{dx} + V \frac{dh}{dy} \right) + 12(w_h - w_0) \quad (1)$$

Kemudian dilakukan penyederhanaan Persamaan Reynolds Penyederhanaan berikut biasanya diadopsi di sebagian besar studi yaitu dengan mengasumsikan kecepatan hanya pada arah  $U$  yang artinya  $V = 0$  dan dimungkinkan juga untuk mengasumsikan bahwa tidak ada aliran vertikal melintasi film, yaitu,  $w_h - w_0 = 0$ . Asumsi ini mensyaratkan bahwa jarak antara dua permukaan tetap konstan selama operasi. Kemudian persamaan Reynolds menjadi :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6U\eta \frac{dh}{dx} \quad (2)$$

kemudian di-set :

$$y = YL \quad (3)$$

$$\theta = x/R \quad (4)$$

$$p = P \frac{6\eta R^2 \omega}{c^2} \quad (5)$$

$$h = c(1 + \varepsilon \cos \theta) = Hc \quad (6)$$

dimana  $R$  ialah radius *bearing*,  $L$  panjang *bearing*,  $\varepsilon$  *eccentricity ratio* dimana  $\varepsilon = e/c$ ,  $e$  adalah *eccentricity*,  $\eta$  adalah viskositas dinamik,  $c$  adalah *radial clearance* dari *bearing*.

Persamaan Reynolds non-dimensional untuk HL untuk arah  $\theta$  dan  $Y$  adalah sebagai berikut dari [6] dimana nilai  $k = L/R$ :

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left( H^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \frac{R^2}{L^2} \frac{\partial}{\partial Y} \left( H^3 \frac{\partial P}{\partial Y} \right) - \frac{\partial H}{\partial \theta} = 0 \quad (7)$$

Ketebalan film non-dimensional  $H$  ditentukan oleh:

$$H(\theta) = 1 + \epsilon \cos(\theta) \quad (8)$$

dengan  $\epsilon=e/c$  dimana  $0 \leq \epsilon \leq 1$

Kemudian untuk nilai beban awal dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut [7] :

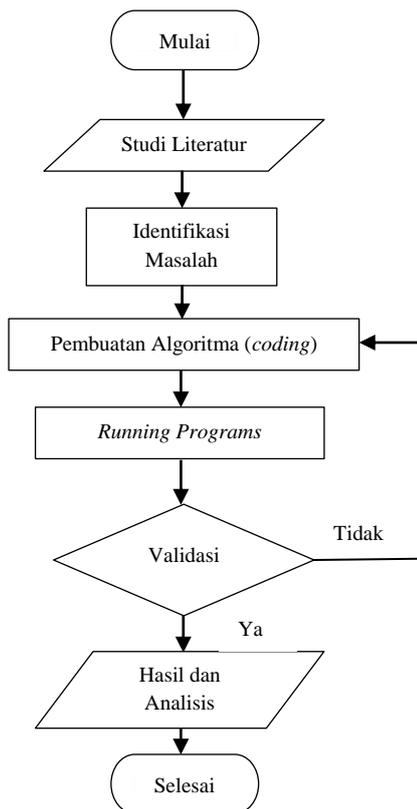
$$W = \frac{U\eta\epsilon L^3}{c^2(1-\epsilon^2)^2} \frac{\pi}{4} \sqrt{\left(\frac{16}{\pi^2} - 1\right)\epsilon^2 + 1} \quad (9)$$

dimana  $U = n \times 2\pi/60 \times R$ .

## 2. Metodologi

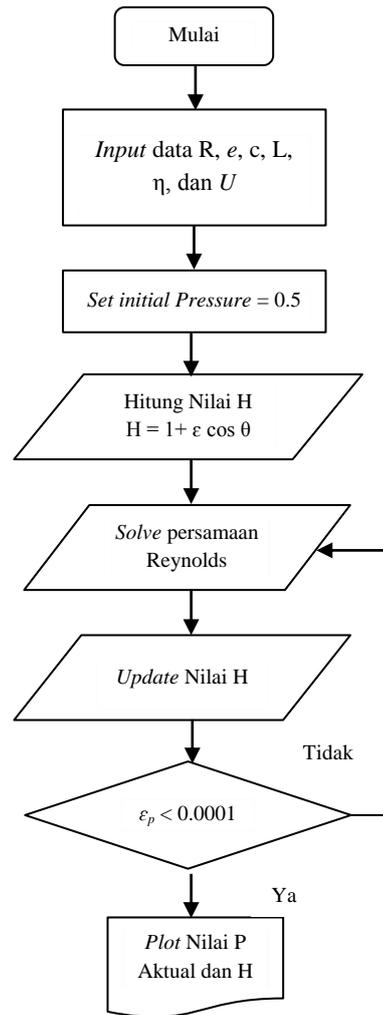
### 2.1 Metodologi Penelitian

Metode Penelitian yang dilakukan adalah metode numerik. Adapun diagram alir pada penelitian ini dapat dilihat pada Gambar 2 berikut :



Gambar 2. Diagram alir penelitian

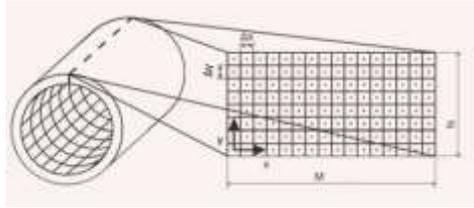
Simulasi ini dilakukan dengan algoritma yang ditampilkan pada Gambar 3 sebagai berikut :



Gambar 3. Diagram alir simulasi

### 2.2 FDM (Finite Difference Method)

Solusi untuk FDM, langkah pertama untuk menyelesaikan masalah *hydrodynamic lubrication* adalah dengan mendiskritisasikan persamaan terkait pada grid yang seragam atau tidak seragam dengan ukuran mesh  $\Delta\theta$  dan  $\Delta Y$  dalam arah  $\theta$  dan  $Y$ . Proses diskritisasi mencakup sekumpulan node didalam domain persegi panjang. *Domain grid* dapat dilihat pada Gambar 4 [8] yang merupakan penampakan *journal bearing* jika dibuka.



Gambar 4. Domain Grid [8]

Dilihat pada Gambar 4 merupakan grid yang merepresentasikan *journal bearing* jika dibuka, yang mana arah  $i$  merupakan diameter *bearing* dan arah  $j$  merupakan panjang bearing.

Kemudian dilakukan skema *central difference* pada persamaan Reynolds dengan persamaan sebagai berikut:

$$\left(\frac{\partial p}{\partial \theta}\right)_{i,j} = \frac{p_{i+1,j} - p_{i-1,j}}{2\Delta\theta} \quad (10)$$

$$\left(\frac{\partial p}{\partial x}\right)_{i,j} = \frac{p_{i,j+1} - p_{i,j-1}}{2\Delta Y}$$

### 2.3 Parameter yang Digunakan

Data-data yang digunakan untuk input parameter ialah pada Tabel 1 dan data *bio-based lubricant* pada Tabel 2 sebagai berikut:

Tabel 1. Data parameter operasional [9]

Parameter	Nilai	Satuan
Speed ( $n$ )	1500	rpm
<i>EccentricityRatio</i> ( $\epsilon$ )	0,4-0,8	-
<i>Clearance</i> ( $c$ )	1‰ x R	$\mu\text{m}$
Radius <i>bearing</i> ( $R$ )	0.04	m
Panjang <i>bearing</i> ( $L$ )	0,08	m

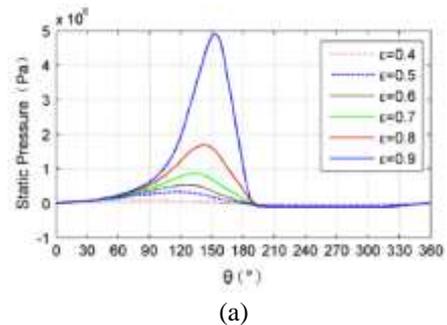
Tabel 2. Data *bio-based lubricant* [10,11]

<i>Lubricants</i>	$\rho$ , g/mL	$\nu$ , mm <sup>2</sup> /s	
	15°C	40°C	100°C
<i>Coconut oil</i>	0,9260	27,6	5,9
<i>Olive oil</i>	0,9137	39,6	8,2
<i>Palm oil</i>	0,8930	40,24	7,89

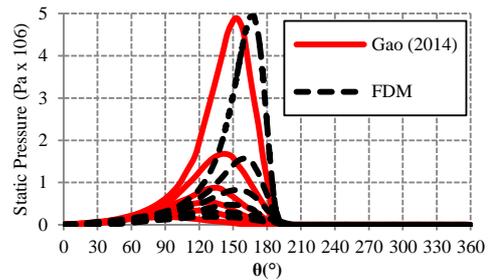
### 2.4 Validasi

Validasi dilakukan untuk menyelidiki keabsahan model numerik yang telah dibuat menggunakan FDM. Validasi ini dilakukan dengan membandingkan hasil numerikal yang telah dilakukan [9] dan hasil numerikal yang dilakukan [12].

Gambar 5(a) menunjukkan hasil penelitian [9] dan Gambar 5(b) merupakan hasil penelitian menggunakan FDM.



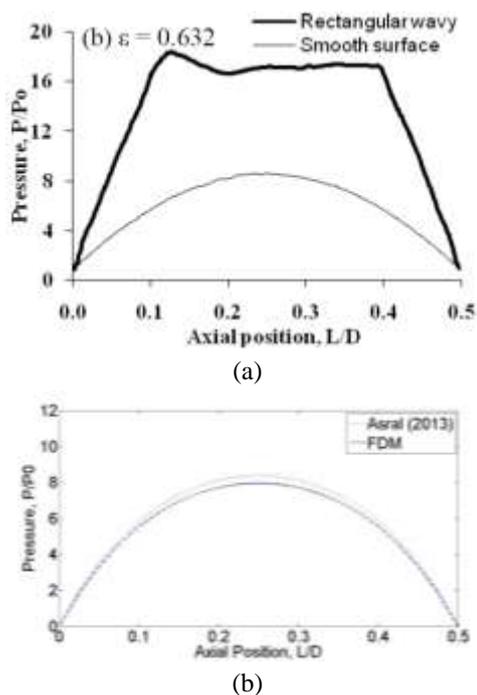
(a)



(b)

Gambar 5. Grafik distribusi tekanan, (a) [9], dan (b) hasil penelitian

Hasil numerikal yang dilakukan [9], yang menggunakan CFD (*Computational Fluid Dynamic*) dan menggunakan *software* FLUENT untuk simulasi numerikal dapat dilihat pada Gambar 5(a). *Lubricant* yang digunakan pada analisa numerikal ialah air dengan viskositas  $\mu = 0,001$  Pa.s, diameter  $D = 80$  mm, panjang  $L = 80$  mm, *radial clearance*  $c = 1\text{‰} \times R$  dan kecepatan putar *bearing*  $n = 1500$  rpm. Dari hasil perbandingan grafik dengan variasi rasio eksentrisitas, didapatkan hasil simulasi dari hasil yang didapat pada penelitian ini dan dibandingkan dengan hasil penelitian [9]. Dari hasil penelitian dari [9] dapat dibandingkan dengan penelitian ini, bahwa hasilnya mendekati nilai *error* sebesar 0,1% hingga 0,2%



Gambar 6. Grafik distribusi tekanan posisi axial, (a) [12], dan (b) hasil penelitian

Gambar 6(a) [12] menunjukkan grafik dari besar tekanan yang terjadi pada *journal bearing* disepanjang posisi axial. Kemudian Gambar 6(b) merupakan grafik hasil menggunakan FDM dan dibandingkan dengan hasil dari penelitian [12] dengan menggunakan *palm oil* sebagai *lubricant* dengan nilai viskositas  $\mu = 0,07719$  kg/m-s, rasio  $L/D = 0,5$  dengan diameter  $D = 60$  mm, *radial clearance*  $c = 250$   $\mu$ m dan rasio eksentrisitas dari 0,107; 0,284; 0,400; 0,568; dan 0,632. Dari Gambar 6(a), dapat dilihat bahwa hasil eksperimental dari Asral (2013) untuk yang *smooth surface* dan hasil simulasi penelitian ini terlihat bahwa nilai maksimal  $P/P_0$  adalah 8 dimana posisinya tepat berada di tengah ( $L/D = 0,25$ ). Kemudian diperkirakan bahwa persentase *error* dari perbandingan tersebut ialah sebesar 0,2% hingga 0,3%.

### 3. Hasil

Penelitian ini mengkaji pengaruh dari beberapa jenis *bio-based lubricant* yaitu *coconut oil*, *olive oil*, dan *palm oil*. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui distribusi tekanan dan ketebalan lapisan film

minimum yang dihasilkan saat menggunakan beberapa *bio-based oil* sebagai *lubricant* pada kasus *journal bearing*. Beberapa parameter divariasikan seperti variasi rasio eksentrisitas, radius *bearing* dan kecepatan putar *bearing* guna mengetahui pengaruh parameter tersebut pada tekanan yang terjadi dan ketebalan lapisan film yang terbentuk.

#### 3.1 Tekanan Hidrodinamik

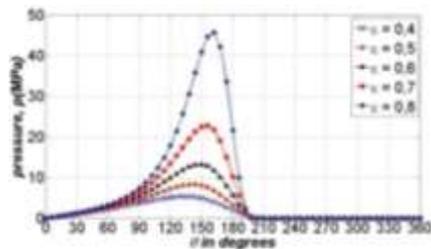
##### 1. Variasi *Eccentricity Ratio*

Berikut hasil simulasi menggunakan 3 jenis *bio-based lubricant* dengan melakukan validasi pada *eccentricity ratio* dari 0,4 hingga 0,8. Dari hasil simulasi dari Tabel 3 tersebut didapatkan 3 hasil yaitu beban awal, tekanan maksimum dan ketebalan lapisan film minimum non-dimensional.

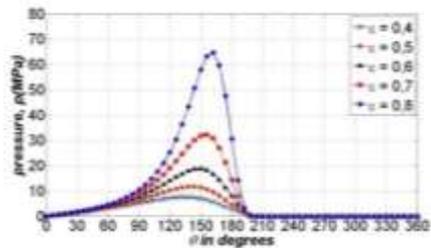
Pada grafik dari Gambar 7(a) menunjukkan bahwa untuk *eccentricity ratio* sebesar 0,8 merupakan nilai *eccentricity ratio* yang menyebabkan tekanan hidrodinamik yang paling besar yaitu 45,69 MPa dengan beban awal sebesar 294,51 kN. Grafik yang ditampilkan pada Gambar 7 merupakan distribusi tekanan yang terjadi pada tengah *journal bearing* ( $Y=0$ ). *Eccentricity ratio* sendiri ialah perbandingan antara nilai eksentrisitas dengan *radial clearance* yang mana eksentrisitas merupakan jarak antara titik pusat *bearing* dengan titik pusat *journal*. Artinya jika beban awal semakin besar, menyebabkan tekanan hidrodinamik semakin besar, juga dengan eksentrisitasnya yang mana titik pusat *journal* menjauh dari titik pusat *bearing* hingga mengakibatkan *eccentricity ratio* semakin besar. Dapat dilihat pada grafik dari Gambar 7(b) bahwa terjadi tekanan yang lebih besar dibandingkan dengan tekanan yang dihasilkan dengan penggunaan *coconut oil* sebagai *lubricant*. Hal ini dikarenakan nilai viskositas dinamik dari *olive oil* lebih besar dari nilai viskositas dinamik dari *coconut oil*. Tekanan maksimum yang terjadi ketika menggunakan *olive oil* ini ialah sebesar 64,69 MPa dengan beban awal sebesar 416,95 kN dimana rasio eksentrisitasnya ialah 0,8.

Tabel 3. Hasil simulasi variasi *eccentricity ratio*

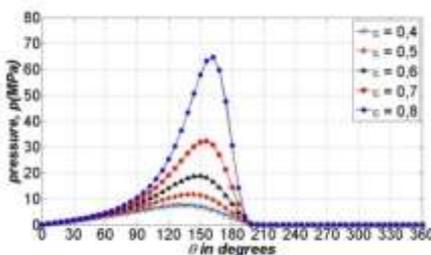
No	$\varepsilon$	Load (kN)	$p_{max}$ (MPa)	$H_{min}$
1.	0,4	23,99	5,36	0,6
	0,5	38,56	8,30	0,5
	0,6	65,39	13,26	0,4
	0,7	124,05	22,76	0,3
	0,8	294,51	45,69	0,2
2.	0,4	33,96	7,59	0,6
	0,5	54,59	11,76	0,5
	0,6	92,58	18,78	0,4
	0,7	175,62	32,23	0,3
	0,8	416,95	64,69	0,2
3.	0,4	33,73	7,54	0,6
	0,5	54,22	11,68	0,5
	0,6	91,95	18,65	0,4
	0,7	174,42	32,01	0,3
	0,8	414,09	64,25	0,2



(a)



(b)



(c)

Gambar 7. Grafik distribusi tekanan variasi *eccentricity ratio* menggunakan , (a) *coconut oil*, (b) *olive oil*, dan (c) *palm oil*

Gambar 7(c), menunjukkan grafik tekanan hidrodinamik yang dihasilkan dengan menggunakan *palm oil* sebagai *lubricant*. Sama halnya dengan Gambar 7(a)

dan Gambar 7(b) grafik ini merupakan distribusi tekanan pada bagian tengah *bearing*. Dapat dilihat pada grafik bahwa terjadi tekanan yang sedikit lebih kecil dibandingkan dengan tekanan yang dihasilkan dengan penggunaan *olive oil* sebagai *lubricant*. Hal ini dikarenakan nilai viskositas dinamik dari *olive oil* lebih besar dari nilai viskositas dinamik dari *palm oil*.

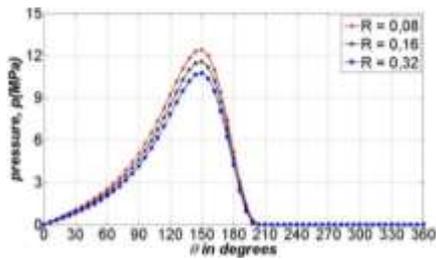
## 2. Variasi Radius *Bearing*

Berikut hasil simulasi menggunakan 3 jenis *bio-based lubricant* dengan memvariasikan radius *bearing* dari 0,08 m, 0,16 m, dan 0,24 m pada Tabel 4. Dari hasil simulasi tersebut didapatkan 3 hasil yaitu beban awal, tekanan maksimum dan ketebalan lapisan film minimum non-dimensional.

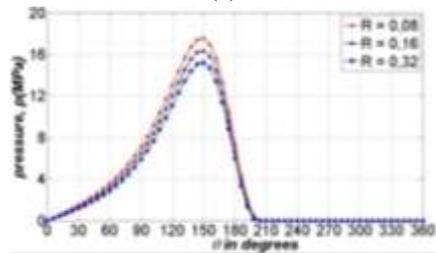
Tabel 4. Hasil simulasi variasi radius *bearing*

No.	Radius <i>Bearing</i> (m)	Load (kN)	$p_{max}$ (MPa)	$H_{min}$
1.	0,08	32,69	12,40	0,4
	0,16	16,35	11,56	0,4
	0,32	8,14	10,73	0,4
2.	0,08	46,29	17,56	0,4
	0,16	23,15	16,36	0,4
	0,32	11,57	15,19	0,4
3.	0,08	45,98	17,44	0,4
	0,16	22,99	16,25	0,4
	0,32	11,49	15,08	0,4

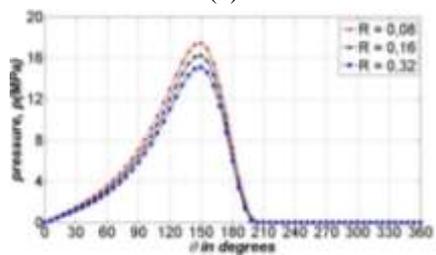
Gambar 8 menunjukkan distribusi tekanan yang dihasilkan dengan variasi radius *bearing*. Peningkatan nilai radius dengan nilai *eccentricity ratio* 0,6 dan kecepatan putar *bearing* 1500 rpm, mengakibatkan penurunan nilai tekanan maksimum pada *journal bearing*. Hal ini dikarenakan semakin besarnya radius *bearing* akan memperbesar bidang kontak antara diantara diameter luar *journal* dan diameter dalam *bearing*. Semakin besar bidang kontak antara *journal* dan *bearing* maka semakin menurun tekanan hidrodinamik yang terjadi. Begitu juga dengan beban awal yang terjadi penurunan.



(a)



(b)



(c)

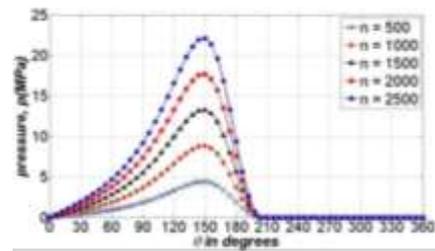
Gambar 8. Grafik distribusi tekanan variasi radius bearing menggunakan , (a) coconut oil, (b) olive oil, dan (c) palm oil

### 3. Variasi Kecepatan Putar Bearing

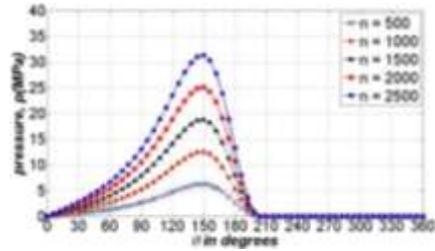
Pada percobaan kali ini, kecepatan putar bearing divariasikan guna mengetahui pengaruhnya terhadap tekanan hidrodinamik dan hasil dapat dilihat pada Tabel 5.

Tabel 5. Hasil simulasi variasi kecepatan putar bearing

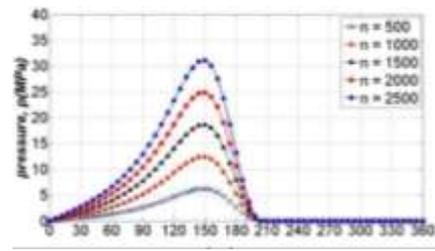
No.	Speed (rpm)	Load (kN)	$P_{max}$ (MPa)	$H_{min}$
1.	500	21,79	4,42	0,4
	1000	43,59	8,84	0,4
	1500	65,39	13,26	0,4
	2000	87,19	17,69	0,4
	2500	108,99	22,11	0,4
2.	500	30,86	6,26	0,4
	1000	61,72	12,52	0,4
	1500	92,58	18,78	0,4
	2000	123,44	25,04	0,4
	2500	154,31	31,29	0,4
3.	500	30,65	6,22	0,4
	1000	61,29	12,43	0,4
	1500	91,95	18,65	0,4
	2000	122,59	24,87	0,4
	2500	153,25	31,08	0,4



(a)



(b)



(c)

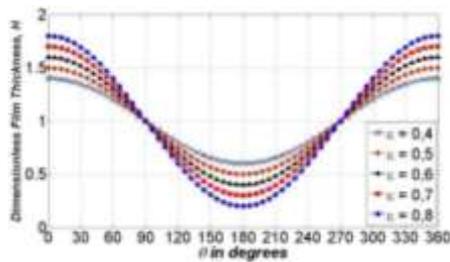
Gambar 9. Grafik distribusi tekanan variasi kecepatan putar bearing menggunakan , (a) coconut oil, (b) olive oil, dan (c) palm oil

Berdasarkan Gambar 9, grafik menunjukkan peningkatan yang bervariasi sama besar disetiap kenaikan kecepatan putar bearing. Hal ini terjadi karena menurut persamaan dari teori tentang *journal bearing*, tekanan aktual berbanding lurus dengan kecepatan atau *speed*. Bisa dilihat pada Tabel 5 bahwa semua tekanan yang dihasilkan akibat variasi kecepatan putar bearing berselisih sama dengan besar tekanan yang pertama yaitu tekanan dengan kecepatan 500 rpm.

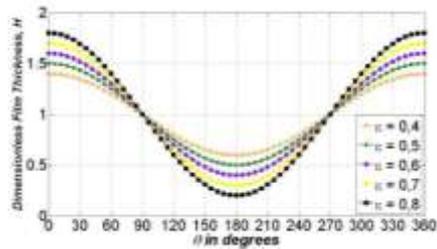
### 3.2 Ketebalan Lapisan Film

#### 1. Variasi Eccentricity Ratio

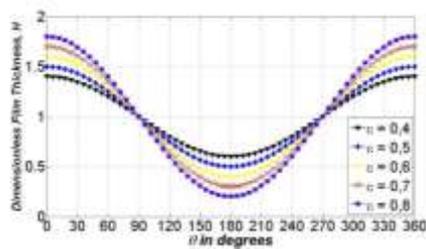
Untuk penelitian ketebalan film ini, digunakan variasi *eccentricity ratio* dengan nilai 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; dan 0,8. Hasil dari penelitian ini ialah ketebalan film minimum yang dapat dilihat pada Tabel 3.



(a)



(b)



(c)

Gambar 10. Grafik ketebalan lapisan film non-dimensional dengan variasi *eccentricity ratio*, (a) *coconut oil*, (b) *olive oil*, dan (c) *palm oil*

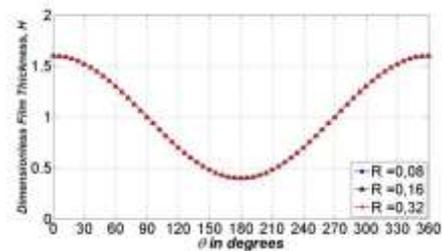
Dapat dilihat pada Gambar 10, bahwa ketebalan film minimum terjadi pada sudut  $180^\circ$ . Hal ini dikarenakan tekanan terbesar terjadi tepat melewati  $180^\circ$  jika titik  $0^\circ$  dihitung dari bagian atas *bearing* sehingga didapatkan nilai ketebalan film minimum di sudut  $180^\circ$  dan ketebalan film maksimum dititik  $0^\circ$ .

## 2. Variasi Radius *Bearing*

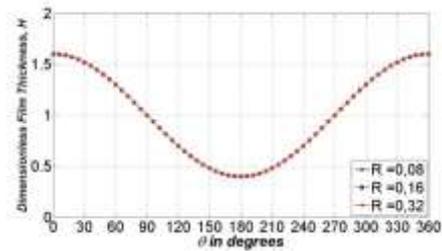
Pada penelitian ini, digunakan variasi radius *bearing* dengan nilai 0,8 m; 0,16 m; dan 0,32 m. Hasil dari penelitian ini ialah ketebalan film minimum yang dapat dilihat pada Tabel 4.

Gambar 11 menunjukkan grafik ketebalan lapisan film dengan menggunakan variasi radius *bearing* dengan *eccentricity ratio* sebesar 0,6. Dilihat sekilas bahwa seperti tidak ada perubahan sama sekali, tetapi aktualnya perbedaan yang terjadi

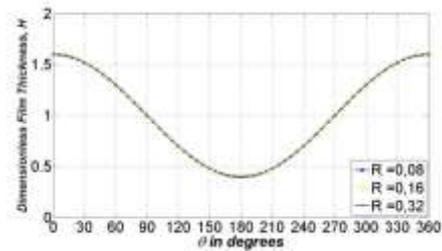
disetiap radius sangat kecil sehingga bisa dibuang ketebalan lapisan film tidak berpengaruh dengan variasi radius *bearing*.



(a)



(b)



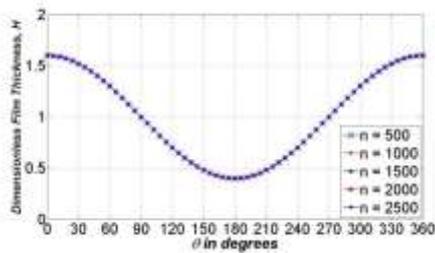
(c)

Gambar 11. Grafik ketebalan lapisan film non-dimensional dengan variasi radius *bearing*, (a) *coconut oil*, (b) *olive oil*, dan (c) *palm oil*

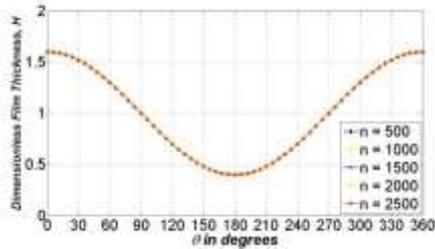
## 3. Variasi Kecepatan Putar *Bearing*

Pada penelitian ini, digunakan variasi kecepatan putar *bearing* dengan nilai 500 rpm, 1000 rpm, 1500 rpm, 2000 rpm dan 2500 rpm. Hasil dari penelitian ini ialah ketebalan film minimum yang dapat dilihat pada Tabel 5.

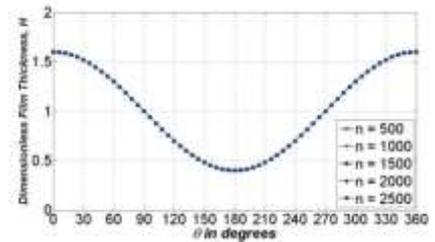
Dapat dilihat pada Gambar 12 bahwa juga tidak ada terjadi perubahan yang berarti pada ketebalan lapisan film. Pada keadaan aktualnya, ketebalan lapisan film dipengaruhi oleh viskositas, kecepatan putar *bearing*, beban dan lain-lain. Hal ini dikarenakan pada penelitian ini penulis merujuk pada persamaan ketebalan lapisan film yang telah ditentukan yaitu dipengaruhi oleh *eccentricity ratio*.



(a)



(b)



(c)

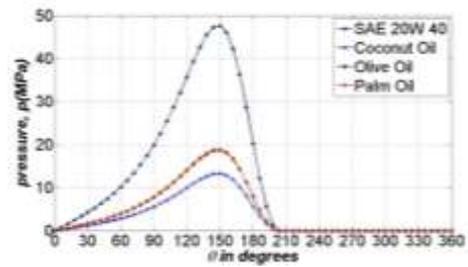
Gambar 12. Grafik ketebalan lapisan film non-dimensional dengan variasi kecepatan putar bearing, (a) *coconut oil*, (b) *olive oil*, dan (c) *palm oil*

### 3.3 Perbandingan *Bio-Based Oil* dengan *Lubricant* Konvensional

*Lubricant* konvensional yang digunakan ialah SAE 20W 40 dengan besar viskositas kinematik  $\nu = 112,6 \text{ mm}^2/\text{s}$  dan densitas  $\rho = 0,8667 \text{ g/mL}$ . Tabel 6 Menunjukkan hasil dari perbandingan *bio-based oil* dan *mineral oil* dengan menggunakan parameter berupa *eccentricity ratio*  $\varepsilon = 0,6$  jari-jari  $R = 0,04 \text{ m}$  dan kecepatan putar bearing  $n = 1500 \text{ rpm}$ .

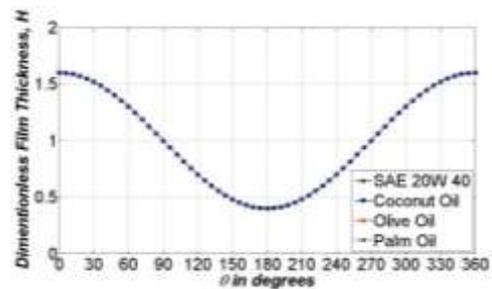
Tabel 6. Hasil tekanan dan ketebalan lapisan film dengan beberapa jenis *lubricant*

<i>Lubricant</i>	$P_{max}$ (MPa)	$H_{min}$
<i>Coconut Oil</i>	13,26	0,4
<i>Olive Oil</i>	18,78	0,4
<i>Palm Oil</i>	18.65	0,4
SAE 20W 40	47,68	0,4



Gambar 13. Distribusi tekanan dengan menggunakan SAE 20W 40, *coconut oil*, *olive oil* dan *palm oil*

Dapat dilihat pada Gambar 13 bahwa tekanan meningkat pada penggunaan *olive oil* dan *palm oil*. Hal ini dikarenakan nilai dari viskositas dinamik nya lebih besar dari *coconut oil*. Dan tekanan hidrodinamik yang lebih kecil dihasilkan dengan penggunaan *coconut oil*. Dengan hasil yang didapat, bahwa *bio-based lubricant* lebih baik dari *lubricant* konvensional karena menghasilkan tekanan hidrodinamik yang lebih kecil.



Gambar 14. Ketebalan lapisan film non-dimensional dengan menggunakan SAE 20W40, *coconut oil*, *olive oil* dan *palm oil*

Gambar 14 menunjukkan bahwa ada pengaruh dari penggunaan beberapa *lubricant* pada ketebalan lapisan film tetapi sangat kecil karena seperti yang sudah disinggung sebelumnya bahwa ketebalan lapisan film hanya dipengaruhi oleh *eccentricity ratio*. Jadi jika nilai *eccentricity ratio* nya tetap maka ketebalan lapisan filmnya akan tetap juga.

## 4. Kesimpulan

Berdasarkan penelitian ini, dapat disimpulkan bahwa :

1. Tekanan maksimum yang dihasilkan ialah tekanan aktual dengan memvariasikan *eccentricity ratio*, radius bearing, dan kecepatan putar

bearing, sehingga didapat tekanan yang lebih kecil terjadi dengan menggunakan *coconut oil* yaitu dengan variasi *eccentricity ratio*  $\varepsilon = 0,8$  ( $p_{maks} = 45,69$  MPa) radius bearing  $D = 0,32$  ( $p_{maks} = 10,73$  MPa), dan kecepatan putar bearing  $n = 2500$  ( $p_{maks} = 22,11$  MPa) dan tekanan yang lebih besar terjadi dengan menggunakan *olive oil* yaitu dengan variasi *eccentricity ratio*  $\varepsilon = 0,8$  ( $p_{maks} = 64,69$  MPa) radius bearing  $D = 0,32$  ( $p_{maks} = 15,19$  MPa), dan kecepatan putar bearing  $n = 2500$  ( $p_{maks} = 32,29$  MPa).

2. Pengaruh dari *bio-based lubricant* dan *lubricant* konvensional terhadap ketebalan lapisan film sangat kecil sehingga dapat dikatakan bahwa tidak berpengaruh karena faktor utama yang mempengaruhi ketebalan lapisan film hanya dipengaruhi oleh *eccentricity ratio*.
3. Dari hasil penelitian dapat disimpulkan bahwa *coconut oil* lebih baik digunakan sebagai *lubricant* pada *journal bearing* karena menghasilkan tekanan hidrodinamik yang lebih kecil.

#### Daftar Pustaka

- [1] Marinescu, I.D., Rowe, W.B., Dimitrov, B., Inasaki, I. (2004). *Tribology of Abrasive Machining Processes*. Amerika Serikat: Noyes Publications/ William Andrew, Inc.
- [2] Rowe, W.B. (2014). *Principles of Modern Grinding Technology*. Inggris: Elsevier, Inc.
- [3] Salimon, J., Salih, N., Yousif, E. (2010). Biolubricants: Raw Materials, Chemical Modifications and Environmental Benefits. *European Journal of Lipid Science and Technology*.112, 519-530.
- [4] Rensselar, J.V. (2010). Biobased Lubricant: Gearing Up for a Green World. *Tribology & Lubrication Technology*. 32-41.
- [5] Syahir, A.Z., Zulkifli, N.M.W., Masjuki, H.H., Kalam, M.A., Abdullah, A., Gulzar, M., Khuong, L.S., & Harith, M.H. (2017). A review on bio-based lubricants and their applications. *Journal of Cleaner Production: JCLP* 10611.
- [6] Venner, C.H. (2000). *Multilevel Methods in Lubrication*. Amsterdam: Elsevier.
- [7] Stachowiak, G. & Batchelor, A. (2005). *Engineering Tribology*. Oxford: Elsevier.
- [8] Sahu, M., Giri, A.K., Das, A. (2012). Thermohydrodynamic Analysis of a Journal Bearing Using CFD as a Tool. *International Journal of Scientific and Research Publications*. 2. 1-9
- [9] Gao, G., Yin, Z., Jiang, D., Zhang, X. (2014). Numerical analysis of plain journal bearing under hydrodynamic lubrication by water. *Tribology International*, 75, 31-38
- [10] Mia, S., Hayashi, S., Ohno, N. (2007). *High Pressure Tribological Behavior Of Vegetable Oils As Lubricant*. Proceedings of the International Conference on Mechanical Engineering: ICME07-FL-07.
- [11] Reddy, K.S.V., Kabra, N., Kunchum, U., Vijaykumar, T. (2014). Experimental Investigation on Usage of Palm Oil as a Lubricant to Substitute Mineral Oil in CI Engines. *Chinese Journal of Engineering*, Volume 2014, 1-5
- [12] Asral., Sheriff, J.M., Osman, K. (2013). The Effect of Wavy Groove Liner on Pressure Distribution of Journal Bearing. *Applied Mechanics and Materials*, 315, 889-893.