

## تأثیر پریلود، سرعت و نسبت خروج از مرکزی روتور بر عملکرد ترموهیدرودینامیکی یاتاقان‌های ژورنال دولب

ابوالفضل رسولی‌زاده شورکی<sup>۱</sup>، اصغر دشتی رحمت‌آبادی<sup>۱\*</sup>، مهدی زارع مهرجردی<sup>۲</sup>

<sup>۱</sup>دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه یزد، یزد، ایران  
<sup>۲</sup>دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه اردکان، اردکان، ایران

### تاریخچه داوری:

دریافت: ۲۸ آذر ۱۳۹۴  
بازنگری: ۲۹ تیر ۱۳۹۵  
پذیرش: ۱۵ شهریور ۱۳۹۵  
ارائه آنلاین: ۱۹ آبان ۱۳۹۵

### کلمات کلیدی:

یاتاقان ژورنال دو لب  
تحلیل ترموهیدرودینامیکی  
پیش‌بار  
روانکار نیوتنی  
روش GDQ

**چکیده:** تحلیل عملکرد یاتاقان‌های ژورنال روغنی با توجه به رشد روزافزون به‌کارگیری آنها به‌عنوان تکیه‌گاه قطعات دوار در طیف گسترده‌ای از ماشین‌های صنعتی از اهمیت ویژه‌ای برخوردار می‌باشد. تنش‌های برشی و نیروهای اصطکاکی متناسب با سرعت لایه‌های روانکار در نقاط مختلف فضای لقی یاتاقان، زمینه تغییر شرایط دمایی را فراهم می‌آورند. عوامل مختلفی نظیر افزایش سرعت محور، کاهش پهنای فضای لقی و کوچکی ضرایب انتقال حرارت روانکار، محور و پوسته یاتاقان زمینه تشدید تغییرات دمایی روانکار را موجب می‌گردند. از این رو در پژوهش حاضر تأثیر پارامترهای طراحی نظیر سرعت دوران محور و میزان پیش‌بار یا غیرمدوری بر تغییرات دمایی و کیفیت توزیع فشار فیلم روانکار، قابلیت حمل بار و زاویه وضعی تعادلی روتور در فضای لقی یاتاقان‌های دو لب بررسی شده است. پارامترهای عملکرد یاتاقان با به‌کارگیری توزیع فشار حرارتی حاصل از حل معادله رینولدز با در نظر گرفتن شرایط دمایی و لزجت نهایی روانکار قابل محاسبه می‌باشند. مقایسه عملکرد یاتاقان‌های دو لب با در نظر گرفتن اثرهای دمایی و بدون آن از کاهش لزجت و تضعیف توزیع فشار ایجاد شده در روانکار و در پی آن کاهش بار قابل حمل توسط یاتاقان به‌ویژه در سرعت‌های دورانی بالای روتور حکایت دارد. همچنین نتایج، کاهش اثرهای دمایی بر عملکرد یاتاقان‌های مورد ارزیابی با افزایش میزان غیرمدوری را نمایش می‌دهند.

### ۱- مقدمه

در یاتاقان‌های ژورنال عواملی نظیر سرعت بالای دوران روتور، اصطکاک زیاد مابین لایه‌های روانکار و تغییر شرایط محیطی محل به‌کارگیری سامانه دوار شامل یاتاقان تغییرات قابل ملاحظه دمایی روانکار را در پی خواهد داشت. افزایش بیش از حد دما، تغییر در مشخصه‌های مختلف سیال روانکار، به‌ویژه لزجت را در پی داشته و سبب بروز مشکلاتی نظیر اکسیداسیون روانکار و تغییر شکل پوسته یاتاقان و روتور خواهد گردید. با توجه به این‌که در نظر گرفتن اثر تغییرات دمایی روانکار و جریان‌های انتقال حرارت شکل گرفته مابین روتور، روانکار و پوسته بر عملکرد استاتیکی و دینامیکی یاتاقان می‌تواند دستیابی به نتایج واقع‌گرایانه‌تری از عملکرد یاتاقان‌های ژورنال را در پی داشته باشد، پژوهش‌ها پیرامون این موضوع در دهه اخیر از رشد قابل توجهی برخوردار گردیده است.

در بررسی‌های اولیه صورت گرفته در زمینه ارزیابی اثر تغییرات دمایی بر روانکاری یاتاقان‌های ژورنال، کروسی [۱] در سال ۱۹۸۰ عملکرد ترموهیدرودینامیکی یاتاقان‌های ژورنال مدور کامل با طول محدود برای برخی حالات خاص را بررسی نمود. در ادامه تجزیه و تحلیل ترموهیدرودینامیکی رفتار یاتاقان‌های ژورنال، در سال ۱۹۹۴ ناگراجو و همکاران [۲] با در نظر گرفتن اثرهای حرارتی به بررسی رفتار یاتاقان‌های ژورنال بیضوی

نویسنده عهده‌دار مکاتبات: dashti@yazd.ac.ir

پرداخته و برخی از مشخصه‌های عملکرد استاتیکی نظیر ظرفیت حمل بار یاتاقان، نشست جانبی، نیروی اصطکاک<sup>۱</sup> و زاویه مشخصه<sup>۲</sup> و همچنین برخی از مشخصه‌های عملکرد دینامیکی یاتاقان همانند جرم بحرانی<sup>۳</sup> و نسبت بسامد میرای چرخش گردابی<sup>۴</sup> را ارائه نمودند. رفتار حرارتی یاتاقان‌های مدور شیاردار<sup>۵</sup> و بیضوی توسط ما و تیلور [۳] در سال ۱۹۹۶ مورد مطالعه قرار گرفت. محققان در این پژوهش یاتاقان‌ها را تحت فشارهای خاصی تا ۴ مگاپاسکال و بسامد چرخشی ۱۲۰ هرتز مورد آزمایش قرار داده و تأثیر دما بر کاهش قدرت و نرخ مستقیم جریان سیال را گزارش نمودند. نتایج آنها گویای تأثیر قابل تأمل تغییر دما بر عملکرد یاتاقان‌های مورد بررسی می‌باشد. بانویت و چاندرراوت [۴] در سال ۲۰۰۰ اثر انحراف روتور<sup>۶</sup> بر عملکرد ترموهیدرودینامیک یاتاقان‌های ژورنال بیضوی را تحلیل کردند. در این پژوهش معادله رینولدز تعمیم یافته برای محاسبه توزیع فشار در فیلم روغن، هم‌زمان با معادلات انرژی<sup>۷</sup> و انتقال حرارت<sup>۸</sup>، برای تعیین حوزه دما در بوش، ژورنال و فیلم روغن

- 1 Friction force
- 2 Attitude angle
- 3 Critical mass
- 4 Damped whirl frequency ratio
- 5 Axial groove
- 6 Misalignment of rotor
- 7 Energy equation
- 8 Heat transform equation

کمک معادله بقای انرژی محاسبه گردیده است. در ادامه با فراخوانی معادله انتقال حرارت، میزان حرارت انتقالی از روانکار به جداره هر یک از لب‌های یاتاقان، محور و محیط پیرامون تعیین می‌گردد. وضعیت دمایی نهایی فیلم سیال روانکار، محور و پوسته یاتاقان در هر گام به‌عنوان شرایط اولیه گام بعدی حل در نظر گرفته شده و این روند تا رسیدن به شرایط پایدار دمایی ادامه می‌یابد. با خاتمه فرآیند حل، توزیع فشار حرارتی نهایی فیلم سیال روانکار به ازای سرعت‌های دورانی مختلف محور در مقادیر متفاوت میزان غیرمدوری لب‌ها به منظور تعیین بار قابل حمل و زاویه وضعی در یاتاقان مورد استفاده قرار می‌گیرد.

## ۲- تئوری

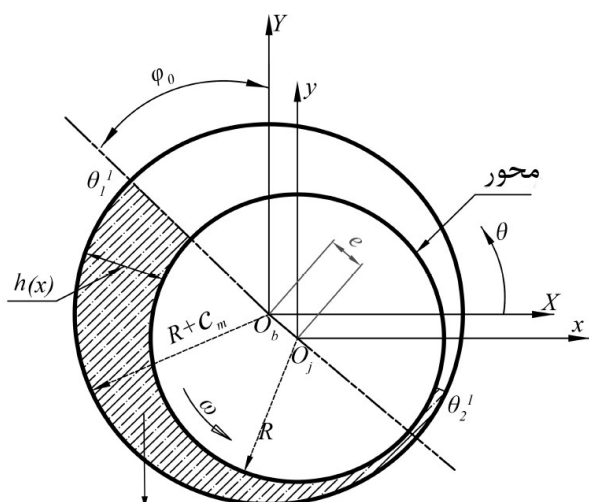
یاتاقان‌های ژورنال مدور و غیرمدور مورد بررسی به ترتیب در شکل‌های ۱ و ۲ نشان داده شده‌اند. دلیل اصلی تفاوت عملکرد یاتاقان‌های ژورنال مدور و غیرمدور در شرایط بارگذاری مشابه، اختلاف ضخامت فیلم روانکار محبوس در فضای لقی مابین روتور و پوسته یاتاقان می‌باشد. این پدیده به پیدایش توزیع فشارهای متفاوت در فیلم سیال روانکار یاتاقان‌های مدور و غیرمدور و اختلاف شرایط دمایی آنها منجر می‌شود.

## ۳- معادلات حاکم

در این بخش معادلات حاکم بر روانکاری هیدرودینامیکی یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور دو لب با احتساب اثرهای دمایی و پارامترهای مشخصه این گروه از یاتاقان‌ها مورد بررسی قرار می‌گیرند.

### ۳-۱- ضخامت فیلم روانکار در یاتاقان‌های مدور و دو لب

با توجه به هندسه یاتاقان‌های ژورنال مدور و غیرمدور دو لب مطابق شکل‌های ۱ و ۲، ضخامت فیلم روانکار در فضای بین سطح داخلی پوسته



فیلم فشاری مثبت تراکم ناپذیر

Fig. 1. circular hydrodynamic journal bearing

شکل ۱: یاتاقان ژورنال هیدرودینامیکی مدور

مورد بررسی قرار گرفته‌اند. نتایج این پژوهش بیانگر تأثیر قابل توجه تغییرات دمایی بر توزیع فشار درون فیلم سیال روانکار می‌باشد. سینگ و ماژومدار [۵] در سال ۲۰۰۵ شبیه‌سازی رایانه‌ای یاتاقان‌های ژورنال هیدرودینامیکی مدور با در نظر گرفتن اثرهای گرمایی را انجام دادند. این پژوهشگران با تحلیل معادله رینولدز هم‌زمان با معادلات انرژی و انتقال حرارت موفق به ارائه عملکرد حالت پایدار یاتاقان‌های ژورنال هیدرودینامیکی مورد بررسی شدند. میشرا و همکاران [۶] در سال ۲۰۰۷ تأثیر دما در یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور بیضوی را بررسی و نتایج را با یاتاقان‌های مدور مشابه مقایسه نمودند. ارزیابی آنان گویای کاهش اثر تغییرات دمایی بر عملکرد یاتاقان‌های بیضوی با افزایش میزان غیرمدوری یاتاقان به‌علت تضعیف هم‌زمان میزان فشار ایجاد شده در فیلم روانکار درون یاتاقان می‌باشد. پس از آن در سال ۲۰۱۰ مطالعه ترموهیدرودینامیکی یاتاقان‌های ژورنال بیضوی با سه نوع روغن تجاری مختلف توسط چائوهان و همکاران [۷] انجام شد. هدف این تحقیق بررسی میزان افزایش دمای روغن، تغییرات فشار ناشی از تبادل گرمایی و تعیین ظرفیت حمل بار یاتاقان در حالات مختلف برای تشخیص مناسب‌ترین نوع روغن مورد استفاده بود. در سال ۲۰۱۲ بررسی اثر ترکیبی از پارامترهای زبری سطوح، حرارت و اینرسی سیال بر مشخصه‌های عملکرد یاتاقان‌های ژورنال هیدرودینامیکی توسط پراساد و همکاران [۸] صورت گرفت. در ادامه سینگلا و همکاران [۹] در سال ۲۰۱۴ بررسی تأثیر تغییر دما و گرانبوی سیال روانکار تراکم‌ناپذیر را بر عملکرد یاتاقان ژورنال مدور هیدرودینامیکی به کمک فرآیند شبیه‌سازی مسأله در محیط نرم‌افزارهای فلوئنت و آنسیس<sup>۱</sup> و فرض جریان سه‌بعدی در معادله رینولدز انجام دادند. نتایج این پژوهش بیانگر کاهش دامنه تغییرات دمای روانکار پیش از تحقق شرایط پایدار در صورت در نظر گرفتن گام به گام تغییرات گرانبوی در هر مرحله از محاسبات نسبت به فرض هم‌دمایی فیلم سیال روانکار می‌باشد.

با توجه به عدم امکان دستیابی به حل تحلیلی معادله رینولدز حاکم بر روانکاری یاتاقان‌های ژورنال هیدرودینامیکی با طول محدود (دو‌بعدی)، از روش‌های حل عددی به‌منظور دستیابی به وضعیت عملکرد این یاتاقان‌ها در شرایط مختلف طراحی و روانکاری بهره گرفت. در پژوهش حاضر از روش درونی مبتنی بر مشتق تعمیم یافته به‌علت سرعت همگرایی بالاتر و سهولت بیشتر در بازنویسی معادلات روانکاری بر پایه اصول آن نسبت به سایر روش‌های عددی متداول نظیر اجزا محدود و تفاضل محدود [۱۰]، به‌منظور حل معادلات حاکم و تعیین پارامترهای عملکرد یاتاقان استفاده شده است. همچنین بررسی‌ها، تأثیر پارامترهای طراحی نظیر بیش‌بار یا میزان غیرمدوری و سرعت دوران محور بر افزایش دمای روانکار و پارامترهای عملکرد استاتیکی یاتاقان‌های غیرمدور دو لب را نمایش می‌دهد که در مراجع به آنها اشاره‌ای نشده است.

در مطالعه حاضر پس از استخراج فشار در هر گام با استفاده از معادله رینولدز، مقادیر جدید لزجت و دما در نقاط مختلف فیلم سیال روانکار به

1 Fluent and Ansys softwares

فشار پایای هم‌دما ایجاد شده در فیلم سیال روانکار با حل معادله (۴) امکان پذیر می‌باشد.

$$\left(\frac{\partial h^3}{\partial x}\right)_i \sum_{k=1}^{N_x} A_{i,k}^{(1)} P_{k,j} + (h)_i^3 \sum_{k=1}^{N_x} A_{i,k}^{(2)} P_{k,j} + (h)_i^3 \sum_{l=1}^{N_y} B_{j,l}^{(2)} P_{i,l} = 6\mu U \left(\frac{\partial h}{\partial x}\right)_i \quad (4)$$

$$i = 1, 2, \dots, N_x$$

با فرض متغیر بودن لزجت سیال روانکار در معادله (۳) و به‌کارگیری مجدد قوانین روش  $GDO$ ، معادله ذیل برای استخراج مقادیر فشار حرارتی ایجاد شده در نقاط مختلف فیلم سیال روانکار حاصل می‌گردد:

$$\left(\frac{1}{\mu}\right)_{i,j} \left(\frac{\partial h^3}{\partial x}\right)_i \sum_{k=1}^{N_x} A_{i,k}^{(1)} P_{k,j} - \left(\frac{h^3}{\mu^2}\right)_{i,j} \sum_{k=1}^{N_x} A_{i,k}^{(1)} \mu_{k,j} \sum_{k=1}^{N_x} A_{i,k}^{(1)} P_{k,j} + \left(\frac{h^3}{\mu}\right)_{i,j} \sum_{k=1}^{N_x} A_{i,k}^{(2)} P_{k,j} - \left(\frac{h^3}{\mu^2}\right)_{i,j} \sum_{l=1}^{N_y} B_{j,l}^{(1)} \mu_{i,l} \sum_{k=1}^{N_x} B_{j,l}^{(1)} P_{i,l} + \left(\frac{h^3}{\mu}\right)_{i,j} \sum_{l=1}^{N_y} B_{j,l}^{(2)} P_{i,l} = 6\mu U \left(\frac{\partial h}{\partial x}\right)_i \quad (5)$$

$$i = 1, 2, \dots, N_x \quad j = 1, 2, \dots, N_y$$

در روابط (۴) و (۵)،  $P$  به فشار ایجاد شده در فیلم سیال روانکار اشاره دارد. همچنین  $A_{i,k}^{(1)}$  و  $B_{j,l}^{(1)}$  به ترتیب معرف ماتریس‌های ضرایب وزنی مربوط به مشتقات مرتبه اول توزیع فشار در راستای محورهای  $x$  و  $y$  بوده و  $A_{i,k}^{(2)}$  و  $B_{j,l}^{(2)}$  نیز ماتریس‌های ضرایب وزنی مشتقات مرتبه دوم تابع  $P$  در راستاهای مذکور می‌باشند. متغیرهای  $i$  و  $j$  به مکان نقاط نمونه منتخب روی دامنه مش‌بندی شده مسأله همانند شکل ۳ اشاره دارند. شرایط مرزی ذیل به منظور استخراج توزیع فشار حالت پایدار در هر یک از لب‌های یاتاقان به صورت مجزا در حل معادله رینولدز مورد استفاده قرار گرفته‌اند [۱۰]:

$$P = 0 \quad \text{in} \quad x = 0, \pi R, 2\pi R \quad (6\text{-الف})$$

$$P = 0 \quad \text{in} \quad y = 0, \quad y = l \quad (6\text{-ب})$$

$$\frac{\partial P}{\partial x} = 0 \quad P = 0 \quad \text{in} \quad \theta = \theta_{cav} \quad (6\text{-ج})$$

چگونگی تغییرات مقدار ویسکوزیته با تغییرات فشار و دمای نقاط مختلف فیلم سیال روانکار توسط رابطه (۷) محاسبه می‌شود [۷]:

$$\mu = \mu_{ref} e^{\alpha P - \gamma(T - T_0)} \quad (7)$$

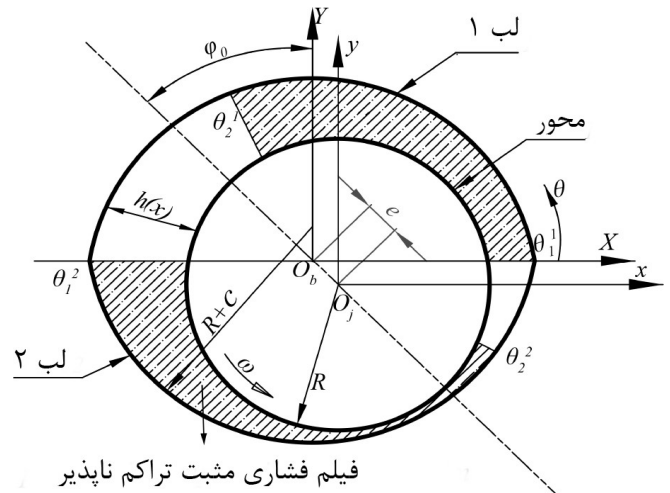


Fig. 2. Two lobe non-circular hydrodynamic journal bearing

شکل ۲: یاتاقان ژورنال هیدرودینامیکی غیرمردور دو لب

یاتاقان و سطح خارجی روتور دوار در هر نقطه از محیط پیرامونی یاتاقان به ترتیب از روابط (۱) و (۲) قابل محاسبه می‌باشد [۱۰]:

$$h = c_m (1 - X_j \sin(\theta) - Y_j \cos(\theta)) \quad (1)$$

$$h_i = c_m \left( \frac{1}{\delta} - X_j \cos \theta - Y_j \sin \theta + \left( \frac{1}{\delta} - 1 \right) \cos(\theta - \theta_o^i) \right) \quad (2)$$

$$i = 1, 2$$

در روابط (۱) و (۲)،  $c_m$  لقی شعاعی کمینه به هنگامی که یاتاقان و محور هم‌مرکز می‌باشند، تعریف می‌شود. در رابطه (۲) اندیس  $i$  معرف شماره لب‌های یاتاقان ژورنال غیرمردور بوده و پارامترهای  $X_j$  و  $Y_j$  موقعیت مرکز ژورنال در وضعیت تعادل استاتیکی (به صورت بی‌بعد) نسبت به محورهای مختصات و  $\theta_o^i$  زاویه خط‌المركزین لب‌های یاتاقان نسبت به محور  $x$  را نشان می‌دهند. همچنین پارامتر  $\delta$  (پیش‌بار) بیانگر میزان غیرمردوری یاتاقان بوده و به صورت نسبت لقی شعاعی کمینه ( $c_m$ ) به لقی شعاعی متداول ( $c$ )، در هنگام هم‌مرکزی یاتاقان و محور تعریف می‌شود.

۳-۲- معادله رینولدز

معادله رینولدز حاکم بر روانکاری هیدرودینامیکی یاتاقان ژورنال با طول محدود توسط سیال تراکم ناپذیر در شرایط پایا عبارت است از [۱۰]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial z} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (3)$$

در معادله فوق،  $h$  و  $\mu$  به ترتیب ضخامت فیلم و گرانیوی سیال روانکار و  $U$  سرعت خطی روتور صلب مفروض می‌باشند. با اعمال قوانین روش درون‌یابی مشتق تعمیم یافته بر معادله (۳)، معادله ذیل با صرف‌نظر از اثرات دمایی (ثابت ماندن دمای روانکار در مقدار  $33^\circ\text{C}$  ورودی) و فرض ثبات لزجت روانکار در تمامی مراحل ارزیابی حاصل می‌شود. دستیابی به توزیع

مختصات  $x$  و  $z$  از روابط ذیل قابل محاسبه می‌باشند.

$$v_x = \left( \frac{y^2 - yh}{2\mu} \right) \frac{\partial P}{\partial x} + u_l \left( \frac{h - y}{h} \right) + u_U \frac{y}{h} \quad (۱۰-الف)$$

$$v_z = \left( \frac{y^2 - yh}{2\mu} \right) \frac{\partial P}{\partial z} \quad (۱۰-ب)$$

تابع توزیع دما در راستای ضخامت فیلم با توجه به شرایط سیال روانکار تراکم‌ناپذیر، با یک چند جمله‌ای مرتبه ۲ به صورت زیر تخمین زده می‌شود:

$$T = a_1 + a_2 y + a_3 y^2 \quad (۱۱)$$

ثابت‌های رابطه (۱۱) با توجه به شرایط مرزی ذیل قابل محاسبه هستند:

$$T = T_l \quad \text{in} \quad y = 0 \quad (۱۲-الف)$$

$$T = T_U \quad \text{in} \quad y = h \quad (۱۲-ب)$$

$$T_m = \frac{1}{h} \int_0^h T dy \quad (۱۲-ج)$$

با جایگذاری شرایط مرزی رابطه (۱۲) در معادله (۱۱)، فرم بازنویسی شده رابطه (۱۱) برای توزیع دما در نقاط مختلف فیلم سیال روانکار به صورت زیر خواهد بود:

$$T = T_l - (4T_l + 2T_U - 6T_m) \left( \frac{y}{h} \right) + (3T_l + 3T_U - 6T_m) \left( \frac{y}{h} \right)^2 \quad (۱۳)$$

در رابطه فوق  $T$  دمای سطح محور،  $T_U$  دمای سطح یاتاقان و  $T_m$  دمای میانگین لایه روانکار را نشان می‌دهند. با جایگذاری مقادیر  $v_x$  و  $v_z$  و  $T$  به ترتیب از معادلات (۱۰-الف)، (۱۰-ب) و (۱۳) در معادله انرژی بیان شده در رابطه (۸) و انتگرال‌گیری از این معادله نسبت به  $y$  در راستای ضخامت فیلم روانکار از ۰ تا  $h$ ، فرم نهایی معادله انرژی همانند ذیل حاصل می‌گردد:

$$6T_l + 6T_U - 12T_m - \frac{\rho c_p h^4}{120k\mu} \left( \frac{\partial P}{\partial x} \right) \left( \frac{\partial T_l}{\partial x} + \frac{\partial T_U}{\partial x} - 12 \frac{\partial T_m}{\partial x} \right) - \frac{\rho c_p h^4}{120k\mu} \left( \frac{\partial P}{\partial z} \right) \left( \frac{\partial T_l}{\partial z} + \frac{\partial T_U}{\partial z} - 12 \frac{\partial T_m}{\partial z} \right) - \frac{\rho c_p h^2 (u_U + u_l)}{2k} \left( \frac{\partial T_m}{\partial x} \right) - \frac{\rho c_p h^2 (u_U - u_l)}{12k} \left( \frac{\partial T_U}{\partial x} - \frac{\partial T_l}{\partial x} \right) \quad (۱۴)$$

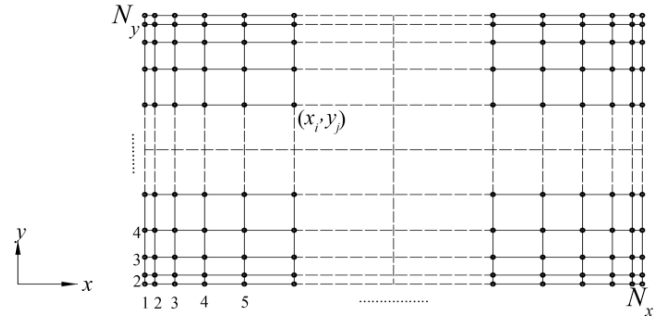


Fig. 3. Position of the sample nodes on the meshed domain of the problem

شکل ۳: موقعیت نقاط نمونه روی دامنه مسأله به منظور تعیین توزیع دما و فشار در نقاط مختلف فیلم روانکار

### ۳-۳- معادله انرژی

معادله انرژی حاکم بر جریان سیال روانکار تراکم‌ناپذیر درون فضای لقی یاتاقان ژورنال در شرایط پایدار عبارتست از [۷]:

$$\rho c_p \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \mu \left( \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right) \quad (۸)$$

عبارت سمت چپ معادله فوق به انرژی انتقالی به دلیل جابه‌جایی حرارتی و جملات سمت راست آن به ترتیب به انتقال انرژی توسط فرآیند هدایت حرارتی و میزان انرژی به هدر رفته اشاره دارد. در معادله (۸) محورهای  $x$ ،  $y$ ،  $z$  به ترتیب راستاهای طول یاتاقان، ضخامت فیلم روانکار و محیط پیرامونی یاتاقان را نشان می‌دهند.

۳-۳-۱- بازنویسی معادله انرژی با فرض منحنی دمایی مرتبه ۲ روانکار در پژوهش حاضر با توجه به شرایط مرزی لایه سیال روانکار، تغییرات دما در راستای ضخامت فیلم در معادله انرژی با منحنی مرتبه ۲ تخمین زده شده است. از این رو مؤلفه‌های سرعت در معادله انرژی با ادغام معادلات حرکت و به‌کارگیری شرایط مرزی مناسب با توجه به وضعیت سرعت روانکار در مرزها به فرم ذیل حاصل می‌شوند:

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\partial v_x}{\partial y} \right) \quad (۹-الف)$$

$$\frac{\partial P}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\partial v_z}{\partial y} \right) \quad (۹-ب)$$

$$v_x = u_l \quad v_z = 0 \quad \text{in} \quad y = 0 \quad (۹-ج)$$

$$v_x = u_U \quad v_z = 0 \quad \text{in} \quad y = h \quad (۹-د)$$

با توجه به روابط فوق مؤلفه‌های سرعت روانکار در راستای محورهای

$$-k_b \left( \frac{\partial T_b}{\partial y} \right)_{y=t} = h_c (T_b(x, t, z) - T_{air}) \quad (د-۱۸)$$

$$-k_b \left( \frac{\partial T_b}{\partial z} \right)_{z=0} = h_c (T_b(x, y, 0) - T_{air}) \quad (ه-۱۸)$$

$$k_b \left( \frac{\partial T_b}{\partial z} \right)_{z=l} = h_c (T_b(x, y, l) - T_{air}) \quad (و-۱۸)$$

با توجه به استفاده از روش تکرار به منظور همگرایی مقادیر گره‌ای دما و فشار سیال روانکار در مراحل مختلف حل از معادلات رابطه (۱۹) به عنوان شرط خاتمه فرآیندهای تکرار استفاده گردیده است [۷].

$$\frac{\sum ((P_{i,j})_{n-1} - (P_{i,j})_n)^2}{\sum ((P_{i,j})_n)^2} \leq 10^{-6} \quad (۱۹-الف)$$

$$\frac{\sum ((T_{i,j})_{n-1} - (T_{i,j})_n)^2}{\sum ((T_{i,j})_n)^2} \leq 10^{-6} \quad (۱۹-ب)$$

$$i = 1, 2, \dots, N_x \quad j = 1, 2, \dots, N_y$$

به منظور محاسبه توزیع دمای نهایی سه بعدی  $(T_{i,j,k})$  ایجاد شده در پوسته یاتاقان در هر مرحله با توجه به جریان‌های انتقال حرارت نیز روش تکرار با شرط خاتمه مشابه رابطه (۱۹-ب) به کار گرفته شده است.

### ۳-۵- قابلیت حمل بار و زاویه وضعی در یاتاقان

با تعیین توزیع فشار نهایی ایجاد شده در فیلم سیال روانکار محبوس در فضای لقی یاتاقان، مؤلفه‌های بار قابل حمل توسط یاتاقان در راستای محورهای مختصات از روابط ذیل قابل محاسبه می‌باشند [۱۰].

$$W_x = \sum_{a=1}^n \int_0^{R\phi} \int_0^L P \cos \theta dz dx \quad (۲۰)$$

$$= \sum_{a=1}^n \left( \sum_{i=1}^{N_x} \sum_{j=1}^{N_z} c_i^x c_j^y \cos(\theta_i^i + \phi x_i) P_{i,j} \right)$$

$$W_y = \sum_{a=1}^n \int_0^{R\phi} \int_0^L P \sin \theta dz dx \quad (۲۱)$$

$$= \sum_{a=1}^n \left( \sum_{i=1}^{N_x} \sum_{j=1}^{N_z} c_i^x c_j^y \sin(\theta_i^i + \phi x_i) P_{i,j} \right)$$

$n$ : شمارنده تعداد لب‌های یاتاقان

$$+ \frac{h^4}{12k\mu} \left[ \left( \frac{\partial P}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial P}{\partial z} \right)^2 \right] + \frac{\mu(u_U - u_l)^2}{k} = 0$$

شرایط مرزی برای حل معادله فوق عبارتست از:

$$T_m = T_0 \quad in \quad 0 \leq z \leq l, \quad x = 0, \pi \quad (۱۵-الف)$$

$$T_m = T_0 \quad in \quad 0 \leq x \leq 2\pi R, \quad z = 0 \quad (۱۵-ب)$$

### ۳-۴- معادله هدایت حرارت در پوسته یاتاقان

توزیع دما در جداره لب‌های یاتاقان ژورنال غیرممدور در گام‌های پی در پی تحلیل، از حل معادله هدایت حرارت در پوسته (رابطه (۱۶)) با در نظر گرفتن چگونگی وضعیت انتقال حرارت در هر یک از مرزهای دامنه مسأله قابل دستیابی می‌باشد [۱۱]:

$$\frac{\partial^2 T_b}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_b}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_b}{\partial z^2} = 0 \quad (۱۶)$$

با توجه به ماهیت انتقال حرارت روتور با فیلم سیال روانکار و محیط پیرامونی و امکان بروز تغییرات دمایی جزئی آن، می‌توان دمای سطح روتور در تماس با روانکار در مراحل مختلف بررسی را ثابت فرض نمود [۷]. فرم بازنویسی شده معادله (۱۶) بر پایه اصول روش  $GDQ$  عبارتست از:

$$\sum_{ll=1}^{N_x} A_{i,ll}^{(2)} (T_b)_{ll,j,k} + \sum_{ll=1}^{N_y} B_{j,ll}^{(2)} (T_b)_{i,ll,k} + \sum_{ll=1}^{N_z} C_{k,ll}^{(2)} (T_b)_{i,j,ll} = 0 \quad (۱۷)$$

در رابطه (۱۷)،  $A_{i,ll}^{(2)}$ ،  $B_{j,ll}^{(2)}$  و  $C_{k,ll}^{(2)}$  ماتریس ضرایب وزنی مربوط به مشتقات مرتبه دوم تابع توزیع دما در جداره یاتاقان در راستای  $x$ ،  $y$ ،  $z$  محورهای مختصات می‌باشند. همچنین مشخصه‌های  $i$  و  $j$  و  $k$  نشان دهنده مکان نقاط نمونه  $(x_i, y_j, z_k)$  مفروض روی دامنه مسأله می‌باشند.

شرایط مرزی حل معادله هدایت حرارت در پوسته یاتاقان (رابطه (۱۶)) برای جداره مش‌بندی شده یاتاقان ژورنال دو لب همان‌گونه که در شکل ۴ نشان داده شده به فرم معادله ۱۸ قابل بیان می‌باشد:

$$T_b = T_0 \quad in: \quad x = 0, \pi R \quad 0 \leq z \leq l \quad 0 \leq y \leq t \quad (۱۸-الف)$$

$$T_b = T_0 \quad in: \quad x = 2\pi R, \quad 0 \leq z \leq l \quad 0 \leq y \leq t \quad (۱۸-ب)$$

$$k_{oil} \left( \frac{\partial T}{\partial y} \right)_{upper \text{ bounding surface}} = k_b \left( \frac{\partial T_b}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (۱۸-ج)$$



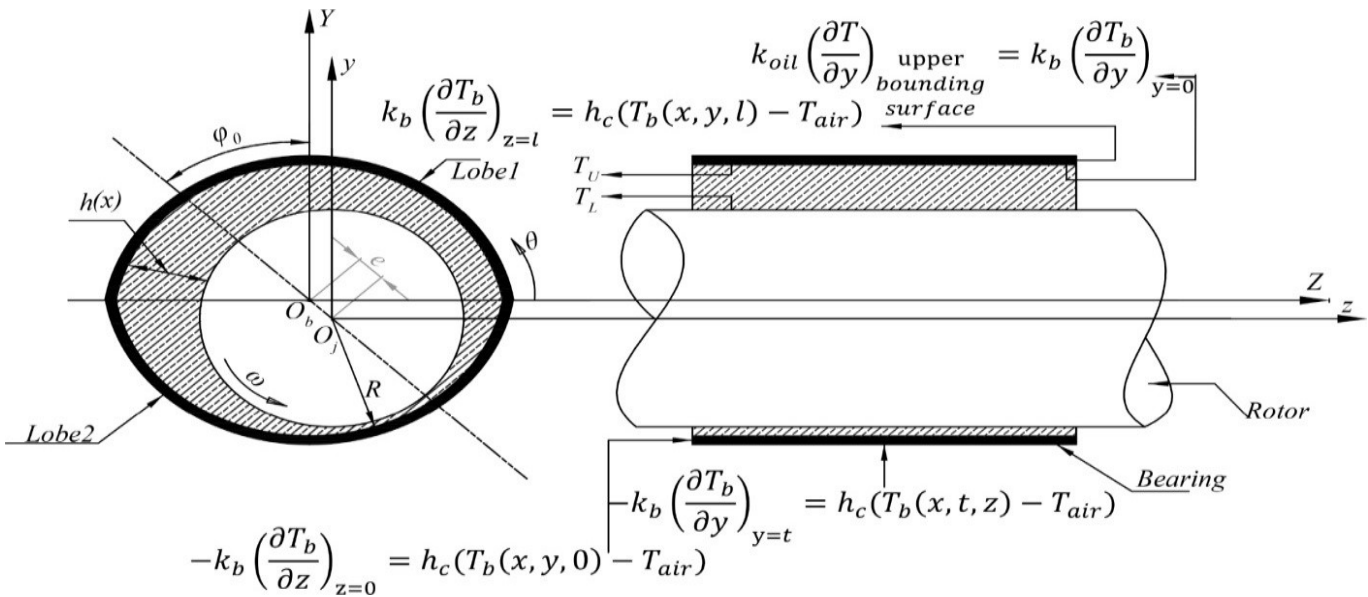


Fig. 4. Geometry of non-circular two-lobe journal bearing along with the assumed boundary conditions for heat transfer between the bearing shell, lubricant film and environment.

شکل ۴: هندسه یاتاقان ژورنال غیرمدور دو لب و شرایط مرزی مفروض برای جریان‌های انتقال حرارت مابین پوسته یاتاقان، فیلم سیال روانکار تراکم ناپذیر و محیط پیرامون

جدول ۱: پارامترهای طراحی و روانکاری برای یاتاقان‌های ژورنال هیدرودینامیکی غیرمدور دو لب مورد استفاده در بررسی حاضر

Table 1. The design and lubrication parameters used in this study for two-lobe noncircular hydrodynamic journal bearing

مقدار	پارامتر
۰/۰۶۵	گرانروی سیال روانکار، $\mu(\text{Kgm}^{-1}\text{s}^{-1})$
۰/۱۳	ضریب هدایت حرارتی سیال، $k_{oil}(\text{Kgm}^{-3} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1})$
۰/۰۳۴	ضریب گرانروی-دما سیال، $\gamma(^\circ\text{C}^{-1})$
۸۵۰	چگالی سیال، $\rho(\text{Kgm}^{-3})$
۳۳	دمای روغن ورودی، $T_o(^\circ\text{C})$
۳۰	دمای محیط، $T_{air}(^\circ\text{C})$
۵۶/۸	ضریب جابجایی حرارتی یاتاقان، $h_c(\text{Kgs}^{-3} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1})$
۵/۱۹	ضریب هدایت حرارتی یاتاقان، $k_{oil}(\text{Kgm}^{-3} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1})$
۲۰۰۰	حرارت مخصوص سیال روانکار، $c_p(\text{m}^2\text{s}^{-2} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1})$
۰/۰۵	شعاع روتور، $R_m(\text{m})$
۱۴۵	لقی شعاعی، $c_m(\mu\text{m})$
۰/۰۵	طول یاتاقان، $L(\text{m})$
۰/۰۵	ضخامت یاتاقان، $t(\text{m})$
$۲/۳ \times 10^{-8}$	ضریب گرانروی-فشار سیال، $\alpha(\text{ms}^2\text{Kg}^{-1})$

نسبت خروج از مرکزی ( $\varepsilon$ ) حکایت دارند. همچنین مقایسه منحنی‌های نمودار شکل ۵ گویای تطابق مناسب مابین نتایج بررسی حاضر و مراجع بوده و صحت عملکرد برنامه رایانه‌ای تدوینی را تأیید می‌نماید. در ادامه تأثیر

بر خلاف یاتاقان‌های ژورنال مدور، عرض فضای لقی در انواع غیرمدور در نقاط پیرامونی یاتاقان حتی در صورت هم مرکزی روتور و یاتاقان نیز متفاوت می‌باشد. این عامل امکان بروز تغییر در وضعیت عملکرد یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور با تغییر در راستای خط مرکزی یاتاقان حتی برای نسبت‌های خروج از مرکزی معین را به دنبال خواهد داشت. در بررسی حاضر موقعیت تعادل استاتیکی روتور در فضای یاتاقان به ازای تمامی مقادیر نسبت‌های خروج از مرکزی، پیش‌بار و سرعت دورانی به نحوی تعیین گردیده که جهت‌گیری بار برآیند قابل حمل توسط یاتاقان همانند آنچه اغلب در شرایط واقعی روی می‌دهد، در راستای قائم باشد. برای دستیابی به این هدف موقعیت تعادلی مرکز محور در شرایط مختلف با استفاده از روش تکرار [۱۲] طوری تعیین می‌گردد که در نهایت شرط زیر محقق شود.

$$W_x(\varepsilon, \varphi_0) = 0 \quad (22)$$

با در نظر گرفتن شرط تعادلی برای مرکز روتور (معادله (۲۲)) در شرایط مختلف، زاویه وضعی ( $\varphi_0$ ) خاصی در یاتاقان حاصل می‌گردد.

#### ۴- بحث و بررسی پیرامون نتایج

پارامترهای مشخصه طراحی یاتاقان ژورنال دو لب و ویژگی‌های سیال روانکار مورد استفاده در مطالعه حاضر در جدول ۱ اشاره شده‌اند.

به منظور بررسی صحت عملکرد برنامه رایانه‌ای تدوین شده جهت تحلیل عملکرد ترموهیدرودینامیکی یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور دو لب، در ابتدا نتایج خروجی برنامه برای قابلیت حمل بار یاتاقان‌های ژورنال مدور با نتایج مشابه موجود در مرجع [۱۳] در شکل ۵ مقایسه شده است. نتایج شکل ۵ از افزایش قابلیت حمل بار یاتاقان‌های ژورنال هیدرودینامیکی مدور با افزایش

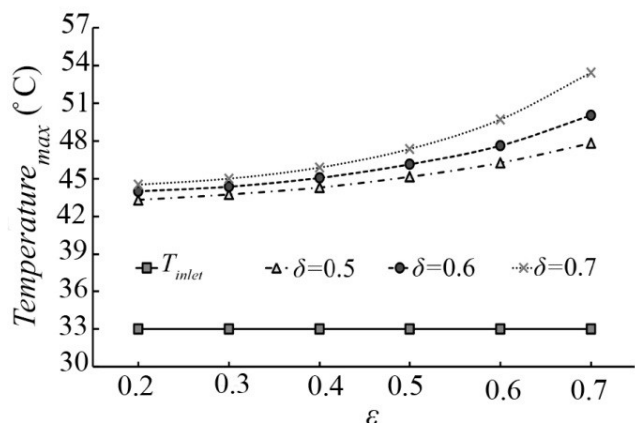


Fig. 6. Variation of maximum lubricant film temperature ( $T_{max}$ ) as a function of eccentricity ratio in various of preload

شکل ۶: تغییرات بیشینه دمای ایجاد شده در فیلم سیال روانکار بر حسب نسبت خروج از مرکزی در پیش‌بارهای مختلف

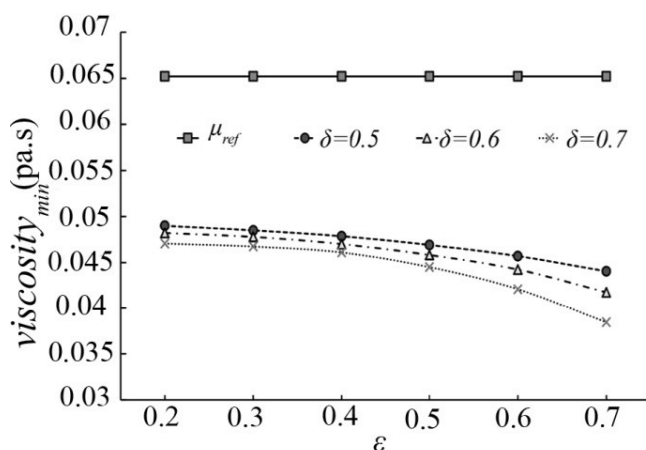


Fig. 7. Variation of minimum lubricant film viscosity ( $\mu_{min}$ ) as a function of eccentricity ratio in various of preload

شکل ۷: تغییرات کمینه لزجت فیلم سیال روانکار بر حسب نسبت خروج از مرکزی یاتاقان در پیش‌بارهای مختلف

فشار ایجاد شده در فیلم سیال روانکار به علت کاهش پهنای فضای لقی یاتاقان‌های غیرممدور دو لب را در پی دارد.

در شکل ۹ چگونگی تأثیر پیش‌بار و سرعت دورانی محور بر توزیع فشارهای هم‌دما و حرارتی در یاتاقان‌های دو لب ارائه شده است. همان‌گونه که مشاهده می‌گردد توزیع فشارهای حرارتی در هر سه حالت نمایش داده شده به علت افزایش دمای روانکار و کاهش لزجت آن، ضعیف‌تر از موارد مشابه با فرض شرایط هم‌دما در یاتاقان می‌باشند.

همچنین با افزایش سرعت دورانی روتور و افزایش میزان پیش‌بار، توزیع فشار منتجه از هر دو حالت تحلیل هیدرودینامیکی و ترموهیدرودینامیکی روانکاری یاتاقان، علی‌رغم افزایش میزان تغییرات دما و لزجت سیال روانکار تقویت گردیده است. با افزایش سرعت دورانی روتور در فضای یاتاقان، دمای سطح داخلی جداره یاتاقان در نقاط مختلف با افزایش روبرو خواهد بود. این پدیده به علت افزایش میزان حرارت تولیدی در فیلم سیال روانکار در

تغییرات دما و لزجت سیال روانکار در شرایط مختلف بر عملکرد یاتاقان‌های ژورنال دو لب با استفاده از برنامه رایانه‌ای تعمیم یافته به حوزه عملکرد یاتاقان‌های ژورنال غیرممدور مورد بررسی قرار گرفته است.

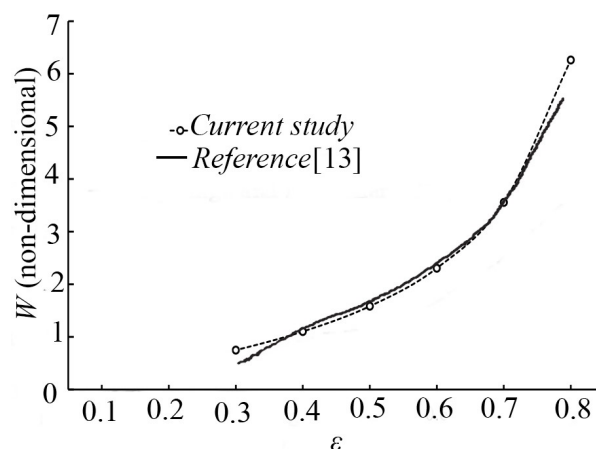


Fig. 5. Comparison of non-dimensional load carrying capacity ( $W$ ) of circular journal bearing as a function of eccentricity ratio ( $\epsilon$ ) considering thermal effects

شکل ۵: تغییرات بار قابل حمل یاتاقان بر حسب نسبت خروج از مرکزی در فضای یاتاقان

نمودارهای شکل ۶ بیشینه دمای ایجاد شده در فیلم سیال روانکار با افزایش خروج از مرکزی روتور در فضای یاتاقان‌های دو لب در مقادیر مختلف پیش‌بار ( $\delta$ ) را نشان می‌دهد.

همان‌گونه که مشاهده می‌شود افزایش  $\epsilon$  در پیش‌بارهای ثابت و نیز کاهش میزان غیرممدوری با افزایش  $\delta$  در مقادیر ثابت  $\epsilon$ ، افزایش مقدار بیشینه دمای ایجاد شده در سیال روانکار را به دنبال دارند. چگونگی تغییرات بیشینه مقدار ویسکوزیته سیال روانکار ( $\mu$ ) در شرایط کارکرد در مقادیر متنوع  $\epsilon$  و  $\delta$  در شکل ۷ ارائه شده است. همان‌گونه که از شکل ۷ دیده می‌شود روند تغییرات لزجت سیال روانکار با تغییر مقادیر  $\epsilon$  و  $\delta$  بالعکس تغییرات دمایی قابل مشاهده در شکل ۶ می‌باشد. براساس نتایج شکل‌های ۶ و ۷، با افزایش  $\epsilon$  و  $\delta$  به علت کاهش عرض فضای لقی یاتاقان به‌ویژه در ناحیه متناظر با فشار بیشینه، تغییرات دما و لزجت سیال روانکار تشدید می‌گردد.

افزایش دمای نقاط مختلف فیلم سیال روانکار، کاهش لزجت را به دنبال خواهد داشت و زمینه تضعیف توزیع فشار ایجاد شده در فیلم سیال روانکار را در پی دارد. نتایج شکل ۸ چگونگی تغییر مابین توزیع فشار هم‌دما ( $P_{iso}$ ) و حرارتی ( $P_{th}$ ) ایجاد شده در فیلم سیال روانکار در صفحه میانی راستای طولی یاتاقان در پیش‌بارهای مختلف را نشان می‌دهد. همان‌گونه که از نمودار شکل ۸ دیده می‌شود با تمایل یاتاقان به حالت مدور در ازای افزایش  $\delta$ ، میزان افت فشار حرارتی نسبت به شرایط هم‌دما در لب‌های یاتاقان به علت افزایش میزان دمای پایدار و کاهش لزجت سیال روانکار همان‌گونه که در شکل‌های ۶ و ۷ آمده، تشدید خواهد شد. همچنین برای هر دو نوع فشار مورد بررسی با توجه به نتایج شکل ۸، افزایش میزان پیش‌بار، تقویت توزیع

همان‌گونه که بیان شد افزایش دمای سیال روانکار در شرایط کارکرد، رشد نرخ حرارت انتقالی به اجزای یاتاقان را در پی خواهد داشت. با توجه به تحلیل چگونگی انتقال حرارت در جداره یاتاقان‌های دو لب مورد ارزیابی در پژوهش حاضر در مراحل مختلف تحلیل، نتایج حاصل برای توزیع دمای ایجاد شده در سطح تماس پوسته یاتاقان و سیال روانکار در مقادیر مختلف پیش‌بار در شکل ۱۰ ارائه گردیده است.

همانگونه که از شکل ۱۰ پیداست با افزایش میزان  $\delta$ ، میزان تغییرات دمایی ایجاد شده در پوسته یاتاقان ژورنال غیرمدور دو لب تشدید می‌گردد. توزیع دمای سه بعدی پایدار در جداره هر یک از لب‌های یاتاقان مورد بررسی از حل معادله هدایت حرارت در پوسته یاتاقان رابطه (۱۶) در حضور شرایط مرزی رابطه (۱۸) قابل تعیین می‌باشد. عوامل متعددی نظیر میزان حرارت تولید شده در فیلم سیال روانکار متناسب با سرعت دورانی و نسبت خروج از مرکزی روتور، جنس، ابعاد و میزان غیرمدوری یاتاقان و شرایط محیط پیرامون بر مقادیر نهایی دما در نقاط مختلف دیواره یاتاقان تأثیرگذار می‌باشند. با توجه به نتایج شکل ۱۰ در صورت افزایش میزان غیرمدوری یاتاقان‌های ژورنال دو لب در مقادیر  $\varepsilon$  ثابت، تغییرات دمایی ایجاد شده توزیع دما، لزجت و فشار ایجاد شده در فیلم سیال روانکار نسبت به شرایط دمایی مفروض اولیه مجموعه، با کاهش روبرو خواهد شد. همچنین با توجه به قرارگیری موقعیت تعادلی نهایی مرکز محور در فضای لب ۲ جهت حصول بار منته‌عمودی و افزایش میزان فشار و دمای روانکار در محدوده این لب

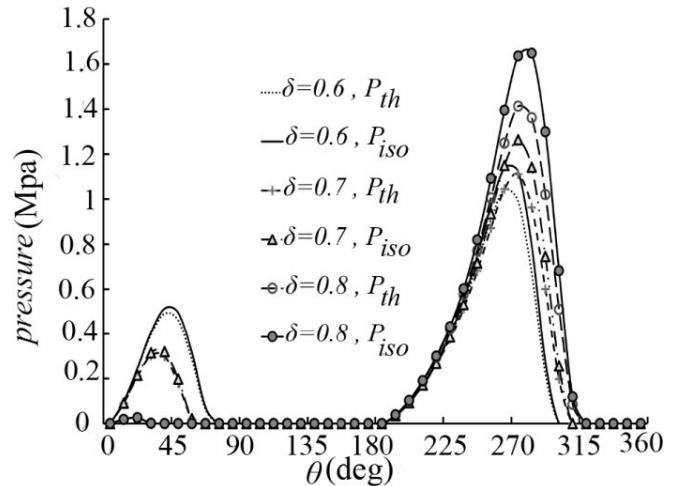


Fig. 8. Effect of variation preload on the circumferential thermal and isothermal pressure distribution in the middle of longitudinal direction of the inner surface in two lobe journal bearings

شکل ۸: تأثیر تغییرات پیش‌بار بر توزیع فشار محیطی هم‌دما و حرارتی ایجاد شده در صفحه میانی راستای طولی یاتاقان‌های ژورنال دو لب

پی تشدید اثرهای اصطکاکی متناسب با افزایش سرعت دورانی روتور و افزایش آهنگ انتقال حرارت از سیال روانکار به دیواره یاتاقان بروز خواهد یافت. افزایش سرعت دورانی روتور زمینه تشدید دامنه اختلاف بین توزیع فشارهای هم‌دما و حرارتی ایجاد شده در فیلم سیال روانکار را در پی داشته و میزان افت فشار توزیعی در فیلم سیال روانکار در سرعت‌های بالاتر بیشتر خواهد بود.

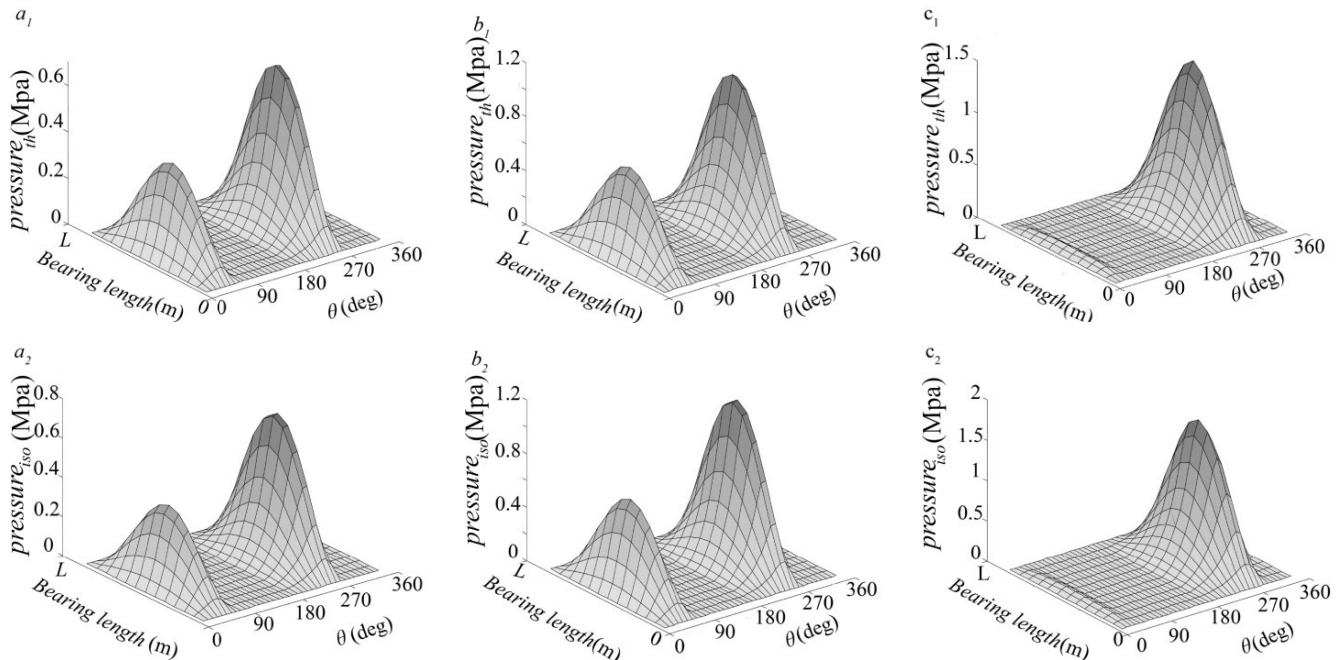


Fig. 9. Pressure distribution in fluid film lubrication with  $\varepsilon=0.5$

Results of thermal analysis {a)  $\omega=3000$  rpm,  $\delta=0.5$  b)  $\omega=5000$  rpm,  $\delta=0.5$  c)  $\omega=5000$  rpm,  $\delta=0.8$  }  
Results of isothermal analysis {a)  $\omega=3000$  rpm,  $\delta=0.5$  b)  $\omega=5000$  rpm,  $\delta=0.5$  c)  $\omega=5000$  rpm,  $\delta=0.8$  }

شکل ۹: توزیع فشار فیلم سیال روانکار با  $\varepsilon = 0.5$

نتایج تحلیل حرارتی {a<sub>1</sub>)  $\omega=3000$  rpm,  $\delta=0.5$  b<sub>1</sub>)  $\omega=5000$  rpm,  $\delta=0.5$  c<sub>1</sub>)  $\omega=5000$  rpm,  $\delta=0.8$  }  
نتایج تحلیل هم‌دما {a<sub>2</sub>)  $\omega=3000$  rpm,  $\delta=0.5$  b<sub>2</sub>)  $\omega=5000$  rpm,  $\delta=0.5$  c<sub>2</sub>)  $\omega=5000$  rpm,  $\delta=0.8$  }



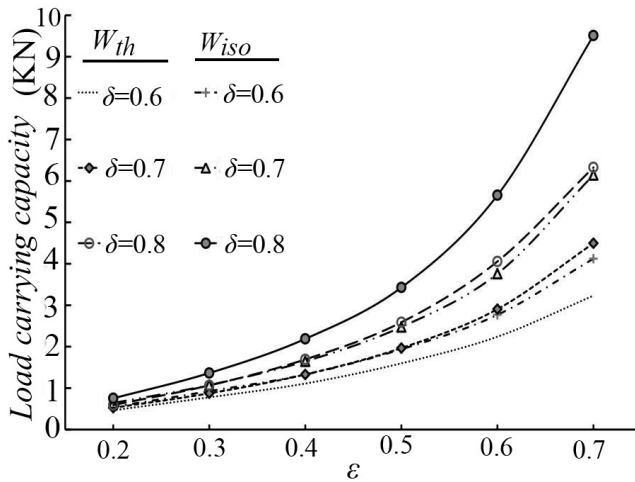


Fig. 11. Variation of load carrying capacity in two lobe bearings as a function of eccentricity ratio in various of preload

شکل ۱۱: تغییرات بار قابل حمل یاتاقان‌های دو لب بر حسب نسبت خروج از مرکزی در مقادیر مختلف غیرمدوری یاتاقان

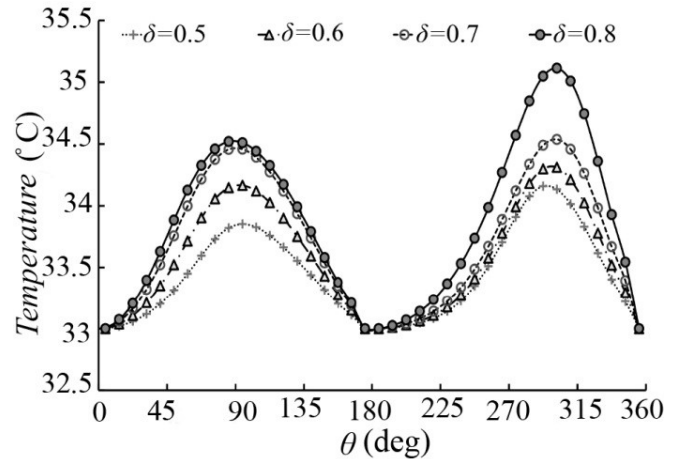


Fig. 10. Effect of variation preload on the circumferential temperature distribution in the middle of longitudinal direction of the inner surface in two lobe journal bearings

شکل ۱۰: تأثیر پیش‌بار بر توزیع دمای محیطی پایدار ایجاد شده در صفحه میانی راستای طولی سطح داخلی پوسته یاتاقان ژورنال دو لب

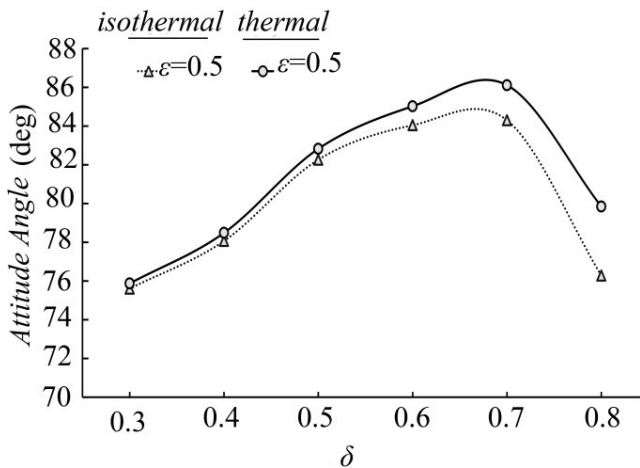


Fig. 12. Variation of attitude angle in two lobe bearings as a function of preload

شکل ۱۲: تغییرات زاویه وضعی در یاتاقان‌های دو لب بر حسب میزان غیرمدوری یاتاقان

کاهش زاویه وضعی یاتاقان می‌تواند شاخصی برای بهبود وضعیت پایداری دینامیکی یاتاقان محسوب شود. با توجه به شکل ۱۲ مشاهده می‌شود که با افزایش میزان غیرمدوری در یاتاقان (کاهش پیش‌بار) میزان پایداری یاتاقان افزایش می‌یابد. همچنین در شکل ۱۲ مقایسه‌ای بین نتایج حاصل برای راستای قرارگیری خط‌المرکزین یاتاقان در شرایط پایدار با توجه تحلیل‌های حرارتی و هم‌دمایی صورت گرفته است. ارزیابی‌ها گویای افزایش میزان زاویه وضعی یاتاقان‌های دو لب با در نظر گرفتن اثر حرارت متأثر از افزایش دمای سیال و رقیق‌تر شدن روانکار نسبت به حالت هم‌دمای می‌باشند. همچنین می‌توان ملاحظه نمود که با افزایش پیش‌بار به علت تشدید میزان افزایش دمای سیال روانکار، دامنه اختلاف مابین زاویه وضعی در حالت حرارتی و هم‌دمای گسترش می‌یابد. نتایج شکل ۱۳ گویای تأثیر اندک تغییرات

از یاتاقان با توجه به عرض کمتر فضای لقی ایجاد شده، شدت تغییرات دمایی بر اساس نتایج شکل ۱۰ در این قسمت از جداره یاتاقان بیش از سایر نقاط می‌باشد. با توجه به شکل‌های ۶ و ۱۰، امکان کاهش میزان تغییرات دمایی سیال روانکار و جداره یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور دو لب با افزایش میزان غیرمدوری یاتاقان قابل استنباط می‌باشد.

هر چند کاهش میزان پیش‌بار از نقطه نظر تغییرات دمایی مجموعه تکیه‌گاهی شامل روتور صلب و یاتاقان ژورنال غیرمدور امری مطلوب به‌شمار می‌آید، اما تغییرات این کمیت می‌تواند سایر پارامترهای عملکرد یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور نظیر قابلیت حمل بار یاتاقان را تحت تأثیر قرار دهد. در شکل ۱۱ چگونگی تغییرات بار قابل حمل یاتاقان با در نظر گرفتن اثرهای دمایی و در غیاب آن مورد بررسی قرار گرفته است. افزایش قابلیت حمل بار یاتاقان با افزایش نسبت خروج از مرکزی و پیش‌بار به‌ویژه در مقادیر بزرگتر آنها از نمودارها قابل رؤیت می‌باشد. همچنین نتایج، از تشدید دامنه اختلاف مابین مقادیر  $W_{th}$  و  $W_{iso}$  با افزایش مقادیر  $\varepsilon$  و  $\delta$  حکایت دارد. همان‌گونه که پیشتر اشاره گردید، با افزایش مقادیر پیش‌بار و نسبت خروج از مرکزی یاتاقان، دما و فشار تعادلی پایدار نقاط مختلف فیلم سیال روانکار، مقادیر بزرگتری را به خود خواهند گرفت. این تغییرات از سوی دیگر کاهش شدیدتر لزجت سیال روانکار در نواحی مختلف را به دنبال دارد که خود می‌تواند سبب کاهش قابلیت حمل بار یاتاقان‌های دو لب شود. از این منظر مطابق نتایج شکل ۱۱ در مقادیر بالای  $\varepsilon$  و  $\delta$  به‌علت تشدید اثرهای دمایی بر لزجت سیال روانکار، دامنه اختلاف مابین بار قابل حمل بدست آمده از تحلیل با شرایط مفروض هم‌دما و حرارتی بیش از سایر حالات می‌باشد.

نتایج شکل ۱۲ روند افزایشی و سپس کاهش‌ی میزان زاویه وضعی به ازای افزایش میزان غیرمدوری یاتاقان‌های دو لب در سرعت دوران ۵۰۰۰ برای محور و نسبت خروج از مرکزی ۰/۵ را نشان می‌دهد.

توزیع فشار هم‌دما و حرارتی ایجاد شده در فیلم سیال روانکار همراه بوده و زمینه ارتقاء قابلیت حمل بار یاتاقان‌های ژورنال دو لب را فراهم می‌آورد هر چند که میزان افت بار یاتاقان در حضور اثرهای دمایی نسبت به نتایج تحلیل یاتاقان در شرایط هم‌دما با افزایش میزان پیش‌بار شدت خواهد یافت.

۲. افزایش سرعت دورانی روتور در فضای یاتاقان‌های ژورنال دو لب، افزایش دمای روانکار و جداره یاتاقان و تقویت توزیع فشار ایجاد شده در فیلم سیال روانکار و قابلیت حمل بار یاتاقان را به دنبال دارد. همچنین میزان تضعیف توزیع فشار فیلم سیال روانکار و افت بار قابل حمل یاتاقان نسبت به نتایج تحلیل‌های هم‌دما مشابه، با افزایش سرعت دورانی روتور روند رو به رشدی خواهد داشت.

۳. افزایش نسبت خروج از مرکزی روتور در فضای یاتاقان ژورنال دو لب موجب افزایش دما و کاهش لزجت سیال روانکار می‌گردد. همچنین افزایش ظرفیت بار قابل حمل یاتاقان و رشد اختلاف مابین نتایج تحلیل با در نظر گرفتن اثرهای دمایی و بدون آن از دیگر پیامدهای افزایش نسبت خروج از مرکزی روتور می‌باشد.

۴. روند تغییرات زاویه وضعی در هر دوگونه تحلیل حرارتی و هم‌دما یاتاقان‌های غیرمدور دو لب با افزایش میزان پیش‌بار، افزایشی و سپس کاهشی می‌باشد. با افزایش میزان پیش‌بار و مدورتر شدن یاتاقان، به دلیل افزایش دمای سیال روانکار، دامنه اختلاف مابین زاویه وضعی با در نظر گرفتن تأثیر حرارت و بدون در نظر گرفتن این اثرها افزایش خواهد یافت. همچنین سرعت دورانی روتور در غیاب اثرهای حرارتی، تأثیر اندکی بر زاویه وضعی یاتاقان دارد درحالی‌که در نظر گرفتن اثرهای حرارتی در یاتاقان هم‌زمان با افزایش سرعت روتور، ارتقاء پارامترهای دمای روانکار و زاویه وضعی را در پی دارد.

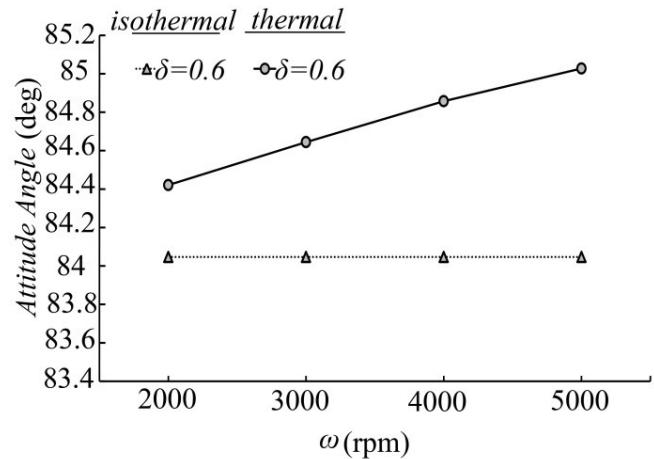


Fig. 13. Variation of attitude angle in two lobe bearings as a function of rotating of rotor in bearing

شکل ۱۳: تغییرات زاویه وضعی در یاتاقان‌های دو لب بر حسب سرعت دوران محور در یاتاقان

سرعت دورانی روتور بر زاویه راستای تعادلی آن در فضای یاتاقان در صورت چشم پوشی از تغییرات دمایی مجموعه بر میزان لزجت روانکار است. مطابق نتایج شکل ۱۳ در صورت اعمال تأثیرات حرارت بر عملکرد سیال روانکار و یاتاقان، با افزایش سرعت دوران روتور متناسب با افزایش دمای مجموعه و کاهش لزجت سیال روانکار ناشی از آن، تغییرات چشمگیری در موقعیت تعادلی مرکز روتور در فضای یاتاقان‌های دو لب قابل مشاهده می‌باشد. روند تغییرات منحنی مربوط به تحلیل حرارتی از افزایش میزان زاویه وضعی یاتاقان‌های دو لب با افزایش سرعت دورانی روتور حکایت دارد.

## ۵- نتیجه‌گیری

در پژوهش حاضر تأثیر پارامترهای طراحی یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور دو لب، نظیر پیش‌بار، نسبت خروج از مرکزی و سرعت چرخش روتور بر تغییرات دما، لزجت و توزیع فشار هیدرودینامیکی فیلم روانکار، جریان‌های انتقال حرارت و چگونگی توزیع دما در جداره هر یک از لب‌ها و مشخصه‌های عملکرد استاتیکی یاتاقان شامل قابلیت حمل بار و زاویه وضعی مورد بررسی قرار گرفته است.

به منظور دستیابی به این هدف حل همزمان معادلات رینولدز و انرژی حاکم بر جریان سیال روانکار تراکم‌ناپذیر و معادله هدایت حرارت حاکم بر پوسته یاتاقان در گام‌های مختلف انجام شده است. از بررسی نتایج پژوهش حاضر موارد ذیل قابل استنباط می‌باشند:

۱. کاهش پیش‌بار و یا افزایش میزان غیرمدوری یاتاقان‌های ژورنال دو لب، کاهش دامنه تغییرات دما و لزجت سیال روانکار را در پی خواهد داشت؛ به عبارت دیگر با تمایل یاتاقان به حالت مدور اختلاف مابین دما و لزجت نهایی سیال روانکار پس از برقراری شرایط تعادل دمایی در یاتاقان با مقادیر لزجت و دمای ورودی روانکار تشدید می‌گردد. همچنین افزایش پیش‌بار یاتاقان با تقویت

## فهرست علائم

فاصله مابین مراکز روتور و یاتاقان (m)	$e$
ضخامت فیلم سیال روانکار (m)	$h$
تعداد نقاط نمونه روی دامنه مسأله	$N_x, N_y, N_z$
مرکز یاتاقان	$O_b$
مرکز روتور	$O_j$
فشار هم‌دما ( $\text{Kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$ )	$P_{iso}$
فشار حرارتی ( $\text{Kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$ )	$P_{th}$
دمای روانکار ( $^{\circ}\text{C}$ )	$T$
قابلیت حمل بار هم‌دما یاتاقان ( $\text{Kgms}^{-2}$ )	$W_{iso}$
قابلیت حمل بار حرارتی یاتاقان ( $\text{Kgms}^{-2}$ )	$W_{th}$
راستای محورهای مختصات کارترین	$x, y, z$

40(3) (2007) 453-458.

علائم یونانی

- [7] A. Chauhan, R. Sehgal, R. K. Sharma, Thermohydrodynamic analysis of elliptical journal bearing with different grade oils, *Tribology International*, 43(11) (2010) 1970-1977.
- [8] E. S. Prasad, T. Nagaraju, J. P. Sagar, Thermo-hydrodynamic Performance of a Journal Bearing with 3D-Surface Roughness and Fluid Inertia Effects, *International Journal of Applied Research in Mechanical Engineering (IJARME)*, 2 (2012) 18-24.
- [9] A. Singla, P. Singh, A. Kumar, A. Chauhan, S. Bala, Thermo-hydrodynamic analysis on temperature profile of circular journal bearing using computational fluid dynamics, *Recent Advances in Engineering and Computatioal Sciences (RAECS)*, 1 (2014) 1-6.
- [10] A. Rahmatabadi, M. Z. Mehrjardi, M. Fazel, Performance analysis of micropolar lubricated journal bearings using GDQ method, *Tribology International*, 43(11) (2010) 2000-2009.
- [11] Y. Hori, *Hydrodynamic lubrication*, First Edittion, Tokyo: Springer, (2006) 60-189.
- [12] A. Rahmatabadi, R. Rashidi, Effect of mount angle on static and dynamic characteristics of gas-lubricated, noncircular journal bearings, *Iranian Journal of Science and Technology Transactions of Mechanical Engineering (IJSTM)*, 30(B3) (2006).
- [13] A. Chauhan, R. Sehgal, R. K. Sharma, A study of thermal effects in an offset-halves journal bearing profile using different grade oils, *Lubrication Science*, 23(5) (2011) 233-248

نسبت خروج از مرکزی ( $e/c$ )	$\varepsilon$
زاویه امتداد سطح میانی دو فلز $x$	$\theta$
نرخ کرنش ماده	$\varphi$
نسبت ضخامت هسته به ضخامت کلی لوله	$\varphi_0$
جریان تنش در ماده ( $\text{rads}^{-1}$ )	$\omega$

منابع

- [1] W. Crosby, Thermal considerations in the solution of finite journal bearings, *wear*, 64(1) (1980) 15-32.
- [2] Y. Nagaraju, M. Joy, K. P. Nair, Thermohydrodynamic analysis of a two-lobe journal bearing, *International journal of mechanical sciences*, 36(3) (1994) 209-217.
- [3] M. T. Ma, C. Taylor, An experimental investigation of thermal effects in elliptical journal bearings, *Tribology International*, 29(1) (1996) 19-26.
- [4] S. Banwait, H. Chandrawat, Effect of misalignment on thermohydrodynamic analysis of elliptical journal bearings, *Journal of the Institution of Engineers (India)*, (2000) 93-101.
- [5] D. Singh, B. Majumdar, Computer-aided design of hydrodynamic journal bearings considering thermal effects, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 219(2) (2005) 133-139.
- [6] P. Mishra, R. Pandey, K. Athre, Temperature profile of an elliptic bore journal bearing, *Tribology International*,

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

Please cite this article using:

A. Rasoolizadeh Shooroki, A. Dashti Rahmatabadi, M. Zare Mehrjardi, Effects of Preload, Speed and Eccentricity Ratio of Rotor on the Thermohydrodynamic Performance of Two Lobe Journal Bearings, *Amirkabir J. Mech. Eng.*, 49(4) (2018) 697-708.  
DOI: 10.22060/mej.2016.767



