



## اثر ارتعاشات ژورنال بر روی پروفیل فشار هیدرودینامیک در یک ژورنال بیرینگ ساده

محمد حسینی<sup>1\*</sup>، حسین آبیاری<sup>2</sup>

1- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سیرجان، سیرجان

2- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد سیرجان، سیرجان

\* سیرجان، صندوق پستی 7813733385، hosseini@sirjantech.ac.ir

### اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 13 اسفند 1394

پذیرش: 02 اردیبهشت 1395

ارائه در سایت: 16 خرداد 1395

کلیدواژگان:

یاتاقان ژورنال

فرکانس کاهش یافته

ارتعاشات

پروفیل فشار هیدرودینامیک

### چکیده

در بسیاری از موارد ارتعاشات ژورنال در جهت شعاعی در یاتاقان ژورنال ماشین‌های دوار مختلف مشاهده شده است. هدف از انجام این تحقیق بررسی تأثیر نوسانات اجباری ژورنال در یک یاتاقان ژورنال ساده بر پروفیل فشار هیدرودینامیک است. جهت انجام شبیه‌سازی‌ها از نرم‌افزار تجاری آنسیس - فلوئنت استفاده گردید. هندسه مسئله دو بعدی بوده و به کمک نرم‌افزار گمبیت شبکه مناسب تولید گردید. سیال مورد مطالعه نیوتنی و آرام بوده و از انتقال حرارت صرف نظر شده است. علاوه بر این فرض شد که در تمام شرایط هیچ‌گونه تغییر فازی رخ نمی‌دهد. برای شبیه‌سازی نوسانات ژورنال یک تابع کاربری به زبان سی نوشته شد. مسئله برای سه نسبت فرکانس نوسان بدون بعد ژورنال (0.001، 0.1 و 1) و دو نسبت خروج از مرکزیت (0.54 و 0.8) حل گردید. نتایج نشان داد که پروفیل فشار هیدرودینامیک کاملاً وابسته به فرکانس نوسانات ژورنال است. همچنین مشخص گردید که در فرکانس‌های نوسانی بسیار کوچک تغییرات فشار هیدرودینامیک کم است به گونه‌ای که می‌توان فشار را مستقل از نوسانات ژورنال دانست. در حالی که با افزایش فرکانس نوسانی ژورنال توزیع فشار کاملاً تحت تأثیر قرار می‌گیرد و در نتیجه پروفیل فشار هیدرودینامیک یاتاقان ژورنال کاملاً متفاوت می‌شود. این اثرات با افزایش نسبت فرکانس نوسانی بدون بعد به خصوص هنگامی که برابر یک می‌شود، شدیدتر می‌گردند.

## The effect of journal vibration on the hydrodynamic pressure profile in a plain journal bearing

Mohammad Hosseini<sup>1\*</sup>, Hossein Abyar<sup>2</sup>

1- Department of Mechanical Engineering, Sirjan University of Technology, Sirjan, Iran.

2- Department of Mechanical Engineering, Sirjan Branch, Islamic Azad University, Sirjan, Iran.

\* P.O.B. 7813733385, Sirjan, Iran, hosseini@sirjantech.ac.ir

### ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper  
Received 03 March 2016  
Accepted 21 April 2016  
Available Online 05 June 2016

#### Keywords:

Journal bearing  
reduced frequency  
vibration  
hydrodynamics pressure profile

### ABSTRACT

In many cases, journal vibrations in the radial direction have been observed in the various rotating machinery using journal bearing. In this investigation the effects of forced oscillation of a journal on the hydrodynamic pressure profile of a two dimensional plain journal bearing are evaluated. Gambit and ANSYS- Fluent software are used to produce mesh and simulate the flow field respectively. Fluid is Newtonian and viscosity is constant. Also, flow is laminar, isothermal, and heat transfer is neglected. It is assumed that there is no phase change and cavitation does not exist. A user defined function is written in C language and compiled by Fluent to apply the oscillation motion to the journal. Results are obtained for three non-dimensional vibration frequencies of journal (0.001, 0.1 and 1), and two eccentricity ratios (0.54 and 0.8). Results show that the hydrodynamic pressure profile is significantly dependent on the oscillation frequency of journal. It can be observed that the pressure distribution variations are independent of frequency when oscillation frequency is low. However, the pressure distribution is considerably affected by increasing oscillation frequency which leads to appearance of different hydrodynamic pressure distribution. These influences become more and more intense by rising non-dimensional vibration frequency ratios, especially when it is 1.

### 1- مقدمه

اهمیت نقش مؤثر مکانیزم‌های روغن‌کاری و روانکاری و نیز یاتاقان‌ها به منظور تحمل بارهای سنگین ناشی از محورهای چرخان و کنترل و بهبود عملکرد آن‌ها بر کسی پوشیده نیست. از این رو مطالعه چگونگی عملکرد یاتاقان‌های ژورنال که از جمله پرمصرف‌ترین انواع یاتاقان‌ها در صنعت هستند امری ضروری به نظر می‌رسد. فیلم روغن ایجاد شده در این یاتاقان‌ها تماس فیزیکی بین شافت و یاتاقان را به تماس هیدرودینامیکی تبدیل می‌نماید. از

لحاظ شکل هندسی این یاتاقان‌ها می‌تواند به شکل ساده تا شکل‌های پیچیده همانند پدهای نوسانی<sup>1</sup> باشند. رفتار هیدرودینامیکی یاتاقان‌ها توسط محققان زیادی مورد مطالعه و بررسی قرار گرفته است. گو و همکارانش [1] در سال 2005 یک روش عددی با استفاده از نرم‌افزار سیالاتی سی‌اف‌ایکس<sup>2</sup> برای شبیه‌سازی و محاسبه‌ی میدان فشار و محاسبه‌ی مشخصات استاتیکی و دینامیکی یاتاقان‌های مختلف

<sup>1</sup> Tilting pad

<sup>2</sup> CFX-TASC

Please cite this article using:

M. Hosseini, H. Abyar, The effect of journal vibration on the hydrodynamic pressure profile in a plain journal bearing, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 5, pp. 348-356, 2016 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

M. Hosseini, H. Abyar, The effect of journal vibration on the hydrodynamic pressure profile in a plain journal bearing, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 5, pp. 348-356, 2016 (in Persian)

توسعه دادند. گنجعلیخان نسب و مرتضوی [2] در سال 2005 به مطالعه جریان سیال بین دو استوانه هم‌مرکز در یاتاقان‌های ژورنال پرداختند. طول یاتاقان نامحدود بوده و جریان سیال تحت شرایط آرام، پایا و غیر قابل تراکم می‌باشد. در این تحقیق با استفاده از حل عددی معادلات ناویر-استوکس، تأثیر رفتار غیر نیوتنی سیال بر مشخصات هیدرودینامیکی سیستم مورد مطالعه قرار گرفته است. گرتزوس و همکارانش [3] در سال 2008 مشخصات عملکردی و ساختار بنیادی یک یاتاقان ژورنال را با یک سیال روانکاری بینگهام<sup>1</sup> و همچنین یک سیال روانکاری نیوتنی توسط تحلیل عددی و به کمک نرم‌افزار فلونت تخمین زدند. تکنیک شبکه‌بندی دینامیکی<sup>2</sup> در تحلیل آن‌ها استفاده شده بود. در پژوهش آن‌ها نتایج مشخصه‌های عملکردی مختلف یاتاقان ژورنال تطابق خوبی را با نتایج آزمایشگاهی موجود نشان دادند. همچنین یک دیاگرام از پارامتر خروج از مرکزی نسبی<sup>3</sup>، وضعیت حرکتی محور، ضریب اصطکاک، سرعت جریان، فشار ماکزیمم و زاویه فشار ماکزیمم برحسب عدد سامرفیلد<sup>4</sup> برای نسبت‌های مختلف طول به قطر یاتاقان و مقادیر مختلف عدد بی بعد برشی بینگهام تهیه گردید. سینگ و همکارانش [4] در سال 2008 یک تحلیل تئوری ترموهیدرودینامیکی پایا از یک یاتاقان ژورنال شیاردار روانکاری شده با روغن در فشار ثابت ارائه دادند. در تحلیل ترموهیدرودینامیکی تمام معادلات رینولدز، انرژی و انتقال حرارت بوش و محور به صورت همزمان در نظر گرفته شده و حل گردیده است. علاوه بر این، مطالعه پارامتری انجام شده نشان داد دمای فیلم سیال به دلیل گرمای اصطکاکی ناشی از لزجت سیال افزایش یافته و ظرفیت بار کاهش می‌یابد. سرعت افزایش یافته محور موجب افزایش ظرفیت تحمل، دمای بوش، سرعت جریان و اصطکاک می‌شود. رهروی و همکارانش [5] در سال 2011 به بررسی اثرات حرارتی و نیرویی یاتاقان لغزشی پرداختند. آن‌ها معادله توزیع دمای درون یاتاقان را به دست آوردند و با شرایط مرزی مناسب، معادلات حاکم را به صورت عددی حل نمودند. یاتاقان لغزشی دارای اثرات مهم نیرویی است که این خاصیت به کمک ضرایب سفتی و استهلاک مناسب محاسبه گردید. سلغار و گنجعلیخان نسب [6] در سال 2011 یک بانک داده برای مشخصه‌های ترمودینامیکی سه‌بعدی حالت پایای یک یاتاقان ژورنال تحت شرایط گذرا فراهم کرده‌اند. حل‌های عددی معادلات حاکم بر یک یاتاقان با طول محدود با استفاده از روش‌های عددی به دست آمده است. همچنین پدیده کاویتاسیون در مدل آن‌ها در نظر گرفته شد. شکل تجزیه شده معادلات با استفاده از روش حجم محدود به دست آمده و توسط الگوریتم سیمپل<sup>5</sup> حل شده است. در مطالعه آن‌ها نتایج عددی با نتایج تئوری و آزمایشگاهی موجود تطابق نسبتاً خوبی را نشان می‌دهد. آن‌ها همچنین در همین سال یک تحلیل ترموهیدرودینامیکی برای یک یاتاقان با عرض محدود و با یک شیار تعبیه شده در بالای آن با در نظر گرفتن اثرات آشفتنگی در فیلم روانکار ارائه داده‌اند [7]. معادلات حاکم بر جریان سیال و همچنین فرایند انتقال حرارت به کمک یک برنامه کامپیوتری حل شده‌اند. در پژوهش آن‌ها نتایج عددی مشخصه‌های ترمودینامیکی یاتاقان ژورنال برحسب عدد رینولدز و نسبت خروج از مرکزی نشان داده شده است و همچنین نتایج تطابق خوبی را با نتایج آزمایشگاهی موجود نشان می‌دهند. پاندای و همکارانش [8] در سال 2012 تحلیل عددی ناپایا بر روی یاتاقان ژورنال با فیلم روانکار نازک با

استفاده از نرم‌افزار انسیس فلونت را انجام داده‌اند و پارامترهای مختلف یاتاقان مانند توزیع فشار و تنش برشی دایره را در نسبت‌های خروج از مرکزیت مختلف محاسبه کردند. لی و همکارانش [9] در سال 2012 یک مدل سه‌بعدی از یک یاتاقان ژورنال تحت شرایط نامیزانی با استفاده از نرم‌افزار فلونت ارائه دادند. در این مقاله کیفیت نتایج مدل عددی با نتایج آزمایشگاهی مقایسه شده است. همچنین برای رفع مشکل حجم منفی المان‌ها در فرایند شبکه‌بندی جریان گذرا، یک شبکه‌بندی متحرک براساس روش مش‌بندی ساختاریافته تولید شده است. مزیت اصلی این نوع شبکه‌بندی، تولید مش منظم با کیفیت در طول حرکت‌های محور در مدارهای چرخش بزرگ است. شواهان [10] در سال 2014، اثرات سرعت محور را بر روی توزیع فشار و دمای یاتاقان ژورنال دایروی با استفاده از نرم‌افزار انسیس فلونت تخمین زد. با فرض سیال روانکار خطی و با استفاده از روش‌های هم‌دما و ترموهیدرودینامیکی، توزیع فشار و دما در کل یاتاقان به دست آمده است. در شرایط خروج از مرکزی 0.8 و سرعت محور بین بازه 2500 rpm تا 5000 rpm، به دلیل در نظر گرفتن تغییرات لزجت با دما، افزایش دمای کمتری برای سیستم یاتاقان در تحلیل ترموهیدرودینامیکی در مقایسه با تحلیل هم‌دما برای تمامی سرعت‌ها مشاهده شد. همچنین فشار، دما و نیروی روغن روانکار با افزایش سرعت محور در هر دو تحلیل هم‌دما و هیدرودینامیکی افزایش پیدا کرده بود. سینگلا و همکارانش [11] در سال 2014، یک مدل یاتاقان ژورنال دایروی را با استفاده از نرم‌افزار انسیس فلونت برای پیش‌بینی عملکرد گرمایی آن شبیه‌سازی کرده‌اند. در این مقاله، سیال روانکار نیوتنی فرض شده و تغییرات لزجت با تغییر فشار و دمای روانکار لحاظ شده است. توزیع فشار و دما در تمام یاتاقان با فرض لزجت یکنواخت برای تحلیل هم‌دما و لزجت متغیر برای تحلیل ترموهیدرودینامیکی به دست آمده است. در این نمونه‌ی عددی نیز افزایش دمای کمتری در حالت ترموهیدرودینامیکی نسبت به حالت هم‌دما به دست آمد. گائو و همکارانش [12] در سال 2014 چند مدل محاسباتی سه‌بعدی را با استفاده از نرم‌افزار فلونت جهت بررسی عملکرد هیدرودینامیکی یاتاقان مسطح روانکاری شده با آب ارائه دادند. پس از معتبرسازی مدل‌های محاسباتی، یک بانک جامع داده‌های تحلیلی برای انتخاب ابعاد اولیه‌ی قطر یاتاقان جهت استفاده در طراحی یک یاتاقان بهینه و روانکاری شده با آب تهیه شده است. علاوه بر موارد ذکر شده در خصوص تأثیر عوامل مختلف بر رفتار هیدرودینامیکی یاتاقان ژورنال، مطالعاتی نیز در خصوص تأثیر پارامترهای متعددی از جمله نامیزانی جرمی و میزان پیش بار بر روی رفتار دینامیکی یاتاقان ژورنال با استفاده از روش‌های عددی توسط جلیلی و همکارانش [13] در سال 2014، دشتی رحمت‌آبادی و همکارانش [14] در سال 2015 و زارع مهرجردی و همکارانش [15] در سال 2015 صورت گرفته است.

از آنجایی که در بسیاری از مسائل صنعتی به دلیل تغییر در شرایط کارکرد ماشین دوار، ژورنال متعلق به سیستم یاتاقان ژورنال آن ماشین می‌تواند دارای یک حرکت نوسانی باشد که این حرکت نوسانی بر پارامترهای هیدرودینامیکی یاتاقان تأثیرگذار است. بر اساس مطالعه نویسندگان تاکنون پژوهشی در خصوص اثر نوسانات ژورنال بر رفتار هیدرودینامیکی یاتاقان همانند توزیع فشار هیدرودینامیکی به‌ندرت مورد مطالعه و بررسی قرار گرفته است؛ لذا این پژوهش به بررسی این موضوع پرداخته است. برای این منظور فرض می‌شود که ژورنال دارای یک حرکت نوسانی با دامنه و فرکانس مشخص است و تأثیر دامنه حرکت و نوسان ژورنال بر رفتار فشار هیدرودینامیکی یاتاقان مطالعه می‌گردد.

<sup>1</sup> Bingham

<sup>2</sup> dynamic mesh technique

<sup>3</sup> relative eccentricity

<sup>4</sup> Sommerfeld

<sup>5</sup> SIMPLE

## 2- روش حل

دو رهیافت عددی بر مبنای حل معادلات ناویر-استوکس و تحلیلی بر مبنای حل معادله رینولدز برای تحلیل هیدرودینامیکی یاتاقان مطرح هستند. حل تحلیلی بر اساس معادله رینولدز می‌باشد [16]. معادله رینولدز از ساده‌سازی معادلات ناویر-استوکس شامل معادله پیوستگی و معادله مومنوم به دست می‌آیند. که به صورت معادلات (1) و (2) نشان داده می‌شوند.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho v) = 0 \quad (1)$$

$$\rho \left( \frac{\partial v}{\partial t} + v \cdot \nabla v \right) = -\nabla p + \eta \nabla^2 v \quad (2)$$

که  $\rho$  چگالی،  $v$  سرعت سیال،  $\eta$  لزجت دینامیکی،  $t$  زمان و  $p$  فشار می‌باشند. رینولدز سیال روانساز را مانند یک ماده چسبنده بین هر دو سطح تصور کرد که توسط سطوح متحرک به یک فضای گوه‌ای شکل کشیده شده تا فیلمی از سیال با شدت فشار کافی برای یاتاقان ایجاد شود. یکی از مهم‌ترین فرضیات ساده‌کننده نظریه رینولدز این است که فیلم‌های سیال در فشار نسبت به شعاع یاتاقان بسیار باریک شده که بنابراین می‌توان از انحنای آن صرف‌نظر کرد. این امر باعث می‌شود که یاتاقان تکه‌ای منحنی‌دار با یک یاتاقان صاف جایگزین شده که موجب شده یاتاقان لغزشی ساده نامیده شود. در نتیجه معادله عمومی رینولدز به شکل معادله (3) به دست می‌آید.

$$\nabla \left( \frac{\rho H^3}{12} \nabla \left( \frac{p}{\eta} \right) \right) = \frac{\partial(\rho H)}{\partial t} + \nabla(\rho H U) \quad (3)$$

که در آن،  $H$  ضخامت محلی فیلم روغن و  $U$  میانگین سرعت‌های مماسی می‌باشند و  $U$  به صورت رابطه (4) تعریف می‌شود.

$$U = \frac{U_0 + U_1}{2} \quad (4)$$

که در آن،  $U_0$  و  $U_1$  سرعت‌های مماسی دیوارها می‌باشند. با فرض تراکم ناپذیر بودن که به معنای ثابت بودن چگالی روانساز است می‌توان معادله را ساده‌تر کرد. علاوه بر این فرض می‌شود که دما ثابت است که به معنای ثابت بودن لزجت است. یاتاقان ساده یاتاقانی است که تمام فرضیات فوق را می‌توان بر آن اعمال کرد. معادله رینولدز با اعمال فرضیات فوق به صورت معادله (5) نشان داده می‌شود.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( H^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( H^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\eta \left( \frac{\partial}{\partial x} (U_0 + U_1) H + 2 \frac{\partial H}{\partial t} \right) \quad (5)$$

معادله (5) در مختصات استوانه‌ای برای یک یاتاقان ساده به شکل معادله (6) نوشته می‌شود [17].

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left( (1 + \varepsilon \cos \theta)^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + R^3 \frac{\partial}{\partial z} \left( (1 + \cos \theta)^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = -6\eta \left( \frac{R}{C} \right)^3 (\Omega) \varepsilon \sin \theta - 2 \frac{d\varepsilon}{dt} \cos \theta \quad (6)$$

که در آن،  $\theta$  زاویه فیلم روغن،  $z$  مؤلفه محوری،  $\varepsilon$  نسبت عدد خروج از مرکز،  $R$  شعاع یاتاقان و  $\Omega$  سرعت دوران ژورنال می‌باشند. رابطه نسبت عدد خروج از مرکز به صورت رابطه (7) تعریف می‌شود.

$$\varepsilon = \frac{e}{C} \quad (7)$$

که در آن،  $e$  فاصله مرکز ژورنال از مرکز یاتاقان و  $C$  مقدار لقی بین یاتاقان و ژورنال می‌باشند.

در معادلات فوق فرض بر این است که هیچ گونه کاویتاسیونی رخ

نمی‌دهد. همچنین فرض می‌شود که چگالی و ویسکوزیته ثابت هستند. شرایط مرزی برای حل معادله رینولدز در مختصات استوانه‌ای به صورت رابطه (8) هستند.

$$p(\theta, 0) = p(\theta, L) = p_a \quad (8-الف)$$

$$p(0, z) = p(2\pi, z) = p_0 \quad (8-ب)$$

که در آن،  $L$  طول یاتاقان،  $p_a$  فشار اتمسفر و  $p_0$  فشار منبع روغن می‌باشند. حل تحلیلی معادله رینولدز در حالت ساده شده‌ای وجود دارد و در حالت کلی حل تحلیلی آن پیچیده است. یکی از فرضیات ساده‌کننده فرض بی‌نهایت بودن طول یاتاقان است. به عبارت دیگر فرض می‌شود که یاتاقان از دو طرف هیچ گونه نشستی ندارد یا به زبان دیگر دو بعدی است. فرض طولانی بودن یاتاقان منجر به این می‌شود که بتوان از ترم دوم معادله (6) صرف‌نظر کرد. زیرا توزیع فشار وابسته به مؤلفه محوری نخواهد بود. در یک حالت خاص که ژورنال بدون حرکت و در شرایط ایستا<sup>1</sup> است می‌توان به دلیل عدم جابجایی ژورنال، از ترم‌های وابسته به زمان در معادله (6) صرف‌نظر کرد. در این صورت، حل معادله رینولدز (رابطه (6)) در مختصات استوانه‌ای به صورت معادله (9) است [17].

$$P(\theta) = P_0 + 6\mu \left( \frac{R}{C} \right)^2 \Omega \frac{\varepsilon(2 + \varepsilon \cos \theta) \sin \theta}{(2 + \varepsilon^2)(1 + \varepsilon \cos \theta)^2} \quad (9)$$

که در آن،  $P(\theta)$  فشار زاویه‌ای و  $\mu$  لزجت سینماتیکی می‌باشند. رهیافت دیگر استفاده از روش‌های عددی است که مبتنی بر حل معادلات ناویر-استوکس هستند که در این تحقیق مورد استفاده قرار گرفته است. به همین منظور از نرم‌افزار تجاری انسیس فلونت استفاده گردید. فرایند ترمودینامیکی یاتاقان در نظر گرفته شده به صورت هم‌دما بوده و از انتقال حرارت به مجموعه‌ی سیستم یاتاقان صرف‌نظر شده است. جریان سیال داخل یاتاقان به صورت آرام مدل‌سازی شده است. همچنین فرض شده است که جریان سیال روانساز به صورت تک‌فاز باقی می‌ماند و از اثرات کاویتاسیونی صرف‌نظر می‌شود. از الگوریتم سیمپل‌سی<sup>2</sup> برای ارتباط میدان فشار و سرعت استفاده شد. همچنین درون‌یابی مرتبه دو برای فشار در نظر گرفته شد. برای گسسته‌سازی معادلات مومنوم نیز از روش کوئیک<sup>3</sup> که از دقت مرتبه دو برخوردار است، استفاده شده است. گسسته‌سازی زمانی نیز از مرتبه دو است. لازم به ذکر است که نرم‌افزار فلونت از شبکه متمرکز بی‌سازمان و میان‌یابی رای‌چاو برای حل جریان استفاده می‌کند. جزئیات روش عددی به تفصیل در مرجع [18] بیان گردیده است.

## 2-1- استقلال حل از شبکه

یکی از مهم‌ترین مراحل صحت‌سنجی در تمامی شبیه‌سازی‌های مبتنی بر دینامیک سیالات محاسباتی<sup>4</sup>، مطالعه استقلال حل از شبکه محاسباتی است. در این تحقیق، مسئله تعریف شده در مرجع [17] مورد مطالعه قرار گرفته است. همانطور که در این مرجع ذکر شده است، مشخصات یاتاقان موجود در جدول 1 ارائه شده است. برای روشن‌تر شدن موضوع، کمیت‌های هندسی ارائه شده در این جدول در شکل 1 نمایش داده شده‌اند. برای شبکه‌بندی، تعداد سلول‌ها در جهت مماسی برابر 1000 در نظر گرفته شده و تعداد سلول‌ها در جهت شعاعی برای رسیدن به شبکه بهینه تغییر کرده است.

<sup>1</sup> Stationary

<sup>2</sup> SIMPLEC

<sup>3</sup> QUICK

<sup>4</sup> Computational Fluid Dynamics

جدول 2 شبکه‌های مورد بررسی در آنالیز استقلال حل از شبکه

Table 2 Evaluated grids in grid independency study

شبهه	تعداد سلول‌های شعاعی	تعداد سلول‌های مماسی
شماره 1	5	1000
شماره 2	10	1000
شماره 3	15	1000
شماره 4	20	1000

جدول 3 بیشینه اختلاف فشار بی بعد هر شبکه با شبکه چهارم

Table 3 Maximum difference of each grid with fourth grid

شبهه	بیشینه درصد اختلاف با نتایج شبکه چهارم
شماره 1	7.1%
شماره 2	1.5%
شماره 3	0.4%

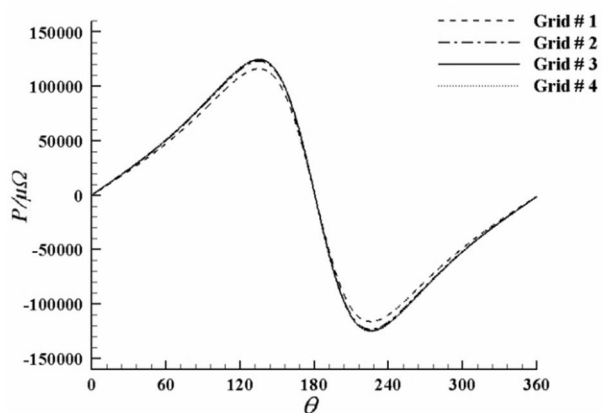


Fig. 2 Grid independency study ( $\varepsilon = 0.54$ )

شکل 2 مطالعه استقلال حل از شبکه محاسباتی ( $\varepsilon = 0.54$ )

### 2-2- صحت سنجی

بعد از اطمینان از کیفیت شبکه و استقلال نتایج از آن، به ارزیابی صحت نتایج حاصل در مقایسه با حل تحلیلی پرداخته می‌شود. در این راستا، نتایج حاصل از شبیه‌سازی یاتاقان با شرایط جدول 1 و ابعاد شبکه سوم در جدول 2 با نتیجه حل تحلیلی، برای حالتی که ژورنال در شرایط ایستا است، مقایسه گردیده است. رابطه (9) را برای فشار بی بعد به صورت زیر می‌توان بازنویسی کرد،

$$\bar{P}(\theta) = \frac{P(\theta)}{\mu\Omega} = \frac{P_0}{\mu\Omega} + 6 \left(\frac{R}{C}\right)^2 \frac{\varepsilon(2 + \varepsilon\cos\theta)\sin\theta}{(2 + \varepsilon^2)(1 + \varepsilon\cos\theta)^2} \quad (11)$$

که در آن،  $\bar{P}(\theta)$  فشار زاویه‌ای بی بعد می‌باشد.

شکل 3 پروفیل فشار بی بعد حاصل از شبیه‌سازی‌ها را با نتایج رابطه (11) مقایسه می‌کند. همان‌طور که مشاهده می‌شود، مطابقت بسیار خوبی بین نتایج عددی و تحلیلی وجود دارد. با توجه به این نتایج می‌توان از شبکه و الگوریتم عددی فعلی برای سایر شبیه‌سازی‌های این بخش استفاده نمود.

### 3- مدل‌سازی ریاضی و شبکه‌بندی متحرک

پارامتر دیگری که تأثیر بسیار زیادی بر روی دقت شبیه‌سازی‌های عددی دارد، میزان اربیبی شبکه<sup>1</sup> می‌باشد. پارامتر مذکور بخصوص در حوزه شبیه‌سازی‌های شبکه دینامیک از اهمیت فوق‌العاده‌ای برخوردار است. چراکه ثابت

کیفیت این تغییرات در جدول 2 نمایش داده شده است. شکل 2 تأثیرات تغییر ابعاد شبکه بر روی فشار استاتیکی بی بعد را نمایش می‌دهد. لازم بذکر است که فشار استاتیک به صورت معادله (10) بی بعد شده است.

$$\bar{P} = \frac{P}{\mu\Omega} \quad (10)$$

که در آن،  $\bar{P}$  معرف فشار بی بعد،  $P$  نشان دهنده فشار استاتیک محلی،  $\Omega$  سرعت دوران ژورنال و  $\mu$  لزجت دینامیکی می‌باشند.

همان‌طور که از شکل 2 مشاهده می‌شود، اختلاف بین نتایج شبکه سوم و چهارم بسیار ناچیز است. برای داشتن یک مقایسه کمی بین نتایج حاصل از شبکه‌های مختلف، بیشینه اختلاف بین نتایج هر شبکه با شبکه چهارم در جدول 3 نمایش داده شده است. داده‌های جدول نشان می‌دهد که حتی شبکه دوم نیز برای انجام محاسبات این بخش مناسب است. با این وجود، در تحقیق حاضر برای داشتن نتایج دقیق‌تر از شبکه سوم که بیشینه اختلاف بین نتایج آن با شبکه چهارم کمتر از یک درصد است، استفاده شده است.

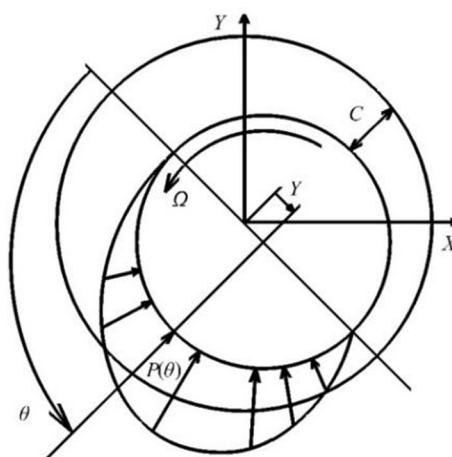


Fig. 1 Geometry and physics of flow

شکل 1 هندسه و فیزیک مسئله

جدول 1 مشخصات یاتاقان

Table 1 Bearings properties

پارامتر	نام	مقدار عددی
$R$	شعاع یاتاقان	3 (mm)
$C$	مقدار لقی (بدون خروج از مرکزی)	$17.5 \times 10^{-6}$ (m)
$e$	فاصله مرکز ژورنال از مرکز یاتاقان	$9.5 \times 10^{-6}$ (m)
$\varepsilon = \frac{e}{C}$	نسبت خروج از مرکز	0.54, 0.8
$\Omega$	سرعت دوران	240000 (rpm)
$\rho$	چگالی سیال	$850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
$\mu$	لزجت سیال	$0.0413 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
$P_a$	فشار اتمسفر	0

<sup>1</sup> skewness

که در آن، فرکانس کاهش یافته  $R_f$  بی بعد به صورت نسبت فرکانس نوسانات ژورنال به سرعت دوران ژورنال تعریف می شود و به صورت زیر بیان می گردد.

$$R_f = \frac{f}{\Omega} \quad (13)$$

در رابطه فوق،  $f$  فرکانس نوسانات ژورنال و  $\Omega$  سرعت دوران ژورنال در جهت خلاف عقربه های ساعت است. طبق رابطه (12) دامنه حرکت نوسانی ژورنال به اندازه  $e = C\varepsilon$  می باشد که  $e$  میزان خروج از مرکزیت،  $C$  میزان لقی ژورنال بیرینگ و  $\varepsilon$  نسبت خروج از مرکزیت است. لازم به ذکر است که در حالت ایستا، فرض می شود که ژورنال در موقعیت خروج از مرکزیت  $e$  (با نسبت خروج از مرکزیت  $\varepsilon$ ) واقع شده و هیچ گونه نوسانی در امتداد خط المکزین ندارد.

حال با توجه به این موضوع که نرم افزار فلونت حرکت ژورنال را به صورت تغییرات سرعت درک می کند، لازم است که از رابطه (12) بر حسب زمان مشتق گیری شود. در این صورت رابطه (14) به دست می آید،

$$V = 2C\varepsilon\pi R_f \cos(2\pi R_f t) \quad (14)$$

که در آن،  $V$  مؤلفه سرعت (در راستای محور نوسان) و  $2C\varepsilon\pi R_f$  دامنه نوسانات سرعت در امتداد خط المکزین می باشد. حال با استفاده از رابطه فوق یک تابع کاربری<sup>4</sup> به زبان سی نوشته شده و در اختیار نرم افزار قرار داده شده است. گام زمانی در تمام موارد یک صدم دوره تناوب در نظر گرفته شد.

#### 4- نتایج و بحث

برای درک بهتر تأثیرات نوسانات ژورنال بر روی میدان فشار، تغییرات نسبت خروج از مرکز و فرکانس کاهش یافته که به ترتیب کنترل کننده دامنه و فرکانس نوسانات ژورنال هستند مورد مطالعه قرار گرفته است. در این راستا، سه فرکانس کاهش یافته 0.001، 0.1 و 1 همراه با نسبت خروج از مرکزیت 0.54 و 0.8 مورد تحلیل قرار گرفته است. محدوده نسبت خروج از مرکزیت بر اساس مقالات موجود انتخاب شده است [10]. همچنین محدوده فرکانس کاهش یافته به گونه ای انتخاب شده که تأثیر نوسان ژورنال در فرکانس های پایین و متوسط و بالا بر روی توزیع فشار هیدرودینامیکی بررسی گردد. نتایج در هشت لحظه زمانی در طول یک دوره تناوب نوسانات ژورنال مورد مطالعه قرار می گیرد که لحظه های زمانی به صورت رابطه (15) تعریف می شود.

$$T = \frac{t}{\tau} \quad (15)$$

که در آن،  $T$  زمان بدون بعد،  $t$  زمان و  $\tau$  دوره تناوب می باشند.

شکل های 5 و 6 توزیع فشار بی بعد را به صورت تابعی از زاویه  $\theta$  در لحظات زمانی مختلف برای نسبت های خروج از مرکز 0.54 و 0.8 در فرکانس کاهش یافته 0.001 نشان می دهد، با توجه به این نمودارها نکات زیر آشکار می شوند. همانطور که مشاهده می شود، پروفیل فشار در دو زمان ( $T = 0.500, 1$ ) تقریباً برابر صفر است. این موضوع با توجه به اینکه ژورنال در این زمان ها دقیقاً در مرکز یاتاقان است کاملاً قابل انتظار بود. پروفیل های فشار در زمان های  $T = 0.125, 0.375$  وقتی ژورنال در نیمه پایین یاتاقان قرار دارد تقریباً روی هم قرار گرفته و تفاوت قابل توجهی بین آن ها وجود ندارد. همین موضوع در زمان های  $T = 0.625, 0.875$  وقتی ژورنال در نیمه بالای یاتاقان قرار دارد نیز مشاهده می شود. بیشترین اختلاف فشار در زمان های  $T = 0.250, 0.750$  که ژورنال در پایین ترین و بالاترین نقطه واقع شده است، ایجاد می شود.

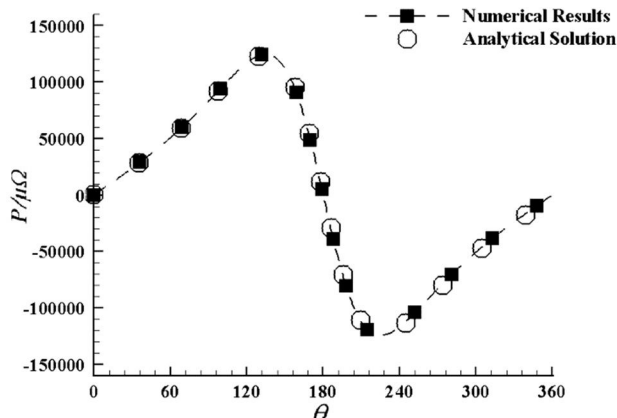


Fig. 3 Comparison of numerical and analytical result ( $\varepsilon = 0.54$ )

شکل 3 مقایسه پروفیل فشار با حل تحلیلی ( $\varepsilon = 0.54$ )

ماندن محل گره ها بر روی دیواره ژورنال و یاتاقان باعث می شود که اربیی شبکه با نوسان ژورنال به صورت یکنواخت افزایش و کاهش یابد. برای رسیدن به اربیی شبکه یکنواخت در هنگام خروج از مرکزیت، عدد نسبتاً پایین 0.3 برای فاکتور ثابت فنر<sup>1</sup> از قسمت تنظیمات مدل هموارسازی<sup>2</sup> نرم افزار فلونت انتخاب شده است. هرچقدر این عدد کوچک تر باشد، سختی فنرهای مدل کننده شبکه افزایش یافته که در نتیجه آن ابعاد سلول ها به صورت یکنواخت تری تغییر کرده و محدود به نواحی همسایه دیواره نمی شود. به عبارت بهتر حرکت مرز تا عمق بیشتری از دامنه محاسباتی نفوذ می کند. تمهید دومی که در شبیه سازی های این بخش برای کمینه کردن آثار اربیی شبکه بر روی نتایج اندیشیده شده، استفاده از الگوریتم سیمپل سی با انتخاب حداکثر سه تکرار برای پارامتر اصلاح کننده اربیی شبکه<sup>3</sup> می باشد که در جای مناسب خود اعمال شده است. شبکه با بیشترین اربیی یعنی هنگامی که ژورنال در بالاترین یا پایین ترین نقطه قرار دارد در شکل 4 نشان داده شده است. همان گونه که دیده می شود در بحرانی ترین وضعیت همچنان اربیی شبکه در حد مطلوبی قرار دارد.

در این قسمت فرض می شود که ژورنال دارای یک حرکت نوسانی به فرم سینوسی در راستای محور نوسان است. محور نوسان در امتداد خط المکزین ژورنال و یاتاقان می باشد که در شکل 1 نشان داده شده است. این حرکت نوسانی به صورت زیر بیان می شود،

$$Y = C\varepsilon \sin(2\pi R_f t) \quad (12)$$

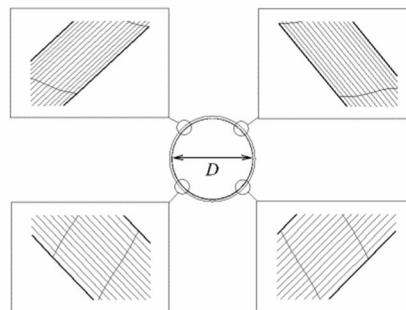


Fig. 4 Quality of mesh

شکل 4 کیفیت شبکه

<sup>1</sup> spring constant factor  
<sup>2</sup> smoothing  
<sup>3</sup> skewness correction

<sup>4</sup> User Defined Function

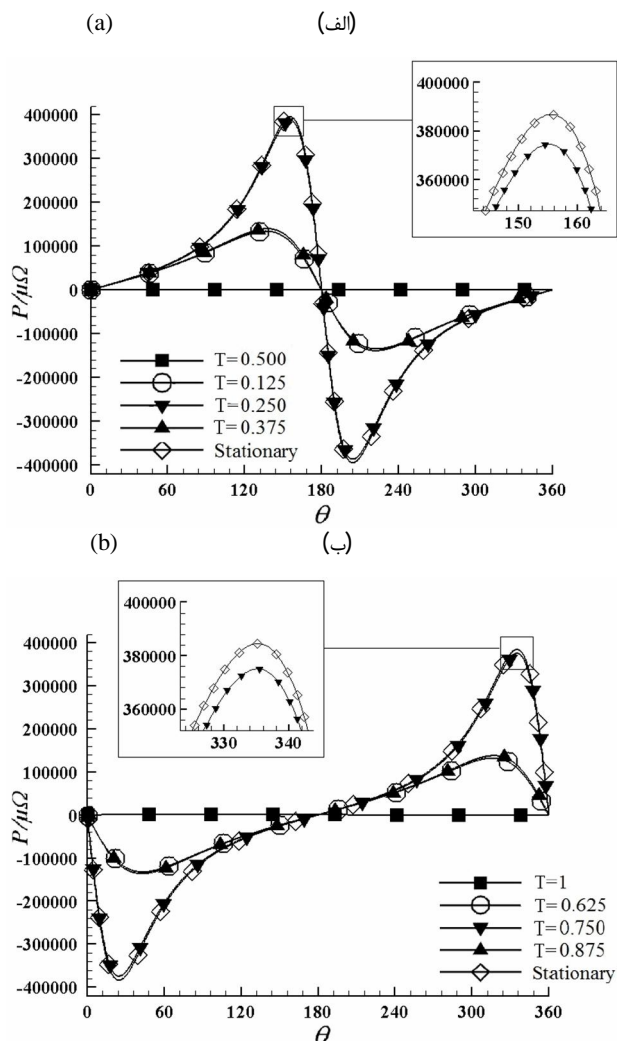


Fig. 6 Dimensionless pressure profile ( $R_f = 0.001$  &  $\varepsilon = 0.8$ ),

a)  $0.125 < T \leq 0.500$ , b)  $0.625 < T \leq 1$

شکل 6 پروفیل فشار بی بعد ( $R_f = 0.001$  و  $\varepsilon = 0.8$ ).

(الف)  $0.125 < T \leq 0.500$  (ب)  $0.625 < T \leq 1$

شکل های 7 و 8 توزیع فشار بی بعد را به صورت تابعی از زاویه  $\theta$  در لحظات زمانی مختلف برای نسبت های خروج از مرکز 0.54 و 0.8 در فرکانس کاهش یافته 0.1 نشان می دهد، با توجه به این نمودارها اولین تفاوتی که منحنی های مربوط به فرکانس کاهش یافته 0.1 با فرکانس 0.001 دارند، مقدار قابل توجه فشار در زمان های  $T = 0.500, 1$  در مقایسه با سایر لحظات است. دلیل این موضوع را می توان در نزدیک شدن سرعت حرکت نوسانی ژورنال به سرعت دورانی آن جستجو کرد. چراکه در این حالت (فرکانس کاهش یافته 0.1) فرکانس نوسانات ژورنال نزدیک به فرکانس دورانی آن است. در حالی که در فرکانس کاهش یافته 0.001 به دلیل پایین بودن نوسانات ژورنال نسبت به سرعت دورانی می توان از حرکت نوسانی ژورنال نسبت به حرکت دورانی آن در زمان های  $T = 0.500, 1$  صرف نظر کرد. در این زمان ها ژورنال در مرکز قرار داشته و تغییر خروج از مرکزی عامل تولید اختلاف فشار نیست. بنابراین منحنی فشار در این مقاطع تنها تحت تأثیر حرکت نوسانی ژورنال قرار دارد. حال با مقایسه نمودارهای فشار در این زمان ها ( $T = 0.500, 1$ ) با نتایج زمان های  $T = 0.250, 0.750$  که در آن ها

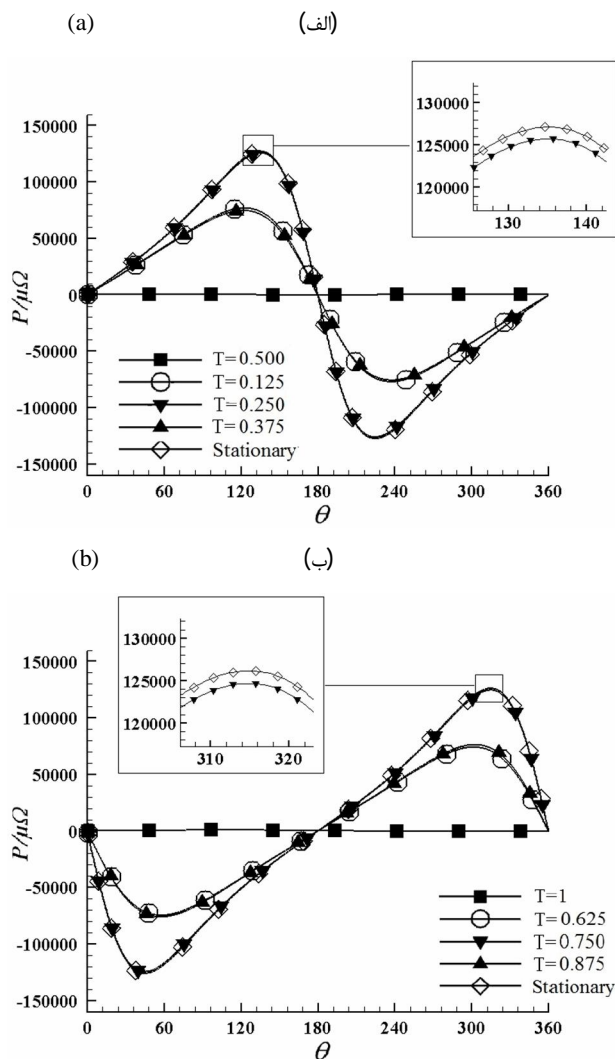


Fig. 5 Dimensionless pressure profile ( $R_f = 0.001$  &  $\varepsilon = 0.54$ ),

a)  $0.125 < T \leq 0.500$ , b)  $0.625 < T \leq 1$

شکل 5 پروفیل فشار بی بعد ( $R_f = 0.001$  و  $\varepsilon = 0.54$ ).

(الف)  $0.125 < T \leq 0.500$  (ب)  $0.625 < T \leq 1$

شکل منحنی ها در موقعیت های متقارن برای نمونه در زمان های ( $T = 0.125, 0.625$ ) یکسان نیست. دلیل این موضوع را می توان در ترکیب های مختلف موقعیت مکانی ژورنال با حرکت دورانی ثابت آن که همواره در جهت خلاف جهت عقربه ساعت است جستجو کرد. به عبارت دیگر، هنگامی که ژورنال در نیمه پایین قرار می گیرد، ترکیب آن با حرکت دورانی در خلاف جهت عقربه های ساعت میدان فشاری را نتیجه می دهد که متفاوت از ژورنال واقع در نیمه بالایی است. در این نمودارها حالت ایستا بر اساس این فرض ترسیم شده است که یاتاقان در پایین ترین و بالاترین نقطه خود در حالت بدون نوسان قرار گرفته است. همانطور که مشاهده می شود توزیع فشار برای حالت ایستا که مستقل از زمان است با حالتی که ژورنال نوسان دارد (در موقعیت های مشابه با حالت ایستا در زمان های  $T = 0.250, 0.750$ ) دارای اختلاف چندانی نیست.

همچنین از مقایسه شکل های 5 و 6 مشخص می گردد که افزایش نسبت خروج از مرکز موجب افزایش ماکسیمم فشار در زمان های مشابه می گردد.

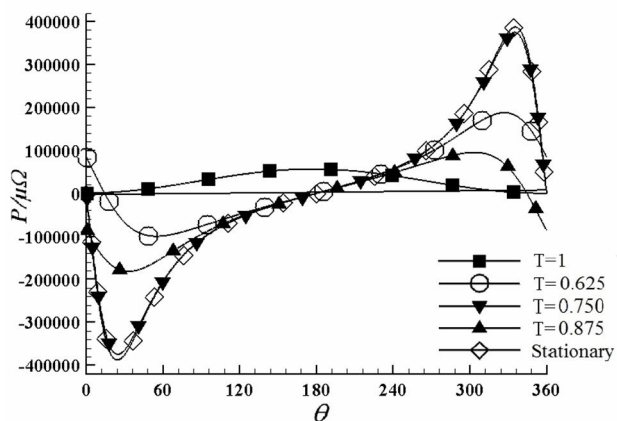
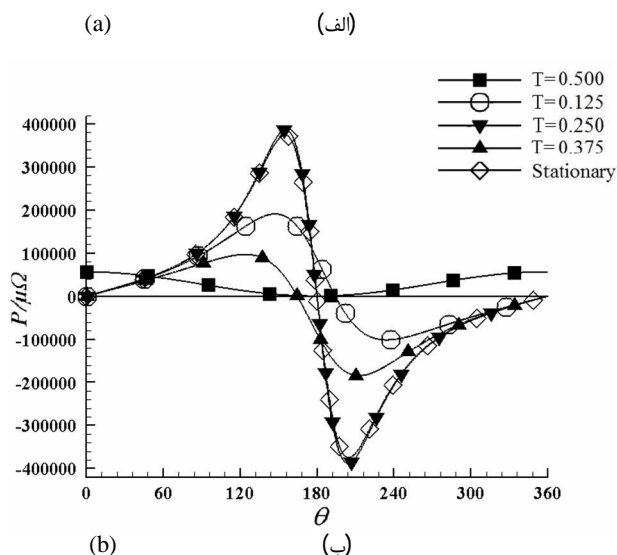


Fig. 8 Dimensionless pressure profile ( $R_f = 0.1$  &  $\varepsilon = 0.8$ ),

a)  $0.125 < T \leq 0.500$ , b)  $0.625 < T \leq 1$

شکل 8 پروفیل فشار بی بعد ( $R_f = 0.1$  و  $\varepsilon = 0.8$ ).

(الف)  $0.125 < T \leq 0.500$ ، (ب)  $0.625 < T \leq 1$

0.001 باشد. همانند نمودارهای فشار در فرکانس کاهش یافته 0.001، بیشترین اختلاف فشار در زمان‌های  $T = 0.250, 0.750$  که ژورنال در پایین‌ترین و بالاترین نقطه واقع شده است، ایجاد می‌شود.

برای رسیدن به یک جمع‌بندی کامل، نمودارهای توزیع فشار بی بعد به صورت تابعی از زاویه  $\theta$  در لحظات زمانی مختلف برای نسبت‌های خروج از مرکز 0.54 و 0.8 برای فرکانس کاهش یافته 1 که در آن مقیاس‌های زمانی حرکت نوسانی با مقیاس‌های زمانی حرکت دوار ژورنال برابر است در شکل 9 و 10 نمایش داده شده است. با توجه به نمودارهای این شکل‌ها می‌توان به این نکات اشاره کرد. کاملاً مشخص است که تأثیرات نوسانات ژورنال در این حالت کاملاً هم مرتبه با تأثیرات تغییر خروج از مرکزی است. این جمع‌بندی از مقایسه نتایج مربوط به زمان‌های  $T = 0.500, 1$  که در آن‌ها ژورنال در مرکز قرار داشته و اثرات نوسانات عامل ایجاد اختلاف فشار بوده با نتایج زمان‌های  $T = 0.250, 0.750$  که ژورنال در نقاط بالایی و پایینی ثابت بوده و باریک شدن فیلم روغن عامل ایجاد اختلاف فشار است به دست آمده است. همانطور که مشاهده می‌شود، اختلاف فشار ایجاد شده در زمان‌های

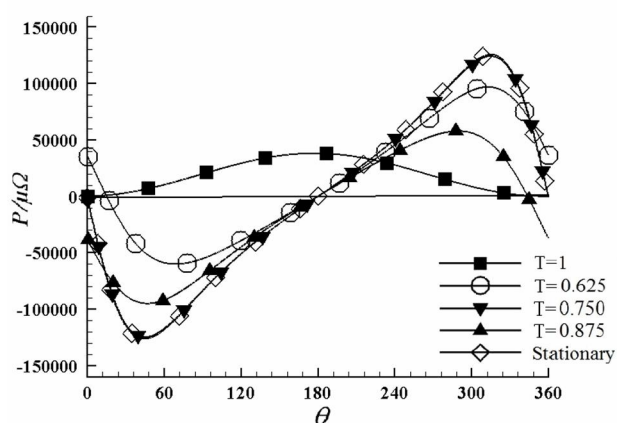
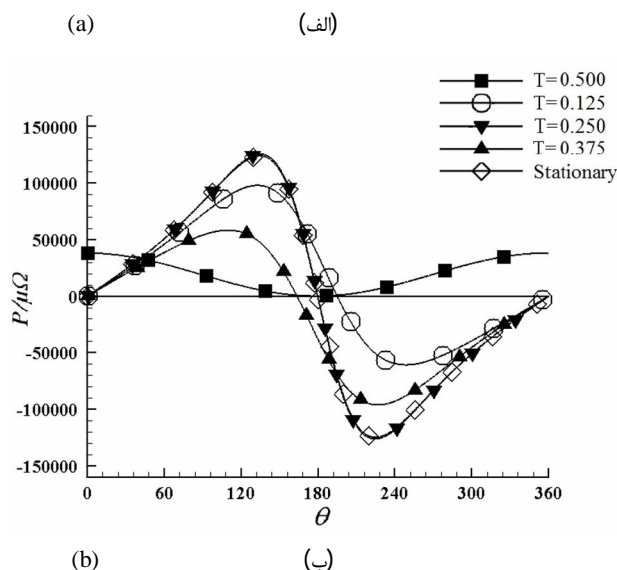


Fig. 7 Dimensionless pressure profile ( $R_f = 0.1$  &  $\varepsilon = 0.54$ ),

a)  $0.125 < T \leq 0.500$ , b)  $0.625 < T \leq 1$

شکل 7 پروفیل فشار بی بعد ( $R_f = 0.1$  و  $\varepsilon = 0.54$ ).

(الف)  $0.125 < T \leq 0.500$ ، (ب)  $0.625 < T \leq 1$

ژورنال در پایین‌ترین و بالاترین موقعیت‌ها قرار داشته و اثرات ناشی از خروج از مرکز بیشینه است، می‌توان به این نتیجه رسید که اثرات نوسانات در فرکانس کاهش یافته 0.1 قابل توجه است.

برخلاف نمودارهای مربوط به فرکانس کاهش یافته 0.001، در این حالت، پروفیل‌های فشار در زمان‌های  $T = 0.125, 0.375$  دارای اختلاف قابل توجهی هستند. همین اختلاف بین منحنی‌های فشار در زمان‌های  $T = 0.625, 0.875$  نیز مشاهده می‌شود. نکته قابل توجه در رابطه با این زمان‌ها، موقعیت مکانی و اندازه سرعت برابر اما جهت متضاد در آن‌ها است. جهت سرعت متضاد در این زمان‌ها باعث شده که اثرات حرکت نوسانی ژورنال بر روی فشار متفاوت بوده و سبب ایجاد اختلاف بین منحنی‌ها باشد. این مسئله گواه دیگری برای اثرات نوسانات ژورنال بر روی میدان فشار در فرکانس کاهش یافته 0.1 است. حرکت نوسانی ژورنال باعث شده تا اندازه مقادیر بیشینه و کمینه فشار در نمودارهای مربوط به فرکانس کاهش یافته 0.1 تا حدودی بیشتر از نمودارهای متناظر آن‌ها در فرکانس کاهش یافته



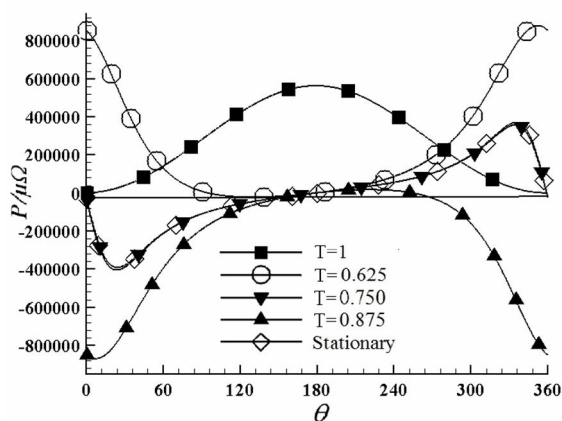
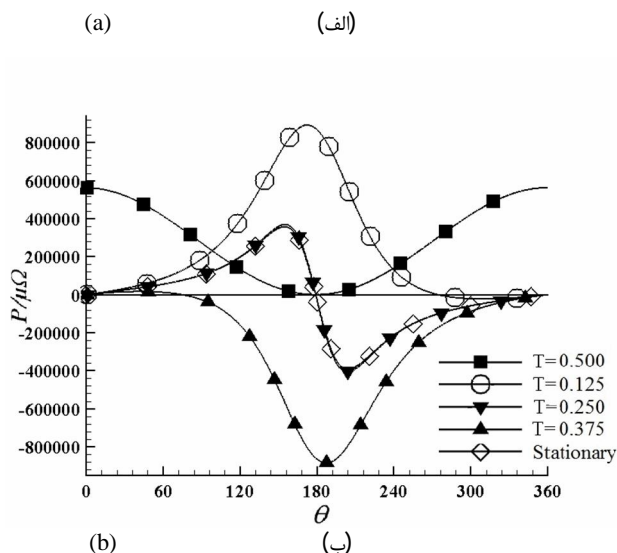


Fig. 10 Dimensionless pressure profile ( $R_f = 1$  &  $\varepsilon = 0.8$ ),

a)  $0.125 < T \leq 0.500$ , b)  $0.625 < T \leq 1$

شکل 10 پروفیل فشار بی بعد ( $R_f = 1$  و  $\varepsilon = 0.8$ ).

(الف)  $0.125 < T \leq 0.500$  (ب)  $0.625 < T \leq 1$

### 5- نتیجه گیری

در این تحقیق اثرات نوسانات ژورنال بر روی توزیع فشار یک یاتاقان ژورنال مورد مطالعه قرار گرفت. برای این منظور، از دینامیک سیالات محاسباتی و نرم افزار فلونت استفاده شد که مهم ترین نتایج حاصل از شبیه سازی ها از قرار زیر می باشند.

فرکانس کاهش یافته که به صورت نسبت فرکانس نوسانات ژورنال به سرعت دوران آن تعریف می شود، پارامتر قابل توجهی بر روی توزیع فشار هیدرودینامیکی یک یاتاقان ژورنال می باشد. در فرکانس های کاهش یافته بسیار کوچک، توزیع فشار حاصل از آن تقریباً مستقل از نوسانات است. با افزایش فرکانس کاهش یافته و نزدیک شدن فرکانس نوسانات به سرعت دوران ژورنال، تأثیر آن بر روی توزیع فشار قابل توجه می باشد؛ بگونه ای که تفاوت قابل توجهی در توزیع فشار حاصل از حالتی که نوسانات وجود دارد با حالتی که نوسان وجود ندارد مشاهده می شود. همچنین در حالتی که ژورنال در بالاترین و پایین ترین موقعیت مکانی خود قرار دارد توزیع فشار حاصل از آن به نتایج حالت ایستا (در موقعیت مشابه) تقریباً نزدیک بوده و تفاوت چندانی

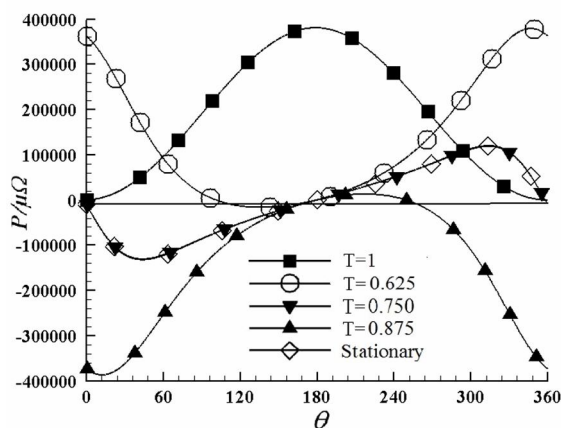
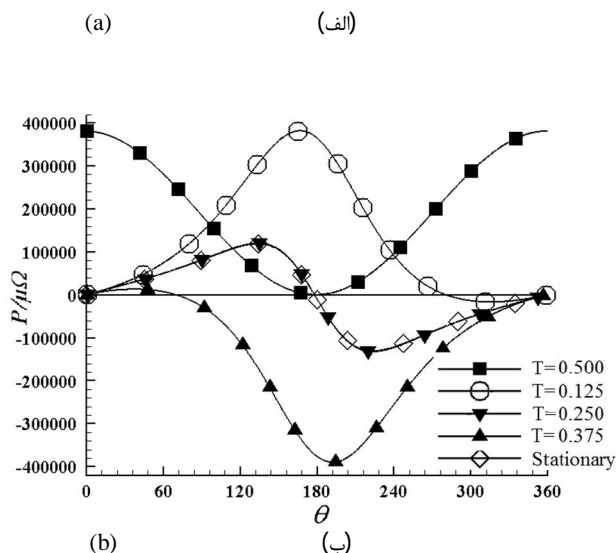


Fig. 9 Dimensionless pressure profile ( $R_f = 1$  &  $\varepsilon = 0.54$ ),

a)  $0.125 < T \leq 0.500$ , b)  $0.625 < T \leq 1$

شکل 9 پروفیل فشار بی بعد ( $R_f = 1$  و  $\varepsilon = 0.54$ ).

(الف)  $0.125 < T \leq 0.500$  (ب)  $0.625 < T \leq 1$

$T = 0.500, 1$  بسیار بیشتر از اختلاف فشار مربوط به زمان های  $T = (0.250, 0.750)$  است. شکل منحنی های فشار در فرکانس کاهش یافته 1 کاملاً متفاوت از شکل منحنی های در فرکانس های 0.1 و 0.001 است. دلیل این اختلاف غالب بودن اثرات نوسانات ژورنال بر روی توزیع فشار در فرکانس کاهش یافته 1 در مقایسه با فرکانس های کاهش یافته 0.1 و 0.001 است. همانطوری که قبلاً نیز اشاره شد هنگامی که ژورنال در بالاترین و پایین ترین مکان خود قرار دارد توزیع فشار حاصل از آن بسیار شبیه به حالت ایستا است و حتی با افزایش فرکانس کاهش یافته در مقایسه با زمان های دیگر تنها تفاوت کمی بین مقادیر آن ها ایجاد می شود. دلیل این موضوع این است که در حالت نوسانی نیز هنگامی که ژورنال در بالاترین و پایین ترین نقطه قرار دارد، سرعت آن صفر است. این توزیع فشار تقریباً یکسان در حالت ایستا و حالت نوسانی، در زمان هایی که ژورنال در بالاترین و پایین ترین مسیر حرکت خود قرار دارد را نیز می توان تأکیدی بر صحت نتایج عددی حاصل دانست.



Power, Vol. 127, No. 2, pp. 445-451, 2005.

[2] S.A. Gandjalikhan Nassab, H. Mortazavi, The effects of non-Newtonian fluid flow between two rotating eccentric cylinders, *Proceedings of the 13th Annual (International) Conference on Mechanical Engineering-ISME2005*, Isfahan University of Technology, Isfahan, Iran, May 17-19, 2005 (in Persian فارسی).

[3] K. P. Gertzog, P. G. Nikolakopoulos, C. A. Papadopoulos, CFD analysis of journal bearing hydrodynamic lubrication by bingham lubricant, *Tribology International*, Vol. 41, No. 12, pp. 1190-1204, 2008.

[4] U. Singh, L. Roy, M. Sahu, Steady-state thermo-hydrodynamic analysis of cylindrical fluid film journal bearing with an axial groove, *Tribology International*, Vol. 41, No. 12, pp. 1135-1144, 2008.

[5] A. Rahroi, S. Ziaee Rad, M. Esfahanian, Investigaton of thermal and force effects of sliding bearings, *Proceedings of the 19th Annual (International) Conference on Mechanical Engineering-ISME2011*, Birjand University, Birjand, Iran, May 10-12, 2011. (in Persian فارسی)

[6] A. A. Solghar, S. A. G. Nassab, A numerical study of circular journal bearings running under turbulent regime, *International Journal of Fluid Mechanics Research*, Vol. 38, No. 5, pp. 409-423, 2011.

[7] A. A. Solghar, S. Gandjalikhan Nassab, Thermohydrodynamic behaviors of finite journal bearings with cavitation, *Mécanique & Industries*, Vol. 12, No. 01, pp. 5-15, 2011.

[8] K. Panday, P. Choudhury, N. Kumar, Numerical unsteady analysis of thin film lubricated journal bearing, *International Journal of Engineering and Technology*, Vol. 4, No. 2, pp. 185-191, 2012.

[9] Q. Li, S.-I. Liu, X.-h. Pan, S.-y. Zheng, A new method for studying the 3D transient flow of misaligned journal bearings in flexible rotor-bearing systems, *Journal of Zhejiang University SCIENCE A*, Vol. 13, No. 4, pp. 293-310, 2012.

[10] A. Chauhan, Circular bearing performance parameters with isothermal and thermo-hydrodynamic approach using computational fluid dynamics, *International Journal of Research in Advent Technology*, Vol.2, No.7, pp. 46-52, 2014.

[11] A. Singla, P. Singh, A. Kumar, A. Chauhan, S. Bala, Thermo-hydrodynamic analysis on temperature profile of circular journal bearing using computational fluid dynamics, *Proceedings of 2014 RAECs UIET Panjab University Chandigarh, Chandigarh, India*, March 6 -8, 2014.

[12] G. Gao, Z. Yin, D. Jiang, X. Zhang, Numerical analysis of plain journal bearing under hydrodynamic lubrication by water, *Tribology International*, Vol. 75, No. 2, pp. 31-38, 2014.

[13] M. M. Jalili, M. Zare Mehrjardi, R. Rashidi, Meybodi. Effects of preload on nonlinear dynamic behavior of noncircular aerodynamic journal bearing, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 16, pp. 45-56, 2014. (in Persian فارسی)

[14] A. Dashti Rahmatabadi, M. Zare Mehrjardi, R. Rashidi Meybodi, Investigation of preload effects on the linear and nonlinear dynamic analysis of noncircular two lobe journal bearing with micropolar lubricant, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 5, pp. 115-126, 2015. (in Persian فارسی)

[15] Ma. Zare Mehrjardi, A. Dashti Rahmatabadi, R. Rashidi 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 فارسی)

[16] J. E. Shigley, *Shigley's mechanical engineering design*, Ninth Edition, pp. 618-630, New Delhi: Tata McGraw-Hill Education, 2011.

[17] I. A. M. Dockx, *Flow in a floating ring bearing*, Traineeship Report, Eindhoven University of Technology Department of Mechanical Engineering Dynamics & Control, Eindhoven University of Technology, Eindhoven, pp. 1-49, 2010.

[18] H. K. Versteeg, W. Malalasekera, *An introduction to computational fluid dynamics: The finite volume method*, Second Edition, pp. 190-220, New York: Pearson Education, 2007.

در توزیع فشار آن‌ها دیده نمی‌شود. مشاهده گردید که در حرکت نوسانی به دلیل تغییر سرعت ژورنال در زمان‌های مختلف حتی در موقعیت‌های مکانی یکسان توزیع فشار هیدرودینامیک متفاوت است که این تفاوت در فرکانس نوسانی بالاتر مشهودتر می‌باشد. همچنین هنگامی که ژورنال در مرکز یاتاقان قرار دارد به دلیل نوسانات توزیع فشار هیدرودینامیک ایجاد می‌گردد که در فرکانس نوسانی پایین این توزیع فشار بسیار ناچیز می‌باشد ولی با افزایش فرکانس نوسانات اختلاف فشار ایجاد شده قابل توجه است.

## 6- فهرست علائم

$C$	مقدار لقی (بدون خروج از مرکزی)
$e$	خروج از مرکزی
$f$	فرکانس نوسانات
$H$	ضخامت محلی فیلم روغن
$L$	طول یاتاقان
$p$	فشار
$P_a$	فشار اتمسفر
$P_0$	فشار منبع روغن
$\bar{P}$	فشار بی‌بعد
$R$	شعاع یاتاقان
$R_f = \frac{f}{\Omega}$	فرکانس کاهش یافته
$t$	زمان
$U$	میانگین سرعت‌های مماسی
$U_0, U_1$	سرعت‌های مماسی دیواره
$v, V$	به ترتیب، سرعت ژورنال و سیال
$Y$	حرکت نوسانی ژورنال
$z$	مؤلفه محوری

## علائم یونانی

$\rho$	چگالی
$\eta$	ویسکوزیته دینامیکی
$\theta$	زاویه فیلم روغن
$\varepsilon = \frac{e}{C}$	عدد خروج از مرکزیت
$\Omega$	سرعت دوران
$\mu$	لزجت سینماتیکی
$\tau$	دوره تناوب
$\nabla$	عملگر گرادینان
$\nabla^2$	لاپلاسیان
$\partial$	مشتق جزئی

## 7- مراجع

[1] Z. Guo, T. Hirano, R. G. Kirk, Application of CFD analysis for rotating machinery-part I: hydrodynamic, hydrostatic bearings and squeeze film damper, *Journal of Engineering for Gas Turbines and*