

ماهنامه علمى پژوهشى

، مکانیک



mme.modares.ac.ir

تأثیر نابالانسی جرمی روتور بر پایداری دینامیکی یاتاقان ژورنال هیدرودینامیکی غیرمدور دولُب با روانکار میکروپلار

مهدی زارع مهرجردی¹، اصنغر دشتی رحمت آبادی^{2*}، رضا رشیدی میبدی³

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

2- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه یزد، یزد

3- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه پیام نور، تهران

* يزد، صندوق يستى741- dashti@yazd.ac.ir

Effects of mass unbalance of rotor on the dynamic stability of two lobe noncircular hydrodynamic journal bearing with micropolar lubricant

Mahdi Zare Mehrjardi¹, Asghar Dashti Rahmatabadi^{1*}, Reza Rashidi Meybodi²

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

2- Department of Mechanical Engineering, Payame Noor University, Tehran, Iran.

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

ARTICLE INFORMATION

ABSTRACT

Original Research Paper Received 14 March 2015 Accepted 02 May 2015 Available Online 31 May 2015

Keywords: Dynamic stability Noncircular Two Lobe Journal Bearing Mass Unbalance of Rotor Micropolar Lubricant Bifurcation Diagram

Oil journal bearings are one of the most common parts of high load carrying rotating machine. Stability of these bearings can be affected by various stimulus such as changes in loading and lubrication conditions. Therefore, identification of the dynamic response of journal bearings can improve the control and fault detection process of rotor-bearings systems and prevent them from placing in critical operation condition. For many years, the mass unbalance of rotor has beenproposed as an effective factor on the dynamic behavior and long life of bearings. For this reason, in this research the effects of this parameter on the stability of hydrodynamic two lobe noncircular journal bearing with micropolar lubricant is investigated based on the nonlinear dynamic model. To achieve this goal, the governing Reynolds equation is modified with respect to micropolar fluid theory and the equations of rotor motion are derived considering the mass unbalance parameter. The static and dynamic pressure distributions of the lubricant film and the components of displacement, velocity and acceleration of the rotor are obtained by simultaneous solution of the Reynolds equation and the equations of rotor motion. Investigation of results in terms of dynamic trajectory, power spectrum, bifurcation diagram and Poincare map show that the dynamic behavior of two lobe bearings appears in different manner with variation of mass unbalance of rotor. The response of analyzed dynamic system includes converging oscillations to the equilibrium point, periodic, KT periodic and quasi periodic behavior and also divergent disturbances, which leads to collision between the rotor and bearing.

Please cite this article using:

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

M. Zare Mehrjardi, A. Dashti Rahmatabadi, R. R. Meybodi, Effects of mass unbalance of rotor on the dynamic stability of two lobe noncircular hydrodynamic journal bearing with micropolar lubricant, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 7, pp. 160-172, 2015 (In Persian)

پمپها و موتورها مورد استفاده قرار می گیرند. هرگونه تغییر در وضعیت طراحی، ساخت، نصب، بارگذاری و روانکاری تأثیر قابل توجهی بر عملکرد استاتیکی و دینامیکی این یاتاقانها خواهد داشت. اهمیت پایداری دینامیکی ماشینآلات صنعتی مختلف بهویژه سیستمهای دوار در شرایط کارکرد سبب شده تا مطالعه پایداری دینامیکی یاتاقانهای ژورنال به عنوان یکی از متداول ترین اجزای این سیستمها در سالهای اخیر مورد توجه پژوهشگران حوزه روانکاری فیلم سیال قرار گیرد. تغییر نوع روانکار و یا افزودن هدفمند مواد با ترکیبات شیمیایی خاص به آن و بکارگیری یاتاقانهای غیرمدور با اشکال هندسی متنوع، بخش قابل توجهی از راهکارهای پیشنهادی جهت بهبود عملكرد ديناميكي مجموعه روتور و ياتاقان هاى ژورنال را به خود اختصاص دادهاند.

با توجه به فضای لقی بسیار باریک بین روتور و پوسته یاتاقان ژورنال بویژه در نواحی متناظر با فشار ماکزیمم پس از اعمال بار خارجی و نیز امکان افزوده شدن ذرات آلودگی و فلزات سایش یافته به روانکار در شرایط عمل، می توان سیال روانکار را همانند یک محلول تعلیقی¹ مدل نمود. به همین علت استفاده از مدل سیال نیوتنی و روابط ناویر استوکس در بررسی مسأله روانکاری هیدرودینامیکی یاتاقانهای ژورنال سبب دور شدن نتایج از شرایط عملکرد واقعی خواهد شد. مدلهای ریاضی متنوعی نظیر سیال پاور لا²، ویسکوالاستیک³ و میکروپلار⁴ از دیرباز توسط محققان حوزه روانکاری برای بررسى عملكرد ياتاقان هاى ژورنال هيدروديناميكى ارائه شدهاند. نتايج منطقى و نزدیک به واقعیت مدل سیال میکروپلار معرفی شده توسط ارینگن در دهه 70 در مقایسه با سایر مدلها، دلیل اصلی بکارگیری آن در بیشتر تحقیقات حوزه روانکاری فیلم سیال از گذشته تاکنون بوده است [1].

بکارگیری یاتاقانهای ژورنال غیرمدور اولین بار توسط پینکاس در دهه 60 انجام شد [2]. یاتاقانهای ژورنال غیرمدور معمولاً از کنار هم قرار گرفتن تعدادی یاتاقان ژورنال جزئی تحت عنوان لُب⁵ با اشکال هندسی متنوع ایجاد می شوند. تفاوت اصلی این یاتاقان ها در مقایسه با انواع مدور مشابه در متغیر بودن عرض فضای لقی بین روتور و پوسته یاتاقان در نقاط مختلف محیط پیرامونی یاتاقان میباشد. این مشخصه عملکرد استاتیکی و دینامیکی متفاوت مجموعه روتور و یاتاقان را در پی خواهد داشت. وجود ویژگیهای منحصر بفردی نظیر گوناگونی شکل، سادگی، هزینه اندک، قابلیت انطباق با محدودیتهای فضایی و تنوع گستره عملکرد از دلایل اصلی رشد روزافزون یاتاقانهای ژورنال غیرمدور در سالهای اخیر بودهاند.

بررسی عملکرد استاتیکی و پایداری دینامیکی با مدل های سیال نیوتنی و میکروپلار، اولین پژوهشهای انجام شده در حوزه روانکاری هیدرودینامیکی یاتاقانهای ژورنال مدور بودهاند [۳،4]. نتایج این بررسیها از افزایش قابلیت حمل بار⁶ یاتاقان و نیروی اصطکاک⁷ با افزایش نسبت منظری⁸، نسبت خروج از مرکزی⁹ و لزجت سیال روانکار حکایت دارند.

همکارانش در دهه **80** با استفاده از روش حل عددی اجزای محدود¹¹ عملکرد استاتیکی گروهی از یاتاقانهای ژورنال غیرمدور سه لُب را ارائه نمودند [5]. نتایج پژوهش آنان گویای ایجاد توزیع فشارهای متفاوت در فیلم روانکار با تغییر شکل هندسی یاتاقان غیرمدور و عملکردهای استاتیکی جدید ناشی از آن بود. در ادامه رحمت آبادی و همکارانش در سالهای اخیر تأثیر پارامترهای مختلفی نظیر میزان پیشبار¹²یا غیرمدوری، زوایای چرخش و انحراف¹³ و پارامترهای مشخصه سیال میکروپلار بر عملکرد استاتیکی یاتاقانهای ژورنال غیرمدور دو، سه و چهار لُب را بررسی نمودند [6-8]. نتایج ارزیابی آنان گویای امکان دستیابی به شرایط عملکرد مطلوب در صورت جایگزینی روانکار نیوتنی با میکروپلار و تغییر شرایط نصب یاتاقانهای ژورنال غیرمدور حتی با حفظ سایر مؤلفههای طراحی و روانکاری مجموعه میباشند.

اعمال بارهای دینامیکی، بروز تغییرات ناگهانی در وضعیت بارگذاری و روانکاری، افزایش بیش از حد سرعت زاویهای دوران روتور و هرگونه تغییر شکل روتور و پوسته یاتاقان در شرایط کارکرد، میتواند به رخداد طیف وسیعی از رفتارهای نوسانی و اغتشاشی منظم و غیرمنظم همگرا و یا واگرا شونده روتور در فضای لقی یاتاقان منجر شود. با توجه به اهمیت کنترل عملکرد دینامیکی سیستمهای دوار در شرایط گوناگون، شناخت پاسخ دینامیکی مجموعه روتور و یاتاقان در مقابل عوامل محرک فوق برای جلوگیری از قرارگیری سیستم در شرایط کنترلی دشوار منتهی به برخورد و سایش روتور و پوسته، امری ضروری میباشد که در دهه گذشته توجه بسیاری از محققان حوزه روانکاری را به خود جلب نموده است. داس و همکارانش در سال 2004 تحلیل پایداری یاتاقانهای ژورنال مدور با روانکار میکروپلار بر پایه مدل دینامیکی خطی 14 را ارائه نمودند [${f 9}$]. در مدل پیشنهادی آنان، با شبیهسازی مجموعه روتور و یاتاقان با سیستم دینامیکی شامل جرم، فنر و دمپر و فرض حرکت هارمونیک با دامنه محدود برای نوسانات روتور، ضرایب سختی و میرایی¹⁵ معادل فیلم روانکار محاسبه و مقادیر جرم بحرانی¹⁶ روتور و نسبت فرکانس چرخش گردابی¹⁷ به عنوان پارامترهای مشخصه آستانه ناپایداری سیستم ارائه شدهاند. نتایج این مطالعه از بهبود ضرایب سختی و میرایی معادل فیلم سیال با تقویت خواص میکروپلاریته سیال روانکار حکایت دارند. داس و همکارانش در سال 2005 در پژوهش دیگری بررسی پایداری یاتاقانهای ژورنال مدور با روانکار میکروپلار بر پایه مدل دینامیکی غیرخطی را انجام داده و نتایج را با دادههای پیشین خود از تحلیل دینامیکی خطی مقایسه کردند [10]. نتایج آنان بیانگر دامنه پایداری محدودتر یاتاقان حاصل از تحلیل دینامیکی خطی در مقایسه با مدل غیرخطی در قالب ارائه مقادیر کوچکتر جرم بحرانی و نسبت بزرگتر فرکانس چرخش گردایی میباشند. نیر و همکارانش در سال 2007 تأثیر تغییر شکل محور طولی یاتاقان متأثر از شرایط بارگذاری بر عملکرد یاتاقانهای ژورنال بیضوی¹⁸ با روانکارهای نیوتنی و میکروپلار را مورد بررسی

قرار دادند [11]. نتایج آنها از تأثیرات قابل ملاحظه تغییر شکل و غلظت مواد افزودنی بر عملکرد دینامیکی پاتاقانهای بیضوی حکایت دارد. تحلیل رفتار دینامیکی غیرخطی انواع مختلفی از پاتاقانهای ژورنال

11- Finite Element Method (FEM) 12- Preload 13- Mount and Tilt Angles 14- Linear Dynamic model 15- Stiffness and Damping Coefficients 16- Critical Mass Parameter 17- Whirl Frequency Ratio 18- Elliptical Journal Bearings

161

همچنین مقایسه نتایج حاصل از مدلهای روانکار نیوتنی و میکروپلار گویای افزایش قابلیت حمل بار و نیروی اصطکاک و کاهش میزان نشتی¹⁰ روانكار از یاتاقان با تقویت خواص میكروپلاریته سیال روانكار هستند. مالک و

- 1-Suspension
- 2- Power Law 3-Viscoelastic
- 4- Micropolar
- 5-Lobe
- 6- Load Carrying Capacity
- 7- Friction Force
- 8- Aspect Ratio
- 9- Eccentricity Ratio
- 10- Side Leakage

هیدرودینامیکی گازی و روغنی با کمک نمودارهای مسیر دینامیکی¹، طیف توانی²، تصویر فاز³، دیاگرام انشعابی⁴ و نگاشت پوانکاره⁵ از جدیدترین پژوهشهای انجام گرفته در حوزه روانکاری به حساب میآیند. از این میان شمار بررسیهای انجام گرفته پیرامون عملکرد یاتاقانهای گازی به مراتب بیش از انواع روغنی بوده است. در سال 2009 زو و همکارانش رفتار دینامیکی غیرخطی یاتاقانهای ژورنال گازی بسیار کوتاه مورد استفاده در سیستمهای میکروالکترومکانیکی⁶ را مورد مطالعه قرار دادند [12]. نتایج این تحقیق رخداد نوسانات با سیکل محدود⁷ در نسبتهای خروج از مرکزی و رفتارهای پریودیکی و **KT** پریودیکی⁸ روتور در نسبتهای خروج از مرکزی بالا را نشان میدهند. در سال 2010 تحلیل دینامیکی غیرخطی روتور صُلب قرار گرفته روی تکیهگاههایی متشکل از یاتاقانهای ژورنال غیرمدور گازی دولُب توسط رشیدی و همکارانش ارائه شد [13]. نتایج این مطالعه در قالب نمودارهای مسیر دینامیکی، نگاشت پوانکاره و دیاگرام انشعابی موید بروز رفتارهای پریودیکی، **KT** پریودیکی و شبه نوسانی⁹ مرکز روتور همزمان با افزایش جرم روتور و عدد یاتاقان هستند. این محققان در همان سال در پژوهش دیگری اثر تغییرات جرم و نابالانسی جرمی روتور بر رفتار دینامیکی غیرخطی یاتاقانهای ژورنال گازی غیرمدور را بررسی نمودند [14]. نتایج این پژوهش بروز رفتارهای پریودیک و **KT** پریودیک و شبه نوسانی روتور در فضای یاتاقانهای ژورنال دو و سه لُب با افزایش مقدار جرم و نابالانسی جرمی روتور¹⁰ را تأييد مي كند.

از معدود پژوهشهای صورت گرفته در زمینه تحلیل دینامیکی غیرخطی یاتاقانهای ژورنال روغنی میتوان به مطالعه پینگ و همکارانش در سال 2011 اشاره نمود [15]. آنان اثر ممان اينرسي لُبهاي لولايي منحرف شده یک یاتاقان غیرمدور روغنی بر پاسخ دینامیکی غیرخطی سیستم دوار را بررسی نمودند. نتایج آنان در مقایسه با پژوهشهای مشابه انجام شده پیشین بدون لحاظ اثرات ممان اينرسي لُبها، بيانگر پيچيدگي بيشتر رفتار ديناميكي سیستم بویژه در حوالی فرکانسهای طبیعی مجموعه و تقدم نتایج دیاگرام انشعابی در رسیدن به رفتارهای متنوع دینامیکی در سرعتهای دورانی بالاتر روتور میباشد. در جدیدترین تحقیقات انجام گرفته در حوزه تحلیل دینامیکی غیرخطی یاتاقانهای ژورنال، وانگ و همکارانش در سال 2013 رفتار ديناميكي غيرخطي ياتاقانهاي ژورنال آئروديناميكي غيرمدور را بررسي کردند [16]. در این پژوهش از روش ترکیبی جدیدی با بکارگیری روشهای انتقال مشتق و تفاضل محدود¹¹ جهت بررسی عملکرد دینامیکی یاتاقانهای گازی غیرمدور استفاده شدهاست. نتایج، همگرایی مناسبتر روش پیشنهادی نسبت به روش اجزای محدود در مقادیر اندک جرم روتور را نشان میدهد. توسعه تحلیل دینامیکی غیرخطی به سیستم دوار شامل روتور عمودی و یاتاقان ژورنال بر پایه نیروهای غیرخطی فیلم سیال در سال 2013 توسط شی و همکارانش انجام گرفت [17]. نتایج این پژوهش برای حالتهای

شد. بررسی انجام شده از ایجاد مسیر دو شاخه روی نمودار انشعابی و کاهش شدید پایداری دینامیکی یاتاقان برای روتور عمودی حکایت دارد. همچنین گسترش دامنه پایداری دینامیکی سیستم با افزایش میزان نابالانسی جرمی، طول یاتاقان و کاهش میزان لقی شعاعی از دیگر نتایج این بررسی هستند. در ادامه زانگ و همکارانش در سال **2014** تحلیل انشعابی و آشوبی¹² سیستم روتور غیرخطی شامل یاتاقانهای ژورنال گازی شیار محوری¹³ به عنوان تکیه گاه را ارائه دادند [18]. این پژوهشگران علاوه بر پارامترهای رایج اثرات ژیروسکوپی روتور را نیز در معادلات دخیل نمودند. نتایج این تحقیق از تأثیر قابل ملاحظه نیروهای غیرخطی فیلم روانکار گازی بر پایداری مجموعه روتور و یاتاقان حکایت دارد. بررسی پایداری حرکات نوسانی سیستم روتور انعطاف پذیر دوار در فضای یاتاقان ژورنال به همراه دو دیسک دارای نابالانسی جرمی در سال 2014 توسط لی و همکارانش انجام گرفت [19]. آنان در تحلیل خود از مدل چند درجه آزادی اجزای محدود سیستم استفاده نموده و تأثیرات غیرخطی نیروهای فیلم سیال، اینرسی و اثرات برشی را در محاسبات لحاظ نمودند. مقایسه نتایج تجربی و تئوری از توانایی روشهای نیومارک و شوتینگ¹⁴ مورد استفاده در تحلیل عددی سیستم حکایت دارد. نتایج آنان گویای امکان مهار مؤثز اثرات برشی شدید سیال در صورت عدم همفازی دوران دیسکهای نابالانس میباشند. وانگ و همکارانش نیز در سال 2014 تحلیل دینامیکی غیرخطی و انشعابی سیستم دوار شامل روتور صلب و دو ياتاقان هوايي با فشار خارجي¹⁵ را انجام دادند [**20**]. در اين بررسي يک روش ترکیبی جدید به همراه روشهای انتقال مشتق و تفاضل محدود برای استخراج توزيع فشار فيلم روانكار و رفتار غيرخطى مركز روتور بكار گرفته شده بود. نتایج این پژوهش گویای چگونگی تغییرات رفتار دینامیکی غیرخطی یاتاقانهای مورد بررسی در ازای تغییرات جرم و سرعت روتور بوده و قابلیت استفاده به عنوان راهنمای مناسب برای طراحی سیستمهای دینامیکی مشابه را دارند. تحلیل ارتعاشات غیرخطی یک روتور انعطافپذیر قرار گرفته بر تکیهگاههای از جنس یاتاقان غلتشی شیار عمیق¹⁶ با لقی شعاعی داخلی طی پژوهش دیگری در سال 2014 توسط گوپتا و همکارانش انجام گرفت [21]. در این پژوهش از روش اجزای محدود جهت مدلسازی سیستم دینامیکی مورد بررسی شامل نیروهای هرتز در محل تماس روتور و یاتاقان، گشتاورهای ژیروسکوپی، اینرسی دورانی و تغییر شکلهای برشی¹⁷ استفاده گردیده بود. همچنین اثرات غیرخطی یاتاقان غلتشی بر رفتار دینامیکی سیستم با نمودارهای فاز، طیف توانی و مسیر دینامیکی مورد ارزیابی قرار گرفته و اثرات لقی شعاعی بر پاسخ نامتوازن روتور انعطافپذیر در شرايط مختلف بطور دقيق ارائه شده بود.

مروری بر پژوهشهای پیشین، تمرکز بیشتر بررسیهای دینامیکی خطی و غیرخطی انجام شده بر تحلیل یاتاقانهای ژورنال مدور و غیرمدور گازی را نشان میدهد و شمار مطالعات صورت گرفته در زمینه یاتاقانهای ژورنال

Downloaded

مدور و بویژه غیرمدور روغنی بسیار اندک است. از این رو در پژوهش حاضر
رفتار دینامیکی غیرخطی یاتاقانهای ژورنال غیرمدور دو لُب با فرض صُلبیت
روتور و استفاده از روانکار میکروپلار در شرایط حضور و غیاب اثرات نابالانسی
جرمی با کمک روشهای حل عددی اجزای محدود بر پایه مدل گالرکین و

- 12- Bifurcation and Chaotic Analysis 13- Axial Groove Gas Journal Bearings 14- hooting and Newmark Methods 15- Externally Pressurized Double Air Films Bearing System 16- Deep Groove Ball Bearing
- 17- Gyroscopic Moments, Rotary Inertia and Shear Deformation

مختلف ارزیابی اثرات نابالانسی، لقی شعاعی و طول یاتاقان توسط دیاگرامهای انشعابی، نگاشت پوانکاره، طیف توانی و جابجایی دینامیکی مرکز روتور ارائه

- 1- Dynamic Trajectory
- 2- Power Spectrum
- 3- Phase Portrait
- 4- Bifurcation Diagram
- 5- Poincare Map
- 6- Micro Electro Mechanical Systems (MEMS)
- 7- Limit Cycle Oscillations
- 8- Periodic and KT Periodic Behaviors
- 9- Quasi Periodic
- 10- Rotor Mass Unbalance
- 11- Differential Transformation and the Finite Difference Method (FDM)

رانگ-کوتای مرتبه چهار¹ مورد ارزیابی قرار گرفته است. نتایج حاصل از تحلیل حاضر میتواند به عنوان مرجعی مناسب در طراحی سیستمهای روتور و یاتاقان روغنی به منظور پیشگیری از وقوع وضعیتهای کنترلی دشوار منجر به برخورد و سایش روتور و پوسته یاتاقان و همچنین عیبیابی این سیستمها در شرایط عملکرد واقعی مورد استفاده قرار گیرد.

2- تئورى

یاتاقانهای ژورنال غیرمدور عموماً از کنار هم قرار گرفتن تعدادی یاتاقان ژورنال جزئی تحت عنوان لُب ایجاد میشوند. تنوع شکل لُبها و چگونگی قراگیری آنها در کنار هم، زمینه ایجاد طیف گستردهای از یاتاقانهای ژورنال غیرمدور با اشکال هندسی متفاوت قابل استفاده در مصارف صنعتی و غیرصنعتی را در سالهای اخیر فراهم آوردهاست. مطابق شکل 1، برخلاف یاتاقانهای 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.

2-1- معادلات حاكم

معادله رینولدز اصلاحی حاکم بر روانکاری یاتاقان ژورنال هیدرودینامیکی مدور و غیرمدور با فرض مدل میکروپلار برای سیال روانکار، شرایط همدما، طول محدود یاتاقان و صُلبیت روتور به صورت روابط (1) و (2) است [9].

$$\frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left(\bar{\psi}(\mathbf{N}, \bar{\Lambda}, \bar{h}) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\bar{\psi}(\mathbf{N}, \bar{\Lambda}, \bar{h}) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right)$$
$$= 6\bar{R}\bar{\omega} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{x}} + 12 \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{t}}$$
(1)

$$\bar{\psi}(\mathbf{N},\bar{\Lambda},\bar{h}) = \bar{h}^3 + \mathbf{12}\bar{\Lambda}^2\bar{h} - \mathbf{6N}\bar{\Lambda}\bar{h}^2 \operatorname{coth}\left(\frac{\mathbf{N}h}{\mathbf{2}\bar{\Lambda}}\right)$$
(2)

پارامترهای N و $\overline{\Lambda}$ در روابط فوق به اثرات میکروپلاریته سیال روانکار اشاره داشته و در صورت حذف آنها، روابط (3) و (4) که معرف معادله رینولدز حاکم بر روانکاری یاتاقانهای ژورنال هیدرودینامیکی با سیال نیوتنی هستند، به جای خواهند ماند [4].

$$\frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left(\frac{\bar{h}^3}{\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\frac{\bar{h}^3}{\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) = 6\bar{R}\bar{\omega} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{x}} + 12\frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{t}}$$
(3)

$$\bar{\psi}(\mathbf{N},\bar{\Lambda},\bar{h}) = \bar{h}^3 \tag{4}$$

در روابط فوق \overline{h} به ضخامت فیلم روانکار تراکمناپذیر مابین روتور و هریک از لُبهای یاتاقان اشاره دارد. پارامتر **N** کمیتی بی بعد است که معادلات مومنتوم خطی و زاویهای سیال میکروپلار را به هم مرتبط ساخته و عدد کوپلینگ² نامیده میشود. پارامتر $\overline{\Lambda}$ یا طول مشخصه سیال میکروپلار³ از جنس طول بوده و با ابعاد ذرات میکرو معلق در سیال روانکار مرتبط می باشد. پارامتر **N** با توجه به شدت خواص میکروبلاریته روانکار در بانه **1**

 $(\mathbf{0}, \infty)$ بوده و مقدار آن با توجه به تعریف، امکان تغییر در بازه $(\mathbf{0}, \infty)$ را خواهد داشت. مقادیر بزرگ سا به معنای عریض بودن فضای لقی و یا طول مشخصه کوچک ذرات میکرو میباشد. لذا رشد پارامتر طول مشخصه ($\mathbf{m} \to \infty$) عاملی برای کاهش اثرگذاری پارامترهای مشخصه ذرات میکرو در ساختار کلی روانکار است [4]. با استفاده از پارامترهای بی بعد معرفی شده در رابطه (5) با استفاده از پارامترهای بی بعد معرفی شده در رابطه (5)

$$\theta = \frac{\bar{x}}{\bar{R}} \cdot \mathbf{z} = \frac{\mathbf{2}\bar{z}}{\bar{L}} \cdot \mathbf{h} = \frac{\bar{h}}{\bar{C}_m} \cdot \mathbf{p} = \frac{\bar{p}\bar{C}_m^2}{\bar{\mu}\bar{\omega}\bar{R}^2} \cdot \tau = \bar{t}\bar{\omega}$$
(5)

فرم بى بعد معادله رينولدز (1) مطابق رابطه (6) قابل بازنويسى است [10]:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\psi(\mathbf{N}, \mathbf{I}_{\mathrm{m}}, \mathbf{h}) \frac{\partial \mathbf{p}}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{\overline{D}}{\overline{L}} \right)^{2} \frac{\partial}{\partial \mathbf{z}} \left(\psi(\mathbf{N}, \mathbf{I}_{\mathrm{m}}, \mathbf{h}) \frac{\partial \mathbf{p}}{\partial \mathbf{z}} \right)$$
$$= 6 \frac{\partial \mathbf{h}}{\partial \theta} + 12 \frac{\partial \mathbf{h}}{\partial \tau}$$
(6)

پارامتر ψ در معادله فوق مطابق رابطه (7) قابل تعریف میباشد. $\psi(\mathbf{N}, \mathbf{I}_m, \mathbf{h}) = \overline{\psi}(\mathbf{N}, \overline{\Lambda}, \overline{h}) / \overline{C}_m^3$

$$= h^{3} + 12 \frac{h}{l_{m}^{2}} - 6 \frac{Nh^{2}}{l_{m}} \operatorname{coth}\left(\frac{Nhl_{m}}{2}\right) \qquad (7)$$

با توجه به هندسه یاتاقان ژورنال غیرمدور دو لَب نشان داده شده در شکل 1، ضخامت بیبعد فیلم روانکار در هر نقطه از محیط پیرامون یاتاقان با استفاده از رابطه (8) قابل استخراج خواهد بود [6].

$$\mathbf{h}_{n} = \frac{\mathbf{1}}{\delta} - \mathbf{X}_{J0} \cos\theta - \mathbf{Y}_{J0} \sin\theta + \left(\frac{\mathbf{1}}{\delta} - \mathbf{1}\right) \cos(\theta - \theta_{0}^{n})$$
(8)

که N, ..., N = 1,2, ..., N به شماره هر یک از لُبهای یاتاقان اشاره دارد. در رابطه n = 1,2, ..., N (8), $(\mathbf{x}_{J0}, \mathbf{Y}_{J0})$ و \mathcal{H}_{0}^{n} به ترتیب معرف مختصات مرکز روتور در موقعیت تعادل استاتیکی و زاویه خطالمرکزین هر یک از لُبهای یاتاقان نسبت به محور X هستند. پارامتر پیشبار (پریلود، δ) در رابطه فوق میزان غیرمُدوری یاتاقان را نشان داده و با توجه به تعریف آن بصورت نسبت لقی شعاعی مینیمم به لقی شعاعی متغیر در هنگام هم مرکزی یاتاقان و روتور ($\overline{C}_m/\overline{C}$), برای



نوجه به شدت خواص میدروپلاریته روانگار در بازه [۵٫۱] متعیر میباشد. با
نزدیک شدن عدد کوپلینگ به مقدار صفر (N $ ightarrow$ (N $ ightarrow$ (N $ ightarrow$
روانکار تضعیف و با تمایل آن به عدد یک (N → 1) ویژگیهای میکروپلاریته
روانکار تشدید و دامنه اختلافات مابین روانکار نیوتنی و میکروپلار گسترده
خواهد شد. مقادیر بزرگتر عدد کوپلینگ سیال از تقویت ساختار ذرات میکرو
موجود در روانکار حکایت دارند. پارامتر بیبعد تأثیرگذار دیگر در روابط به
عنوان نماینده ویژگیهای میکروپلاریته روانکار، طول مشخصه بیبعد

Galerkin Finite Element and Forth Order Runge-Kutta Methods
 Coupling Number Galerkin Finite Element Method
 Characteristic Length of Micropolar Fluid

مهندسی مکانیک مدرس، مهر 1394، دوره 15، شماره 7

163

یاتاقانهای ژورنال غیرمدور همواره در بازه (0,1) قرار دارد. به عبارت دیگر $\delta = 1$ بیانگر تطابق مرکز لُبها با مرکز هندسی یاتاقان و تغییر شکل یاتاقان غیرمدور به نوع مدور مشابه میباشد [7].

معادله (6) یک معادله دیفرانسیل جزئی است که برای تحلیل آن با کمک روش حل عددی اجزای محدود شرایط مرزی رابطه (9) بکار گرفته شدهاند.

 $\bar{p}_n = \mathbf{0}$ در $\theta = \theta_1^n$ (الف)

$$\bar{p}_n = \mathbf{d}\bar{p}_n/\mathbf{d}\theta = \mathbf{0}$$
 برای $\theta = \theta_2^n = \theta_{cav}^n$ (-9)

$$\bar{p}_n = \mathbf{0}$$
 در $\bar{z} = \pm \bar{L}/\mathbf{2}$ (-9)

رابطه (9- ب) بیانگر شرط مرزی رینولدز مورد استفاده برای تعیین فیلم فشاری همگرا در هر یک از لُبهای یاتاقان ژورنال غیرمدور میباشد. پارامتر در این رابطه مطابق شکل $\mathbf{1}$ به نقطه پایانی فیلم فشاری مثبت و آغاز Θ_2^n ناحیه کاویتاسیون در هر یک از لُبهای یاتاقان ژورنال غیرمدور اشاره دارد. برخلاف یاتاقانهای ژورنال گازی که در آنها رخداد فشارهای پایینتر از فشار محیط امکان پذیر است، در یاتاقان های روغنی با توجه به ترکیبات روانکار و تراکمناپذیری آن فرض وجود فشارهای منفی نتایج تحلیل را از حالت واقعی منحرف 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 رينولدز، با توجه به موارد فوق و لزوم حفظ پيوستگي جريان در نقاط مختلف فیلم روانکار، شرط مرزی رینولدز کاراتر 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 واگرای ایجاد شده توام با رخداد پدیده کاویتاسیون، از شرط مرزی رینولدز مطابق شکل 2 استفاده میشود [6].

2-2- حل عددی معادله رینولدز حاکم

برای تحلیل دینامیکی غیرخطی رفتار روتور در فضای لقی یاتاقان ژورنال، موقعیت مرکز آن پس از خروج از نقطه تعادل استاتیکی با محاسبه گام به گام مؤلفههای نیروهای اغتشاشی وابسته به زمان در راستای محورهای مختصات و مؤلفههای سرعت و شتاب ناشی از آنها پیگیری میشود. به این منظور در ابتدا موقعیت تعادل استاتیکی مرکز روتور در فضای یاتاقان با حل معادله (10) که با حذف اثرات زمانی از رابطه (6) بدست آمده، تعیین می گردد. (10) $\frac{\partial p_0}{\partial n}$

$$\iint_{A_{e}} \left\{ \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\psi_{0} \left(\mathbf{N}, \mathbf{I}_{m}, \mathbf{h}_{0} \right) \frac{\partial \mathbf{p}_{0}}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{\bar{D}}{\bar{L}} \right)^{2} \frac{\partial}{\partial z} \left(\psi_{0} \left(\mathbf{N}, \mathbf{I}_{m}, \mathbf{h}_{0} \right) \frac{\partial \mathbf{p}_{0}}{\partial z} \right) - 6 \frac{\partial \mathbf{h}_{0}}{\partial \theta} \right\} \mathbf{N}_{i}^{e} \mathbf{d} \theta \mathbf{d} \mathbf{z} = 0$$
 (11)

در رابطه (11)، \mathbb{N}_{i}^{e} تابع تقریب و \mathbf{A}_{e} سطح المان مورد بررسی میباشند. با توجه به دامنه مشبندی شده یاتاقان برای تعیین توزیع فشار، تابع \mathbf{p}_{0} را میتوان به فرم رابطه (12) تقریب زد.

$$\mathbf{p}_{0}^{e} = \sum_{j=1}^{n_{e}} \mathbf{N}_{j}^{e} \mathbf{p}_{0j} (\mathbf{\tau})$$
(12)

در رابطه فوق P به یک المان خاص، \mathbf{n}_{e} تعداد گرههای المان، \mathbf{N}_{j}^{e} توابع شکل و \mathbf{p}_{0j} مقدار گرهی تابع فشار استاتیکی میباشند. بررسیها گویای همگرایی سریع تر، کاهش حجم محاسبات و افزایش دقت نتایج با بکارگیری المانهای مستطیلی خطی ایزوپارامتریک مطابق شکل \mathbf{S} و توابع شکل متناسب با آنها به صورت رابطه (13) میباشند [13].

$$\mathbf{N}_i(\mathbf{\eta}, \mathbf{\zeta}) = \frac{1}{4} (\mathbf{1} + \zeta \zeta_i) (\mathbf{1} + \mathbf{\eta}_i)$$

با جایگذاری معادله (13) در رابطه (12) و سادهسازی روابط انتگرالی، فرم نهایی معادلات اجزای محدود روی هر المان معین از دامنه مسأله را میتوان مطابق رابطه (14) بیان نمود.

(13)

(14)

[F]^e**(p)**^e + **(Q)**^e = **(V)**^e

ماتریس ضرایب F و بردارهای V و Q رابطه (14) برای هر المان خاص با روابط (15)، (16) و (17) قابل تعریف میباشند.

$$\mathbf{F} = \iint_{\mathbf{A}_{e}} \left\{ \Psi_{0}(\mathbf{N}, \mathbf{I}_{m}, \mathbf{h}_{0}) \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\partial \mathbf{N}_{k}^{e}}{\partial \theta} \frac{\partial \mathbf{N}_{m}^{e}}{\partial \theta} + \left(\frac{\overline{D}}{\overline{L}} \right)^{2} \frac{\partial \mathbf{N}_{k}^{e}}{\partial z} \frac{\partial \mathbf{N}_{m}^{e}}{\partial z} \right) \right\} d\theta dz$$
(15)
$$\mathbf{O} = \mathbf{\Phi} \left[\psi_{k} \left(\mathbf{N} \mathbf{L}_{k} \mathbf{h}_{k} \right) \frac{\partial \mathbf{p}_{0}^{e}}{\partial \mathbf{p}_{0}^{e}} + \mathbf{\Phi} \right] \mathbf{N}^{e} dz + \mathbf{E} \left[\mathbf{N}^{e} \mathbf{h}_{k} \right] \mathbf{h}_{k}^{e} dz + \mathbf{E} \left[\mathbf{N}^{e} \mathbf{h}_{k} \right] \mathbf{h}_{k}^{$$

$$\mathbf{Q} = \boldsymbol{\Phi}_{S_{e}} \left[\boldsymbol{\psi}_{0}(\mathbf{N}, \mathbf{I}_{m}, \mathbf{h}_{0}) \frac{\partial \boldsymbol{p}_{0}}{\partial \boldsymbol{\theta}} - \mathbf{6} \mathbf{h}_{0} \right] \mathbf{N}_{k}^{e} d\mathbf{z} + \\ \boldsymbol{\Phi}_{S_{e}} \left(\frac{\overline{D}}{\overline{L}} \right)^{2} \left[\boldsymbol{\psi}_{0}(\mathbf{N}, \mathbf{I}_{m}, \mathbf{h}_{0}) \frac{\partial \mathbf{p}_{0}^{e}}{\partial \mathbf{z}} \right] \mathbf{N}_{k}^{e} d\boldsymbol{\theta}$$
(16)

$$\mathbf{V} = \iint_{\mathbf{A}_{e}} \left\{ \mathbf{6h}_{0} \frac{\partial \mathbf{N}_{k}^{e}}{\partial \theta} \right\} \mathbf{d}\theta \mathbf{d}\mathbf{z}$$
(17)

درمعادلات فوق \mathbf{s}_{e} بیانگر مرزهای المان مورد بررسی میباشد. بازنویسی رابطه (14) برای تمامی المانهای دامنه، معادله (18) را بدست خواهد داد:



$$\begin{pmatrix} \overline{D} \\ \overline{L} \end{pmatrix}^2 \frac{\partial}{\partial z} \left(\psi_0 (\mathbf{N}, \mathbf{I}_m, \mathbf{h}_0) \frac{\partial \mathbf{p}_0}{\partial z} \right) = \mathbf{6} \frac{\partial \mathbf{h}_0}{\partial \theta}$$

$$\psi_0 (\mathbf{N}, \mathbf{I}_m, \mathbf{h}_0) = \mathbf{h}_0^3 + \mathbf{12} \frac{\mathbf{h}_0}{\mathbf{l}_m^2} - \mathbf{6} \frac{\mathbf{N}\mathbf{h}_0^2}{\mathbf{l}_m^2} \operatorname{coth} \left(\frac{\mathbf{N}\mathbf{h}_0 \mathbf{l}_m}{2} \right)$$
(10)

در پژوهش حاضر از روش حل عددی اجزای محدود بر پایه مدل گالرکین برای حل معادلات حاکم استفاده شده است [22]. فرم اجزای محدود معادله (10) برای تعیین توزیع فشار استاتیکی ایجاد شده در فیلم روانکار یاتاقان بصورت رابطه (11) بیان می گردد.



مهندسی مکانیک مدرس، مہر 1394، دورہ 15، شمارہ 7

164

$$[F]_{n_f \times n_f}(p_0)_{n_f \times 1} + (Q)_{n_f \times 1} = (V)_{n_f \times 1}$$
(18)

در رابطه (18) پارامتر n_f به تعداد تمامی نقاط نمونه منتخب روی دامنه مسأله اشاره دارد. با توجه به شرایط مرزی رابطه (9) مقدار فشار حالت پایدار \mathbf{p}_0 روی مرزهای دامنه مسأله برابر صفر میباشد. همچنین به علت عدم وجود مجرای تزریق و یا خروج روانکار مقدار مؤلفههای بردار شار \mathbf{p} در رابطه (16) برای تمامی نقاط نمونه داخلی دامنه مسأله برابر صفر بوده و به همین دلیل تعداد معادلات و مجهولات معادله (18) با هم برابر هستند. با حل دستگاه معادلات رابطه (18) توزیع فشار استاتیکی درون فیلم سیال روانکار یاتاقان قابل تعیین میباشد [14].

2-3- پارامترهای عملکرد استاتیکی یاتاقان

با تعیین توزیع فشار حالت پایدار درون فیلم روانکار، پارامترهای عملکرد استاتیکی یاتاقان نظیر قابلیت حمل بار و زاویه وضعی¹ از روابط (19)، (20) و (21) قابل محاسبه هستند [6].

$$\begin{bmatrix} \mathbf{F}_{\mathrm{X0}} \\ \mathbf{F}_{\mathrm{Y0}} \end{bmatrix} = \sum_{i=1}^{L} \begin{bmatrix} \mathbf{F}_{\mathrm{X0}}^{i} \\ \mathbf{F}_{\mathrm{Y0}}^{i} \end{bmatrix} = \sum_{i=1}^{L} \int_{-1}^{+1} \int_{\theta_{1}^{i}}^{\theta_{2}^{i}} \mathbf{p}_{0i} \begin{bmatrix} \cos\theta \\ \sin\theta \end{bmatrix} d\theta dz$$
(19)

کمیتهای Fxo و Fvo در رابطه فوق به ترتیب به مؤلفههای بار استاتیکی قابل حمل توسط یاتاقان در راستای محورهای مختصات X و Y اشاره دارند. برآیند کلی بار قابل حمل توسط یاتاقان عبارتست از:

$$\mathbf{W}_{0} = \frac{\bar{C}_{m}^{2}}{\bar{\mu}\bar{\omega}\bar{R}^{3}\bar{L}}\bar{W}_{0} = \sqrt{\mathbf{F}_{\mathrm{X}0}^{2} + \mathbf{F}_{\mathrm{Y}0}^{2}}$$
(20)

همچنین مقدار زاویه وضعی یاتاقان با توجه به موقعیت تعادل استاتیکی مرکز روتور از رابطه (21) محاسبه می شود.

$$\theta_0 = \operatorname{Arctan}(\mathbf{X}_{J0}/\mathbf{Y}_{J0}) \tag{21}$$

2-4- تحليل پايدارى ديناميكى ياتاقان ژورنال با مدل غيرخطى

در مدل دینامیکی غیرخطی موقعیت مرکز روتور پس از خروج از نقطه تعادل استاتیکی با محاسبه گام به گام مؤلفههای نیروهای اغتشاشی وابسته به زمان در راستای محورهای مختصات و مؤلفههای سرعت و شتاب روتور ناشی از آنها پیگیری میشود. به این منظور در ابتدا موقعیت تعادلی مرکز روتور در فضای یاتاقان با حل معادله (10) معین می گردد. فرم اجزای محدود معادله (6) برای تعیین فشار دینامیکی در هر لحظه به فرم معادله (22) می باشد.

$$\begin{split} \iint_{A_{e}} \left\{ &\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\psi(\mathbf{N}, \mathbf{I}_{m}, \mathbf{h}) \frac{\partial \mathbf{p}}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{\overline{D}}{\overline{L}} \right)^{2} \frac{\partial}{\partial z} \left(\psi(\mathbf{N}, \mathbf{I}_{m}, \mathbf{h}) \frac{\partial \mathbf{p}}{\partial z} \right) \\ &- \left(6 \frac{\partial \mathbf{h}}{\partial \theta} + 12 \frac{\partial \mathbf{h}}{\partial \tau} \right) \right\} \mathbf{N}_{i}^{e} \mathbf{d} \theta \mathbf{d} \mathbf{z} = \mathbf{0} \end{split}$$
(22)

2-5- معادلات دینامیکی حرکت روتور

جابجایی اغتشاشی مرکز روتور صلب قرار گرفته روی تکیهگاه یاتاقانی مطابق شکل 4- الف در حالت دینامیکی، سبب اعمال نیروهای جدید متفاوت نسبت به حالت تعادل استاتیکی یاتاقان از سوی فیلم روانکار به روتور خواهد شد. تغییر مقدار نیروهای فیلم سیال در شرایط دینامیکی، شتاب روتور در راستای محورهای مختصات را به دنبال خواهد داشت.

با توجه به شکل 4- ب معادلات حرکت روتور در راستای محورهای
مختصات X و Y در حضور نابالانسی جرمی مطابق رابطه (24) میباشند.
$$\bar{m}_r \frac{\mathbf{d}^2 \bar{X}}{\mathbf{d} \bar{t}^2} = (\bar{F}_X - \bar{F}_{X0}) + \bar{m}_r \bar{\rho} \bar{\omega}^2 \cos(\bar{\omega} \cdot \bar{t})$$

(بطه)
 $\bar{m}_r \frac{\mathbf{d}^2 \bar{Y}}{\mathbf{d} \bar{t}^2} = (\bar{F}_Y - \bar{F}_{Y0}) + \bar{m}_r \bar{\rho} \bar{\omega}^2 \sin(\bar{\omega} \cdot \bar{t})$
(24)

پارامترهای $\bar{\rho}$ ، \bar{m}_r و (\bar{X}, \bar{Y}) به ترتیب به میزان جرم روتور، نابالانسی جرمی و و مؤلفههای جابجایی اغتشاشی مرکز روتور در راستای محورهای مختصات اشاره دارند. مقادیر (\bar{X}, \bar{Y}) در هر لحظه از رابطه (25) تعیین می شوند.

$$\bar{X} = \bar{X}_j - \bar{X}_{j0} \quad . \quad \bar{Y} = \bar{Y}_j - \bar{Y}_{j0} \tag{25}$$

همچنین ($\overline{F}_{X,r}, \overline{F}_{Y}$ و ($\overline{F}_{X0}, \overline{F}_{Y0}$ به ترتیب مؤلفههای نیروهای دینامیکی و استاتیکی وارد بر محور ناشی از توزیع فشار ایجاد شده درون فیلم روانکار میباشند. مؤلفههای نیروی فیلم روانکار وارد بر روتور در حالت دینامیکی از رابطه (26) قابل محاسبه میباشند [17].

$$\left\{ \begin{matrix} \bar{F}_X \\ \bar{F}_Y \end{matrix} \right\} = \frac{\bar{\mu}\bar{\omega}\bar{L}\bar{R}^3}{2\bar{C}_m^2} \left\{ \begin{matrix} \mathbf{F}_X \\ \mathbf{F}_Y \end{matrix} \right\} = \iint_A \mathbf{p} \left\{ \begin{matrix} \cos\theta \\ \sin\theta \end{matrix} \right\} \, \mathrm{d}\theta \, \mathrm{d}z$$
 (26)

در رابطه فوق **A** سطح مقطع تحت فشار روتور در فضای هر یاتاقان و $\mathbf{p} = \mathbf{p}(\mathbf{X}_{j}, \mathbf{V}_{j}, \mathbf{V}_{x}, \mathbf{V}_{y}, \tau)$ با بکار گیری پارامترهای بی بُعد رابطه (27) در بازنویسی معادلات رابطه (24):

$$\bar{X} = \bar{C}_m X \qquad . \qquad \bar{Y} = \bar{C}_m Y$$

$$M = (\bar{C}_m \bar{\omega}^2 / \bar{W}_0) \bar{m}_r \qquad . \qquad \rho = (\bar{m}_r \bar{\omega}^2 / \bar{W}_0) \bar{\rho} \qquad (27)$$



[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.7.15.3]

برای مقادیر گرهی فشار وابسته $\mathbf{p}^{ ext{e}} = \sum_{j=1}^{n_e} \mathbf{N}_j^{ ext{e}} \mathbf{p}_j$ (با فرض تابع تقريب (٢
بط اجزای محدود مربوطه و حل آنها با لحاظ شرایط	به زمان و استخراج روا
ل توان به توزیع فشار دینامیکی ناشی از جابجایی	مرزی رابطه (23) مے
ر هر گام زمانی دست یافت.	اغتشاشی مرکز روتور د
$\mathbf{p}(\mathbf{ heta}_{1}^{i},\mathbf{z},\mathbf{ heta})=0$	(23- الف)
$\mathbf{p}(\theta_2^i, \mathbf{z}, \tau) = \frac{\partial p}{\partial \theta}(\theta_2^i, \mathbf{z}, \tau) = 0$	(ب -23)
ρ(θ,±1,τ) = 0	(23- ج)

1- Attitude Angle

فرم بی بعد معادلات حرکت روتور مطابق رابطه (28) حاصل می شود:
$$d^2 \mathbf{V} = \mathbf{E} = \mathbf{E}$$

$$\mathbf{A}_{\mathrm{X}} = \frac{\mathbf{d}_{\mathrm{X}}}{\mathbf{d}\tau^{2}} = \frac{\mathbf{T}_{\mathrm{X}}}{\mathbf{M}} + \frac{\mathbf{P}}{\mathbf{M}}\cos(\tau) \qquad (16)$$

$$\mathbf{A}_{\mathrm{Y}} = \frac{\mathbf{d}^{2} \,\mathbf{Y}}{\mathbf{d}\tau^{2}} = \frac{\mathbf{F}_{\mathrm{Y}} - \mathbf{F}_{\mathrm{Y0}}}{\mathbf{M}} + \frac{\rho}{\mathbf{M}} \sin(\tau) \qquad (28)$$

با معرفی متغیرهای رابطه (29)

$$\mathbf{S}_1 = \mathbf{X} \cdot \mathbf{S}_2 = \mathbf{Y} \cdot \mathbf{S}_3 = \mathbf{V}_X \cdot \mathbf{S}_4 = \mathbf{V}_Y$$
(29)

می توان معادلات فوق را همانند رابطه (30) به حوزه فضای حالت انتقال داد. ه. د.

$$\frac{1}{\mathbf{d}\tau} = \mathbf{S}_3 \tag{30}$$

$$\frac{-30}{d\tau} = \mathbf{S}_4 \tag{30}$$

$$\frac{dS_3}{d\tau} = \frac{F_X - F_{X0}}{M} + \frac{\rho}{M} \cos(\tau) \qquad (z - 30)$$

$$\frac{dS_4}{d\tau} = \frac{F_Y - F_{Y0}}{M} + \frac{\rho}{M}\sin(\tau)$$
 (3-30)

معادلات (22) و (30) نمایشگر یک سیستم دینامیکی غیرخطی هستند که شکل کلی معادلات آن به فرم عبارات رابطه (31) قابل بیان میباشند:

$$\frac{dS_i}{d\tau} = f_i(\mathbf{p}, \mathbf{S}_1, \mathbf{S}_2, \mathbf{S}_3, \mathbf{S}_4, \tau) \quad i = 1, 2, 3, 4 \quad (16)$$

$$\mathbf{p}_i = \mathbf{g}_i(\mathbf{S}_1, \mathbf{S}_2, \mathbf{S}_3, \mathbf{S}_4, \tau)$$
, $i = \mathbf{1}, \mathbf{2}, \dots, n_f$ (-31)

مسير تحليل ديناميكي غيرخطي ياتاقان با تعيين نقطه تعادل استاتيكي آغاز شده و پارامترهای ورودی مورد نیاز حل دینامیکی از خروجی تحلیل استاتیکی مهیا میشوند. بنابراین در ابتدا معادله رینولدز حاکم، در حالت استاتیکی مورد بررسی قرار گرفته و پارامترهای (X_{I0}, Y_{I0}) و p_0 جهت استفاده در تحلیل دینامیکی استخراج می شوند [14]. در آغاز حل دینامیکی غیرخطی یاتاقان مؤلفههای سرعت اولیه مرکز روتور و بارهای اغتشاشی خارجی در راستای محورهای مختصات برابر صفر فرض شدهاند. همچنین اثرات زمانی در انتگرال گیری عددی معادلات (31- الف) و (31- ب) با استفاده از روش رانگ-کوتای مرتبه چهار¹ لحاظ میشوند. با بکارگیری این روش محاسبه مقادیر مؤلفههای جدید شتاب، سرعت و جابجایی مرکز روتور در هر گام زمانی امکانپذیر میباشد. نتایج حاصل از تحلیل معادلات دینامیکی در هر گام زمانی به عنوان پارامتر ورودی و شرط اولیه گام زمانی بعدی مورد استفاده قرار می گیرد. همچنین موقعیت مرکز روتور در هر گام برای تعیین ضخامت فیلم روانکار و توزیع فشار جدید بکار گرفته شده و محاسبه بزرگی نیروهای دینامیکی در هر مرحله توسط رابطه (26) انجام مىشود.

3- بررسی عددی

در پژوهش حاضر تأثیر تغییر میزان نابالانسی جرمی روتور بر پاسخ دینامیکی غیرخطی سیستم دوار شامل روتور صُلب و یاتاقان ژورنال هیدرودینامیکی غیرمدور دولُب با روانکار میکرویلار ارزیابی شده است. به علت غیرخطی بودن

رینولدز در استخراج توزیع فشارهای استاتیکی و دینامیکی از معادلات (10) و (22)، از روش تکرار برای تعیین محل آغاز پدیده کاویتاسیون در هر یک از لُبهای یاتاقان با توجه به موقعیت روتور استفاده میشود. شرط همگرایی فرآیند تکرار در نقاط انتهایی فیلم فشاری مثبت روی دامنه مسأله بصورت $\partial p/\partial \theta \ge 0/00001$

تعداد 500000 داده اولیه مربوط به سریهای زمانی حاصل از حل عددی مسأله برای حصول به شرایط پایدار دینامیکی صرفنظر شدهاند. نتایج حاصل از بررسیها مسیر حرکت اوربیتالی مرکز روتور در هر حالت را بدست میدهند. این دادهها در ادامه برای ترسیم نمودارهای طیف توانی، نگاشت پوانکاره و دیاگرام دوشاخه گی مورد استفاده قرار می گیرند.

همچنین در بررسی حاضر از تبدیل فوریه سریع² برای تعیین طیف توانی مرکز روتور در جهت محورهای مختصات استفاده شده است. برای ایجاد نگاشت پوانکاره، یک مقطع پوانکاره مربوط به برش عرضی مسیر حرکت مرکز روتور در حالت دینامیکی بررسی گردیده است. هر نقطه از این مقطع عرضی، خروجی گزارش شده از سریهای زمانی در یک بازه زمانی ثابت **(T)** میباشد. این بازه زمانی برابر دوره تناوب مشتق شده از نیروهای محرک در سیستمهای خودگردان است. تصویر مقطع پوانکاره در صفحه Z - X با نگاشت پوانکاره سیستم دینامیکی مرتبط خواهد بود. از آنجا که دیاگرام دوشاخهگی ابزاری مناسب برای مشاهده رفتار سیستمهای دینامیکی غیرخطی میباشد، در بررسی حاضر مکان نقاط روی نمودار پوانکاره به ازای مقادیر مختلف نابالانسی جرمی درآمده و با هم مقایسه شدهاند.

4- بحث و بررسی پیرامون نتایج

پارامترهای مشخصه منتخب برای سیستم دینامیکی مورد بررسی شامل یاتاقان ژورنال هیدرودینامیکی غیرمدور دولُب، روتور صُلب و سیال روانکار تراکمناپذیر میکروپلار در جدول 1 ارائه گردیدهاند.

همچنین شرایط اولیه مؤلفههای جابجایی و سرعت اغتشاشی مرکز روتور در راستای محورهای مختصات مطابق رابطه (32) تعریف شدهاند.

 $X_{J0} = 0.1$, $Y_{J0} = -0.1$, $V_{X0} = 0.0$, $V_{Y0} = 0.0$ (32) در ادامه، بررسی صحت عملکرد برنامههای رایانهای آماده شده برای تحلیل استاتیکی و دینامیکی غیرخطی یاتاقان ژورنال هیدرودینامیکی مدور و غیرمدور دولُب با روانکار تراکمناپذیر، با مقایسه نتایج حاصل از پژوهش حاضر و دادههای موجود در مراجع انجام گرفته است.

مقایسه نتایج برای قابلیت حمل بار یاتاقان (\mathbf{W}) و زاویه وضعی ($\mathbf{\theta}$) متناظر با آن در شرایط پایدار از پژوهش حاضر و مراجع در جدول 2، از دقت مناسب برنامه در محاسبه پارامترهای عملکرد استاتیکی یاتاقانهای

		شده در تحلیل یاناقان	فدول ا پارامترهای اصلی استفاده	
	واحد	مقدار	تعريف	پارامتر
P	a.s	6/5×10⁻²	ويسكوزيته روانكار روغنى	$ar{\mu}$
k	g/m ³	868	چگالی سیال روانکار	$ar{ ho}_f$
n	n	0/075	شعاع محور	\overline{R}
n	n	375×10⁻ ⁶	لقى شعاعى كمينه	\bar{C}_m
r	pm	5000	سرعت چرخش روتور	$\overline{\omega}$
n	n	0/150	طول ياتاقان	\overline{L}

غیرمدور دولب با روانگار میگروپلار ارزیابی شده است. به علت غیرخطی بودن
نیروهای فیلم روانکار، رفتار سیستم با استفاده از روش حل عددی اجزای
محدود تحلیل شده است. همچنین در حل معادلات فضای حالت به کمک
روش رانگ-کوتای مرتبه 4، بازه زمانی $\Delta ar{t} = \pi$ /300 جهت همگرایی به نتایج
دقیق از حل زمانی مسأله بکار گرفته شدهاست.
موقعیت تعادل استاتیکی مرکز روتور در تمام مراحل حل بر پایه فرض
عمود بودن بار خارجی وارده بر روتور همانند شکل 1 و با بکارگیری روش
تکرار ژاکوبی معین میشود. همچنین با توجه به استفاده از شرط مرزی

2- Fast Fourier Transform (FFT)

1- Fourth Order Runge-Kutta Method

ژورنال حکایت دارد. همچنین در شکل 5 مقادیر نسبت فرکانس چرخش گردابی ($\overline{w}_P/\overline{w} = \overline{w}_P/\overline{w}$)، به عبارت دیگر نسبت فرکانس نوسانات اغتشاشی مرکز روتور حول نقطه تعادل استاتیکی به فرکانس چرخش روتور حول محور طولی خود در فضای یاتاقان و پارامتر جرم بحرانی روتور متناظر با آن (\mathbf{M}_c)، در آستانه تغییر نوع رفتار دینامیکی مرکز روتور از نوسانات بازگشتی به موقعیت تعادل استاتیکی به نوسانات واگرا شونده مطابق شکل $\mathbf{6}$ - ب، بر پایه مدل تحلیلی دینامیکی غیرخطی ارائه شدهاند.

مقایسه نمودارهای شکل 5 با نتایج مشابه از مرجع [10] بیانگر اختلاف اندک آنها بوده و عملکرد صحیح برنامه تدوین شده طی پژوهش حاضر برای تحلیل پایداری دینامیکی یاتاقانهای ژورنال را تائید می کند. در شکل 6 انواع رفتارهای دینامیکی محتمل برای حرکت روتور در فضای یاتاقان ژورنال مدور پس از اعمال اغتشاشات خارجی در غیاب اثرات نابالانسی جرمی، شامل نوسانات همگرا به نقطه تعادل استاتیکی، حرکت هارمونیک با دامنه محدود، نوسانات واگرای محدود شونده و نوسانات منجر به برخورد روتور و پوسته یاتاقان با افزایش جرم روتور ارائه شدهاند.

جدول 2 تأثیر میزان خروج از مرکزی روتور بر قابلیت حمل بار و زاویه وضعی $I_m = 9$ ، $N^2 = 0.5$ ، $\lambda = 1.0$

[6] ¹ GDQ		FE	M			
θο	Wo	θο	Wo	٤		
72/92	0/753	72/93	0/747	0/2		
60/81	1/871	60/83	1/859	0/4		
48/24	4/212	47/27	4/185	0/6		
33/99	12/34	34/08	12/22	0/8		





شکل 6 رفتار دینامیکی غیرخطی یاتاقان ژورنال مدور در مقادیر مختلف جرم روتور، $\lambda = 1$ ، $I_m = 9$ ، $N^2 = 0.5$, $\varepsilon = 0.5$ الف) نوسانات همگرا به موقعیت تعادل ب) نوسانات با سیکل محدود ج) نوسانات واگرا د) نوسانات واگرای منجر به برخورد

جدول 3 تأثیر پارامترهای مشخصه روانکار میکروپلار بر عملکرد دینامیکی غیرخطی یاتاقان ژورنال روغنی غیرمدور دو لُب، 1.0 = λ ، λ = 1.0 ء غیرخطی یاتاقان ژورنال روغنی غیرمدور دو لُب، 1.0 = λ ، λ = 0.6 ء ع

N ²				m		
	پارامتر	1	3	7	12	30
	γ	0/4384	0/4384	0/4384	0/4384	0/4384
ىيوىنى	M _C	13/805	13/805	13/805	13/805	13/805
0/2	γ	0/4382	0/4371	0/4345	0/4337	0/4353
012	M _C	13/809	13/916	14/175	14/306	14/174
0/4	γ	0/4375	0/4326	0/4273	0/4283	0/4334
0/4	M _C	13/876	14/339	14/978	14/971	14/422
0/6	γ	0/4354	0/4234	0/4178	0/4230	0/4319
0/0	M _C	14/064	15/278	16/141	15/674	14/629
0/0	γ	0/4289	0/4034	0/4045	0/4172	0/4304
0/8	M _C	14/659	17/542	17/859	16/443	14/817

پس از بررسی صحت عملکرد برنامههای تدوین شده برای ارزیابی عملکرد استاتیکی و دینامیکی غیرخطی یاتاقانهای مدور، برنامههای رایانهای به حوزه روانکاری یاتاقانهای ژورنال هیدرودینامیکی غیرمدور دولُب با سیال میکروپلار تعمیم داده شدهاند. در جدول 3 نتایج حاصل از تأثیر تغییرات خواص میکروپلاریته سیال روانکار، بر رفتار دینامیکی غیرخطی یاتاقانهای ژورنال فرونال غیرمدور دولُب دو قالب پارامترهای جرم بحرانی (M) و نسبت فرکانس چرخش گردابی (γ). به ازای رفتار پیودیکی روتور با سیکل محدود مطابق شکل 6- ب، ارائه گردیدهاند. نتایج جدول 3 از ارتقای پایداری مطابق شکل 6- ب، ارائه گردیدهاند. نتایج جدول 3 از ارتقای پایداری دینامیکی یاتاقانهای یاداری معایق مطابق شکل 6- ب، ارائه گردیدهاند. نتایج جدول 3 از ارتقای پایداری دینامیکی یاتاقانهای یاداری و مطابق شکل 6- ب، ارائه گردیدهاند. نتایج جدول 3 از ارتقای پایداری دینامیکی یاتاقانهای معدود دولُب در قالب پارامترهای جدول 3 از ارتقای پایداری مطابق شکل 6- ب، ارائه گردیدهاند. نتایج مدول 3 از ارتقای پایداری دینامیکی یاتاقانهای ژورنال دولُب در قالب افزایش پارامتر جرم بحرانی و مطابق نسبت فرکانس چرخش گردابی با تقویت خواص میکروپلاریته سیال معدول ای از ارتقای پایداری معدنامیکی یاتاقانهای ژورنال دولُب در قالب افزایش پارامتر جرم بحرانی و معابی دینامیکی یاتاقانهای ژورنال دولُب در قالب افزایش پارامتر جرم بحرانی و مادن کاهش نسبت فرکانس چرخش گردابی با تقویت خواص میکروپلاریته سیال معاد و میرایی معادل سیال را به دنبال داشته و سبب بهبود مؤلفههای سختی و میرایی معادل فیلم روانکار خواهد شد. این امر در نهایت به تقویت پایداری دینامیکی معدول و یاتاقان مطابق نتایج جدول 3 منجر میشود.

[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.7.15.3]

1- Generalized Differential Quadrature (GDQ) Method



 $ar{
ho}$ = 0.00001 (m) ، M =10 ، I_{
m m} = 20 ، N 2 = 0.5 ، W $_0$ = 1 ، λ = 1 ، δ = 0.60 ، (1) ، M =10 ، I_{
m m} = 20 ، N 2 = 0.5 ، W $_0$ = 1 ، λ = 1 δ = 0.60

شکل 7 (الف) مسیر حرکت مرکز روتور در جهت محورهای مختصات X و Y (ب) تصویر فاز (سرعت) مرکز روتور بر حسب مؤلفه X جابجایی (ج) تغییرات مؤلفههای نیروی دینامیکی در راستای محورهای مختصات بر حسب زمان بی بعد (د) سری زمانی مؤلفه X جابجایی مرکز روتور (و) طیف توانی مؤلفه 1^{T} جابجایی مرکز روتور بر حسب فرکانس بی بعد (ه) نگاشت پوانکاره

 $\bar{\rho}$ = 0.00011 (m) ، M =10 ، I_m = 20 ، N² = 0.5 ، W₀ = 1 ، λ = 1 ، δ = 0.60 خالت (2): یا تاقان ژورنال غیرمُدور دو لُب، δ = 0.0011 (m) ، M =10 ، I_m = 20 ، N² = 0.5 ، W₀ = 1 ، λ = 1 ، δ = 0.60



شکل 8 (الف) مسیر حرکت مرکز روتور (ب) تصویر فاز مرکز روتور (ج) مؤلفههای نیروی دینامیکی (د) سری زمانی حرکت مرکز روتور (و) طیف توانی (ه) نگاشت پوانکاره

1- Power Spectrumof X (PS X)



 $ar{
ho}$ = 0.00018 (m) ، M =10 ، I_m = 20 ، N² = 0.5 ، W₀ = 1 ، λ = 1 ، δ = 0.60 ، ما بالن (3): ياتاقان ژورنال غيرمُدور دو لُب

 $\bar{\rho}$ = 0.00024 (m) ، M = 10 ، I_m = 20 ، N² = 0.5 ، W₀ = 1 ، λ = 1 ، δ = 0.60 ، رال غيرمُدور دو لُب (4): ياتاقان ژورنال غيرمُدور دو لُب



[DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.7.15.3]

دینامیکی مرکز روتور (شکل 7- الف) و سرعت آن (شکل 7- ب) بیانگر رفتار پریودیکی سیستم هستند. این نوع رفتار از تغییرات نوسانی محدود و

در ادامه تأثیر میزان نابالانسی جرمی روتور () بر رفتار دینامیکی غیرخطی سیستم دوار شامل روتور صُلب و تکیهگاههای یاتاقان ژورنال

منظم نیروهای دینامیکی اعمالی به روتور همانند شکل 7- ج ناشی	هیدرودینامیکی غیرمدور دو لُب برای چندین مقدار خاص، در شکلهای 7
میشود. دامنه یکسان سیکلهای متوالی تغییرات مؤلفه X جابجایی	تا 11 با استفاده از نمودارهای مسیر دینامیکی و سرعت مرکز روتور در
دینامیکی مرکز روتور (شکل 7- د) نیز مؤید رفتار پریودیک سیستم در این	جهت هر یک از محورهای مختصات، مؤلفههای نیروهای دینامیکی
حالت میباشد. شکل 7- و بزرگی دامنه طیف توانی حاصل از انتقال سری	اغتشاشی وارد بر روتور، سری زمانی مؤلفههای جابجایی، طیف توانی
زمانی شکل 7- د از حوزه زمان به فرکانس با بکارگیری تبدیل فوریه را نشان	نوسانات در حوزه فرکانس و نگاشت پوانکاره مورد بررسی قرار گرفته است.
میدهد. بکارگیری طیف توانی و بررسی رفتار هارمونیک ایجاد شده در حوزه	بخشهای مختلف شکل 7 بروز رفتار پریودیکی با دامنه محدود در
فرکانس امکان شناخت مناسب نوع نوسانات اغتشاشی در حال وقوع و	صورت برابری میزان نابالانسی جرمی روتور 🍙 با مقدار 0/00001 متر را
فرکانسهای غالب تشدید کننده آنها را فراهم میآورد.	تأیید میکنند. همچنین مشاهده یک حلقه بسته روی نمودار موقعیت



 $ar{
ho}$ = 0.00035 (m) ، M =10 ، I_m = 20 ، N² = 0.5 ، W₀ = 1 ، λ = 1 ، δ = 0.60 ، حالت (5): یا تاقان ژورنال غیر مُدور دو لُب

شکل 11 (الف) مسیر حرکت مرکز روتور (ب) تصویر فاز مرکز روتور (ج) مؤلفههای نیروی دینامیکی (د) سری زمانی حرکت مرکز روتور (و) طیف توانی (ه) نگاشت پوانکاره



($ar{\sigma}$) شکل 12 دیاگرام دوشاخهگی مؤلفههای جابجایی مرکز روتور در جهت الف) محور X و ب) محور Y بر حسب تغییرات میزان نابالانسی جرمی روتور ($ar{\sigma}$) یاتاقان ژورنال غیر مُدور دو لُب، λ = 1.0 ، λ = 1.0 ، λ = 0.60 = δ

جابجاییهای اغتشاشی مرکز روتور با افزایش میزان نابالانسی به وضوح قابل رویت میباشد. علت این امر رشد نیروهای دینامیکی اغتشاشی تحمیلی از فیلم سیال روانکار بر روتور مطابق بخش (ج) شکلهای اشاره شده میباشد. با توجه به فرض ثبات خواص میکروپلاریته روانکار، با افزایش نابالانسی جرمی روتور، مؤلفههای سختی و میرایی معادل روانکار در مقابل نوسانات روتور تضعیف شده و به تبع آن دامنه جابجاییهای اغتشاشی مرکز روتور توسعه خواهد یافت. همچنین افزایش میزان نابالانسی جرمی روتور مطابق بخش (و) اشکال 8 تا 11، تعدد فرکانسهای تشدید کننده نوسانات سیستم به عنوان

همچنین نتایج نمودار طیف توانی در مقادیر متفاوت میزان نابالانسی جرمی روتور میتواند به عنوان مرجع مناسب برای عیبیابی سیستم دوار به کمک آنالیز ارتعاشات روتور، استفاده شود. در شکل 7- و به علت حرکت پریودیکی روتور با فرکانس معین تنها یک قله روی نمودار دیده میشود. در حالی که برای قسمتهای مشابه در شکلهای 8 تا 11 به علت ترکیبی بودن نوسانات، قلههای متعددی روی نمودارهای طیف توانی قابل رویت میباشد. در شکل 7- ه تصویر نگاشت پوانکاره حاصل عبور یک صفحه فرضی از مقطع عرضی نمودار مسیر دینامیکی روتور نمایش داده شدهاست. وجود یک نقطه تلاق مایین مسیر عیوری مرکز روتور نمایش داده شدهاست. وجود یک نقطه

کردی مابین مسیر عبوری مرکز رونور و صفحه ککست، از پریودیکی بودن
رفتار دینامیکی روتور به ازای (m) حکایت دارد. با افزایش $ar{ ho}$
میزان نابالانسی جرمی روتور نوع رفتار دینامیکی غیرخطی سیستم همانند
شکلهای 8 تا 11 دستخوش تغییراتی خواهد شد. شکل 8 موید بروز رفتار
KT پريوديكى روتور به ازاى (m) است. بروز رفتارهاى $\bar{\rho}$ =0/00011 (m)
پريوديكى نظير پاسخ 2 T پريوديكى شكل 9 به ازاى (m) پريوديكى و ب
شبه نوسانی با نگاشت پوانکاره حلقه بسته و محدود همانند شکل 10 در (m)
از دیگر رفتارهای قابل رخداد با افزایش میزان نابالانسی جرمی $ar{ ho}$ =0/00024
روتور می باشند. با مقایسه بخش (الف) شکل های 7 تا 11، افزایش دامنه

مشخصه تصغیف مولفههای پایداری یاناقان را در پی خواهد داشت. با توجه به
رشد مؤلفههای سرعت اغتشاشی مرکز روتور در جهت محورهای مختصات
مطابق بخش ب شکلهای مورد ارزیابی، مقادیر نسبت فرکانس چرخش
گردابی روتور (۲) با توجه به ثابت بودن سرعت زاویهای چرخش روتور حول
محور طولی خود، روندی افزایشی را توام با رشد میزان نابالانسی جرمی تجربه
خواهند کرد که این عامل نیز از تضعیف توانمندی یاتاقان در حفظ شرایط
پایداری دینامیکی حکایت دارد.
به منظور ارزیابی دقیق و کاملتر رفتار دینامیکی غیرخطی مجموعه
روتور و پاتاقان ژورنال هیدرودینامیکی غیرمدور دو لُب تا قبل از وقوع پدیده

برخورد و سایش، تصویر نگاشت یوانکاره حرکت روتور در مقادیر مختلف میزان نابالانسی جرمی روتور بصورت همزمان بر روی دیاگرام انشعابی شکل 12 ارائه شدهاند. با توجه به شکلهای 12- الف و ب، نوع پاسخ دینامیکی سیستم در شرایط مختلف قبل از برخورد به وضوح قابل رویت میباشد. در غياب نابالانسى (\bar{p} =0) نوسانات بازگشتى به نقطه تعادل استاتيكى، براى رفتار پريوديکی با دورہ تناوب مشخص، در بازہ 0/0001 $\leq ar{
ho}$ < 0/00016 رفتارهای **KT** رفتارهای متفاوت (فتارهای متفاوت , $0/00016 \le \bar{\rho} \le 0/00022$ و برای $\bar{\rho} \leq 0/00025$ متارهای شبه نوسانی مشاهده می گردد. و برای مشاهده می کردد. همچنین با افزایش بیشتر مقدار نابالانسی برای $\bar{\rho} \leq 0/00051$

 $\bar{\rho} \leq 0/00051$ مجدداً رفتارهای اغتشاشی پریودیکی محدود شونده نظیر شکل 11، **кт** پریودیکی و شبه نوسانی قابل رویت بوده و برای مقادیر بزرگتر نابالانسی جرمی روتور ($\bar{\rho} > 0/00051$)، پدیده برخورد بین روتور و پوسته یاتاقان رخ خواهد داد. بررسی انجام شده امکان شناخت رفتار دینامیکی مجموعه تکیه گاهی شامل روتور صُلب و یاتاقان ژورنال دولُب با روانکار میکروپلار در قبال اثرات نابالانسی جرمی روتور را فراهم نموده و میتواند به عنوان راهنمایی مناسب در طراحی و عیبیایی سیستمهای دوار به منظور پیشگیری از بروز شرایط کنترلی دشوار مورد استفاده قرار گیرد.

5- نتیجه گیری

در پژوهش حاضر اثر میزان نابالانسی جرمی روتور بر رفتار دینامیکی غیرخطی یاتاقان ژورنال هیدرودینامیکی غیرمدور دولُب با روانکار میکروپلار بررسی گردیده است. به این منظور پس از اصلاح معادله رینولدز حاکم بر روانکاری و استخراج معادلات دینامیکی حرکت روتور، روشهای حل عددی اجزای محدود و رانگ-کوتا برای ارزیابی آنها در شرایط پایدار و دینامیکی بکار گرفته شدهاند. همچنین برای امکان مقایسه بهتر تأثیر میزان نابالانسی بر رفتار دینامیکی مجموعه در شرایط مختلف، نتایج حاصل از تحلیل توسط نمودارهای مسیر دینامیکی، تصویر فاز، نیروهای دینامیکی، سری زمانی، طیف توانی، نگاشت پوانکاره و دیاگرام دوشاخه گی ارائه گردیدهاند. با بررسی نتایج موارد ذیل قابل استنباط میباشند:

1) تقویت خواص میکروپلاریته سیال روانکار توام با افزایش عدد کوپلینگ (\mathbf{M} و کاهش طول مشخصه بی بعد (\mathbf{m} ، ارتقاء پایداری دینامیکی غیرخطی ایتاقانهای ژورنال دولُب به صورت افزایش جرم بحرانی (\mathbf{M}) و کاهش نسبت فرکانس چرخش گردابی (γ) را به دنبال خواهد داشت.

2) افزایش نابالانسی جرمی روتور قابلیت پایداری دینامیکی یاتاقان ژورنال دولُب در مقابل اغتشاشات احتمالی را تضعیف مینماید. به نحوی که مطابق دیاگرام انشعابی ارائه شده، رفتار دینامیکی از حالت نوسانات بازگشتی به موقعیت تعادل استاتیکی در غیاب نابالانسی جرمی، جای خود را به رفتارهای پریودیکی، TT پریودیکی، شبه نوسانی و نوسانات واگرای منجر به برخورد و سایش مابین روتور و پوسته یاتاقان در مقادیر مختلف نابالانسی خواهد داد. 3) نتایج حاصل از تحلیل دینامیکی غیرخطی انجام شده میتواند به عنوان مرجعی مناسب در انتخاب پارامترهای طراحی یاتاقان به منظور پیشگیری از وقوع رفتارهای دینامیکی نامطلوب منجر به برخورد و سایش و نوراند به عنوان انتایج حاصل از تحلیل دینامیکی غیرخطی انجام شده میتواند به عنوان مرجعی مناسب در انتخاب پارامترهای طراحی یاتاقان به منظور پیشگیری از روتوع رفتارهای دینامیکی نامطلوب منجر به برخورد و سایش و نیز آنالیز ارتعاشات و عیبیابی سیستم در شرایط عملکردی مختلف استفاده گردد.

لقى كمىنە (m) \bar{C}_m طول ياتاقان (m) Ī جرم بحراني روتور M_{C} مركز ياتاقان O_{B} 0, مرکز روتور فشار سیال (kgm⁻¹s⁻² \bar{p} شعاع روتور (m) R علايم يوناني نسبت خروج از مرکزی 3 لزجت دینامیکی (kgm⁻¹s⁻¹) $\bar{\mu}$ نابالانسی جرمی روتور (m) $\bar{\rho}$ سرعت زاویهای (rad s⁻¹) $\overline{\omega}$ نسبت طول به قطر λ زمان بي بُعد τ نسبت فرکانس گرداہی γ پيشبار δ

7- مراجع

- [1] A. Eringen, Theory of micropolar fluids, *Journal of Applied Mathematics and Mechanics*, Vol. 16, pp. 1-18, 1966.
- [2] O. Pinkus, Analysis of elliptical bearings, *ASME Transactions. Journal of basic Engineering*, Vol. 78, pp. 965-973, 1956.
- [3] S. Allen, K. Kline, Lubrication theory for micropolar fluids, *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 23, pp. 646-650, 1971.
- [4] M.M. Khonsari, D.E. Brewe, On the performance of finite journal bearing lubricated with micropolar fluids, *Tribology Trans*, Vol. 32, pp. 155-160, 1989.
- [5] M. Malik, M. Chandra, R. Sinhasan, Design data for three lobe bearing, ASLE Trans, Vol. 24, pp. 171-178, 1981.
- [6] A.D. Rahmatabadi, M. Zare Mehrjardi, M.R. Fazel, Performance analysis of micropolar lubricated journal bearings using GDQ method. *Tribology Int.*, Vol. 43, pp. 2000-2009. 2010.
- [7] A.D. Rahmatabadi, M.Nekoeimehr, R. Rashidi, Micropolar lubricant effects on the performance of noncircular lobed bearings. *Tribology Int.*, Vol. 43, pp. 404-413.2010.
- [8] A.D. Rahmatabadi, R. Rashidi, Effect of mount angle on static and dynamic characteristics of gas-lubricated noncircular journal bearings, *Iranian Journal of Technol. Trans. B, Eng.*, Vol. 30, pp.327-337, 2006.
- [9] S.Das, S.K. Guha,A.K. Chattopadhyay, Linear stability analysis of hydrodynamic journal bearings under micropolar lubrication, *Tribology Int*, Vol. 38, pp. 500-507, 2004.
- [10] S. Das, S.K. Guha, A.K. Chattopadhyay, Theoretical analysis of stability characteristics of hydrodynamic journal bearings lubricated with micropolar fluids, *Tribology Int*, Vol. 35, pp. 201-210, 2005.
- [11] K. Prabhakaran Nair, V. P. Sukumaran Nair, N. H. Jayadas, Static and dynamic of elasto-hydrodynamic elliptical journal bearing with micropolar lubricant, *Tribology Int.*, Vol. 40, pp. 297-305, 2007.
- [12] J.B. Zhou, J.Y. Chen, W.M. Zhang, Bifurcation analysis of ultra short selfacting gas journal bearings for MEMS, *IEEE Trans on Industrial Electronics*, Vol. 56 (8), pp. 3188 - 3194, 2009.
- [13] R. Rashidi, A. Karami Mohammadi, F. Bakhtiari Nejad, Preload effect on nonlinear dynamic behavior of a rigid rotor supported by noncircular gas journal bearing, *Nonlinear Dynamics*, Vol. 60, pp. 231-253, 2010.
- [14] R. Rashidi, A. Karami Mohammadi, F. Bbakhtiarinejad, Rotor mass effects on nonlinear dynamic behaviour of aerodynamic noncircular journal bearing systems, *Iranian Journal of Sci and Technol, Trans B: Eng*, Vol. 34, pp. 215-230, 2010.

- [15] J. Ying, Y. Jiao, Z.Chen, Nonlinear dynamics analysis of tilting pad journal bearing-rotor system, *Journal of Shock and Vibration*, Vol. 18, pp.45-52, 2011.
- [16] C.C Wang, C.C Wang, Bifurcation and nonlinear dynamic analysis of noncircular aerodynamic journal bearing system, *Nonlinear Dynamics*, Vol. 72, pp. 477-489, 2013.
- [17] M. Shi, D. Wang, J. Zhang, Nonlinear dynamic analysis of a vertical rotor-bearing system, *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 27, pp. 9-19, 2013.
- [18] Y. Zhang, D. Hei, Y. Lü, Q. Wang, N. Müller, Bifurcation and chaos analysis of nonlinear rotor system with axial-grooved gas-lubricated journal bearing support, *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 27, pp. 358-368, 2014.

6- فهرست علایم کمیتهای با بُعد در ادامه با علامت بار نمایش داده شدهاند. *c*َ لقی شعاعی متغیر (m)

مہدی زارع مہر جردی و ھمکاران

- [21] T. C. Gupta, K. Gupta, D. K. Sehgal, Nonlinear vibration analysis of an unbalanced flexible rotor supported by ball bearings with radial internal clearance, ASME Turbo Expo Conference: Structures and Dynamics, Vol. 5, pp. 1289-1298, 2014.
- [22] J. Reddy, An introduction to the finite element method, McGraw-Hill, U.S.A,1984.
- [19] C. Li, S. Zhou, S. Jiang, H. Yu, B.Wen, Investigation on the stability of periodic motions of flexible rotor-bearing system with two unbalanced disks, *Journal of Mechanical Science*, Vol. 28, pp. 2561-2579, 2014.
- [20] C.C. Wang, C.C. Liu, C. C. Wang, Bifurcation and nonlinear dynamic analysis of externally pressurized double air films bearing system, Mathematical Problems in Engineering, Vol. 1, pp. 1-10, 2014.

مهندسی مکانیک مدرس، مهر 1394، دوره 15، شماره 7

172