



تأثیر بافت دار شدن جداره بر عملکرد یاتاقان های ژورنال هیدرودینامیکی غیرمدور دولب

مسعود علی حیدری بیوکی¹، اصغر دشتی رحمت آبادی^{2*}، مهدی زارع مهرجردی³

1- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه یزد، یزد

2- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه یزد، یزد

3- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه اردکان، اردکان

* یزد، صندوق پستی 89195-741 yazd.ac.ir، dashti@yazd.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 28 مهر 1396

پذیرش: 14 دی 1396

ارائه در سایت: 12 بهمن 1396

کلید واژگان:

بافت استوانه ای

یاتاقان ژورنال هیدرودینامیکی

دولب

عملکرد حالت پایدار

روش حل عددی اجزاء محدود

چکیده

استفاده از یاتاقان های ژورنال روغنی در دهه های اخیر، به دلیل عملکرد استاتیکی و دینامیکی مناسب آنها در بارگذاری های سبک و سنگین و کاهش آلودگی های صوتی، به عنوان تکیه گاه های مناسب در تجهیزات متنوع صنعتی نظیر انواع توربومشین ها، موتورهای احتراقی و راکتورهای هسته ای روند رو به رشدی به خود گرفته است. با توجه به تاثیرپذیری عملکرد این یاتاقان ها از شکل هندسی شان، مدل های متنوعی نظیر انواع بیضوی، لب دار، موج دار، کفشک لولایی و شیار محوری برای بهبود هدفمند شرایط کارکرد حالت پایدار و دینامیکی در سال های گذشته به بازار ارائه شده اند. در دهه اخیر با توسعه تجهیزات پیشرفته ماشینکاری غیرستنی، زمینه ایجاد بافت در جداره یاتاقان های ژورنال به توانمندی های پیشین تولیدکنندگان افزوده گردیده است. بافت های با اشکال متنوع مکعبی، استوانه ای، کروی و مخروطی می توانند تأثیر متفاوتی بر عملکرد یاتاقان های ژورنال داشته باشند. در پژوهش حاضر، عملکرد یاتاقان های ژورنال هیدرودینامیکی غیرمدور دولب با بافت های استوانه ای ایجاد شده در نواحی مختلف پوسته مورد ارزیابی قرار گرفته است. به این منظور معادله رینولدز حاکم بر روانکاری هیدرودینامیکی یاتاقان های غیرمدور روغنی با توجه به تغییرات ضخامت فیلم روانکار، در اثر هندسه و محل ایجاد بافت، اصلاح و به کمک روش حل عددی اجزاء محدود، با بکارگیری شرط مرزی رینولدز در تعیین محدوده کاویتاسیون در لب ها، بررسی گردیده است. در ادامه پارامترهای عملکرد یاتاقان بر پایه توزیع فشار فیلم روانکار محاسبه و تأثیرات مکان بافت بر آنها ارزیابی شده است. نتایج گویای آنست که با توجه به میزان غیرمدوری یاتاقان های دولب، محل ایجاد بافت برای دستیابی به عملکرد مطلوب تر، متفاوت می باشد. همچنین با افزایش غیرمدوری، تأثیر ایجاد بافت بر عملکرد یاتاقان، چشمگیرتر خواهد بود.

The effect of shell texturing on the performance of noncircular hydrodynamic two lobe journal bearings

Ali-Heidari Biouki¹, Asghar Dashti Rahmatabadi^{1*}, Mahdi Zare Mehrjardi²Masoud

1- Department of Mechanical Engineering, Yazd University, Yazd, Iran.

2- Department of Mechanical Engineering, Ardakan University, Ardakan, Iran.

* P.O.B. 89195-741 Yazd, Iran, dashti@yazd.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 20 October 2017
Accepted 04 January 2018
Available Online 01 February 2018

Keywords:

Cylindrical Texture
Hydrodynamic Journal Bearing
Two Lobe
Steady- State Performance
Finite Element Method (FEM)

ABSTRACT

Use of oil journal bearings in recent decades has grown considerably because of their desirable performance in light and heavy loading condition and also for reducing noise pollution, as a suitable supports in different industrial equipment such as turbomachines, combustion engines and nuclear reactors. Due to the influence of the geometry of these bearings on their performance, a variety of models such as elliptical, lobed, waved, pivoted pad and axial grooves have been introduced to market for purposeful improvement in their steady-state and dynamic operating conditions. In recent decade, with the development of advanced non-traditional machining equipment, the ability to create textures on the bearings shell has been provided by manufacturers. Cubic, cylindrical, spherical and cone shaped textures can have a different effect on the performance of journal bearings. In this study, the performance of two lobe bearings with cylindrical textures is evaluated. For this purpose, the governing Reynolds equation of Newtonian lubrication has been investigated, regarding to the changes in the lubricant film thickness according to the geometry and position of textures, by the FEM using the Reynolds boundary condition for determining the cavitation zone. Then, the bearing performance is evaluated based on the pressure distribution of the lubricant film and the location of the textures. The results show that the location of the textures, to achieve a more favorable performance, is different for various values of noncircularity index. Also, with increasing the bearing noncircularity, the effect of textures formation on the bearing performance will be more noticeable.

1- مقدمه

در سطح داخل پوسته بجای سطح صاف و مسطح، روش کارآمدی جهت بهبود پارامترهای عملکرد سیستم تکیه گاهی از جمله کاهش ضریب

امروزه تکنولوژی بکارگیری یاتاقان های ژورنال هیدرودینامیکی دارای بافت¹

¹ Textured hydrodynamic journal bearings

Please cite this article using:

M. Ali-Heidari Biouki, A. Dashti Rahmatabadi, M. Zare Mehrjardi, The effect of shell texturing on the performance of noncircular hydrodynamic two lobe journal bearings, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 18, No. 02, pp. 293-304, 2018 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

اصطکاک¹، نرخ سایش² و افزایش بار قابل حمل یاتاقان³ بدون تغییر در برخی از مشخصات دینامیکی همچون ضرایب سفتی و میرایی⁴ سیال روانکار می‌باشد. با توجه با اینکه وجود ناهمواری‌های منظم در شکل‌ها و اندازه‌های مختلف بر سطح داخلی یاتاقان‌های ژورنال هیدرودینامیکی می‌تواند تأثیر چشمگیری بر بهبود عملکرد این دسته از تجهیزات تکیه‌گاهی داشته باشد، در سال‌های اخیر، توجه محققان زیادی در حوزه روانکاری معطوف به این زمینه پژوهشی شده است.

اهم مطالعات صورت گرفته در این حوزه طی سال‌های اخیر، در ادامه، اشاره گردیده‌اند. در سال 2007 تأثیر سطح بافت‌دار بر مشخصه‌های عملکرد یاتاقان‌های ژورنال مدور تحت شرایط پایدار توسط ناسر و همکاران [1] بررسی شد. نتایج این پژوهش که در آن شکل بافت‌های مورد استفاده بصورت حفره‌های کروی بر سطح داخلی پوسته یاتاقان بود، بیانگر بهبود نسبی مشخصه‌های ثابتی از سیستم تکیه‌گاهی روتور و یاتاقان از جمله کمینه ضخامت فیلم سیال، بیشینه فشار تولید شده در فیلم سیال روانکار، نرخ جریان محوری روغن و نیروی اصطکاک تولیدی در یاتاقان می‌باشد. در سال 2011 نیز اثرات منطقه بافت‌دار سطح داخلی پوسته بر عملکرد یاتاقان‌های ژورنال هیدرودینامیکی مدور توسط ناسر و همکاران [2] بررسی شد. در این تحقیق بیان گردید که استفاده از سطوح دارای برجستگی، با اشکال هندسی مختلف و قرارگیری آنها در مکان‌های مختلف بر روی سطح داخلی پوسته یاتاقان، می‌تواند تأثیر مثبتی بر عملکرد این دسته از یاتاقان‌ها داشته باشد. نتایج پژوهش ناسر و همکاران که بر مبنای تأثیر مکان بافت‌های استوانه‌ای شکل بر سطح داخلی پوسته یاتاقان هستند، نشان دهنده‌ی بهبود اغلب پارامترهای عملکرد یاتاقان‌های ژورنال هیدرودینامیکی مدور با قرارگیری منظم ناهمواری‌های ذکر شده بر سطح داخلی پوسته می‌باشد. در سال 2012 بررسی عددی تأثیر شکل‌های متفاوت بافت حفره‌ای و قرار گرفته در ناحیه‌های خاصی از سطح داخلی یاتاقان‌های ژورنال هیدرودینامیکی مدور بر مشخصه‌های عملکرد استاتیکی، مجموعه تکیه‌گاهی توسط کانگو و همکاران [3] مورد بررسی قرار گرفت. نتایج این پژوهش بیانگر آنست که وجود بافت‌ها با اشکال هندسی متفاوت در سطح داخلی پوسته بر بهبود عملکرد یاتاقان موثر است. همچنین نتایج ارائه شده، بیانگر بهینه بودن عملکرد یاتاقان در صورت بکارگیری بافت‌هایی با شکل موج نیمه سینوسی نسبت به برآمدگی و گودی‌هایی با موج سینوسی کامل می‌باشند. در ادامه‌ی پژوهش‌ها توسط محققان حوزه روانکاری، بریزمر و کلیگرمان [4] در سال 2012 استفاده از یاتاقان‌های ژورنال هیدرودینامیکی مدور با سطوح بافت‌دار لیزری⁵ را مورد بررسی قرار دادند. در این پژوهش، بافت‌های کروی منظم با عمق و تراکم مشخص در دو مرحله بصورت ناحیه‌ای و کلی بر روی سطح داخلی پوسته طراحی شدند. بهینه‌سازی بار قابل حمل و زاویه وضعی⁶ تعادل پایای مرکز روتور در فضای لقی یاتاقان، دستاورد این پژوهش می‌باشد. بررسی عملکرد حرارتی یاتاقان‌های ژورنال هیدرودینامیکی مدور با سطوح بافت‌دار تحت روانکاری با سیال غیرنیوتونی توسط کانگو و همکاران [5] در سال 2014 صورت گرفت. در این پژوهش، نتیجه‌گیری مربوط به ترکیب اثرات اتلاف گرمای ویسکوز و روانکاری غیرنیوتونی بر پارامترهای عملکرد یاتاقان‌های ژورنال مدور بافت‌دار ارائه شده‌است. نتایج این پژوهش بیانگر کاهش دمای

میانگین روانکار در حضور ناهمواری‌های داخل سطح پوسته در مقایسه با یاتاقان‌های با سطح داخلی صاف و مسطح می‌باشد. سپس در همان سال، بررسی مشخصه‌های عملکرد استاتیکی یاتاقان‌های ژورنال هیدرودینامیکی مدور با فرض ایجاد بافت‌های بیضوی حفره مانند بر سطح داخلی پوسته توسط گنجی و کاکوتی [6] صورت گرفت. در این پژوهش اثر عمق و میزان تراکم بافت بر پارامترهایی همچون بار قابل حمل یاتاقان، نیروی اصطکاک در لایه‌های روانکار، و نرخ نشستی جانبی⁷ روانکار مورد بررسی قرار گرفته‌است. نتایج ارائه شده گویای افزایش ظرفیت بار قابل حمل و نرخ جریان روانکار و همچنین کاهش نیروی اصطکاک، با افزایش تراکم بافت‌های سطح داخلی در مقادیر ثابت عمق بافت‌های حفره‌ای می‌باشند. در پژوهشی دیگر در سال 2014 توسط گنجی و کاکوتی [7]، اثر بافت‌های استوانه‌ای بر مشخصات دینامیکی و پایداری یاتاقان‌های ژورنال هیدرودینامیکی مدور مورد بررسی قرار گرفت. در این تحقیق، ضرایب سفتی و میرایی معادل فیلم سیال روانکار و پارامترهای پایداری حرکت ژورنال در فضای لقی یاتاقان با استفاده از روش اغتشاش مرتبه اول⁸ برای مقادیر متفاوت نسبت خروج از مرکزی⁹، عمق و تراکم بافت‌های بکار رفته در سطح داخلی پوسته مورد بررسی قرار گرفت. این پژوهشگران، با فرض حرکات هارمونیک سیکل محدود روتور حول نقطه تعادل استاتیکی، تأثیر ایجاد بافت در نواحی مختلف پوسته بر پارامترهای مشخصه پایداری دینامیکی شامل جرم و فرکانس چرخش بحرانی بی‌بعد را بررسی نمودند. نتایج این پژوهش حاکی از افزایش دامنه پایداری سیستم تکیه‌گاهی در مقابل اغتشاشات حرکتی روتور با افزایش عمق بافت‌ها می‌باشد در حالیکه جهت حصول بیشینه دامنه پایداری دینامیکی در سیستم تکیه‌گاهی یاتاقان ژورنال هیدرودینامیکی مورد بررسی، تراکم بافت‌ها به یک مقدار بهینه نیاز دارد. در پژوهش‌های اخیر صورت گرفته در این زمینه می‌توان به مطالعه اثر بافت‌های موجود بر قسمتی از سطح داخلی یاتاقان‌های ژورنال مدور توسط همدوی و همکاران [8] و پژوهشی با عنوان بررسی اثر بافت‌های کروی حفره مانند بر مشخصه‌های عملکرد یاتاقان‌های ژورنال مدور متخلخل توسط شما [9] در سال 2016 اشاره کرد. در هر دو پژوهش فوق به اثر قابل توجه بافت‌های موجود در سطح داخلی پوسته بر توزیع فشار و در پی آن افزایش بار قابل حمل یاتاقان اشاره شده‌است.

با مروری بر تحقیقات صورت گرفته در زمینه عملکرد یاتاقان‌های ژورنال ملاحظه گردید که تاکنون ارزیابی تأثیر ایجاد بافت بر عملکرد انواع غیرمدور لب‌دار صورت نگرفته‌است. بنابراین در مطالعه حاضر تأثیر محل قرارگیری بافت‌های حفره‌ای استوانه‌ای در سطح داخلی پوسته یاتاقان‌های دولب بر پارامترهای عملکرد پایدار شامل ضخامت فیلم و توزیع فشار روانکار، موقعیت تعادلی روتور در فضای لقی و مرز کاویتاسیون لب‌ها طبق شرط رینولدز در حضور فرض بار منته‌عمودی قابل حمل یاتاقان، بررسی شده‌است.

2- تئوری

یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور عموماً از کنار هم قرارگرفتن تعدادی یاتاقان ژورنال جزئی تحت عنوان لب¹⁰ ایجاد می‌شوند. تنوع شکل لب‌ها و چگونگی قرارگیری آنها در کنار هم، زمینه‌ساز ارائه طیف گسترده‌ای از یاتاقان‌های ژورنال با اشکال هندسی متفاوت برای استفاده در مصارف صنعتی و غیرصنعتی در سال‌های اخیر بوده‌است.

¹ Coefficient of friction

² Wear rate

³ Load capacity of bearing

⁴ Stiffness and damping coefficients

⁵ Laser textured surface

⁶ Attitude

⁷ Side leakage

⁸ First order perturbation method

⁹ Eccentricity ratio

¹⁰ Lobe

در معادله (1)، $\bar{p}$ فشار توزیعی فیلم سیال روانکار و $\bar{h}$ به ضخامت فیلم روانکار محبوس بین روتور و هر یک از لب‌های یاتاقان اشاره دارد. همچنین $\bar{R}$ شعاع روتور، $\bar{\omega}$ سرعت دوران روتور و $\bar{x}$ و $\bar{z}$ به ترتیب راستای دوران و طولی یاتاقان را نشان می‌دهد. با صرف نظر اثرات زمانی به علت رفتار پایای روتور و عدم وجود تخلخل در پوسته یاتاقان و معرفی پارامترهای بی‌بعد بصورت

$$\theta = \frac{\bar{x}}{\bar{R}}, z = 2\frac{\bar{z}}{\bar{L}}, h_0 = \frac{\bar{h}}{\bar{C}_m}, p_0 = \frac{\bar{p}\bar{C}_m^2}{\bar{\mu}\bar{\omega}\bar{R}^2}, \tau = \bar{t}\bar{\omega} \quad (2)$$

فرم بی‌بعد معادله رینولدز (1) بصورت ذیل قابل بازنویسی است [12]:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(h_0^3 \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{\bar{D}}{\bar{L}} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z} \left(h_0^3 \frac{\partial p_0}{\partial z} \right) = 6 \frac{\partial h_0}{\partial \theta} \quad (3)$$

برای حل معادله فوق با توجه به مشخصات هندسی روتور و یاتاقان از شرط تقارن توزیع فشار در راستای طولی (z) و شرط مرزی رینولدز جهت تعیین ناحیه کاویته شده فیلم سیال روانکار در جهت محیطی (θ) استفاده شده و جزئیات کامل آن در تشریح روش حل عددی و پیوست مربوطه ارائه شده‌اند.

2-2- ضخامت فیلم سیال روانکار

رابطه ضخامت فیلم سیال روانکار در یاتاقان‌های ژورنال هیدرودینامیکی غیرمدور دو لب بافت‌دار را می‌توان بصورت زیر بیان نمود [2]:

$$h_{0n} = h_{0n-\text{smooth}} + \Delta h_{0n}(\theta, z) \quad (4)$$

در رابطه (4)، n شماره لب و h_{smooth} نشان‌دهنده ضخامت روانکار مابین روتور و پوسته یاتاقان غیرمدور در حالت بدون بافت برای هر لب است که بر اساس روابط ارائه شده در پیوست (الف) بصورت رابطه (5) تعریف می‌شود. همچنین $\Delta h_0(\theta, z)$ عمق بافت‌ها روی سطح داخلی هر لب می‌باشد [13].

$$h_{n-\text{smooth}} = (1/\delta) - X_{J0} \cos \theta - Y_{J0} \sin \theta + (1/\delta - 1) \cos(\theta - \theta_0^n) \quad (5)$$

که $n = 1, 2$ به شماره هر یک از لب‌های یاتاقان اشاره دارد. در رابطه (5)، (X_{J0}, Y_{J0}) و θ_0^n به ترتیب بیانگر مختصات مرکز روتور در موقعیت تعادل استاتیکی و زاویه خط‌المرکزین هر یک از لب‌های یاتاقان نسبت به محور X می‌باشد. پارامتر پیش‌بار (پریلود، δ) در رابطه فوق میزان غیرمدوری یاتاقان را نشان می‌دهد و با توجه به تعریف آن بصورت نسبت لقی شعاعی مینیمم به لقی شعاعی متداول در هنگام هم مرکزی یاتاقان و روتور ($\delta = \bar{C}_m/\bar{C}$)، مقدار آن برای یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور همواره در بازه (0,1) قرار دارد به عبارت دیگر $\delta = 1$ بیانگر تطابق مرکز لب‌ها با مرکز هندسی یاتاقان و تغییر یاتاقان ژورنال غیرمدور به نوع مدور مشابه خواهد بود [14-15]. شکل 2 یاتاقان ژورنال غیرمدور هیدرودینامیکی دو لب به همراه ضخامت سیال روانکار در حالت عدم حضور بافت‌ها ($h_{n-\text{smooth}}$) و همچنین عمق بافت‌ها $\Delta h_n(\theta, z)$ را نشان می‌دهد.

3-3- شکل هندسی بافت بکار رفته

در پژوهش حاضر، شکل هندسی بافت‌ها بصورت حفره‌های استوانه مانند نظیر شکل (3-الف) در سطوح داخلی لب‌های یاتاقان ژورنال غیرمدور دو لب مورد ارزیابی در نظر گرفته شده‌اند. با توجه به شکل (3-ب)، r_x ، r_y و r_z به ترتیب شعاع در جهت محیطی، عمق و شعاع در جهت طولی هر کدام از حفره‌های استوانه‌ای در راستاهای محورهای مختصات x ، y و z هستند. همانگونه که از شکل دیده می‌شود در صورت فرض $r_y = 0$ عمق حفره‌ها صفر گردیده و پوسته یاتاقان به وضعیت عادی بدون بافت مبدل خواهد شد.

برخلاف یاتاقان‌های ژورنال مدور ضخامت فضای لقی بین روتور و پوسته، در نقاط مختلف محیط پیرامونی انواع غیرمدور با هم متفاوت بوده و این عامل اختلاف توزیع فشار تولیدی در یاتاقان‌های ژورنال مدور و غیرمدور در شرایط بارگذاری مشابه و عملکرد استاتیکی و دینامیکی متفاوت آنها را در پی خواهد داشت. ایجاد بافت¹‌های متنوع در سطح پوسته یاتاقان‌های ژورنال نیز موجب می‌گردد تا در این نواحی ضخامت فیلم روانکار تغییر نموده و از این منظر عملکرد تکیه‌گاه یاتاقانی دستخوش تغییراتی گردد.

1-2- سطوح دارای بافت

یکی از روش‌های افزایش راندمان پارامترهای عملکرد یاتاقان‌های ژورنال هیدرودینامیکی، بکارگیری سطوح دارای بافت، یا ایجاد ناهمواری با اشکال هندسی گوناگون و منظم در سطح داخلی پوسته یاتاقان بجای بکارگیری یاتاقان‌های با سطوح داخلی صاف و هموار می‌باشد. ناهمواری‌های موجود در سطح داخلی پوسته که با روش‌های گوناگونی از جمله تکنولوژی لیتوگرافی و لیزری ایجاد می‌شوند به دو دسته کلی بافت‌های مثبت و منفی تقسیم می‌شوند. بافت‌های مثبت² یا برآمدگی‌ها، ناهمواری‌هایی هستند که با هندسه و اندازه دلخواه بصورت برجسته روی سطح داخلی پوسته یاتاقان ایجاد می‌شوند و بافت‌های منفی³ یا حفره‌ها، بالعکس نوع مثبت، بصورت گودی در سطح داخلی پوسته ایفای نقش می‌کنند [3]. شکل 1 نمونه‌ای از بافت‌های مثبت و منفی استوانه‌ای ایجاد شده بر یک صفحه مسطح را نشان می‌دهد.

3- معادلات حاکم

با توجه به عرض کم فضای لقی در یاتاقان‌های ژورنال هیدرودینامیکی و امکان صرف نظر از تغییرات فشار توزیعی در عرض فیلم سیال روانکار، در شرایط بارگذاری مجموعه و حرکت روتور در فضای یاتاقان، بطور متداول توزیع فشار یاتاقان در جهات طولی و محیطی جهت استخراج پارامترهای عملکرد یاتاقان مورد استفاده قرار می‌گیرد [10-11]. در ادامه فرم کلی معادله رینولدز حاکم، پس از اعمال فرضیات متداول بر معادلات کلاسیک اساسی ناویر-استوکس ارائه گردیده است.

1-3- معادله رینولدز

معادله رینولدز حاکم بر روانکاری هیدرودینامیکی یاتاقان ژورنال در شرایط دمایی پایا و ثابت، بکارگیری روانکار تراکم‌ناپذیر نیوتونی و فرض همراستایی روتور صلب و پوسته، بصورت ذیل بیان می‌گردد [12]:

$$\frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) = 6 \bar{R} \bar{\omega} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{x}} + \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{t}} \quad (1)$$

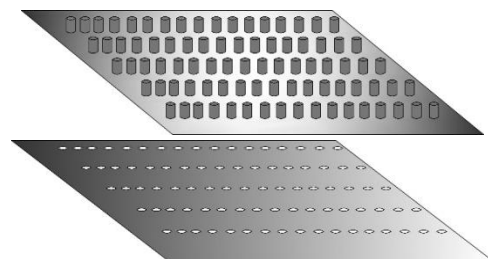


Fig. 1 Positive and negative texture created on a flat surface

شکل 1 بافت‌های مثبت و منفی ایجاد شده روی یک سطح صاف

¹ Texture
² Positive
³ Negative

لیکن با توجه به مقایسه انجام گرفته در مراجع [12-16] و به سبب توانمندی روش حل عددی اجزاء محدود در بررسی مسائل با دامنه‌های غیرمنظم و پیچیده و قدرت همگرایی مطلوب‌تر در تحلیل‌ها بویژه در حضور اثرات اغتشاشی محتمل در وضعیت رفتاری روتور، به علت ماهیت انتگرالی آن در قیاس با دیگر روش‌های مشتقی، در پژوهش حاضر از روش اجزاء محدود بر پایه مدل گالرکین⁴، به علت یکسانی توابع تقریب و وزنی و سهولت بیشتر در بازنویسی روابط و تشکیل دستگاه معادلات جبری، برای حل معادلات حاکم استفاده شده‌است [16]. فرم اجزاء محدود معادله (1) برای تعیین توزیع فشار استاتیکی ایجاد شده در فیلم روانکار یاتاقان، بصورت رابطه (8) بیان می‌گردد:

$$\iint_{A_e} \left\{ \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h_0^3 \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{\bar{D}}{\bar{L}} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z} \left(h_0^3 \frac{\partial p_0}{\partial z} \right) - 6 \frac{\partial h_0}{\partial \theta} \right\} N_i^e d\theta dz = 0 \quad (8)$$

در رابطه (8)، N_i^e تابع تقریب و A_e سطح المان مورد بررسی می‌باشد. از آنجا که عرض فضای لقی یاتاقان در قیاس با ابعاد محیطی و طولی آن بسیار کوچک است، تغییرات فشار در راستای ضخامت فیلم سیال روانکار همانند آنچه در مراجع اشاره گردیده [10-15] قابل صرف‌نظر بوده و جهت دستیابی به توزیع فشار یاتاقان می‌توان دامنه تغییرات را به راستاهای محیطی و طولی (θ, z) محدود نمود. با توجه به دامنه‌ی مش‌بندی شده یاتاقان برای تعیین توزیع فشار، تابع p_0 را می‌توان به‌فرم زیر تقریب زد.

$$p_0^e = \sum_{j=1}^{n_e} N_j^e p_{0j}(\tau) \quad (9)$$

در رابطه فوق e به یک المان خاص روی دامنه مساله، n_e به تعداد گره‌های آن المان، N_j^e به توابع شکل منتخب و p_{0j} به مقادیر گرهی تابع توزیع فشار استاتیکی فیلم سیال روانکار اشاره دارند. بررسی‌ها گویای همگرایی سریع‌تر،

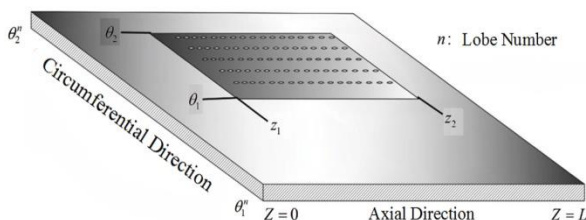


Fig. 3-a Distribution of cylindrical textures in inner surface of journal bearing shell

شکل 3-الف توزیع بافت‌های استوانه‌ای حفره‌ای شکل در مکان‌های دلخواه بر روی سطح داخلی پوسته یاتاقان

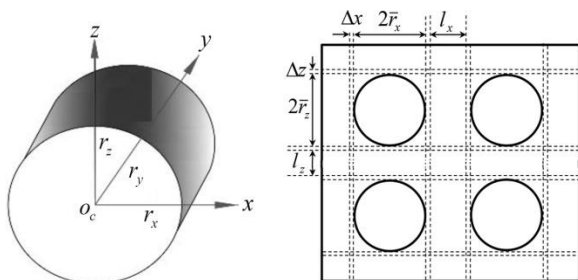


Fig. 3-b The geometry, coordinate and top view plan of textures

شکل 3-ب مشخصات هندسی، مختصات و نقشه تصویر از بالای بافت‌ها

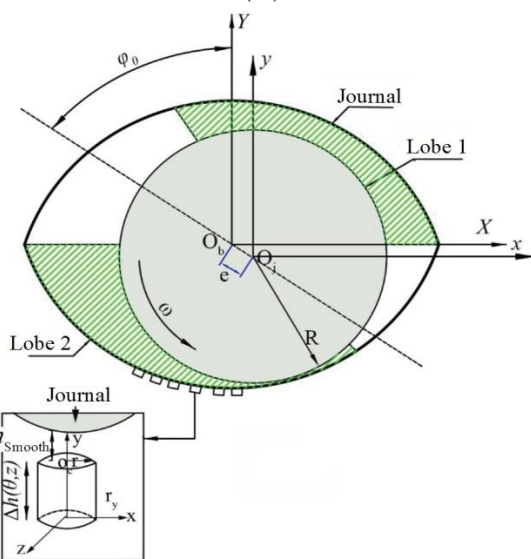
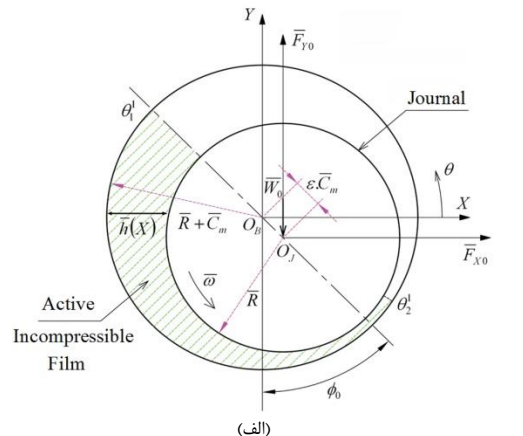


Fig. 2 (a) Circular and (b) Non-circular two lobe journal bearings with cylindrical texture

شکل 2 یاتاقان‌های ژورنال هیدرودینامیکی (الف) مدور و (ب) غیرمدور دولب و به همراه مقطعی از بافت استوانه‌ای

در هندسه استوانه‌ای نشان داده در شکل (3-ب)، $r_x = r_z = r$ و معادله تعریف شده برای استوانه به شکل زیر می‌باشد:

$$(x - x_c)^2 + (z - z_c)^2 = r^2 \quad (6)$$

که در آن O_c مرکز هر استوانه به مختصات محلی (x_c, y_c, z_c) در مجموعه بوده که در سطح بدون بافت یاتاقان یعنی در $y_c = 0$ واقع شده است و عمق هر استوانه همانند شکل 2، برابر است با:

$$\Delta h = r_y \quad (7)$$

در تصویر دو بعدی ارائه شده در شکل (3-ب) نحوه مش‌بندی دامنه مساله در اطراف هر یک از بافت‌ها در راستای طولی و محیطی پوسته یاتاقان نشان داده شده‌است.

4- مراحل تحلیل معادله رینولدز حاکم

با توجه به نوع هندسه یاتاقان در پژوهش حاضر، امکان بکارگیری روش‌های عدد متنوعی نظیر تفاضل محدود¹، اجزاء محدود² و حجم محدود³ وجود دارد.

¹ Finite Difference Method (FDM)

² Finite Element Method (FEM)

³ Finite Volume Method (FVM)

⁴ Galerkin

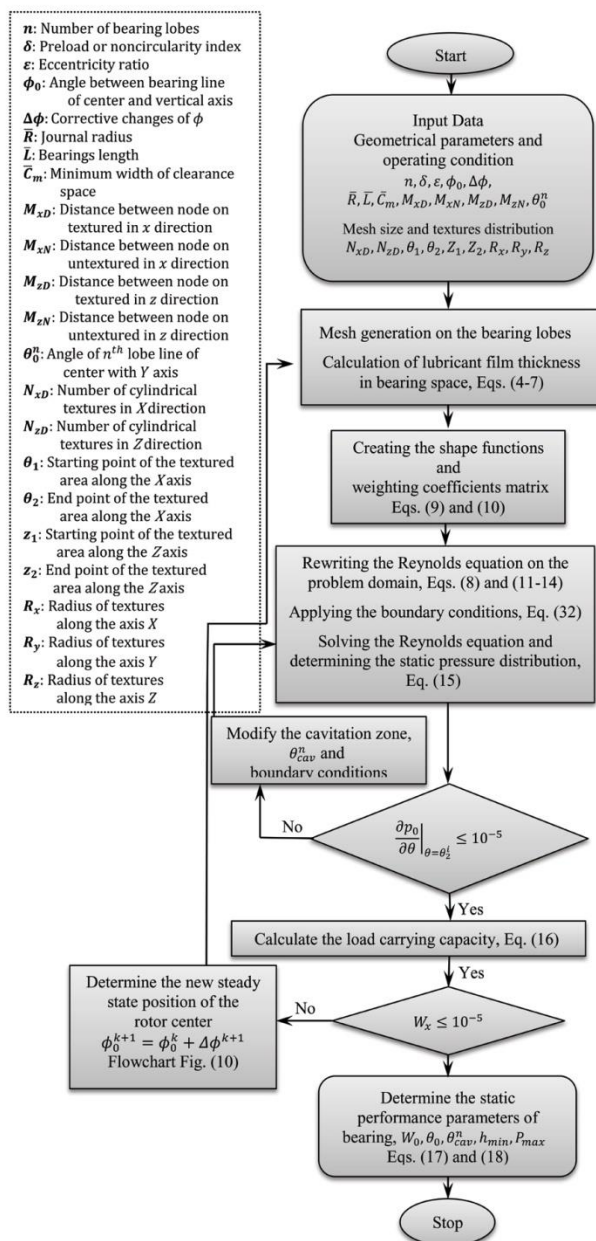


Fig. 5 The general flowchart of the numerical solution process for analyzing the steady state performance of noncircular two lobe textured journal bearings

شکل 5 فلوچارت کلی فرآیند حل عددی انجام گرفته برای تحلیل عملکرد پایایی یاتاقان‌های ژورنال غیرمردور دولب بافت‌دار

5- پارامترهای عملکرد استاتیکی یاتاقان

با تعیین توزیع فشار حالت پایدار در فیلم روانکار، پارامترهای عملکرد استاتیکی یاتاقان نظیر قابلیت حمل بار¹ و زاویه وضعی² بصورت ذیل قابل تعریف خواهند بود.

$$\begin{bmatrix} F_{X0} \\ F_{Y0} \end{bmatrix} = \sum_{i=1}^L \begin{bmatrix} F_{X0}^i \\ F_{Y0}^i \end{bmatrix} = \sum_{i=1}^L \int_{-1}^{+1} \int_{\theta_1^i}^{\theta_2^i} p_{0i} \begin{bmatrix} \cos\theta \\ \sin\theta \end{bmatrix} d\theta dz \quad (16)$$

کمیت‌های F_{Y0} و F_{X0} در رابطه فوق به ترتیب به مولفه‌های بار قابل حمل توسط یاتاقان در راستای محورهای مختصات X و Y اشاره دارند. برآیند کلی

کاهش حجم محاسبات و افزایش دقت نتایج در صورت بکارگیری المان‌های مستطیلی خطی ایزوپارامتریک مطابق شکل 4 و توابع شکل متناسب با آنها [11] به صورت رابطه (10) می‌باشند.

$$N_i(\eta, \zeta) = \frac{1}{4}(1 + \zeta\zeta_i)(1 + \eta\eta_i) \quad (10)$$

با جایگذاری معادله (10) در رابطه (9) و ساده‌سازی روابط انتگرالی، فرم نهایی معادلات اجزاء محدود روی هر المان مشخص از دامنه مساله را می‌توان به صورت ذیل بیان نمود.

$$[F]^e \{p\}^e + \{Q\}^e = \{V\}^e \quad (11)$$

ماتریس ضرایب F و بردارهای V و Q رابطه (11) برای هر المان خاص با روابط ذیل قابل تعریف می‌باشند.

$$F = \iint_{A_e} \left\{ h_0^3 \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\partial N_k^e}{\partial \theta} \frac{\partial N_m^e}{\partial \theta} + \left(\frac{\bar{D}}{L} \right)^2 \frac{\partial N_k^e}{\partial z} \frac{\partial N_m^e}{\partial z} \right) \right\} d\theta dz \quad (12)$$

$$Q = \oint_{S_e} \left[h_0^3 \frac{\partial p_0^e}{\partial \theta} - 6h_0 \right] N_k^e dz + \oint_{S_e} \left(\frac{\bar{D}}{L} \right)^2 \left[h_0^3 \frac{\partial p_0^e}{\partial z} \right] N_k^e d\theta \quad (13)$$

$$V = \iint_{A_e} \left\{ 6h_0 \frac{\partial N_k^e}{\partial \theta} \right\} d\theta dz \quad (14)$$

در معادلات فوق S_e بیانگر مرزهای المان مورد بررسی می‌باشد. بازنویسی رابطه (11) برای تمامی المان‌های دامنه، معادله زیر را بدست خواهد داد:

$$[F]_{n_f \times n_f} \{p_0\}_{n_f \times 1} + \{Q\}_{n_f \times 1} = \{V\}_{n_f \times 1} \quad (15)$$

در رابطه (15) پارامتر n_f به تعداد تمامی نقاط نمونه منتخب روی دامنه مساله اشاره دارد. با توجه به ماهیت شرط مرزی رینولدز مورد استفاده در تعیین ناحیه فیلم فشاری واگرا در لب‌ها مطابق توضیحات پیوست (ب)، مقدار فشار حالت پایدار p_0 روی مرزهای دامنه مساله و مشتق آن $\left(\frac{\partial p_0}{\partial \theta} \right)$ در مرز ناحیه کاویتاسیون برابر صفر می‌باشد. همچنین به علت عدم وجود مجرای تزریق و یا خروج روانکار مقدار مولفه‌های بردار شار Q در رابطه (13) برای تمامی نقاط نمونه داخلی دامنه مساله برابر صفر بوده و به همین دلیل تعداد معادلات و مجهولات معادله (15) با هم برابر خواهد شد. با حل دستگاه معادلات رابطه (15) توزیع فشار استاتیکی در فیلم روانکار درون یاتاقان تعیین خواهد گردید. الگوریتم مسیر حل عددی مساله حاضر در شکل 5 آمده‌است. همانگونه که مشاهده می‌شود دو حلقه تکرار به ترتیب جهت تعیین مرز کاویتاسیون و عمودی نمودن بار منتجه خروجی به ازای نسبت خروج از مرکزی معین در الگوریتم پیش‌بینی شده‌است.

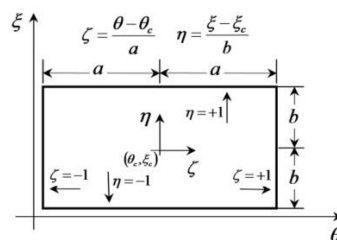


Fig 4. Natural coordinates (ζ, η) of rectangular elements

شکل 4 مختصات طبیعی (ζ, η) المان مستطیلی

¹ Load Carrying Capacity

² Attitude Angle

بار قابل حمل توسط یاتاقان عبارتست از:

$$W_0 = \frac{\bar{C}_m^2}{\bar{\mu} \bar{\omega} \bar{R}^3 \bar{L}} \bar{W}_0 = \sqrt{F_{X0}^2 + F_{Y0}^2} \quad (17)$$

مطابق پیوست (ج) منتهی بار قابل حمل یاتاقان با بکارگیری یک الگوریتم تکرار همانند شرایط واقعی، عمودی ($F_{X0} = 0$) گردیده‌است. همچنین مقدار زاویه وضعی یاتاقان با توجه به موقعیت تعادل استاتیکی مرکز روتور از رابطه ذیل محاسبه می‌گردد.

$$\theta_0 = \text{Arc tan}(X_{J0}/Y_{J0}) \quad (18)$$

6- بحث و بررسی پیرامون نتایج

پارامترهای مشخصه طراحی یاتاقان ژورنال دو لب و ویژگی‌های سیال روانکار مورد استفاده در مطالعه حاضر در جدول 1 ارائه شده‌اند. با توجه به تأثیرپذیری روش‌های حل عددی از تعداد و موقعیت گره‌های منتخب روی دامنه مساله، برای اطمینان از دقت مناسب نتایج، در بررسی حاضر در ابتدا پاسخ کد ایجاد شده در محیط نرم افزار متلب¹ برای تعداد نقاط نمونه مختلف در راستای محیطی (X) و طولی یاتاقان (Z) بر روی رایانه² اجرا گردیده و تعداد نقاط نمونه مناسب در راستای محیطی و طولی یاتاقان ($N_x \times N_z$) با توجه به نتایج 206×164 انتخاب شده‌اند. به منظور بررسی صحت عملکرد کد رایانه‌ای تدوین شده جهت تحلیل عملکرد هیدرودینامیکی یاتاقان‌های ژورنال هیدرودینامیکی غیرمدور دو لب بافت‌دار، در ابتدا در جدول 2 نتایج خروجی برنامه برای ضخامت کمینه سیال روانکار، فشار بیشینه ایجاد شده، زاویه وضعی روتور در فضای لقی و زاویه کاویتاسیون در یاتاقان‌های ژورنال مدور با نتایج مشابه موجود در مرجع [2] مقایسه شده‌است. مقایسه نتایج جدول 2، تطابق مناسب مابین نتایج بررسی حاضر و نتایج گزارش شده قبلی را نشان داده و صحت عملکرد کد رایانه‌ای تدوین را تأیید می‌نماید. در ادامه، تأثیر محل قرارگیری بافت‌های استوانه‌ای در ناحیه‌های مختلف در پریلود و نسبت خروج از مرکزی ثابت به ترتیب برابر 0.6 و 0.7 بر توزیع

جدول 1 مشخصات طراحی و ویژگی‌های سیال روانکار تکیه‌گاه یاتاقانی غیرمدور هیدرودینامیکی دو لب مورد بررسی در مطالعه حاضر

Table 1 The design and lubricant characteristic parameters used in this study for noncircular hydrodynamic two lobe journal bearing support

پارامتر	تعریف	مقدار
n	تعداد لب	2
N_{xD}	تعداد بافت‌ها در جهت محیطی	5
N_{zD}	تعداد بافت‌ها در جهت طولی	10
$R_x = \bar{r}_x / \bar{R}$	شعاع بی‌بعد بافت‌ها در جهت محیطی	0.063492
$R_z = \bar{r}_z / \bar{L}$	شعاع بی‌بعد بافت‌ها در جهت طولی	0.031746
$R_y = \bar{r}_y / \bar{C}_m$	عمق بی‌بعد بافت‌ها	0.5
$\bar{r}_x$	شعاع با بعد بافت‌ها در جهت طولی	2 mm
$\bar{r}_z$	شعاع با بعد بافت‌ها در جهت محیطی	2 mm
$\bar{C}_m$	لقی	30 μm
$\bar{L}$	طول	0.063 m
$\bar{R}$	شعاع	0.0315 m
l_x	فاصله بین حفره‌ها در راستای محیطی	0.0032 m
l_z	فاصله بین حفره‌ها در راستای طولی	0.0019 m
$\varepsilon = \bar{e} / \bar{C}_m$	نسبت خروج از مرکزی	0.7

¹ MATLAB R2015a

² Intel® core™ i7-4700MQ CPU @ 2400GHz, RAM 8GB, X64

جدول 2 مختصات محدوده‌ی ایجاد بافت‌ها به انضمام مشخصه‌های عملکرد یاتاقان

ژورنال هیدرودینامیکی مدور

Table 2 Texture position and calculated oil journal bearing characteristic parameters ($S_N = 0.121$, $\varepsilon = 0.601$ and $\theta_0 = 50.4$)

$\theta_1(^{\circ})$	$\theta_2(^{\circ})$	z_1	z_1	$h_{\min}^a$ (μm)	$h_{\min}^b$ (μm)	$\varphi_0(^{\circ})^a$	$\varphi_0(^{\circ})^b$
0	90	0	0.5	11.75	11.63	48.5	47.7
0	45	0	0.25	11.96	11.76	50.4	51.3
175	220	0.12	0.5	12.18	12.25	49	49.3
180	225	0.2	0.5	12.11	12.21	49.6	49.5
185	230	0.12	0.5	12.19	12.15	49	48.7

^a Ref [2] ^b Present study

فشار و ضخامت فیلم سیال روانکار تشکیل شده در اطراف ژورنال مورد بررسی قرار گرفته‌است. نتایج شکل 6 گویای تأثیر متفاوت محل قرارگیری بافت‌های ایجاد شده در زوایای مختلف در راستای طولی بر ضخامت و توزیع فشار فیلم روانکار می‌باشند. شکل 6- b_1 توزیع فشار در یاتاقان ژورنال غیرمدور دو لب مسطح بدون در نظر گرفتن بافت‌ها را نشان می‌دهد. ملاحظه می‌گردد که در لب بالایی (شکل 2) یاتاقان فشاری زیادی ایجاد نشده و بیشترین فشار ایجاد شده به هنگام کارکرد را لب پایینی یاتاقان تحمل می‌کند. نتایج بعدی شکل 6 که تأثیر مکان ناهمواری بر توزیع فشار ایجاد شده در یاتاقان را نشان می‌دهند، بیانگر افزایش فشار در اثر وجود بافت‌های استوانه‌ای و تأثیر قابل ملاحظه‌تر بافت‌های ایجاد شده در لب پایینی به علت تمرکز توزیع فشار فیلم سیال در این لب نسبت به سایر نقاط یاتاقان می‌باشد.

همانطور که در قسمت پنجم شکل (b_5) قابل مشاهده است در صورت تمرکز بافت‌ها در ناحیه پرفشار، توزیع فشار ایجاد شده در فیلم سیال روانکار به مراتب بیش از سایر حالات تحت تأثیر قرار خواهد گرفت.

شکل 7 تأثیر تغییر میزان غیرمدوری در یاتاقان‌های ژورنال دو لب بافت‌دار بر توزیع فشار ایجاد شده در فیلم سیال روانکار محبوس در فضای یاتاقان و ضخامت آن به هنگام کارکرد با پریلود 0.7 را نشان می‌دهد ($\delta = 0.7$). در یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور دو لب با کاهش میزان غیرمدوری، توزیع فشار در فیلم سیال روانکار تقویتی می‌گردد. قیاس نتایج شکل‌های 6 و 7 برای شرایط مشابه مؤید این موضوع است.

در شکل 8 مکان‌های بهینه بافت‌ها جهت دستیابی به بیشینه فشار و در پی آن بیشینه بار قابل حمل توسط یاتاقان برای نسبت غیرمدوری‌های 0.6 و 0.7 ارائه شده است. همانگونه که از نتایج شکل‌های 6 و 7 قابل استنباط می‌باشد، در پریلود 0.6 هر دو لب دارای محدوده ایجاد بافت بهینه هستند در حالی که برای پریلود 0.7 ایجاد بافت، در تمامی نقاط لب دوم سبب تضعیف فشار توزیع شده و بار قابل حمل منتهی آن می‌گردد. از این رو می‌توان بیان نمود که محدوده بهینه ایجاد بافت در یاتاقان‌های غیرمدور به میزان پریلود وابسته است. مطابق شکل 8 محدوده بافت بهینه برای پریلود 0.6 به ترتیب زاویه 55 تا 115 درجه در لب اول و زاویه 235 تا 295 درجه در لب دوم می‌باشد در حالی که شرایط بهینه به ازای

پریلود 0.7 با ایجاد بافت بر روی لب اول در محدوده 73.5 تا 133.5 ایجاد شده و بافت‌دار نمودن لب دوم تأثیر منفی بر عملکرد دارد.

مقادیر پارامترهای زاویه وضعی (φ) روتور در فضای لقی یاتاقان، زاویه رخداد پدیده کاویتاسیون (θ_{cav}) در هر لب، کمینه ضخامت فیلم سیال روانکار ($h_{\min}$) و بیشینه فشار ($P_{\max}$) ایجاد شده در هر لب یاتاقان و همچنین میزان بار قابل حمل یاتاقان (W) به ازای موقعیت‌ها مختلف ایجاد بافت در راستای محیطی برای پریلودهای 0.6 و 0.7 در جداول 3 و 4 ارائه

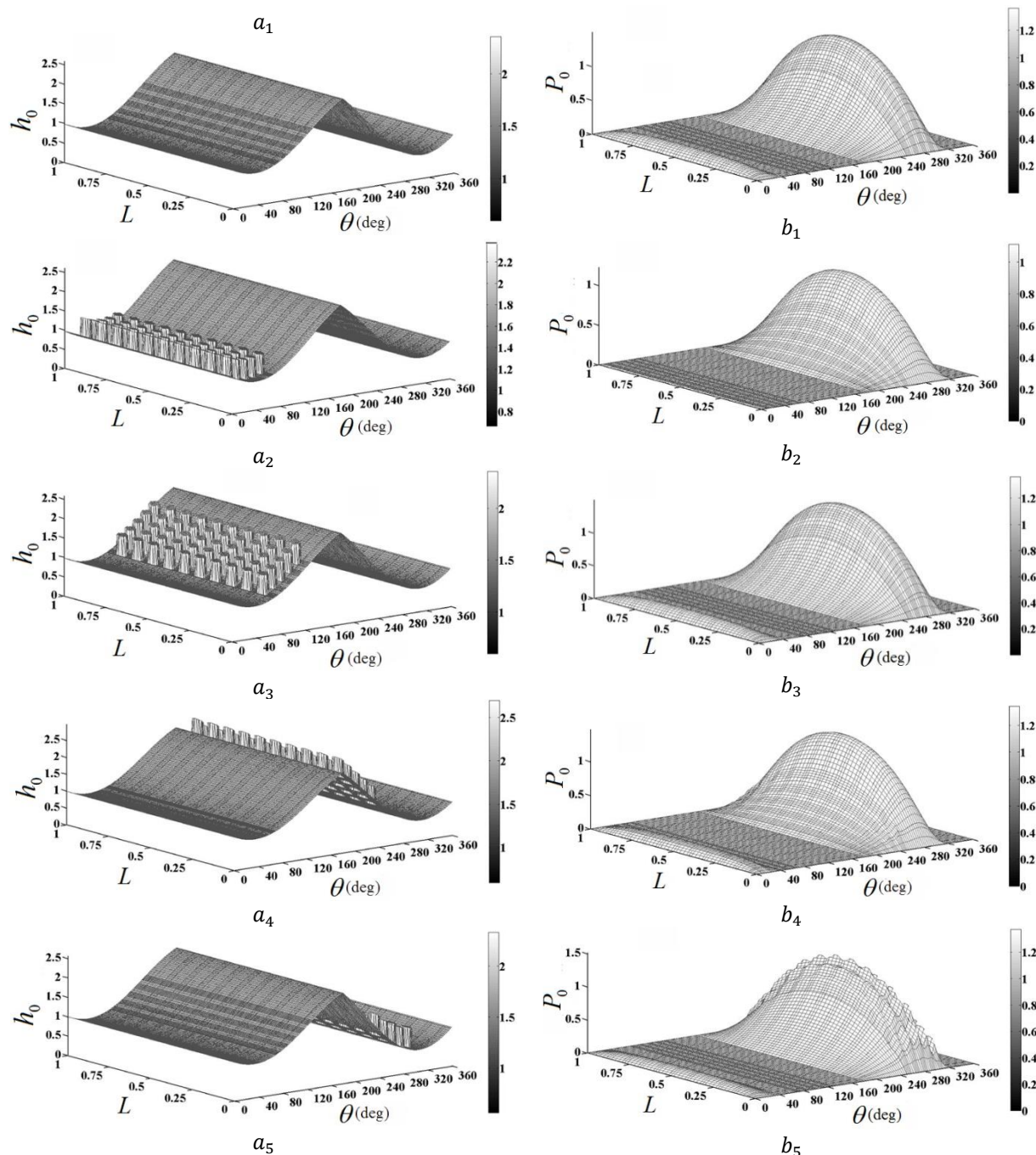


Fig. 6 Effect of inner surface texture position on the thickness of the (a) lubricant fluid film and its (b) distribution of the pressure, ($\delta = 0.6$)

شکل 6 تأثیر محل قرارگیری بافت در سطح داخلی یاتاقان بر (الف) ضخامت فیلم سیال روانکار و (ب) توزیع فشار آن، ($\delta = 0.6$)

a_1, b_1 (بافت بدون) ; a_2, b_2 ($10 < \theta < 70$) ; a_3, b_3 ($70 < \theta < 130$) ; a_4, b_4 ($190 < \theta < 250$) ; a_5, b_5 ($250 < \theta < 310$)

همانگونه که از اطلاعات جدول 4 دیده می‌شود تأثیر ایجاد بافت بر عملکرد یاتاقان‌های ژورنال دولب با کاهش میزان غیرمدوری تضعیف می‌گردد. به عبارت دیگر یاتاقان‌های غیرمدور تأثیرپذیری بیشتری نسبت به انواع مدور مشابه در قبال ایجاد بافت روی سطوح داخلی پوسته خود دارند. در جدول 5 محدوده عملکرد بهینه یاتاقان‌های دولب بافت‌دار شده با توجه به نتایج پیشین برای مقادیر مختلف پرلود نشان داده شده‌است. تعیین محدوده بهینه بر اساس پارامترهای عملکرد مشاهده شده در جداول 3 و 4 تخمین زده شده و سپس با اجرای برنامه چک گردیده‌اند. همانگونه که از نتایج پیداست، در پرلود 0.6 ایجاد بافت در حد فاصل زوایای 55 تا 115 درجه روی لب 1 و

شده‌اند. همانگونه که از نتایج مشاهده می‌شود، جابجایی محدوده بافت‌ها در راستای محیطی مابین 0 تا 180 درجه در لب اول و 180 تا 360 درجه در لب دوم یاتاقان تغییرات نوسانی در پارامترهای عملکرد ایجاد می‌نماید. این پدیده در تمامی پارامترهای مورد ارزیابی در جداول 3 و 4 قابل مشاهده است. از این‌رو می‌توان بیان نمود که هر کدام از لب‌های یاتاقان غیرمدور مورد بررسی، دارای محدوده بهینه‌ای برای ایجاد بافت متناسب با تعداد، ابعاد و مشخصه‌های آن در راستای دستیابی به مقادیر بهینه پارامتر عملکرد مورد نظر هستند. در بررسی حاضر، بار قابل حمل توسط یاتاقان بعنوان پارامتر اصلی انتخاب و مورد ارزیابی قرار گرفته‌است.

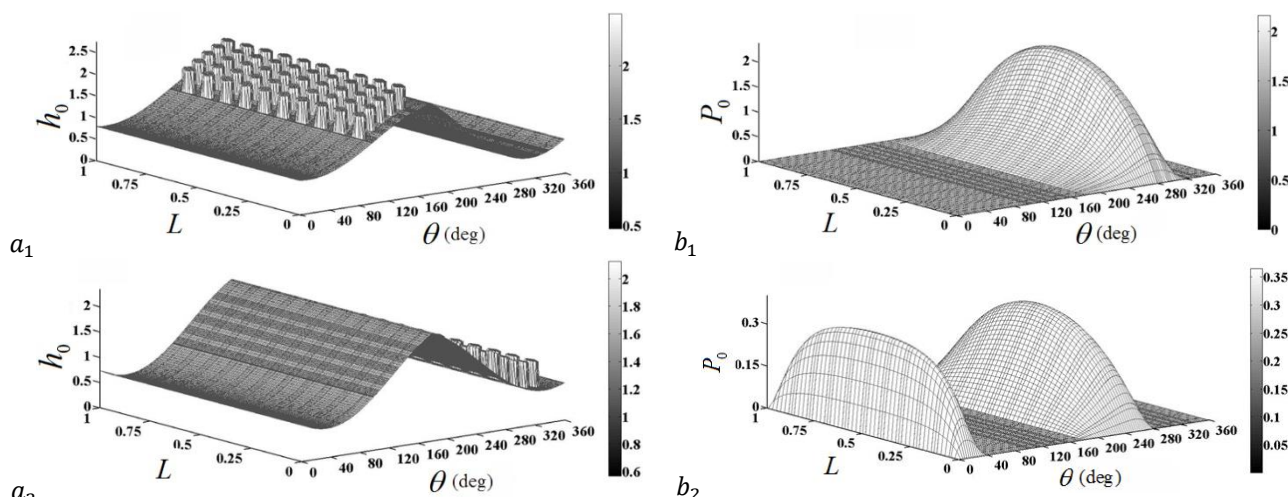


Fig. 7 Effect of inner surface texture position on the thickness of the (a) lubricant fluid film and its (b) distribution of the pressure, ($\delta = 0.7$)

شکل 7 تأثیر محل قرارگیری بافت در سطح داخلی یاتاقان بر (الف) ضخامت فیلم سیال روانکار و (ب) توزیع فشار آن، ($\delta = 0.7$)

$a_1, b_1 (100 < \theta < 160)$; $a_2, b_2 (280 < \theta < 340)$

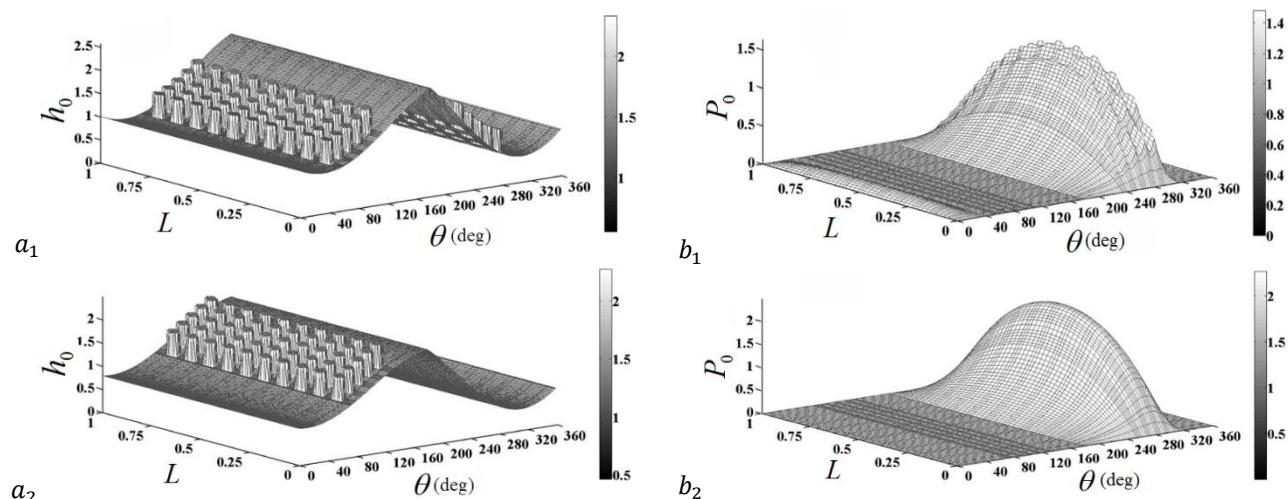


Fig. 8 Application of optimal positioning of textured surface of noncircular two lobe bearings to achieve the maximum pressure distribution, ($\delta = 0.6$ and 0.7)

شکل 8 بکارگیری موقعیت بهینه ایجاد بافت‌ها بر سطح لب‌های یاتاقان غیرمدور برای دستیابی به توزیع فشار بیشینه در پریلودهای 0.6 و 0.7

($\delta = 0.6$): $a_1, b_1 (55 < \theta < 115)$ and $a_2, b_2 (235 < \theta < 295)$

($\delta = 0.7$): $a_1, b_1 (73.5 < \theta < 133.5)$

جدول 3 تأثیر چگونگی توزیع بافت روی سطح پوسته یاتاقان ژورنال غیرمدور دولب بر پارامترهای عملکرد حالت پایدار ($\delta = 0.6$ and $0.05 < z < 0.95$)

Table 3 Textures distribution and calculated two lobe journal bearing performance parameters ($\delta = 0.6$ and $0.05 < z < 0.95$)

R	$\theta_{11} (^{\circ})$	$\theta_{12} (^{\circ})$	$\theta_{21} (^{\circ})$	$\theta_{22} (^{\circ})$	$\varphi_0 (^{\circ})$	$\theta_{cav-1} (^{\circ})$	$\theta_{cav-2} (^{\circ})$	P_{max-1}	P_{max-2}	h_{min-1}	h_{min-2}	W_0
1	---	---	---	---	77.27609	42	319	0.138088	1.36191	0.815841	0.596649	1.017752
2	10	70	---	---	90.72454	10.01146	325	0.009985	1.11081	0.737892	0.663578	0.884585
3	40	100	---	---	78.06570	40	322	0.136012	1.33514	0.805602	0.604858	1.011413
4	70	130	---	---	77.27609	42	319	0.138088	1.36191	0.815841	0.596649	1.017752
5	100	160	---	---	80.60429	42	319.5254	0.155342	1.28372	0.79872	0.610491	0.954478
6	---	---	190	250	76.39964	43.63828	319	0.130387	1.34108	0.821107	0.592483	0.989837
7	---	---	220	280	74.50733	41.8306	319	0.114425	1.43789	0.840247	0.577688	1.021335
8	---	---	250	310	71.41846	42	322	0.093667	1.37104	0.868545	0.556781	1.048102
9	---	---	280	340	90.96884	54	280.0115	0.357162	0.43617	0.691917	0.708198	0.189999

جدول 4 تأثیر چگونگی توزیع بافت روی سطح پوسته یاتاقان ژورنال غیرمدور دو لب بر پارامترهای عملکرد حالت پایدار ($\delta = 0.7$ and $0.05 < z < 0.95$)

R	$\theta_{11}(^\circ)$	$\theta_{12}(^\circ)$	$\theta_{21}(^\circ)$	$\theta_{22}(^\circ)$	$\varphi_0(^\circ)$	$\theta_{cav-1}(^\circ)$	$\theta_{cav-2}(^\circ)$	P_{max-1}	P_{max-2}	h_{min-1}	h_{min-2}	W
1	---	---	---	---	64.62237	15	322	0.005246	2.25739	0.783188	0.463823	1.676471
2	10	70	---	---	67.0056	10.01146	321.356	0.000719	2.12686	0.765784	0.475655	1.585107
3	40	100	---	---	64.62749	15	322	0.005254	2.25578	0.78315	0.463847	1.676192
4	70	130	---	---	64.62237	15	322	0.005246	2.25739	0.783188	0.463823	1.676471
5	100	160	---	---	66.40993	18	321.356	0.008031	2.15621	0.770141	0.472651	1.603692
6	---	---	190	250	63.69615	11.8306	319	0.003823	2.19801	0.790159	0.459155	1.591776
7	---	---	220	280	63.34248	15	319	0.003411	2.15278	0.792586	0.457565	1.55487
8	---	---	250	310	(Collision between rotor and shell) یاتاقان پوسته‌ای داخلی						0	---
9	---	---	280	340	96.10564	42	280.0115	0.352767	0.36469	0.569804	0.64764	0.172642

مرکز محور دستخوش تغییر می‌گردد. تفاوت ایجاد شده در توزیع فشار، بطور مستقیم بر قابلیت حمل بار یاتاقان (W_0) موثر بوده و کاهش و افزایش آن را بر اساس رابطه (16) به دنبال دارد. با توجه به موارد مطرحه فوق به وضوح می‌توان به تأثیر ایجاد بافت سطحی در پوسته یاتاقان‌های ژورنال هیدرودینامیکی غیرمدور بر عملکرد آنها پی برد. لذا می‌توان با تعمیم بررسی‌ها به شرایط دلخواه و تعیین محدوده و هندسه بهینه بافت‌ها در سطوح یاتاقان، زمینه دستیابی به مولفه‌های عملکردی مطلوب‌تر سیستم تکیه‌گاه یاتاقانی را فراهم نمود.

7- نتیجه‌گیری

در پژوهش حاضر تأثیر ایجاد بافت‌های استوانه‌ای شکل بر عملکرد یاتاقان‌های ژورنال هیدرودینامیکی غیرمدور دو لب مورد ارزیابی قرار گرفته‌است. به این منظور معادله رینولدز حاکم بر روانکاری یاتاقان‌های ژورنال با سیال نیوتنی تراکم‌ناپذیر، با توجه به تغییرات ضخامت فیلم روانکار متناسب با موقعیت، شعاع و عمق بافت‌های سطحی ایجاد شده در پوسته، به کمک روش حل عددی اجزاء محدود بررسی شده‌است. همچنین از شرط مرزی رینولدز جهت تفکیک نواحی فیلم فشاری همگرا و واگرا یا به عبارت دیگر مرز رخداد ناحیه کلویناسیون در فیلم روانکار استفاده گردیده‌است. بعلاوه موقعیت پایدار محور در فضای لقی یاتاقان در نسبت خروج از مرکزی معین مورد ارزیابی، با توجه به شرط عمود بودن مولفه بار قابل حمل توسط یاتاقان، همانند شرایط واقعی، تعیین شده‌است. با توجه به ارزیابی انجام گرفته در دو مقدار متفاوت میزان غیرمدوری یاتاقان‌های ژورنال هیدرودینامیکی دو لب در کنار نتایج مربوط به انواع مدور، مشابه موارد ذیل قابل استنباط می‌باشد:

1- برای هر یک از لب‌های یاتاقان غیرمدور در پریلودهای مختلف، موقعیت بهینه‌ای وجود دارد که می‌توان با ایجاد بافت در محل آن به عملکرد

235 تا 295 روی لب 2، دستیابی به قابلیت حمل بار عمودی 1.093035 که 7.4٪ بیش از حالت یاتاقان بدون بافت مشابه می‌باشد، را امکان‌پذیر می‌سازد. با توجه به نتایج جدول 4 مشاهده می‌گردد که در پریلود 0.7 ایجاد بافت روی لب دوم یاتاقان غیرمدور با شرایط مورد بررسی، بهبودی در وضعیت بار قابل حمل توسط یاتاقان، ایجاد نخواهد کرد. از این رو همانگونه که در جدول 5 گزارش شده با بکارگیری بافت‌ها در حد فاصل زوایای 73.5 تا 133.5 روی لب اول می‌توان به قابلیت حمل بار 1.681396 که تنها 0.3٪ بیش از یاتاقان مشابه بدون بافت می‌باشد، دست یافت. این روند، خود از تأثیرپذیری کمتر یاتاقان‌های ژورنال مدور از ایجاد بافت‌های سطحی در پوسته، نسبت به انواع غیرمدور حکایت دارد. به عبارت دیگر با افزایش پریلود یا کاهش میزان غیرمدوری یاتاقان‌های ژورنال هیدرودینامیکی غیرمدور دو لب، تأثیر ایجاد بافت‌های استوانه‌ای حفره‌ای شکل در سطح داخلی پوسته بر عملکرد یاتاقان تضعیف خواهد شد.

مقایسه نتایج زاویه وضعی (φ_0) در جداول 3، 4 و 5 با توجه به $\varepsilon = 0.7$ بکارگرفته شده در تحلیل حاضر، بطور واضح از تغییر موقعیت تعادلی مرکز محور (ε, φ_0) در فضای یاتاقان همانند شکل 2، برای حصول شرایط بارگذاری منته‌عمودی حکایت دارد. این جابجایی موقعیت تعادلی مرکز محور در فضای لقی یاتاقان، تغییر در موقعیت و مقدار ضخامت کمینه فیلم سیال روانکار (h_{min})، جابجایی ناحیه فیلم فشاری مثبت یا همگرا و مرز رخداد پدیده کلویناسیون (θ_{cav}) در لب‌ها را در پی داشته و زمینه ایجاد توزیع فشار متفاوتی در فیلم روانکار محبوس در فضای هر یک از لب‌ها را فراهم می‌آورد. از این رو ماهیت پروفیل فشار فیلم سیال روانکار متناظر با هر یک از لب‌های یاتاقان همانند شکل‌های 6، 7 و 8 و ماکزیمم مقدار این فشار (P_{max}) در هر لب مطابق با نتایج جداول 3، 4 و 5 با جابجایی شرایط تعادل

جدول 5 مقایسه محل بهینه ایجاد بافت در راستای محیطی یاتاقان‌های ژورنال غیرمدور دو لب به ازای پریلودهای 0/6 و 0/7 و پارامترهای عملکرد متناظر با آنها

R	$\theta_{11}(^\circ)$	$\theta_{12}(^\circ)$	$\theta_{21}(^\circ)$	$\theta_{22}(^\circ)$	$\varphi_0(^\circ)$	$\theta_{cav-1}(^\circ)$	$\theta_{cav-2}(^\circ)$	P_{max-1}	P_{max-2}	h_{min-1}	h_{min-2}	W
1	55	115	235	295	71.299	42	319	0.092823	1.47964	0.869689	0.555951	1.093035
2	73.5	133.5	---	---	64.54684	15	322.5	0.005177	2.26227	0.783527	0.463557	1.681396

$$\bar{X} = \bar{r}_b \cos \theta \quad , \quad \bar{Y} = \bar{r}_b \sin \theta \quad (22)$$

با جایگذاری روابط فوق در معادله (21) داریم:

$$\begin{aligned} \bar{r}_b^2 - 2\bar{r}_b(\bar{X}_L^K \cos \theta + \bar{Y}_L^K \sin \theta) - \\ (\bar{R} + \bar{C})^2 + (\bar{X}_L^K)^2 + (\bar{Y}_L^K)^2 = 0 \end{aligned} \quad (23)$$

با توجه به اینکه $\bar{Y}^K, \bar{X}^K \ll \bar{R} + \bar{C}$ می‌باشد. معادله فوق را می‌توان به فرم زیر ساده‌سازی نمود:

$$\bar{r}_b = \bar{R} + \bar{C} + \bar{X}_L^K \cos \theta + \bar{Y}_L^K \sin \theta \quad (24)$$

همچنین خواهیم داشت:

$$\bar{r}_j = \bar{R} + (\bar{X}_j)\cos\theta + (\bar{Y}_j)\sin\theta \quad (25)$$

خواهیم داشت:

$$\bar{h}_k = \bar{C} - (\bar{X}_J)\cos\theta - (\bar{Y}_J)\sin\theta + (\bar{C} - \bar{C}_m)\cos(\theta - \theta_0^K) \quad (26)$$

معادله فوق ضخامت بامعد فیلم روانکار را نشان می دهد. با فرض پارامترهای

$$\begin{aligned} \bar{h}_k &= \bar{C}_m h_k \quad , \quad \bar{C} = \bar{C}_m \delta \\ (\bar{X}_J, \bar{Y}_J) &= \bar{C}_m (X_J, Y_J) \\ (\bar{X}', \bar{Y}') &= \bar{C}_m (X', Y') \end{aligned} \quad (27)$$

معادله (26) را می‌توان به صورت زیر بازنویسی کرد:

$$h_k = \frac{1}{\delta} - X_J \cos \theta - Y_J \sin \theta + \left(\frac{1}{\delta} - 1\right) \cos(\theta - \theta_0^k) \quad (28)$$

فیلم سیال روانکار در چنین شرایطی عبارتست از:

$$h_{0k} = \frac{1}{\delta} - X_{f0} \cos \theta - Y_{f0} \sin \theta + \left(\frac{1}{\delta} - 1\right) \cos(\theta - \theta_k^a) \quad (29)$$

در صورت فرض مقدار 1 برای پارامتر δ ، روابط فوق به معادلات ضخامت فیلم روانکار در فضای لقی یاتاقان‌های ژورنال مدور در شرایط دینامیکی و استاتیکی، تبدیل خواهند شد [12].

$$h_k = 1 - X_I \cos \theta - Y_I \sin \theta \quad (30)$$

$$h_0 = 1 - X_{I0} \cos \theta - Y_{I0} \sin \theta \quad (31)$$

پیوست (ب): شرط مرزی رینولدز برای تعیین مرز کاویتاسیون

در یاتاقان‌های روغنی با توجه به ترکیبات روانکار و تراکم‌ناپذیری آن، فرض وجود فشارهای منفی نتایج تحلیل را از حالت واقعی دور خواهد نمود. با توجه به اینکه مقداری هوای نامحلول در اغلب روغن‌های معدنی و صنعتی در شرایط کارکرد وجود دارد، کاهش فشار توزیعی در فیلم روانکار به زیر فشار محیط با خروج هوای نامحلول جبران شده و فشار نهایی در نواحی مرتبط درون فضای لقی یاتاقان در حد فشار اشباع باقی خواهد ماند. از میان مدل‌های مختلف متداول جهت بررسی معادلات حاکم بر روانکاری تراکم‌ناپذیر نظیر فرض سامرفیلد، نیمه سامرفیلد و رینولدز، با توجه به موارد فوق و لزوم حفظ پیوستگی جریان در نقاط مختلف فیلم روانکار، شرط مرزی رینولدز از کارایی بالاتری برخوردار خواهد بود. بر اساس این فرض فشار در فیلم روانکار درون یاتاقان در نواحی همگرا مثبت بوده و در نواحی که تحلیل‌ها فشار زیر اشباع را نشان می‌دهند، به عبارت دیگر نواحی فیلم فشاری واگرا، فشار معادل صفر منظور خواهد شد. از این رو در بررسی حاضر برای تفکیک نواحی همگرا و واگرا که هم‌زمان با خداد پدیده کاوتاسیون ایجاد

مناسب‌تر یاتاقان در حوزه دلخواه نظیر قابلیت حمل بار، زاویه وضعی، مینیمم ضخامت فیلم روانکار، ماکزیمم فشار توزیعی در لایه روغن و تغییر محدوده ناحیه ایجاد پدیده کاویتاسیون دست یافت.

2- با تغییر در میزان غیرمردوری یاتاقان‌های ژورنال دوئب در قالب کاهش و یا افزایش میزان پرلود، محل ناحیه بهینه برای ایجاد بافت به منظور بهبود پارامترهای عملکرد یاتاقان تغییر می‌یابد.

3- با افزایش میزان غیرمدوری یاتاقان یا کاهش میزان پربلود، تاثیرگذاری ایجاد بافت در ناحیه‌ی مشخصی از سطح پوسته یاتاقان بر پارامترهای عملکرد مجموعه، تشدید می‌گردد. به عبارت دیگر می‌توان عنوان نمود که یاتاقان‌های مدور شیار محوری در هر حالت کمترین مقدار تاثیرات از ایجاد بافت و یاتاقان‌های دو لب مشابه با بالاترین میزان غیرمدوری، بیشترین تاثیرپذیری را از ایجاد بافت‌های مشابه دارند.

8- پیوست‌ها

پیوست (الف): ضخامت فیلم روانکار در یاتاقان ژورنال غیرمدور

هندسه وضعیت قرارگیری یک لب یاتاقان ژورنال غیرمدور نسبت به موقعیت مرکز یاتاقان و روتور در شکل 9 نشان داده شده است.

در تصویر فوق پارامترهای O_B ، O_J و O_L^K به ترتیب معرف محل مراکز هندسی یاتاقان، روتور و دایره‌ای که لب مورد بررسی کمّانی از محیط آن را تشکیل داده، هستند. با توجه به شکل، مختصات مرکز لب مفروض را می‌توان بر حسب رابطه (19) بیان کرد [14].

$$\bar{X}_l^K = (\bar{C} - \bar{C}_m) \cos \theta_0^K \quad (19\text{-a})$$

$$\bar{Y}_l^K = (\bar{C} - \bar{C}_m) \sin \theta_0^K \quad (19\text{-b})$$

پارامتر θ_0^K در رابطه فوق زاویه مابین محور X و راستای خط‌المركزين لب و ياتاقان (OB_L^K) را نشان مي‌دهد. همانگونه كه در شكل آمده، پارامتر $\bar{h}_K$ معرف ضخامت فيلم روانكار قرار گرفته بين سطح لب و پوسته روتور بوده و با رابطه زير بيان مي‌شود:

$$\bar{h}_k = \bar{r}_h - \bar{r}_i \quad (20)$$

معادله دایره‌ای که لب مفروض کمانی از آن می‌باشد را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$(\bar{X} - \bar{X}_l^K)^2 + (\bar{Y} - \bar{Y}_l^K)^2 = (\bar{R} + \bar{C})^2 \quad (21)$$

پارامتر $\bar{R} + \bar{C}$ در رابطه فوق به شعاع بُب اشاره دارد. همچنین پارامترهای

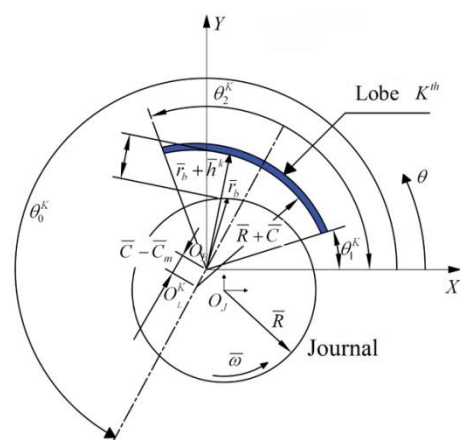


Fig. 9 Position of a noncircular hydrodynamic journal bearings lobe relative to the rotor and bearing centers

شکل 9 وضعیت قرارگیری یک بُب یاتاقان ژورنال هیدرودینامیکی غیرمدور نسبت به موقعیت مراکز روتور و یاتاقان

می‌گردند، از شرط مرزی رینولدز مطابق شکل 10 و رابطه (32) استفاده شده است [17].

$$\begin{aligned} \bar{p}_n &= 0 & \text{در} & \theta = \theta_1^n \\ \bar{p}_n &= d\bar{p}_n/d\theta = 0 & \text{برای} & \theta = \theta_2^n = \theta_{cav}^n \\ \bar{p}_n &= 0 & \text{در} & \bar{z} = \pm \bar{L}/2 \end{aligned} \quad (32)$$

همچنین شرط تقارن توزیع فشار در راستای طولی مطابق رابطه (33) که معمولاً در تحلیل یاتاقان‌های ژورنال بکار گرفته می‌شود برای یاتاقان‌های بافت‌دار نیز در صورت توزیع متقارن بافت‌ها قابل استفاده می‌باشد.

$$d\bar{p}_n/dz = 0 \quad \text{در} \quad \bar{z} = 0 \quad (33)$$

برای اعمال کلیه شرایط مرزی فوق در روش حل عددی در ابتدا فشار در مرزهای دامنه صفر فرض شده و کلیه نقاط نمونه داخل دامنه بر روی هر یک از لب‌های یاتاقان دارای فشار مثبت فرض می‌گردند. در ادامه با محاسبه مشتق توزیع فشار در مرز انتهایی دامنه و متناسب با بزرگی آن، مرز انتهایی دامنه اصلاح شده و فشار کلیه نقاط نمونه‌ای که در ناحیه کاویتاسیون هر لب قرار می‌گیرند در تحلیل مجدد صفر فرض می‌شود. این فرآیند تا دستیابی به شرط خاتمه تکرارها ($d\bar{p}_n/d\theta \leq 10^{-5}$) ادامه خواهد یافت تا مرز ناحیه کاویتاسیون بطور دقیق مشخص گردد [17].

پیوست (ج): دستیابی به بار منتجه عمودی به ازای خروج از مرکزی معین محور در فضای یاتاقان ژورنال غیرمدور

در حالت خروج از مرکزی معین (ε_0)، مطابق الگوریتم شکل 11، ابتدا زاویه (ϕ) بین راستای خط‌المركزین و محور عمود، فرضی تعیین می‌شود. سپس با توجه به مقدار ε_0 و زاویه راستای منتخب، توزیع فشار استاتیکی (p_0) ایجاد شده در روانکار محاسبه و مؤلفه‌های بار قابل حمل یاتاقان در راستای محورهای مختصات (F_{X0}, F_{Y0}) تعیین می‌گردد. با توجه به مقادیر مؤلفه‌های بار و روابط شکل 11، میزان زاویه مفروض اولیه در هر مرحله، توسط پارامتر اصلاحی ($\Delta\phi$) محاسبه شده به نحوی تغییر می‌کند که مقدار مؤلفه‌ی افقی بار در گام بعدی به صفر میل کند [18].

9- فهرست علائم

کمیت‌های با بُعد در ادامه با علامت بار نمایش داده شده‌اند.

$\bar{c}$ لقی شعاعی متغیر (m)

$\bar{c}_m$ لقی کمینه (m)

$\bar{e}$ میزان خروج از مرکزی ژورنال نسبت به مرکز یاتاقان (m)

F_{X0}, F_{Y0} نیروی استاتیکی وارد بر ژورنال در راستای محورهای مختصات

$\bar{h}$ ضخامت فیلم روانکار (m)

$\bar{h}_{min}$ ضخامت کمینه فیلم سیال روانکار (m)

$\bar{L}$ طول یاتاقان (m)

O_B مرکز یاتاقان

O_J مرکز روتور

$\bar{p}$ فشار سیال (Pa)

$\bar{R}$ شعاع روتور (m)

$\bar{R}_B$ شعاع یاتاقان (m)

$\bar{t}$ زمان (s)

$\bar{U}$ سرعت خطی روتور (m/s)

W_0 بار بی‌بعد قابل حمل یاتاقان در شرایط پایدار

X_{J0}, Y_{J0} مختصات موقعیت تعادل استاتیکی روتور در فضای یاتاقان

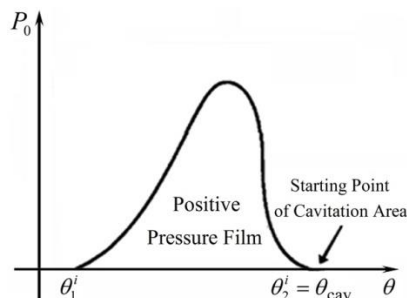


Fig. 10 Circumferential pressure distribution of bearings oil film lubricant based on the Reynolds boundary condition assumption

شکل 10 توزیع فشار محیطی فیلم سیال روانکار یاتاقان بر اساس فرض شرط مرزی رینولدز

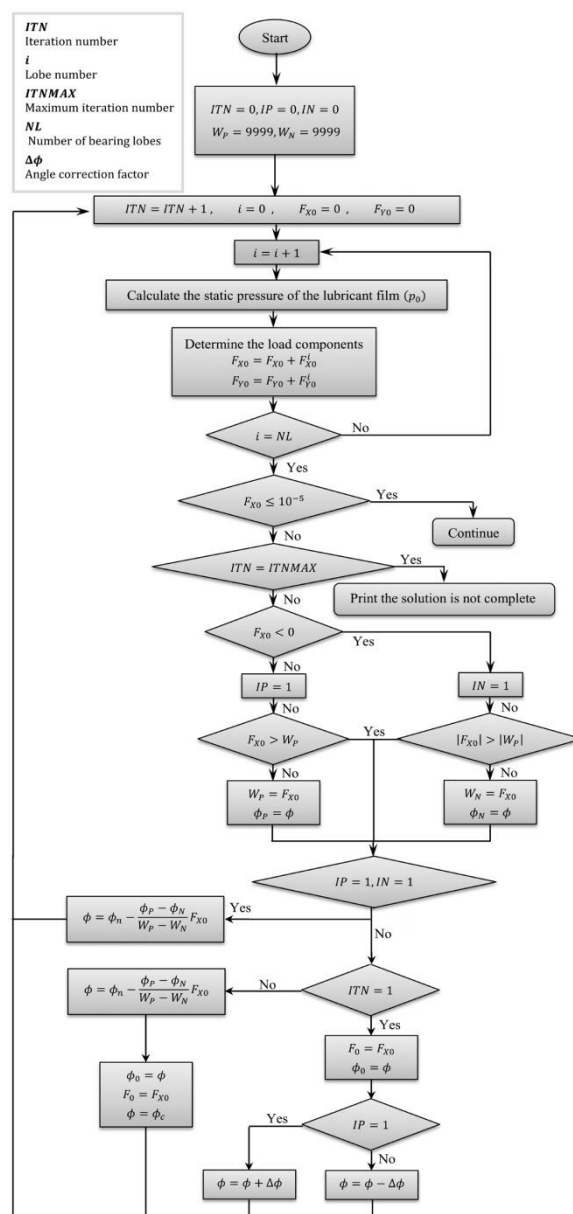


Fig. 11 Applied flowchart for determining the static equilibrium position of the rotor in the bearing clearance space with specified eccentricity ratio to achieve the vertical resultant external load

شکل 11 الگوریتم تعیین موقعیت تعادل استاتیکی مرکز روتور در فضای لقی یاتاقان غیرمدور به ازای خروج از مرکزی معین و راستای قائم مفروض بار برآیند

- Mechanica*, Vol. 47, No. 2, pp. 469-482, 2012.
- [4] V. Brizmer, Y. Kligerman, A laser surface textured journal bearing, *Journal of Tribology*, Vol. 134, No. 3, pp. 031702, 2012.
- [5] S. Kango, R. K. Sharma, R. K. Pandey, Thermal analysis of micro-textured journal bearing using non-Newtonian rheology of lubricant and JFO boundary conditions, *Tribology International*, Vol. 69, No. 1, pp. 19-29, 2014.
- [6] T. S. Ganji, S. K. Kakoty, R. K. Pandey, Analysis on micro elliptical textured journal bearing, *International Journal of Current Engineering and Technology*, Vol. 2, No. 2, pp. 648-650, 2014.
- [7] T. S. Ganji, S. K. Kakoty, R. K. Pandey, Dynamic characteristic and stability of cylindrical textured journal bearing, *International Journal of Recent Advances in Mechanical Engineering*, Vol. 3, No. 2, pp. 1-14, 2014.
- [8] S. Hamdavi, H. H. Ya, N. Rao, Effect of surface texturing on hydrodynamic performance of journal bearing, *ARP Journal of Engineering and Applied Sciences*, Vol. 11, No. 1, pp. 172-176, 2016.
- [9] K. Sharma, Investigation on the influence of spherical textures on the performance characteristics of porous journal bearing, *International Journal of Applied Engineering and Technology*, Vol. 6, No. 3, pp. 97-106, 2016.
- [10] A. A. Raimondi, J. Boyd, A solution for the finite journal bearing and its application to analysis and design, *ASLE Transactions*, Vol. 1, No. 1, pp. 159-209, 1958.
- [11] M. M. Reddi, T. Y. Chu, Finite element solution of steady-state incompressible lubrication problem, *ASME Journal of Lubrication Technology*, Vol. 92, No. 1, pp. 495-503, 1970.
- [12] A. D. Rahmatabadi, M. Z. Mehrjardi, M. R. Fazel, Performance analysis of micropolar lubricated journal bearings using GDQ method, *Tribology International*, Vol. 43, No. 11, pp. 2000-2009, 2010.
- [13] S. Das, S. K. Guha, A. K. Chattopadhyay, Linear stability analysis of hydrodynamic journal bearings under micropolar lubrication, *Tribology International*, Vol. 38, No. 5, pp. 500-507, 2004.
- [14] M. Malik, M. Chandra, R. Sinhasan, Design data for three lobe bearing, *ASLE Transactions*, Vol. 24, No. 3, pp. 171-178, 1981.
- [15] M. Malik, M. Chandra, R. Sinhasan, On performance characteristics of three-lobe porous hydrodynamic journal bearings, *Tribology Transactions*, Vol. 24, No. 3, pp. 354 – 361, 1981.
- [16] J. Reddy, *An Introduction to the Finite Element Method*, 3rd Edition, pp. 63-286, McGraw Hill, India, 1984.
- [17] B. J. Hamrock, S. R. Schmid, B. O. Jacobson, *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*, 2nd Edition, pp. 108-350, Taylor & Francis, 2004.
- [18] A. D. Rahmatabadi, M. Nekoeimehr, R. Rashidi, Micropolar lubricant effects on the performance of noncircular lobed bearings, *Tribology International*, Vol. 43, No. 1-2, pp. 404-413, 2010.

علامه یونانی

ε	نسبت خروج از مرکزی
$\lambda = \bar{L}/\bar{D}$	نسبت منظری
$\bar{\omega}$	سرعت زاویه‌ای روتور (rad/s)
τ	زمان بی‌بعد
θ	مختصات زاویه‌ای محل قرارگیری هر نقطه نسبت به محور X
ϕ_0	زاویه قرارگیری راستای خط‌المركزین یاتاقان نسبت به محور قائم
δ	پریلود یا میزان غیرمدوری یاتاقان ($\bar{C}_m/\bar{C}$)
ϕ	دامنه فیلم فشاری همگرا در لب‌های یاتاقان ($\phi^n = \theta_{cav}^n$)
بالانویس‌ها	
n	شماره لب‌های یاتاقان
e	اشاره به المان
زیرنویس‌ها	
x, y, z	نمایشگر جهت محورهای دستگاه مختصات
0	اشاره به شرایط عملکرد استاتیکی

10- مراجع

- [1] N. Tala-Ighli, P. Maspeyrot, M. Fillon, A. Bounif, Effects of surface texture on journal-bearing characteristics under steady-state operating conditions, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, Vol. 221, No. 6, pp. 623-633, 2007.
- [2] N. Tala-Ighli, M. Fillon, P. Maspeyrot, Effect of surface textured area on the performance of a hydrodynamic journal bearing, *Tribology International*, Vol. 44, No. 3, pp. 211-219, 2011.
- [3] S. Kango, D. Singh, R. K. Sharma, Numerical investigation on the influence of surface texture on the performance of hydrodynamic journal bearing, *Acta*