

# تحلیل عملکرد ترموهیدرودینامیکی یاتاقان‌های ژورنال غیرمُدور سه‌لب با روانکار قانون توانی

دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه یزد، یزد، ایران، sahand.shiraz@gmail.com

سیدسهند سلامی

استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه اردکان، اردکان، ایران، mahdi.zare@ardakan.ac.ir

مهدی زارع مهرجردی\*

دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه یزد، یزد، ایران، dashti@yazd.ac.ir

اصغر دشتی رحمت آبادی

## چکیده

در پژوهش حاضر تحلیل ترموهیدرودینامیکی یاتاقان‌های ژورنال غیرمُدور سه‌لب با مدل سیال قانون توانی و ارزیابی تأثیر پارامترهای طراحی و روانکاری نظیر شاخص قانون توانی، سرعت محور و پیش‌بار بر توزیع فشار هم‌دما و حرارتی، تغییرات دمایی روغن روانکار، بار قابل حمل، زاویه وضعی و تغییرات دمای سطح داخلی پوسته یاتاقان ارائه شده‌است. در ابتدا معادلات رینولدز و انرژی حاکم بر عملکرد سیال روانکار تراکم‌ناپذیر بر پایه نظریه سیال قانون توانی بازنویسی گردیده و توام با معادله انتقال گرمای سه‌بعدی در جداره یاتاقان تحلیل شده‌اند. با توجه به فرض طول محدود برای یاتاقان‌های مورد بررسی و عدم دسترسی به حل دقیق، روش عددی درونیابی مشتق تعمیم یافته در تحلیل معادلات بکار گرفته شده‌است. نتایج گویای آنست که افزایش شاخص قانون توانی، سرعت محور و کاهش میزان غیرمُدوری با افزایش پیش‌بار، تشدید دما و کاهش لزجت روغن روانکار را در پی داشته و زمینه افزایش اختلاف فشار و بار قابل حمل هم‌دما و حرارتی را فراهم می‌آورد. بعلاوه با افزایش دمای روانکار ناشی از تقویت شاخص قانون توانی، دمای سطح داخلی پوسته و نرخ انتقال حرارت به محیط اطراف از جداره یاتاقان‌های ژورنال سه‌لب افزایش می‌یابد.

**واژه‌های کلیدی:** تحلیل ترموهیدرودینامیکی، یاتاقان ژورنال غیرمُدور سه‌لب، روانکار قانون توانی، عملکرد پایدار، روش درونیابی مشتق تعمیم یافته.

## Thermohydrodynamic Performance Analysis of Noncircular Three Lobe Journal Bearings with Power Law Lubricant

S. S. Salami

Department of Mechanical Engineering, Yazd University, Yazd, Iran

M. Zare Mehrjardi

Department of Mechanical Engineering, Ardakan University, Ardakan, Iran

A. Dashti Rahmatatabadi

Department of Mechanical Engineering, Yazd University, Yazd, Iran

## Abstract

In this study, thermohydrodynamic analysis of three lobe noncircular journal bearings with power law fluid model and the evaluation of the design and lubrication parameters such as power law index, rotor velocity and preload effects on the pressure and temperature of the oil, load carrying capacity, attitude angle and heat transfer in the bearing shell is provided. For this purpose, the governing Reynolds and energy equations of incompressible lubrication are modified based on power law theory and analyzed simultaneously with 3D heat transfer equation in the bearing shell. According to the limited length of investigated bearings and lack of exact answer, the equations are solved numerically using the generalized differential quadrature (GDQ) method. Results show that increasing the power law index and the rotor speed or decreasing the bearings noncircularity, intensify the temperature and reduce the oil viscosity and increase the difference between the obtained value of thermal and isothermal pressure and load. In addition, increasing the lubricant temperature by upgrading power law properties enhances the temperature of the inner bush surface and the rate of heat transfer to environment.

**Keywords:** Thermo-hydrodynamic Analysis, 3-Lobe Journal Bearing, Power Law Lubricant, Steady-state Performance, GDQ Method.

غیرمُدور بیضوی یا دو لب برای اولین بار توسط پینکاس [۱] در سال ۱۹۵۶ صورت گرفت. مالک و همکاران [۲] در سال ۱۹۸۱ یاتاقان سه‌لب با روانکار نیوتنی را بررسی کردند. در این مطالعه مشخصه‌های استاتیکی و دینامیکی یاتاقان‌های سه‌لب روانکاری شده با سیال نیوتنی برای جریان‌های لایه‌ای و مغشوش بررسی گردیده‌است. بررسی تعدد لب‌های یاتاقان ژورنال غیرمُدور و تأثیر آن بر ظرفیت تحمل بار یاتاقان توسط استرزلسکی در سال ۲۰۰۱ [۳] صورت گرفت. او با مقایسه یاتاقان بیضوی معمول و نوع آفست با لب‌های منحرف شده، در شرایط کاری یکسان نشان داد که ظرفیت تحمل بار در یاتاقان بیضوی بیشتر از یاتاقان دو لب انحرافی می‌باشد. در سال ۲۰۱۶ رحمت‌آبادی و

## ۱- مقدمه

یاتاقان‌های ژورنال به دلیل عملکرد استاتیکی و دینامیکی مناسب خود در تجهیزات صنعتی بویژه ماشین‌های دوار تحت بارگذاری سنگین و با سرعت‌های کارکرد بالا کاربرد چشمگیری دارند. این شرایط کارکرد غالباً سبب افزایش بیش از حد دمای یاتاقان شده و ایجاد آسیب‌های حرارتی شدیدی مانند اکسیداسیون روانکار، از بین رفتن بایت بکار رفته در سطح داخلی پوسته و در نتیجه کاهش طول عمر یاتاقان را در پی دارد. برای کاهش این آسیب‌ها استفاده از یاتاقان‌های ژورنال با اشکال هندسی متفاوت نسبت به انواع مُدور به دلیل امکان تحقق عملکرد بهتر در خنک‌کاری و پایداری دینامیکی مورد توجه محققان حوزه تریبولوژی قرار گرفته‌است. تحقیقات در زمینه یاتاقان‌های

\* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: mahdi.zare@ardakan.ac.ir

همکاران [۴] به ارزیابی تأثیر زوایای نصب و انحراف<sup>۱</sup> بر عملکرد ترموهیدرودینامیکی یاتاقان‌های غیرمُدور<sup>۲</sup> پرداختند. نتایج این تحقیق از کاهش تأثیرپذیری عملکرد یاتاقان‌های دو، سه و چهار لُب از تغییرات زوایای نصب و انحراف با افزایش تعداد لُب‌ها حکایت دارد.

عملکرد یاتاقان‌های ژورنال تا حد قابل توجهی به ویژگی‌های روانکار مورد استفاده وابسته است. روانکار به عنوان جزء اصلی تسهیل کننده حرکت در یاتاقان‌های ژورنال عامل بسیار مهمی برای کاهش اتلاف انرژی به واسطه‌ی کاهش اصطکاک و در نتیجه جلوگیری از افزایش بیش از حد دما در سطوح یاتاقان و محور است. مدل‌های متعددی برای شبیه‌سازی عملکرد روانکارهای غیرنیوتنی وجود دارد که در بین آنها، با توجه به رفتار زنجیره‌های هیدروکربنی و ذرات معلق فلزی و غیرفلزی درون روغن‌های روانکار، استفاده از مدل سیال قانون توانی به دلیل معادلات ساختاری ساده و تطابق بیشتر پیشگویی مدل با رفتار واقعی روانکارهای غیرنیوتنی معمول، ارجحیت دارد. در همین راستا داین و البرود در سال ۱۹۸۳ [۵] به بررسی یاتاقان‌های ژورنال مدور روانکاری شده با سیال قانون توانی پرداختند. مینگ و چنگ [۶] در سال ۱۹۹۴ تحلیلی ترموهیدرودینامیکی از یک یاتاقان ژورنال کوتاه انجام دادند و گزارش نمودند که با افزایش شاخص قانون توانی ظرفیت تحمل بار، دمای بیشینه و فشار هم‌دما و حرارتی<sup>۳</sup> افزایش می‌یابد. در سال ۲۰۱۰ کانگو و شارما [۷] تأثیر شاخص قانون توانی بر عملکرد هیدرودینامیکی یاتاقان ژورنال مُدور بافت‌دار را بررسی نمودند. آنان نشان دادند که با تشدید خواص قانون توانی سیال روانکار پارامترهای عملکرد یاتاقان در قیاس با نوع نیوتنی بهبود می‌یابد. پراساد و همکاران [۸] در سال ۲۰۱۴ پارامترهای مختلفی از جمله تغییرات حرارتی فیلم روانکار و ظرفیت تحمل بار در حالت پایدار را برای یاتاقان ژورنال هیدرودینامیکی با روانکار قانون توانی را مورد مطالعه قرار دادند. زمان‌ثانی و همکاران در سال ۲۰۱۸ [۹] به بررسی تأثیر پارامترهای طراحی و روانکاری بر پایداری دینامیکی یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور دو، سه و چهار لُب با سیال قانون توانی پرداختند. نتایج گویای آن است که افزایش شاخص قانون توانی و کاهش نسبت منظری، دامنه پایداری دینامیکی یاتاقان را افزایش می‌دهد. در همان سال تحلیل اثر زاویه انحراف و مشخصه‌های میکروپلاریته سیال روانکار بر عملکرد ترموهیدرودینامیکی یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور با سیال میکروپلار توسط رشیدی و همکاران [۱۰] صورت گرفت. نتایج این پژوهش موید کاهش میزان فشار و بار قابل حمل یاتاقان‌های ژورنال لُب‌دار با افزایش خاصیت میکروپلاریته موثر بر لزجت نسبی روانکار می‌باشد. ارزیابی عملکرد ترموهیدرودینامیکی یاتاقان‌های ژورنال مدور با روانکارهای غیرنیوتنی شامل نانو ذرات دی‌اکسید تیتانیوم توسط دانولا و گارگ [۱۱] در سال ۲۰۲۰ ارائه شد. نتایج این تحقیق حاکی از آنست که ترکیب ذرات نانو با روانکار پایه به طور قابل توجهی فشار، ظرفیت حمل بار و نیروی اصطکاک یاتاقان را افزایش می‌دهد. ارزیابی عملکرد حرارتی یاتاقان‌های ژورنال بیضوی با نانو روانکارهای شامل اکسید مس و دی‌اکسید تیتانیوم با درصد‌های وزنی گوناگون در سال ۲۰۲۰ توسط

دانگ و همکاران [۱۲] انجام شد. یافته‌های این تحقیق نشان‌دهنده افزایش حداکثر فشار و ظرفیت بار با افزودن نانوذرات به روغن پایه بوده و این افزایش در غلظت‌های بالاتر نانوذرات و روغن‌هایی با درجه گرانروی بیشتر، محسوس‌تر می‌باشد. همچنین بر اساس نتایج افزایش ظرفیت بار با افزودن نانوذرات بدون افزایش قابل توجه دمای روغن روی می‌دهد. در سال ۲۰۲۱، رسولی‌زاده و همکاران [۱۳] به بررسی عملکرد ترموهیدرودینامیکی یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور دو لُب با نانوروانکار ترکیبی پرداختند. محققان دریافتند که افزایش کسر حجمی نانوذرات دی‌اکسید سیلیس و نانولوله‌های کربنی در روغن موتور SAE40 منجر به افزایش لزجت نانوروانکار ترکیبی شده و زمینه ارتقاء توزیع فشار فیلم سیال و همچنین میزان بار قابل حمل در یاتاقان را فراهم خواهد کرد.

با مرور پژوهش‌های پیشین پیداست که تحلیل ترموهیدرودینامیکی یاتاقان‌های ژورنال غیرمُدور سه لُب با مدل روانکار قانون توانی و لحاظ شرایط انتقال گرمای سه بعدی در پوسته تاکنون ارائه نشده و پژوهش‌های ارائه شده عموماً حول تحلیل عملکرد یاتاقان‌های ژورنال مُدور و غیرمُدور با دیگر روانکارها و یا چشم‌پوشی از اثرات حرارتی می‌باشد. از این رو در پژوهش حاضر گداهای مورد نیاز برای شبیه‌سازی و ارزیابی تأثیر بکارگیری سیال روانکار غیرنیوتنی قانون توانی در کنار دیگر مولفه‌های طراحی نظیر سرعت محور و پیش‌بار بر عملکرد یاتاقان‌های ژورنال غیرمُدور سه لُب تدوین گردیده و نتایج حاصل از اجرای آنها در قالب دیاگرام‌های توزیع دما و فشار فیلم سیال روانکار، بار قابل حمل یاتاقان و آهنگ انتقال گرما از جداره یاتاقان سه لُب ارائه شده‌اند. با توجه به فرض یاتاقان با طول محدود برای استخراج نتایج از روش حل عددی درونیایی مشتق تعمیم یافته با دامنه‌های مش‌بندی شده دو بُعدی روی سطح داخلی و سه بُعدی در جداره یاتاقان ژورنال غیرمدور سه لُب استفاده گردیده‌است.

## ۲- یاتاقان‌های ژورنال غیرمُدور

یاتاقان‌های ژورنال غیرمُدور همانطور که در شکل ۱ نشان داده شده از ترکیب تعدادی یاتاقان ژورنال جزئی با عنوان لُب تشکیل می‌گردند. مرکز هریک از لُب‌ها بر روی دایره‌ای با شعاع خروج از مرکزی لقی شعاعی متداول معروف به پیش‌بار نسبت به مرکز هندسی یاتاقان واقع می‌گردد. بر اساس پژوهش‌های اخیر بکارگیری این نوع از یاتاقان‌ها بیشتر برای ایجاد شرایط مطلوب پایداری دینامیکی و در بارگذاری‌های سبک و نیاز به تعدیل شرایط دمایی کارکرد تکیه‌گاه یاتاقانی توصیه می‌شود. در یاتاقان‌های ژورنال غیرمُدور باتوجه به شکل هندسی و نحوه جهت‌گیری لُب‌ها، ضخامت فیلم سیال روانکار در گرداگرد یاتاقان حتی در صورت تطابق مراکز روتور و یاتاقان، متغیر بوده و این پدیده بر تشکیل فیلم فشاری همگرا و واگرا در نقاط مختلف یاتاقان موثر می‌باشد. این ساختار هندسی موجب می‌شود تا برخلاف یاتاقان مُدور که تنها اثر ابعاد بر روی عملکردشان نقش دارد، در انواع غیرمُدور پارامترهای هندسی دیگری همچون میزان غیرمُدوری، زاویه نصب و میزان انحراف لُب‌ها نیز بر عملکرد سیستم تأثیرگذار باشد.

<sup>1</sup> Mount and Tilt Angles

<sup>2</sup> Noncircular Journal Bearings

<sup>3</sup> Isothermal and Thermal Pressure

$$y = 0 : u = 0; y = h : u = U$$

$$y = 0 : w = 0; y = h : w = 0 \quad (۳)$$

با اعمال شرایط مرزی فوق مؤلفه‌های سرعت در راستای  $x$  و  $z$  از روابط ذیل به دست می‌آیند [۱۲].

$$u = \frac{uy}{h} + \left(\frac{h}{U}\right)^{n-1} \left( \frac{y^2 - yh}{2mn} \frac{\partial p}{\partial x} \right) \quad (۴)$$

$$w = \left(\frac{h}{U}\right)^{n-1} \left( \frac{y^2 - yh}{2m} \frac{\partial p}{\partial z} \right) \quad (۵)$$

با جایگذاری مؤلفه‌های سرعت خطی فوق در معادله پیوستگی و سرانجام انتگرال‌گیری در جهت  $y$  معادله رینولدز اصلاحی حاکم بر روانکاری هیدرودینامیکی بر پایه مدل سیال قانون توانی با فرض ضلبیت محور و برقراری شرایط هم‌دما عبارت است از [۵]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^{n+2}}{nm} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^{n+2}}{m} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U^n \frac{\partial h}{\partial x} \quad (۱-۶)$$

در رابطه (۶)،  $h$  ضخامت فیلم سیال روانکار در فضای لقی یاتاقان،  $x$  و  $z$  به ترتیب محورهای مختصات در امتداد محیطی و طولی یاتاقان و  $p$  فشار توزیع شده در فیلم سیال روانکار را نشان می‌دهند. همچنین همانگونه که پیشتر بیان شد  $n$  پارامتر مشخصه سیال قانون توانی بوده و در صورت برابری با یک وضعیت سیال نیوتنی محقق شده و بنابر معادله (۱) لزجت سیال  $m = \eta = \mu$  می‌شود و با جایگذاری آن در معادله فوق به معادله (۷) که در واقع همان معادله رینولدز حاکم بر روانکاری نیوتنی یاتاقان ژورنال است، دست خواهیم یافت.

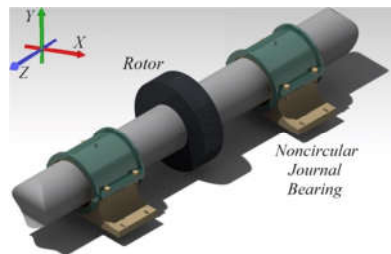
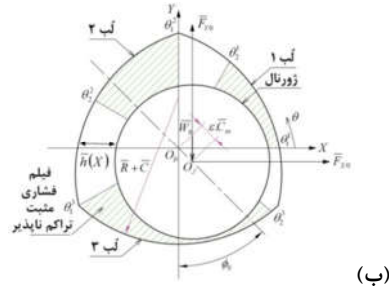
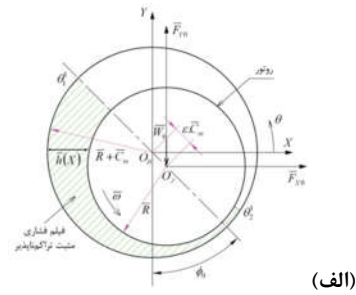
$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (۷)$$

با توجه به فرض طول محدود یاتاقان و عدم امکان دستیابی به حل تحلیلی می‌توان با اعمال اصول روش حل عددی مشتق تعمیم یافته بر معادله (۶)، فشار هم‌دما ایجاد شده در فیلم سیال قانون توانی را با حل معادله ذیل به دست آورد. منظور از شرایط هم‌دما این است که در هنگام حل معادله رینولدز لزجت سیال روانکار به صورت ثابت در نظر گرفته می‌شود و از اثر دما بر آن صرف نظر می‌گردد. این فرض در هنگام اعمال مشتق‌های پارامتری در معادله‌ی رینولدز بر شکل نهایی معادله اثر می‌گذارد.

$$\frac{1}{n} \left( \frac{h^{n+2}}{\partial x} \right)_i \sum_{k=1}^{N_x} A_{i,k}^{(1)} P_{k,j} + \left( \frac{h^{n+2}}{n} \right)_i \sum_{k=1}^{N_x} A_{i,k}^{(2)} P_{k,j} + \left( \frac{h^{n+2}}{n} \right)_i \sum_{l=1}^{N_y} B_{j,l}^{(2)} P_{i,l} = 6mU^n \left( \frac{\partial h}{\partial x} \right)_i \quad (۸)$$

$$i = 1, 2, 3, \dots, N_x$$

همچنین برای حل ترموهیدرودینامیکی باید اثر دما بر لزجت سیال روانکار در معادله رینولدز را در نظر گرفت. در این حالت دما و لزجت همانند معادله (۱) به صورت متغیر در نظر گرفته می‌شوند. با جایگذاری روابط لزجت متغیر سیال روانکار در معادله رینولدز و اعمال مجدد روش مشتق تعمیم یافته معادله‌ای حاصل می‌گردد که می‌توان از آن برای استخراج فشار حرارتی ایجاد شده در نقاط مختلف فیلم سیال روانکار ناشی از تغییرات لزجت وابسته به فشار و دما در شرایط مختلف عملکرد یاتاقان استفاده کرد.



شکل ۱- هندسه یاتاقان ژورنال هیدرودینامیکی

(الف) مُدور (ب) غیرمُدور سه‌لب (ج) سیستم روتور- یاتاقان ژورنال

### ۳- معادلات حاکم

در بررسی حاضر از مدل قانون توانی برای ارزیابی تغییرات لزجت سیال روانکار در قالب معادله زیر استفاده شده است [۸].

$$\eta = m_0 \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)^{n-1} \exp[\alpha p - \beta(T - T_0)] = m \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)^{n-1} \quad (۱)$$

در رابطه فوق  $m$  و  $m_0$  لزجت سیال در دمای  $T$  و  $T_0$  و  $\beta$  ضریب لزجت-دما،  $\alpha$  ضریب لزجت-فشار و  $n$  شاخص رفتار سیال قانون توانی<sup>۱</sup> می‌باشد که در حالت  $n = 1$  و  $m = \mu$  عبارت فوق رفتار سیال نیوتنی است و  $n < 1$  رفتار سیال شبه‌پلاستیک<sup>۲</sup> را بیان می‌کند و  $n > 1$  سیال دیلاتانت<sup>۳</sup> (انبساطی) را توصیف می‌نماید. با جایگذاری مدل لزجت قانون توانی در معادلات ناویر استوکس و بکارگیری شرایط مرزی مناسب باتوجه به سرعت روانکار در مرزها مؤلفه‌های سرعت به صورت ذیل قابل بیان هستند.

$$\frac{\partial p}{\partial x} = m \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)^n$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = m \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)^{n-1} \frac{\partial w}{\partial y} \right] \quad (۲)$$

<sup>۱</sup> Power Law Index

<sup>۲</sup> Pseudo-plastic Fluid

<sup>۳</sup> Dilatant

$$P = 0 \quad \text{in} \quad x = R\theta_1^i$$

$$P = 0 \quad \text{in} \quad z = 0, z = L \quad (11)$$

$$\frac{\partial P}{\partial x} = P = 0 \quad \text{in} \quad x = R\theta_2^i = \theta_{cav}$$

در رابطه فوق  $\theta_1^i$  به نقطه آغازین فیلم فشاری مثبت و  $\theta_2^i$  به نقطه پایانی آن و آغاز ناحیه کاویتاسیون<sup>۵</sup> اشاره دارد.

معادله انرژی<sup>۶</sup> در حالت کلی پیچیدگی داشته و در اغلب موارد وابسته به نوع مساله و شرایط مرزی می‌توان آن را ساده نمود. با توجه به تراکم‌ناپذیری سیال روانکار محبوس در فضای لقی یاتاقان ژورنال در شرایط پایدار و با فرض ثابت ماندن رسانایی گرمایی روغن، عدم وابستگی چگالی روانکار به دما و نیز فرض غالب بودن حرارت انتقالی در راستای ضخامت فیلم سیال روانکار در قیاس با جهات محوری و محیطی یاتاقان، معادله انرژی به فرم ذیل قابل بیان می‌باشد [۸]:

$$\rho c_p \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \eta \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (12)$$

که در آن  $c_p$  گرمای ویژه،  $\rho$  چگالی،  $k$  رسانایی گرمایی و  $T$  دمای توزیع شده در فیلم سیال روانکار،  $x$  و  $y$  و  $z$  به ترتیب راستاهای محیطی، عرضی منطبق بر ضخامت فیلم سیال روانکار و طولی یاتاقان هستند. و همچنین  $u$ ،  $v$  و  $w$  در این معادله به سرعت‌های خطی لایه‌های سیال روانکار در راستای محورهای مختصات اشاره دارند. در مطالعه حاضر، تغییرات دمایی در راستای ضخامت فیلم روانکار با یک چند جمله‌ای مرتبه دو تخمین زده شده و معادله انرژی بر اساس آن بازنویسی گردیده‌است [۱۳].

$$T = a_1 + a_2 y + a_3 y^2 \quad (13)$$

در معادله (۱۳) ثابت‌های  $a_1$ ،  $a_2$  و  $a_3$  با توجه به شرایط مرزی زیر تعیین می‌شوند:

$$T = T_l \quad \text{in} \quad y = 0$$

$$T = T_u \quad \text{in} \quad y = h$$

$$T_m = \frac{1}{h} \int_0^h T dy \quad (14)$$

با در نظر گرفتن شرایط مرزی بیان شده در رابطه (۱۴) و اعمال آن در رابطه (۱۳) و تعیین ثابت‌های  $a_1$ ،  $a_2$  و  $a_3$  توزیع دمای فیلم روانکار در راستای ضخامت به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$T = T_l - (4T_l + 2T_u - 6T_m) \left( \frac{y}{h} \right) + (3T_l + 3T_u - 6T_m) \left( \frac{y}{h} \right)^2 \quad (15)$$

در رابطه فوق، به ترتیب  $T_l$  و  $T_u$  و  $T_m$  دمای سطح محور در تماس با سیال روانکار، دمای سطح یاتاقان و دمای میانگین لایه روانکار را نشان می‌دهند. با جایگذاری  $T$  و مؤلفه‌های سرعت خطی و همچنین اعمال روش درونیایی مشتق تعمیم یافته، معادله نهایی انرژی برای سیال قانون توانی به صورت رابطه ذیل حاصل می‌گردد.

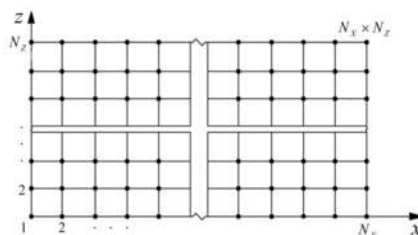
$$\begin{aligned} & \left( \frac{1}{nm} \right)_{i,j} \left( \frac{\partial h^{n+2}}{\partial x} \right) \sum_{k=1}^{N_x} A_{i,k}^{(1)} P_{k,j} \\ & - \left( \frac{h^{n+2}}{nm^2} \right)_{i,j} \sum_{k=1}^{N_x} A_{i,k}^{(1)} m_{k,j} \sum_{k=1}^{N_x} A_{i,k}^{(1)} P_{k,j} \\ & + \left( \frac{h^{n+2}}{nm} \right)_{i,j} \sum_{k=1}^{N_x} A_{i,k}^{(2)} P_{k,j} \\ & - \left( \frac{h^{n+2}}{nm^2} \right)_{i,j} \sum_{l=1}^{N_z} B_{j,l}^{(1)} m_{i,l} \sum_{l=1}^{N_z} B_{j,l}^{(1)} P_{i,l} \\ & + \left( \frac{h^{n+2}}{nm} \right)_{i,j} \sum_{l=1}^{N_z} B_{j,l}^{(2)} P_{i,l} = 6U^n \left( \frac{\partial h}{\partial x} \right)_i \end{aligned} \quad (9)$$

$$i = 1, 2, 3, \dots, N_x, \quad j = 1, 2, 3, \dots, N_z$$

در روابط فوق،  $A_{i,k}^{(1)}$  و  $A_{i,k}^{(2)}$  به ترتیب ماتریس‌های ضرایب وزنی مربوط به مشتقات مراتب اول و دوم توزیع فشار در جهت  $x$  و  $B_{j,l}^{(1)}$  و  $B_{j,l}^{(2)}$  نیز ماتریس ضرایب وزنی مشتق‌های مرتبه اول و دوم فشار در راستای  $z$  می‌باشند. متغیرهای  $i$  و  $j$  به مکان نقاط نمونه  $(x_i, z_j)$  روی دامنه مسئله همانند شکل ۲ که حاصل از فرض سطح داخلی هر یک از لب‌های یاتاقان بصورت مستطیلی است، اشاره دارند. نقاط شبکه در حل عددی انجام شده از نوع چبیشف با فواصل گرهی متفاوت در راستای محورهای مختصات هستند. همچنین  $h$  ضخامت فیلم سیال<sup>۱</sup> روانکار در فضای لقی بین محور و هریک از لب‌های یاتاقان غیرمدور می‌باشد که عبارتست از [۴]:

$$h_i = \frac{1}{8} - X_j \cos \theta - Y_j \sin \theta + \left( \frac{1}{8} - 1 \right) \cos(\theta - \theta_0^i) \quad (10)$$

در معادله فوق  $X_j$  و  $Y_j$  مختصات مرکز محور دوار با سرعت دورانی ثابت در وضعیت تعادل استاتیکی،  $i$  شماره لب‌های یاتاقان و  $\theta_0^i$  زاویه خط واصل مراکز هندسی لب‌ها<sup>۲</sup> و یاتاقان نسبت به محور افقی می‌باشند. همچنین  $\delta = \bar{C}_m / \bar{C}$  یا میزان غیرمدوری یاتاقان ژورنال لب‌دار در بازه (۰،۱) متغیر است به‌طوری‌که مقدار صفر آن به معنی افزایش شعاع دایره در برگیرنده لب‌ها، توسعه عرض فضای لقی در نقاط مختلف و دور شدن از حالت مدور است در حالیکه مقدار واحد لب‌های یاتاقان را به حالت مدور دایره‌ای مبدل خواهد کرد.



شکل ۲- موقعیت نقاط نمونه روی سطح مش‌بندی شده لب‌های یاتاقان

در مطالعه حاضر از شرایط مرزی رینولدز<sup>۴</sup> مطابق رابطه (۱۱) برای استخراج توزیع فشار در هریک از لب‌های یاتاقان در حالت پایدار استفاده شده است [۴].

<sup>1</sup> Lubricant Film Thickness

<sup>2</sup> Lobe Line of Center

<sup>3</sup> Preload

<sup>4</sup> Reynolds Boundary Condition

<sup>5</sup> Cavitation

<sup>6</sup> Energy Equation

$$\begin{aligned}
 T_b &= T_0 \quad \text{in} \quad x = R\beta_1^i, 0 < z < L, 0 < y < t \\
 T_b &= T_0 \quad \text{in} \quad x = R\beta_2^i, 0 < z < L, 0 < y < t \\
 k_{oil} \left( \frac{\partial T}{\partial y} \right)_{\text{upper bounding surface}} &= k_b \left( \frac{\partial T_b}{\partial y} \right)_{y=0} \\
 -k_b \left( \frac{\partial T_b}{\partial y} \right)_{y=t} &= h_c (T_b(x, t, z) - T_{air}) \\
 -k_b \left( \frac{\partial T_b}{\partial z} \right)_{z=0} &= h_c (T_b(x, y, 0) - T_{air}) \\
 k_b \left( \frac{\partial T_b}{\partial z} \right)_{z=L} &= h_c (T_b(x, y, L) - T_{air})
 \end{aligned} \tag{۱۹}$$

در رابطه (۱۹)،  $L$  طول یاتاقان،  $R$  شعاع داخلی هر یک از لب‌ها،  $t$  ضخامت جداره و  $\beta_1^i$  و  $\beta_2^i$  به ترتیب به نقاط شروع و انتهای هر کمان در یاتاقان‌های غیرمُدور لب‌دار اشاره داشته و برای یاتاقان‌های مورد ارزیابی با توجه به تعداد لب‌ها  $i = 1, 2, 3$  می‌باشد.  $k_b$  و  $k_{oil}$  نیز به ترتیب رسانایی گرمایی روغن روانکار و یاتاقان بوده و  $T_{air}$  دمای محیط اطراف و  $h_c$  ضریب انتقال گرمای همرفتی پوسته یاتاقان هستند. برای به دست آوردن فشار و دمای نهایی روانکار و همگرا شدن حل باید یک پروسه تکرار با شرط خاتمه معین تعریف گردد. معمولاً شرط خاتمه همگرایی حل بر اساس اختلاف مقدار کمیت مورد بررسی بین دو تکرار متوالی تعریف می‌شود. برای تضمین همگرایی مقادیر گره‌ای دما و فشار سیال روانکار از فرآیند تکرار بکار رفته در مطالعه حاضر شروط ذیل مبنا قرار گرفته‌اند [۱۰].

$$\frac{\sum \left( (P_{i,j})_{k-1} - (P_{i,j})_k \right)^2}{\sum \left( (P_{i,j})_k \right)^2} \leq 10^{-6} \tag{۲۰}$$

$$\frac{\sum \left( (T_{i,j})_{k-1} - (T_{i,j})_k \right)^2}{\sum \left( (T_{i,j})_k \right)^2} \leq 10^{-6} \tag{۲۱}$$

همچنین شرط همگرایی حل در محاسبه توزیع دمای سه‌بعدی پوسته یاتاقان با استفاده از روش تکرار نیز به صورت ذیل تعریف گردیده‌است.

$$\frac{\sum \left( (T_{i,j,k})_{q-1} - (T_{i,j,k})_q \right)^2}{\sum \left( (T_{i,j,k})_q \right)^2} \leq 10^{-6} \tag{۲۲}$$

#### ۴- پارامترهای عملکرد استاتیکی

با تعیین توزیع فشار حالت پایدار فیلم سیال روغنی، در کنار تعیین شرایط دمایی و لزجت روانکار می‌توان پارامترهای عملکرد استاتیکی یاتاقان‌های مورد بررسی نظیر بار قابل حمل<sup>۲</sup> ( $W_0$ ) و زاویه وضعی<sup>۳</sup> ( $\varphi_0$ ) راستای قرارگیری مرکز روتور را از روابط زیر تعیین نمود.

#### الف) بار قابل حمل

مؤلفه‌های نیروی سیال روی محور را می‌توان شکل زیر بیان کرد [۴].

$$\begin{aligned}
 &6\rho c_p u \frac{y}{h} \left( 1 - \frac{y}{h} \right) \sum_{ll=1}^{N_x} A_{i,ll}^{(1)} T_m(ll, j) \\
 &+ 6\rho c_p w \frac{y}{h} \left( 1 - \frac{y}{h} \right) \sum_{ll=1}^{N_y} B_{j,ll}^{(1)} T_m(i, ll) \\
 &= m \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)^{n-1} \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right] + \frac{6k}{h^2} (T_1 + T_u - 2T_m) \\
 &- \rho c_p \left[ \left[ 1 - 4 \left( \frac{y}{h} \right) + 3 \left( \frac{y}{h} \right)^2 \right] \left( u \frac{\partial T_1}{\partial x} + w \frac{\partial T_1}{\partial z} \right) \right] \\
 &- \rho c_p \left[ \left[ -2 \left( \frac{y}{h} \right) + 3 \left( \frac{y}{h} \right)^2 \right] \left( u \frac{\partial T_u}{\partial x} + w \frac{\partial T_u}{\partial z} \right) \right] \\
 &- \rho c_p v \left[ \frac{-4T_1 - 2T_u + 6T_m}{h} + (6T_1 + 6T_u - 12T_m) \left( \frac{y}{h^2} \right) \right]
 \end{aligned} \tag{۱۶}$$

برای به دست آوردن دما در نقاط مختلف فیلم روانکار ابتدا از رابطه (۱۶) نسبت به متغیر  $y$  در راستای ضخامت فیلم از صفر تا  $h$  انتگرال می‌گیریم تا دمای میانگین  $T_m$  حاصل شود. سپس با جایگذاری دمای میانگین در رابطه (۱۵) دمای نقاط مختلف روانکار تعیین می‌شود.

انتقال گرما هنگامی صورت می‌گیرد که دو جسم با دمای مختلف در تماس با یکدیگر قرار گیرند. در یاتاقان‌های ژورنال حرارت اصطکاکی ایجاد شده در فیلم سیال روانکار از طریق اجزاء در تماس با فیلم سیال یعنی محور و پوسته یاتاقان انتقال یافته و تا زمانی که اختلاف دمایی وجود داشته باشد فرآیند انتقال گرما ادامه خواهد داشت. توزیع دما در جداره لب‌های یاتاقان ژورنال غیرمُدور با لحاظ کیفیت انتقال گرما غالب از مسیر پوسته در هریک از مرزهای دامنه مساله را می‌توان با تحلیل و حل معادله انتقال گرما سه بعدی<sup>۱</sup> ذیل تعیین نمود [۴]:

$$\frac{\partial^2 T_b}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_b}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_b}{\partial z^2} = 0 \tag{۱۷}$$

با بکارگیری قوانین روش درونیایی مشتق تعمیم یافته بر معادله (۱۷) رابطه زیر حاصل می‌گردد:

$$\begin{aligned}
 &\sum_{ll=1}^{N_x} A_{i,ll}^{(2)} (T_b)_{ll,j,k} + \sum_{ll=1}^{N_y} B_{j,ll}^{(2)} (T_b)_{i,ll,k} \\
 &+ \sum_{ll=1}^{N_z} C_{k,ll}^{(2)} (T_b)_{i,j,ll} = 0
 \end{aligned} \tag{۱۸}$$

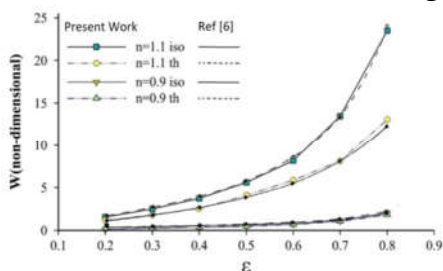
در رابطه فوق  $T_b$  دمای توزیع شده در نقاط مختلف پوسته یاتاقان بوده و  $A_{i,ll}^{(2)}$ ،  $B_{j,ll}^{(2)}$  و  $C_{k,ll}^{(2)}$  به ترتیب به ماتریس ضرایب وزنی مربوط به مشتقات مرتبه دوم تابع توزیع دما در جداره یاتاقان در راستای محورهای مختصات  $x$ ،  $y$  و  $z$  اشاره دارند. همچنین متغیرهای  $i$  و  $j$  و  $k$  مربوط به مکان نقطه نمونه ( $x_i, y_j, z_k$ ) روی دامنه مساله یا همان جداره لب‌های یاتاقان هستند. شرایط مرزی موجود برای حل معادله (۱۸) برای جداره سه بعدی مش‌بندی شده یاتاقان ژورنال غیرمُدور سه لب به صورت زیر می‌باشند:

<sup>2</sup> Load Carrying Capacity

<sup>3</sup> Attitude Angle

<sup>1</sup> 3D Heat Transfer Equation

در ادامه جهت اطمینان از عملکرد صحیح کُد رایانه‌ای آماده شده برای تحلیل یاتاقان‌های سه‌لب با سیال قانون توانی، نتایج حاصل برای نمونه‌ای از پارامترهای عملکرد یاتاقان‌های ژورنال مدور و غیرمدور با نتایج مشابه موجود در مراجع، مقایسه شده‌اند. نتایج ارائه شده برای بار قابل حمل یاتاقان ژورنال مدور با روانکار قانون توانی در شکل ۳ و مقایسه انجام شده برای مقادیر زاویه وضعی یاتاقان ژورنال سه‌لب با روانکار نیوتنی در جدول ۲ گویای تطابق مناسب خروجی‌های برنامه تدوینی و نتایج موجود در مراجع [۶ و ۲] بوده و کارکرد صحیح برنامه را تأیید می‌کند.



شکل ۳- تغییرات بار قابل حمل خروجی تحلیل‌های هم‌دما و حرارتی نسبت به تغییرات خروج از مرکزی، یاتاقان ژورنال مدور با سیال قانون توانی،  $L/D = 1$

جدول ۲- تغییرات زاویه وضعی یاتاقان ژورنال غیرمدور

سه لب بر حسب نسبت خروج از مرکزی		
$(\lambda = L/D = 1, \delta = 0.5)$		
نسبت خروج از مرکزی $\varepsilon$	کار حاضر	مرجع [۲]
۰.۴۰	۵۹.۴۴۲	۵۹.۶۳
۰.۱۰۰	۵۷.۶۴۲	۵۷.۸۴
۰.۴۰۶	۵۶.۸۷۵	۵۶.۷۹
۰.۵۷۰	۵۴.۸۳۵	۵۴.۹۲
۰.۷۸۸	۵۰.۹۴۱	۵۰.۴۶
۰.۸۸۲	۴۶.۳۹۸	۴۶.۷۲

نتایج شکل ۳ گویای افزایش قابلیت حمل بار هم‌دما و حرارتی یاتاقان ژورنال مدور در مقابل افزایش نسبت خروج از مرکزی می‌باشد. همچنین مشاهده می‌شود با افزایش شاخص قانون توانی دامنه اختلاف بار قابل حمل حاصل از تحلیل‌های هم‌دما و حرارتی افزایش می‌یابد. نتایج جدول ۲ برای تغییرات زاویه وضعی در حالت هم‌دما در یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور سه لب با روانکار تراکم‌ناپذیر نیوتنی در مقادیر مختلف نسبت خروج از مرکزی ( $\varepsilon$ ) ارائه شده است. نتایج از کاهش زاویه وضعی و یا به عبارت دیگر حرکت جابجایی موقعیت تعادل مرکز محور به سمت بالا و محور X در ازای افزایش خروج از مرکزی حکایت دارد.

نتایج شکل ۴ تأثیر شاخص قانون توانی بر توزیع فشارهای هم‌دما و حرارتی فیلم سیال روانکار یاتاقان سه‌لب را نشان می‌دهد. همانگونه که در شکل قابل مشاهده است با افزایش شاخص قانون توانی توزیع فشار هم‌دما و حرارتی فیلم سیال روانکار تقویت می‌گردد. به عبارت دیگر به دلیل ماهیت سیال قانون توانی با افزایش  $n$  از مقادیر کمتر از یک، رفتار سیال روانکار از سیال شبه‌پلاستیک که یک سیال رقیق شونده برشی است با افزایش لزجت معادل تقویت شده و به شرایط سیال

$$W_x = \sum_{\alpha=1}^n \int_0^R \int_0^L P \cos \theta dz dx$$

$$= \sum_{\alpha=1}^n \left( \sum_{i=1}^{N_x} \sum_{j=1}^{N_z} c_i^x c_j^y \cos(\theta_i^j + \varphi x_i) P_{i,j} \right) \quad (23)$$

$$W_y = \sum_{\alpha=1}^n \int_0^R \int_0^L P \sin \theta dz dx$$

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

در اینجا  $n$  تعداد لب‌ها و  $\varphi$  زاویه انتهایی فیلم فشاری مثبت می‌باشند. ظرفیت تحمل بار کلی یاتاقان به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$W_0 = (W_x^2 + W_y^2)^{1/2} \quad (24)$$

کمیت‌های  $W_x$  و  $W_y$  در رابطه بالا به ترتیب به مؤلفه‌های بار قابل حمل توسط یاتاقان در راستای محورهای  $x$  و  $y$  اشاره دارند.

### ب) زاویه وضعی

زاویه وضعی مربوط به راستای خط‌المرکزین یاتاقان و ژورنال با محور قائم، بانوجه به موقعیت تعادل استاتیکی مرکز محور پس از همگرایی حل از رابطه ذیل محاسبه می‌گردد.

$$\varphi_0 = \arctan \left[ \frac{W_x}{W_y} \right] \quad (25)$$

### ۵- بحث و بررسی

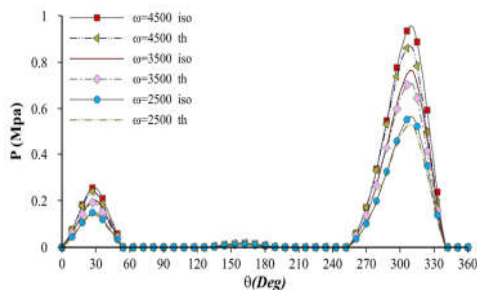
پارامترهای مشخصه طراحی و روانکاری تکیه‌گاه یاتاقان ژورنال غیرمدور سه‌لب مورد بررسی در پژوهش حاضر، برای ارزیابی تأثیر شاخص قانون توانی، سرعت محور و پیش‌بار بر عملکرد ترموهیدرودینامیکی مجموعه مطابق جدول ۱ انتخاب شده‌اند.

جدول ۱- پارامترهای طراحی و روانکاری مورد استفاده در بررسی

مقادیر	تعریف
$L = 0.1 \text{ m}$	طول یاتاقان
$\rho = 860 \text{ kg/m}^3$	چگالی سیال روانکار
$\mu = 0.065 \text{ kg/ms}$	لزجت سیال روانکار
$R = 0.05 \text{ m}$	شعاع محور
$c_m = 145 \mu\text{m}$	لقی شعاعی
$c_p = 2000 \text{ m}^2/\text{s}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$	حرارت مخصوص سیال روانکار
$k_b = 51/9 \text{ kgm/s}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$	رسانایی گرمایی یاتاقان
$h_c = 56/8 \text{ kg/s}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$	ضریب انتقال گرمای همرفتی یاتاقان
$T_0 = 33 \text{ } ^\circ\text{C}$	دمای سیال ورودی
$T_{\text{air}} = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$	دمای محیط
$k_{\text{oil}} = 0.13 \text{ kgm/s}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$	رسانایی گرمایی روانکار
$\alpha = 2/3 \times 10^{-8} \text{ ms}^2/\text{kg}$	ضریب لزجت-فشار روانکار
$\beta = 0.034 \text{ } ^\circ\text{C}$	ضریب لزجت-دما روانکار
$t = 0.02 \text{ m}$	ضخامت یاتاقان
$\varepsilon = 0.5$	خروج از مرکزی

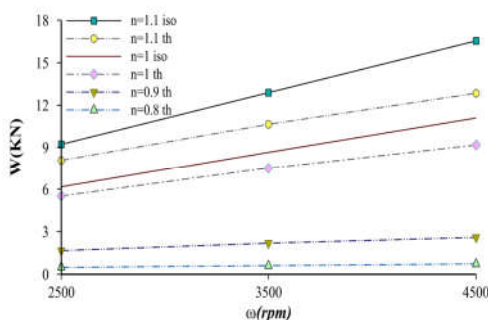
برای مقادیر شاخص بزرگتر از یک ( $n > 1$ ) این افزایش چشم‌گیرتر است. همچنین مشاهده می‌شود با افزایش سرعت دورانی محور، بیشینه دمای ایجاد شده در سیال روانکار افزایش می‌یابد. از عوامل این افزایش دما می‌توان به بیشتر شدن اصطکاک مابین لایه‌های سیال روانکار با افزایش سرعت دورانی محور اشاره کرد. از شکل ۶ نیز می‌توان دریافت که تغییرات لزجت با تغییرات دما نسبت عکس داشته و با افزایش شاخص قانون توانی و سرعت محور کاهش می‌یابد. با توجه به منحنی‌های شکل‌های ۵ و ۶ می‌توان دریافت که با تقویت شاخص قانون توانی سیال روانکار به علت افزایش فشار و نیروهای اصطکاکی بین لایه‌های روانکار، افزایش دمای نقاط مختلف سیال محبوس در فضای یاتاقان نیز روند رو به افزایشی را تجربه می‌کند. این عامل خود سبب کاهش لزجت نسبی و افت فشار فیلم سیال روانکار از سوی دیگر خواهد شد. هر چند مقادیر بیشترین دما و کمترین لزجت فیلم سیال روانکار با توجه به نتایج، با افزایش سرعت و تقویت شاخص قانون توانی روغن به ترتیب افزایشی و کاهشی می‌باشد لیکن اینچنین تغییراتی در تمامی نقاط فیلم روانکار بطور یکسان برقرار نمی‌باشد.

در شکل ۷ تأثیر سرعت‌های مختلف دورانی محور بر توزیع فشارهای هم‌دما و حرارتی در صفحه میانی راستای طولی یاتاقان‌های ژورنال غیرمُدور سه لب ارائه و مورد بررسی قرار گرفته‌است. نتایج حاکی از تقویت فشارهای هم‌دما و حرارتی ایجاد شده در فیلم سیال روانکار با افزایش سرعت محور می‌باشد. شکل ۸، تغییرات بار قابل حمل یاتاقان حاصل از تحلیل‌های ایزوترمال و ترمال یاتاقان ژورنال غیرمُدور سه‌لب روانکاری شده با سیال قانون توانی بر حسب تغییرات سرعت دورانی محور را نمایش می‌دهد.



شکل ۶- تأثیر شاخص قانون توانی بر توزیع فشار هم‌دما و حرارتی

فیلم سیال روانکار، یاتاقان ژورنال سه‌لب،  $n = 0.9, \delta = 0.6, \lambda = 1, \epsilon = 0.5$

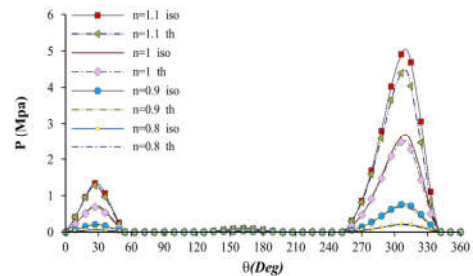


شکل ۷- تغییرات بار قابل حمل بر حسب سرعت دورانی محور در

مقادیر مختلف شاخص قانون توانی، یاتاقان ژورنال سه‌لب،

$$\delta = 0.6, \lambda = 1, \epsilon = 0.5$$

نیوتنی نزدیک می‌شود. همچنین برای  $n$ های بزرگتر از یک نیز می‌توان ملاحظه نمود که با تغییر رفتار سیال قانون توانی از نیوتنی به دیلاتانت فشار هم‌دما و حرارتی به شکل چشم‌گیرتری روند صعودی خواهد داشت. مقایسه نتایج حالت‌های مختلف شکل ۴ از افت فشار فیلم روانکار با لحاظ اثرات حرارتی منجر به کاهش لزجت سیال دارند. روند تقویت توزیع فشار فیلم روانکار با افزایش پارامتر مشخصه سیال قانون توانی نیز بویژه در مقادیر بالاتر حالت تصاعدی به خود می‌گیرد.

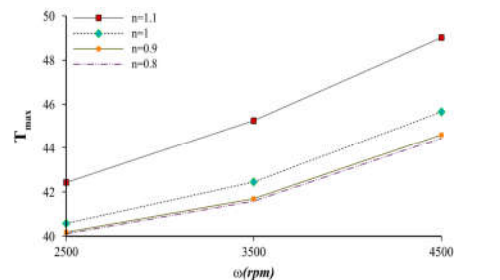


شکل ۴- تأثیر شاخص قانون توانی بر توزیع فشار هم‌دما و حرارتی

فیلم سیال روانکار، یاتاقان ژورنال سه‌لب،  $\omega = 3500rpm, \delta =$

$$0.6, \lambda = 1, \epsilon = 0.5$$

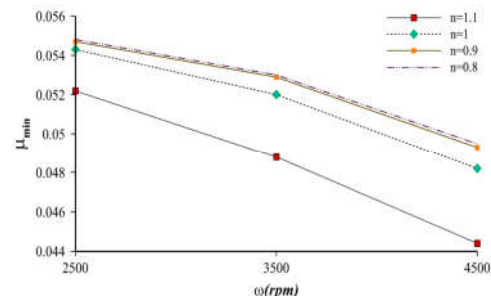
در شکل‌های ۵ و ۶ به ترتیب به مقایسه و بررسی بیشترین دمای ایجاد شده و بیشترین تغییرات لزجت در فیلم سیال روانکار در مقادیر مختلف اندیس قانون توانی با افزایش سرعت محور دوار در فضای یاتاقان ژورنال غیرمُدور سه‌لب پرداخته شده‌است.



شکل ۵- تغییرات بیشترین دمای ایجاد شده در فیلم سیال روانکار

قانون توانی بر حسب سرعت دورانی محور، یاتاقان ژورنال سه‌لب،

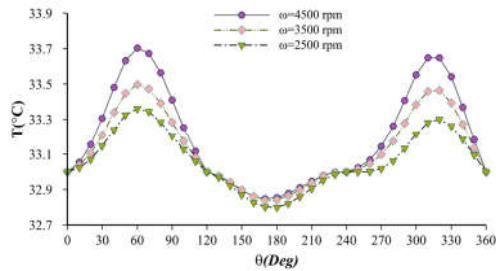
$$\delta = 0.6, \lambda = 1, \epsilon = 0.5$$



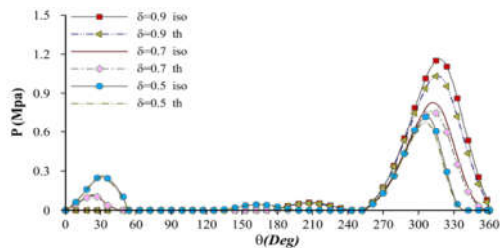
شکل ۶- تغییرات لزجت کمینه فیلم سیال روانکار قانون توانی بر

حسب سرعت دورانی محور، یاتاقان ژورنال سه‌لب،  $\delta = 0.6, \lambda = 1, \epsilon = 0.5$

با مشاهده شکل ۵ می‌توان نتیجه گرفت با افزایش میزان شاخص قانون توانی بیشینه دمای به‌وجود آمده در فیلم سیال روانکار افزایش یافته و



شکل ۱۰- تغییرات دمای روانکار در تماس با سطح داخلی یاتاقان بر حسب سرعت دورانی محور، یاتاقان سه‌لب،  $n = 0.9, \delta = 0.6, \lambda = 1, \epsilon = 0.5$



شکل ۱۱- تاثیر تغییرات پیش‌بار بر توزیع فشار هم‌دما و حرارتی فیلم روانکار بر حسب شاخص قانون توانی، یاتاقان سه‌لب،  $\delta = 0.6, \lambda = 1, \epsilon = 0.5, \omega = 3500 \text{rpm}$

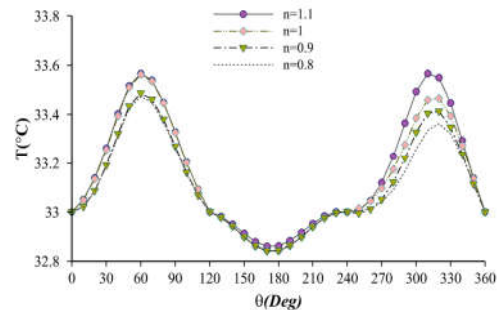
در شکل ۱۲ بیشترین تغییرات لزجت سیال روانکار با تغییر میزان غیرمُدوری یاتاقان بررسی شده‌است. با افزایش پیش‌بار به علت کاهش عرض فضای لقی یاتاقان بویژه در ناحیه متناظر با فشار بیشینه، دمای فیلم سیال روانکار تشدید شده و این افزایش دما به علت رابطه معکوس با تغییرات لزجت همانگونه که از نمودارهای شکل ۱۲ پیداست سبب کاهش لزجت سیال روانکار می‌گردد. این روند تغییرات یکی از دلایل تضعیف توزیع فشار فیلم روانکار و بار قابل حمل یاتاقان نسبت به نتایج تحلیل هم‌دما می‌باشد.

شکل ۱۳ چگونگی تغییرات زاویه وضعی راستای قرارگیری مرکز روتور در فضای یاتاقان‌های ژورنال غیرمُدور سه‌لب با در نظر گرفتن تأثیر دما بر لزجت روانکار در پیش‌بارهای مختلف مورد بررسی را نشان می‌دهد. نتایج شکل ۱۳ گویای آنست که با افزایش پیش‌بار ( $\delta$ ) زاویه وضعی یاتاقان ابتدا اندکی افزایش و سپس کاهش می‌یابد. همچنین با افزایش شاخص قانون توانی با توجه به الگوریتم به کار گرفته‌شده در عمودی شدن بار قابل حمل یاتاقان همانند شرایط واقعی بارگذاری، زاویه وضعی یاتاقان روند کاهشی را نشان می‌دهد.

مطابق شکل ۱۴ افزایش پیش‌بار در یاتاقان غیرمُدور سه لب افزایش قابلیت حمل بار حرارتی و هم‌دما را به دنبال داشته و با نزدیک شدن یاتاقان به حالت مُدور دامنه تغییرات توسعه می‌یابد. همچنین بر اساس نتایج با کاهش غیرمُدوری یاتاقان دامنه اختلاف میان بار حرارتی و هم‌دما کاهش یافته و به معنای آنست که با عریض‌تر شدن فضای لقی یاتاقان تأثیر تغییرات دمایی بر عملکرد یاتاقان‌های غیرمُدور کاهش می‌یابد. نتایج شکل ۱۵ بیانگر تأثیر پیش‌بار بر توزیع دمای سطح داخلی پوسته یاتاقان‌های غیرمُدور سه‌لب می‌باشد. نتایج گویای آنست که با افزایش پیش‌بار در پی کاهش غیرمُدوری یاتاقان و عرض فضای لقی، دمای نقاط مختلف راستای محیطی روند افزایشی را تجربه می‌کند.

نتایج به‌طور کلی بیانگر افزایش بار قابل حمل با افزایش سرعت دورانی محور می‌باشد. همچنین از روند تغییرات منحنی‌ها در شکل‌های ۷ و ۸ می‌توان به بیشتر شدن دامنه اختلاف میان فشار و قابلیت حمل بار ایزوترمال و ترمال در سرعت‌های بالا پی برد. این پدیده عموماً به دلیل تشدید کاهش لزجت سیال روانکار در مقادیر بالای سرعت دورانی محور یاتاقان می‌باشد. با افزایش سرعت زاویه‌ای چرخش محور در فضای یاتاقان‌های ژورنال غیرمُدور فیلم فشاری همگرای قوی‌تری در هر یک از لب‌ها ایجاد می‌شود. دامنه فیلم فشاری و بیشینه مقدار فشار توزیعی در هر لب یاتاقان‌های مورد بررسی همانند آنچه در شکل ۷ نشان داده شده با افزایش سرعت دورانی محور افزایش قابل توجهی داشته و همین عامل ارتقاء توان حمل بار یاتاقان را مطابق نتایج شکل ۸ بویژه با تقویت خواص قانون توانی سیال روانکار در پی دارد.

در ادامه نتایج توزیع دمای سطح داخلی جداره یاتاقان‌های ژورنال غیرمُدور سه‌لب به ازای مقادیر مختلف شاخص قانون توانی و سرعت‌های دورانی محور در شکل‌های ۹ و ۱۰ ارائه شده‌اند. با مشاهده شکل‌های ۹ و ۱۰ افزایش دمای سطح داخلی جداره یاتاقان با تقویت خواص قانون توانی سیال روانکار و سرعت زاویه‌ای دوران محور حول راستای طولی به وضوح قابل مشاهده‌است. از آنجا که با تقویت خواص قانون توانی سیال روانکار و سرعت دورانی محور زمینه افزایش لزجت معادل و تشکیل فیلم سیال ضخیم‌تر فراهم می‌شود، بالارفتن دما در لایه‌های فیلم سیال روانکار و نیز تشدید میزان حرارت انتقالی روغن به پوسته یاتاقان اجتناب‌ناپذیر بوده و افزایش دمای سطح داخلی جداره یاتاقان نیز نتیجه‌ی همین موضوع است. افزایش آهنگ انتقال گرما از جداره یاتاقان نیز با افزایش دمای سطح داخلی رخ داده و دمای حالت پایدار در نقاط مختلف پوسته متناسب با رشد گرمای تولیدی در روانکار، افزایش خواهد یافت.



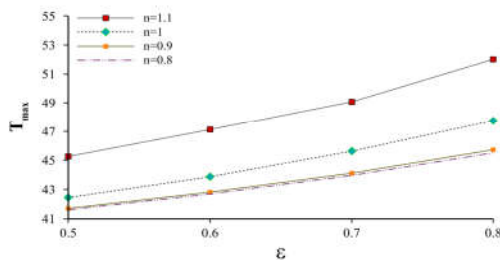
شکل ۹- تغییرات دمای روانکار در تماس با سطح داخلی یاتاقان بر حسب شاخص قانون توانی، یاتاقان سه‌لب،  $\delta = 0.6, \lambda = 1, \epsilon = 0.5, \omega = 3500 \text{rpm}$

در شکل ۱۱ به بررسی تأثیر مقادیر مختلف میزان غیرمُدوری یاتاقان‌های ژورنال سه‌لب یا پیش‌بار بر کیفیت تغییر فشار هم‌دما و حرارتی توزیعی در فیلم سیال روانکار پرداخته شده‌است. بررسی نتایج نشان می‌دهد با افزایش میزان پیش‌بار و کاهش میزان غیرمُدوری یاتاقان توزیع فشار هم‌دما و حرارتی ایجاد شده در فیلم سیال روانکار تقویت می‌گردد. همچنین بررسی نتایج افزایش پیش‌بار در یاتاقان‌های ژورنال غیرمُدور حاکی از آنست که میزان تغییرات فشار در لب متناظر با موقعیت تعادل استاتیکی مرکز محور یا همان لب سوم با کاهش یا افزایش غیرمُدوری یاتاقان نسبت به سایر لب‌ها مشهودتر می‌باشد.



روغن، گرمای ایجاد شده در روانکار و به تبع آن گرمای انتقالی به جداره یاتاقان و انتقال حرارت به محیط اطراف تشدید می‌گردد. همچنین با توجه به شکل، دامنه تاثیر افزایش خروج از مرکزی در مقادیر بالاتر شاخص‌های قانون توانی سیال روانکار قابل ملاحظه‌تر می‌باشد.

بطور کلی نتایج پژوهش حاضر گویای تقویت لزجت معادل، دمای نقاط مختلف سیال روانکار و پوسته یاتاقان و بار قابل حمل مجموعه با تقویت مشخصه‌های قانون توانی سیال روانکار هستند در حالیکه با افزایش میزان غیرمردوری یاتاقان و توسعه عرض فضای لقی، میزان این تغییرات افزایشی تا حد قابل توجهی محدود می‌گردد. همچنین بررسی روابط پایه‌ای مدل سیال پاولا از سهولت کاربری و طیف گسترده‌ی سیالات غیرنیوتنی قابل مدل‌سازی با آن حکایت دارد. روغن‌های صنعتی مورد استفاده امروزی نیز با توجه به شرایط واقعی حین کارکرد و امکان ورود ذرات معلق فلزی سایش یافته و نیز ترکیب مواد افزودنی متنوع با آنها برای بهبود عملکرد نمونه‌های مناسبی برای این نوع مدل‌سازی هستند.

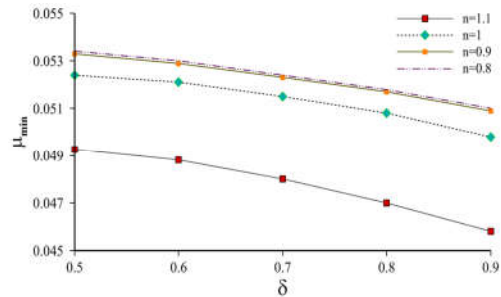


شکل ۱۶- تاثیر خروج از مرکزی ماکزیمم دمای فیلم روانکار قانون توانی یاتاقان سه‌لب،  $\omega = 3500rpm$ ,  $\lambda = 1$ ,  $\delta = 0.6$

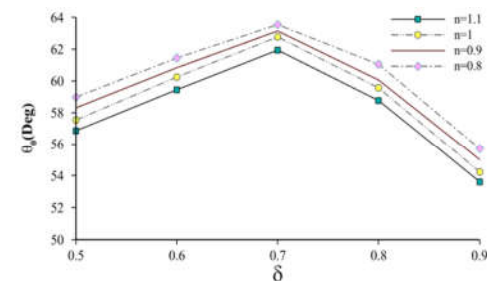
## ۶- نتیجه‌گیری

در مطالعه حاضر عملکرد ترموهیدرودینامیکی یاتاقان‌های ژورنال غیرمردور سه‌لب روانکاری شده با سیال غیرنیوتنی قانون توانی تحت تاثیر تغییرات پارامترهای طراحی و روانکاری نظیر شاخص قانون توانی، سرعت دورانی محور و میزان غیرمردوری یا پیش‌بار یاتاقان مورد بررسی قرار گرفته‌است. به همین منظور معادلات رینولدز و انرژی حاکم بر رفتار روانکار و معادله انتقال حرارت در دیواره یاتاقان با توجه به مشخصه‌های سیال قانون توانی و هندسه یاتاقان بازنویسی و ارزیابی شده‌اند. به دلیل عدم امکان ارائه حل تحلیلی معادله رینولدز در یاتاقان‌های ژورنال با طول محدود، از روش حل عددی درونیابی مشتق تعمیم یافته که روشی مرتبه بالاست برای استخراج توزیع فشار در شرایط هم‌دما و حرارتی و تعیین تغییرات دمایی در روانکار و تحلیل عملکرد یاتاقان‌های سه‌لب استفاده شده‌است. با بررسی نتایج، موارد ذیل قابل استنباط می‌باشند:

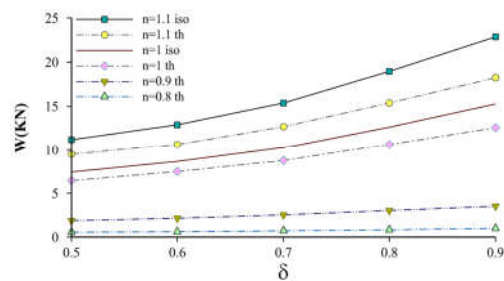
۱- افزایش شاخص قانون توانی و خروج از مرکزی موجب تقویت فشار ایجاد شده در فیلم سیال روانکار و به تبع آن افزایش بار قابل حمل یاتاقان می‌گردد. از سوی دیگر افزایش فشار فیلم سیال روانکار تشدید حرارت ایجاد شده و دمای فیلم روانکار و کاهش لزجت آن را در پی دارد.



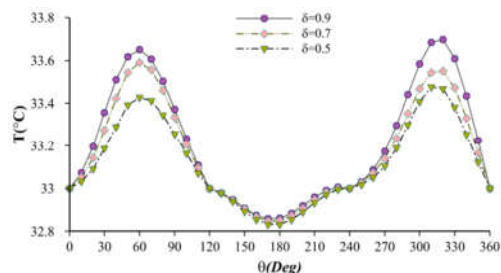
شکل ۱۲- تغییرات کمینه لزجت فیلم سیال روانکار در پیش‌بارهای مختلف، یاتاقان ژورنال سه‌لب،  $\omega = 3500rpm$ ,  $\lambda = 1$ ,  $\varepsilon = 0.5$



شکل ۱۳- تغییرات زاویه وضعی راستای قرارگیری مرکز روتور در پیش‌بارهای مختلف، یاتاقان ژورنال سه‌لب،  $\lambda = 1$ ,  $\varepsilon = 0.5$ ,  $\omega = 3500rpm$



شکل ۱۴- تاثیر پیش‌بار بر بار قابل حمل یاتاقان در مقادیر مختلف شاخص قانون توانی، یاتاقان ژورنال سه‌لب،  $\lambda = 1$ ,  $\varepsilon = 0.5$ ,  $\omega = 3500rpm$



شکل ۱۵- تاثیر پیش‌بار بر تغییرات دمایی سطح داخلی یاتاقان در صفحه میانی راستای طولی، یاتاقان سه‌لب،  $n = 0.9$ ,  $\lambda = 1$ ,  $\varepsilon = 0.5$ ,  $\omega = 3500rpm$

شکل ۱۶ تاثیر افزایش خروج از مرکزی بر بیشینه دمای فیلم سیال روانکار در مقادیر مختلف شاخص قانون توانی را نشان می‌دهد. همانگونه که از شکل پیداست با افزایش نسبت خروج از مرکزی متاثر از وارد شدن بارهای بزرگتر به محور، به سبب تقویت فشار توزیعی فیلم

- [3] Strzelecki S., Effect of lobe profile on the load capacity of 2-lobe journal bearing. *Science in China Series A Mathematics Physics Astronomy*, Vol. 44, No. 1, pp. 95-100, 2001.
- [4] Dashti Rahmatabadi A., Rasoolizadeh Shooroki A. and Zare Mehrjardi M., Investigation of the geometry effects on the thermo-hydrodynamic performance of noncircular journal bearings using GDQ method. *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No.5, pp. 111-122, 2016.
- [5] Dien I.K. and Elrod H.G., A generalized steady-state Reynolds equation for non-Newtonian fluids, with application to journal bearings. *Journal of Lubrication Technology*, Vol. 105, No.3, pp. 385-390, 1983.
- [6] Sheau-Ming J. and Cheng W., Thermohydrodynamic analysis of finite journal bearings with non-Newtonian lubricants. *Wear*, Vol. 171, No.1-2, pp.41-49, 1994.
- [7] Kango S. and Sharma R.K., Studies on the influence of surface texture on the performance of hydrodynamic journal bearing using power law model. *International Journal of Surface Science and Engineering*, Vol. 4, No.4-6, pp.505-524, 2010.
- [8] Prasad D., Panda S.S. and Subrahmanyam S.V., Power law fluid film lubrication of journal bearing with squeezing and temperature effects. *Proceedings of International Conference on Advances in Tribology and Engineering Systems*, Vol. pp. 73-84, 2014
- [9] Zamansani M., Dashti Rahmatabadi A., Rashidi Meybodi R., Zare Mehrjardi M., Effects of design and lubrication parameters on the dynamic stability of noncircular lobed journal bearings with power law lubricant fluid. *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No.12, pp. 243-254, 2018.
- [10] Meybodi R.R., Shooroki A.R. and Zare Mehrjardi M.Z., Thermo-hydrodynamic performance of tilted non-circular micropolar lubricated bearings. *Industrial Lubrication and Tribology*, Vol. 70, No. 4, pp. 711-723, 2018.
- [11] Dhanola A. and Garg H.C., Thermohydrodynamic (THD) analysis of journal bearing operating with bio-based nano lubricants. *Arabian Journal for Science and Engineering*, Vol. 45, pp. 9127-9144, 2020.
- [12] Dang R.K., Chauhan A. and Dhami S.S., Static thermal performance evaluation of elliptical journal bearings with nano lubricants. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, Vol. 235, No.8, pp. 1627-1640, 2021.
- [13] Rasoolizadeh Shooroki A., Dashti Rahmatabadi A. and Zare Mehrjardi M. Effect of using hybrid nano lubricant on the thermo-hydrodynamic performance of two lobe journal bearings. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, Doi: 10.1177/13506501211053089, 2021.

۲- تشدید خواص قانون توانی سیال روانکار و تغییرات فشار و دمای ناشی از آن همانند افزایش پیش‌بار یاتاقان زمینه تشدید اختلاف مابین نتایج تحلیل حرارتی و هم‌دما را فراهم می‌آورد.

۳- با افزایش سرعت دورانی محور در فضای یاتاقان ژورنال غیرممدور سه لب، فیلم فشاری قویتری توسط سیال روانکار ایجاد شده و در نتیجه تغییرات دمایی و بار قابل حمل یاتاقان افزایش می‌یابد.

۴- با افزایش میزان غیرممدوری یاتاقان‌های ژورنال سه‌لب فشارهای هم‌دما و حرارتی شکل گرفته در فیلم سیال روانکار تضعیف و به یکدیگر نزدیک‌تر شده و بار قابل حمل یاتاقان نیز به تبع این تغییرات روند کاهشی را نمایش می‌دهد.

۵- در یاتاقان‌های سه‌لب با افزایش پیش‌بار تا مقادیر متوسط در هر مقدار معین شاخص قانون توانی، زاویه وضعی راستای مرکز محور در شرایط عملکرد پایدار روندی افزایشی و در پیش‌بارهای بالاتر روندی کاهشی دارد. بهبود خواص قانون توانی سیال روانکار در پیش‌بارهای ثابت نیز کاهش زاویه وضعی را به دنبال دارد.

۶- با توجه به شرایط واقعی حین کارکرد روغن‌های مورد استفاده در روانکاری یاتاقان‌های ژورنال هیدرودینامیکی شامل ذرات معلق و مواد افزودنی، بکارگیری مدل سیال قانون توانی با توجه به گستره و سهولت کاربرد می‌تواند زمینه دستیابی به نتایج مطلوب‌تری را در حالات مختلف فراهم آورد.

#### ۷- نمادها

c	لقی شعاعی (m)
$c_p$	گرمای ویژه ( $m^2/s^2 \cdot ^\circ C$ )
e	فاصله میان مرکز یاتاقان و مرکز محور (m)
n	شاخص قانون توانی
$N_x, N_y, N_z$	تعداد نقاط نمونه روی دامنه مسئله
$O_b$	مرکز یاتاقان
$O_j$	مرکز محور
$P_{iso}$	فشار هم‌دما ( $kg/ms^2$ )
$P_{th}$	فشار حرارتی ( $kg/ms^2$ )
U	سرعت خطی محور (m/s)
$W_{iso}$	بار قابل حمل در تحلیل هم‌دما ( $kg.m/s^2$ )
$W_{th}$	بار قابل حمل حاصل از تحلیل حرارتی ( $kg.m/s^2$ )
x, y, z	محورهای مختصات کارتزین منطبق بر مرکز یاتاقان

#### علائم یونانی

$\omega$	سرعت زاویه محور (rad/s)
$\varphi_0$	زاویه وضعی
$\eta, \mu$	لزجت سیال روانکار (Kg/m.s)
$\varepsilon$	نسبت خروج از مرکزی (e/c)
$\delta$	پیش‌بار سیستم یاتاقان ( $c_m/c$ )
$\lambda$	نسبت طول به قطر (L/D)

#### ۸- مراجع

- [1] Pinkus O., Analysis of elliptical bearings. *Trans ASME*, Vol. 78, No.2, pp. 965-973, 1956.
- [2] Malik M., Sinhasan R. and Chandra M., Design data for three-lobe bearings. *ASLE Trans*, Vol. 24, No.3, pp. 345-353, 1981.