



شبیه‌سازی ترمو-هیدرودینامیکی سه‌بعدی تاثیر روغن‌های صنعتی بر عملکرد یاتاقان‌های ژورنال کفشک لولایی با طول محدود

پوریا اکبرزاده^{۱*}

^۱ دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود

تاریخ دریافت: ۱۳۹۳/۰۸/۲۶؛ تاریخ بازنگری: ۱۳۹۴/۱۱/۲۸؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۵/۰۴/۱۲

چکیده

تحلیل و شبیه‌سازی عددی جریان روانکارهای صنعتی در یاتاقان‌های ژورنال، به دلیل کاربرد فراوان و مستمر آن‌ها در صنایع مختلف نظیر، نیروگاه‌ها، توربوماشین‌ها، ماشین‌های الکتریکی، کشتی‌سازی، و غیره از اهمیت ویژه‌ای برخوردار می‌باشند. در این بررسی‌ها، اطلاعات مفید و ارزشمندی مانند، تغییرات دمای کفشک و روغن، تلفات حرارتی و اصطکاکی، ظرفیت بارپذیری و غیره استخراج می‌شود که توسط طراحان و سازنده‌گان در بهبود عملکرد و کارایی یاتاقان‌ها، مورد استفاده قرار می‌گیرد. در این مقاله، یک برنامه عددی سه‌بعدی ترمو-هیدرودینامیکی، جهت شبیه‌سازی شرایط دائمی یاتاقان‌های ژورنال کفشک لولایی بدون محدودیت در ابعاد، بویژه طول آن‌ها تهیه شده است. در این برنامه، معادلات رینولدز جریان روغن در شکاف بین محور و کفشک‌های یاتاقان، به کمک روش عددی تفاضلات محدود و تخفیف-متوالی حل می‌شود. در این شبیه‌سازی، به منظور نزدیک بودن جواب‌ها به شرایط واقعی، تغییرات لزجت روغن با دما و تغییر شکل کفشک‌ها نیز در نظر گرفته می‌شود. جهت ارزیابی تاثیر خواص فیزیکی روغن بر رفتار هیدرودینامیکی یاتاقان، چند روغن مهم و پرکاربرد صنعتی که غالباً در یاتاقان‌ها مورد استفاده قرار می‌گیرد، انتخاب و نتایج آن‌ها در این مقاله آورده شده است. تلفات اصطکاکی، بیشینه دمای کفشک‌ها، دبی جریان روغن، کمترین ضخامت فیلم روغن و زاویه لولایی کفشک‌ها، از نتایج مهم ارائه شده است.

کلمات کلیدی: یاتاقان ژورنال کفشک لولایی؛ تفاضلات محدود؛ تلفات اصطکاکی؛ روغن صنعتی.

3D Thermo-Hydrodynamic Simulation of Industrial Lubricant Effect on Hydrodynamic Characteristics of Finite Tilting-Pad Journal Bearings

P. Akbarzadeh^{1,*}

¹ Assoc. Prof., Mech. Eng. Dep., Shahrood University of Technology, Shahrood, Iran.

Abstract

The numerical analysis and simulation of industrial lubricants in journal bearings are very important due to their numerous applications in various industries such as power plants, turbo-machinery, electrical machinery, and ship building. In these investigations, valuable information has been extracted on the temperature distribution of pads and oil, heat and friction losses, and load capacity, which are used by the designers and constructors to improve the performance of bearings. In this work, a numerical 3D thermo-hydrodynamic code is developed to simulate the steady condition of tilting-pad journal bearings without restrictions on their size, especially the length of bearings. In this program, Reynolds equations for oil flow in the gap between the shaft and the bearing pads are solved using a numerical finite difference method with a successive over-relaxation scheme. In this simulation, for closing the solution to the real conditions, oil viscosity changes with temperature and deformation of the pads are also taken into account. To assess the effects of the physical properties of oil-bearing on their hydrodynamic behavior, several important and widely-used industrial bearing oils are selected, and the results obtained are presented. The friction loss, maximum temperature of the pads, oil flow rate, minimum thickness of the oil film, and pad tilting angle are the main presented results.

Keywords: Tilting-Pad Journal Bearing; Finite Difference Method; Friction Loss; Industrial Oils.

* نویسنده مسئول؛ تلفن: ۰۲۳۳۳۳۹۲۲۰۴

آدرس پست الکترونیک: akbarzad@ut.ac.ir; p.akbarzadeh@shahroodut.ac.ir

۱- مقدمه

با رشد و توسعه جوامع صنعتی و ظهور فنآوری‌های نوین و پیشرفته، نیاز به ماشین‌های دوار نظیر، توربین‌ها، پمپ‌ها، کمپرسورها و غیره با سرعت و ظرفیت بارپذیری زیاد بیش از پیش احساس می‌شود. در طراحی و ساختار این ماشین‌آلات، استفاده از یاتاقان‌های هیدرودینامیکی (نظیر یاتاقان‌های ژورنال)، به عنوان تکیه‌گاه اصلی آن‌ها، به دلیل هزینه کم، عمر طولانی، سر و صدای کم، ظرفیت بارپذیری بالا، سهولت تعمیر و نگهداری و غیره، از اهمیت ویژه‌ای برخوردارند. امروزه یاتاقان‌های ژورنال کفشک لولایی^۱ (TPJB) در مقایسه با یاتاقان‌های ژورنال کفشک ثابت^۲ (FPJB)، به دلیل ویژگی خود-تنظیمی کفشک‌ها (متناسب با شرایط کارکرد)، عملکرد و پایداری خوب و مطمئنی در شرایط گذرای ماشین و سرعت‌های بالا از خود نشان می‌دهند؛ اما همین ویژگی، چنانچه بخوبی در طراحی‌ها و محاسبات لحاظ نگردد، می‌تواند منجر به ارتعاشات کفشک‌ها حول نقطه مفصل^۳ شده و صدمات جبران‌ناپذیری در اثر برخورد آن‌ها با محور ماشین به وجود آورد. از این رو در طراحی TPJB، دقت و ظرافت خاصی در شبیه‌سازی جریان روانساز بین کفشک‌ها و محور یاتاقان، باید در نظر گرفته شود.

اولین رابطه اساسی حاکم بر سیال روانساز داخل یاتاقان‌ها، توسط رینولدز [۱] در سال ۱۸۶۶ ارائه شد. وی به کمک یک سری ریاضی، توزیع میدان فشار درون یاتاقان را محاسبه کرد. اولین پاسخ شکل-بسته^۴ از معادله رینولدز،^۵ توسط سامرفیلد [۲] در سال ۱۹۰۴ مطرح گردید. وی همچنین برای اولین بار مجموعه‌ای از اعداد بی‌بعد مرتبط با یاتاقان‌ها را که معروف‌ترین آن عدد سامرفیلد^۶ است را برای نمایش جواب معادلات معرفی کرد. ریموندی و بوید [۳، ۴]، [۵]، در سال ۱۹۵۸ سه مقاله درخصوص حل عددی معادله رینولدز روی یاتاقان‌های ژورنال با یک کفشک بر پایه فرض روانساز لزجت-ثابت ارائه کردند. در این مقالات، محدوده

گسترده‌ای از یاتاقان‌های ژورنال کفشک ثابت با زوایای کفشک و نسبت طول به قطرهای مختلف، مورد بررسی قرار گرفت. ریموندی و زری [۶] در سال ۱۹۸۴، نتایج محاسبات عددی رفتار هیدرودینامیکی یاتاقان ژورنال با پنج کفشک ثابت را با فرض ثابت بودن لزجت روانساز مطرح کردند. خوانساری و بیمان [۷]، حل ترموهیدرودینامیکی^۷ (THD) معادلات انرژی و رینولدز را با در نظر گرفتن تغییرات لزجت سیال با درجه حرارت، به روش تفاضل محدود برای یاتاقان ژورنال با پنج کفشک ثابت انجام دادند. در سال ۱۹۸۶ نکمپاین و همکارانش [۸]، نتایج تحلیل ترموالاستوهیدرودینامیکی^۸ (TEHD)، یعنی حل عددی همزمان معادله رینولدز، معادله انرژی سیال روانساز و معادله انتقال حرارت کفشک‌ها و محور یاتاقان‌ها با عنایت به تغییر شکل ترموالاستیک کفشک‌ها را برای یک یاتاقان ژورنال با پنج کفشک ثابت، معرفی کردند. پیر و همکارانش [۹]، تحلیل عددی سه‌بعدی یک یاتاقان ژورنال کامل کفشک ثابت به همراه یک شیار محوری تأمین روغن را با در نظر گرفتن اثرات ناهم‌میزانی محور یاتاقان در سال ۲۰۰۴ منتشر کردند. یافته‌های آن‌ها نشان می‌داد که ناهم‌میزانی محور، تاثیر قابل توجهی روی رفتار هیدرودینامیکی سیال در وجوه کناری یاتاقان و تاثیر بسیار ناچیزی روی کمیت‌های هیدرودینامیکی سیال در صفحه میانی یاتاقان^۹ دارد.

اساسی‌ترین کار تحقیقاتی درخصوص یاتاقان‌های TPJB، به مقاله منتشر شده توسط لاند [۱۰] به سال ۱۹۶۴ مربوط می‌شود. در محاسبات وی که نسخه اصلاح شده تحلیل یک یاتاقان ساده FPJB محسوب می‌شد، چرخش و تعادل کفشک حول نقطه مفصل (برای یک یاتاقان با یک کفشک) نیز، در نظر گرفته شده بود. اورکات [۱۱] در سال ۱۹۶۷ با تکمیل روش لاند، رفتار یاتاقان‌های TPJB را با تعداد کفشک‌های بیشتر، روغن‌های متفاوت و پیش‌بارگذاری^{۱۰} مختلف، مورد ارزیابی قرار داد (در این محاسبات لزجت سیال ثابت فرض

^۱ Tilting-Pad Journal Bearings

^۲ Fixed-Pad Journal Bearings

^۳ Pivot

^۴ Closed Form Solution

^۵ Reynolds Equation

^۶ Sommerfeld Number

^۷ Thermo-Hydrodynamic

^۸ Thermoelasto-Hydrodynamic

^۹ Bearing Mid-Plane

^{۱۰} Pre-Loading

سال ۲۰۱۵ نیز اکبرزاده [۲۲]، با توسعه یک برنامه عددی سه‌بعدی به بررسی رفتار ترمو-هیدرودینامیکی یاتاقان‌های ژورنال کفشک-لولایی با ویژگی خود-پمپاژ^۲ پرداخت.

با توجه به موارد فوق ملاحظه می‌شود که در تحقیقات صورت گرفته در حوزه یاتاقان‌های ژورنال، تحلیل جامع و متمرکزی روی استفاده از روغن‌ها و روان‌سازهای صنعتی پر مصرف و رایج انجام نشده، تاثیر آن‌ها در تلفات اصطکاکی، دمای کفشک‌ها، خنک‌کاری یاتاقان، ضخامت فیلم روغن و غیره دیده نمی‌شود. با توجه به هزینه‌کرد بالای صنایع در خرید و نگهداری روغن‌های مخصوص یاتاقان در کشور ایران و عدم وجود مطالعه‌ای جدی در این حوزه، یک برنامه عددی سه‌بعدی THD، جهت شبیه‌سازی شرایط دائمی یاتاقان‌های TPJB بدون محدودیت در ابعاد، بویژه طول آن‌ها تهیه شده است. در این برنامه، معادلات حاکم بر سیال روانساز به کمک روش عددی تفاضلات محدود مرکزی و تخفیف-متوالی حل می‌شود. در این شبیه‌سازی، به‌منظور نزدیک بودن جواب‌ها به شرایط واقعی، تغییرات لزجت روغن با دما و تغییر شکل الاستیک کفشک‌ها نیز در نظر گرفته می‌شود. جهت ارزیابی تاثیر خواص فیزیکی روغن بر رفتار هیدرودینامیکی یاتاقان، چند روغن مهم و پرکاربرد صنعتی که غالباً در یاتاقان‌های نیروگاهی در ایران مورد استفاده قرار می‌گیرد (نظیر ISO-VG32، ISO-VG46، ISO-VG68 و ...)، انتخاب و نتایج آنها در این مقاله آورده شده است. تلفات اصطکاکی، بیشینه دمای کفشک‌ها، دبی جریان روغن، کمترین ضخامت فیلم روغن و زاویه لولایی کفشک‌ها، از نتایج مهم ارائه شده برای روغن‌های انتخابی است. مقایسه رفتار هیدرودینامیکی کفشک‌ها با یکدیگر در ازای استفاده از روغن‌های مختلف و ارزیابی این رفتار در عملکرد نهایی یاتاقان، از دستاوردهای مهم دیگر این مطالعه است.

۲- معادلات حاکم بر یاتاقان

برای یاتاقان ژورنال نمایش داده شده در شکل ۱، با فرض ثابت بودن ضخامت فیلم روغن در راستای محور یاتاقان (فرض عدم ناهم‌میزانی محور یاتاقان)، معادله ضخامت فیلم

شده بود). اولین شبیه‌سازی شبه-ترموهیدرودینامیکی^۱ یاتاقان‌های TPJB، توسط جونز و مارتین [۱۲] در سال ۱۹۷۹ انجام پذیرفت. در این شبیه‌سازی، از دمای متوسط هر کفشک برای محاسبه لزجت متوسط روانساز همان کفشک استفاده می‌شد. نایت و برت [۱۳]، حل عددی ترموهیدرودینامیکی یاتاقان‌های TPJB (با چهار کفشک لولایی و نقطه مفصل مرکزی) را با در نظر گرفتن معادله دوبعدی انرژی و لزجت متوسط در راستای ضخامت فیلم روغن انجام دادند. هیون و همکارانش [۱۴] در سال ۱۹۹۵، نتایج حل سه‌بعدی THD روی یک یاتاقان TPJB با چهار کفشک لولایی را منتشر کردند که بارگذاری بین دو کفشک مجاور انجام شده بود. در همان سال فیلون و فرن [۱۵]، حل دو بعدی TEHD یک یاتاقان TPJB با چهار کفشک لولایی که نقطه لولا در مرکز هر کفشک قرار داشت را همراه با نتایج آزمایشگاهی ارائه کردند. در کار تحقیقاتی مذکور، مقایسه کاملی از توزیع دما، توزیع فشار و ضخامت فیلم روغن بین سه حالت یعنی شبیه‌سازی تک دما، شبیه‌سازی THD بدون در نظر گرفتن تغییر شکل ترموالاستیک کفشک‌ها و شبیه‌سازی TEHD دیده می‌شود. در سال ۱۹۹۷ مانموسی و همکارانش [۱۶]، تغییرات دمای کفشک یاتاقان TPJB را در شرایط گذرا (از لحظه راه‌اندازی تا رسیدن به شرایط دائمی) به کمک شبیه‌سازی TEHD و ارائه نتایج آزمایشگاهی، منتشر کردند. حل کامل سه‌بعدی THD روی یاتاقان‌های TPJB با رویکرد در نظر گرفتن تغییر شکل الاستیک کفشک‌ها توسط ردی و همکارانش [۱۷]، در سال ۲۰۰۰ ارائه شد. نتایج شبیه‌سازی، انطباق قابل قبولی را با آزمایش‌های انجام شده توسط آن‌ها نمایش می‌داد. در سال‌های بعد، محققان فراوانی نظیر فیلون و همکارانش [۱۸] در سال ۲۰۰۷، هاگریوز و فیلون [۱۹] در سال ۲۰۰۷، هو و همکارانش [۲۰] در سال ۲۰۱۳، دانیل و کاولکا [۲۱] در سال ۲۰۱۳ و غیره، به بررسی تاثیر کمیت‌های مختلف هندسی یاتاقان روی عملکرد استاتیک و دینامیک یاتاقان‌ها، فرایند روغن‌رسانی، کاویتاسیون در نواحی کم فشار، اعمال روش‌های متفاوت شبیه‌سازی عددی، و غیره پرداختند. در

² Self-Pumping

¹ Quasi- Thermo-Hydrodynamic Simulation

روش‌های حل معادله (۲)، تبدیل آن به معادله وگلیول^۲ با تعریف متغیر $M = \bar{p}\bar{h}^{1.5}$ است [۲۷-۲۵]:

$$\frac{\partial^2 M}{\partial \bar{x}^2} + \left(\frac{R}{L}\right)^2 \frac{\partial^2 M}{\partial \bar{y}^2} = \eta M + \xi \quad (3)$$

که کمیت‌های η و ξ به صورت رابطه (۴-۵) تعریف می‌شوند:

$$\eta = \frac{0.75}{\bar{h}^2} \left[\left(\frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{x}}\right)^2 + \left(\frac{R}{L}\right)^2 \left(\frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{y}}\right)^2 \right] + \frac{1.5}{\bar{h}^2} \left[\frac{\partial^2 \bar{h}}{\partial \bar{x}^2} + \left(\frac{R}{L}\right)^2 \frac{\partial^2 \bar{h}}{\partial \bar{y}^2} \right] \quad (4)$$

$$\xi = (\partial \bar{h} / \partial \bar{x}) / \bar{h}^{1.5} \quad (5)$$

لازم به توضیح است که برای یک یاتاقان کاملاً افقی و محوری، جملات $\partial \bar{h} / \partial \bar{y}$ و $\partial^2 \bar{h} / \partial \bar{y}^2$ در معادله (۴) صفر می‌باشند. با شبکه‌بندی لقی بین کفشک‌ها و محور یاتاقان در سه جهت x ، y و z و اعمال گسسته‌سازی مرکزی از رابطه (۳) خواهیم داشت:

$$M_{i,j} = \frac{M_{i+1,j} + M_{i-1,j} - (\Delta \bar{x})^2 \xi_{i,j}}{2(1+r^2) + (\Delta \bar{x})^2 \eta_{i,j}} + \frac{r^2(M_{i,j+1} + M_{i,j-1})}{2(1+r^2) + (\Delta \bar{x})^2 \eta_{i,j}} \quad (6)$$

که $r = (R/L)(\Delta \bar{x} / \Delta \bar{y})$. با حل معادله (۶) به روش تکرار (شرح الگوریتم محاسبه در بخش ۴ مقاله آورده شده است)، توزیع فشار $p(x, y)$ و ضخامت فیلم روغن $h(x, y)$ محاسبه می‌شود. سپس با عنایت به معادلات (۷)، مولفه‌های میدان سرعت نیز به صورت عددی بدست می‌آیند [۲۵]:

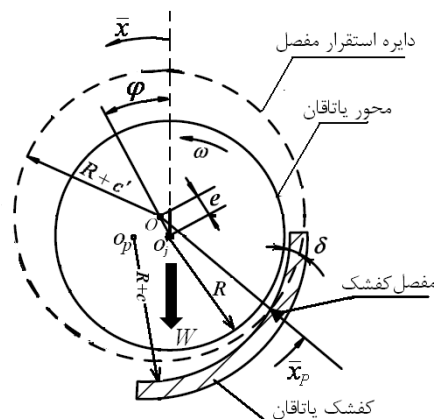
$$\begin{cases} u = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} (z^2 - zh) + \frac{zU}{h} \\ w = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial y} (z^2 - zh) \\ v = \frac{z^2}{2\mu} \left(\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} \right) \left(\frac{h}{2} - \frac{z}{3} \right) + \frac{\partial h}{\partial x} \left(\frac{z^2}{4\mu} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{Uy^2}{2h^2} \right) \end{cases} \quad (7)$$

که z مختصات در راستای ضخامت فیلم روغن و u ، w و v مولفه‌های سرعت به ترتیب در راستای چرخشی، محوری و ضخامت فیلم می‌باشند. همچنین معادله انرژی استفاده شده جهت تعیین تغییرات دمای روغن و در نتیجه به روز کردن لزجت روغن در فرایند حل، به شرح رابطه (۸) در نظر گرفته شده است [۲۴، ۲۵]:

$$q_x \frac{\partial T}{\partial x} + q_y \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{h^3}{12\mu\rho C_p} \left[\left(\frac{\partial p}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial y}\right)^2 \right] + \frac{\mu U^2}{\rho h C_p} \quad (8)$$

روغن برای هر کفشک در شکل بی‌بعد آن مطابق رابطه (۱) بیان می‌شود [۲۴-۲۲]:

$$\bar{h} = 1 - m \cos(\bar{x}_p - \bar{x}) + \varepsilon \cos(\bar{x} - \varphi) + \delta / \psi \sin(\bar{x}_p - \bar{x}) \quad (1)$$



شکل ۱- تصویر شماتیک یک یاتاقان ژورنال کفشک لولایی

که $\bar{h} = h/c$ ضخامت بی‌بعد فیلم روغن، h ضخامت فیلم روغن، c لقی کفشک و محور یاتاقان، $m = 1 - c'/c$ ضریب پیش‌بارگذاری، c' لقی دایره استقرار مفصل و محور یاتاقان، $\varepsilon = e/R$ نسبت خروج از مرکزیت، e خروج از مرکزیت محور، $\bar{x} = x/R$ مختصات زاویه‌ای، x مختصات در راستای محیطی، R شعاع محور، \bar{x}_p موقعیت زاویه‌ای مفصل کفشک، δ زاویه چرخش کفشک، φ زاویه بارگذاری و $\psi = c/R$ نسبت لقی است. برای جریان سیال روانساز در فضای لقی هر کفشک و محور یاتاقان، معادله رینولدز به شکل رابطه (۲) است [۲۴-۲۲]:

$$\frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} \right) + \left(\frac{R}{L}\right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{y}} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{y}} \right) = \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{x}} \quad (2)$$

که L طول یاتاقان، $\bar{y} = y/c$ مختصات بی‌بعد در راستای محوری یاتاقان، y مختصات در راستای محوری یاتاقان، $\bar{p} = pc^2 / (6U\mu R)$ فشار بی‌بعد، U سرعت خطی محور یاتاقان، μ لزجت روغن و p فشار روغن است. در این مطالعه، لزجت روغن در هر نقطه از میدان محاسباتی با درجه حرارت آن نقطه و بر اساس نمودار استاندارد ASTM (که برپایه رابطه معروف والتز^۱ می‌باشد) تعیین می‌شود [۲۴]. یکی از

2. Vogelpohl equation

1. Walther's equation

دهد، دما به صورت درون‌یابی خطی از داخل میدان محاسبه می‌شود.

۴- الگوریتم حل معادلات

در این مطالعه، فرایند حل معادلات ذکر شده در بخش ۲ به شرح زیر انجام می‌شود:

۱- دریافت ورودی مساله شامل ابعاد هندسی یاتاقان و

مشخصات فیزیکی سیال روانساز در دمای محیط.

۲- در نظر گرفتن تغییر شکل صفر برای کفشک‌ها در

لحظه شروع حل.

۳- حدس اولیه برای دمای روغن در لقی هر کفشک.

۴- محاسبه لزجت روغن مطابق حدس مرحله ۳.

۵- حل همزمان معادلات (۱) و (۳) به روش تکرار و

محاسبه کمیت‌های δ ، ε ، h ، p .

۶- حل معادله (۸) به روش تکرار و محاسبه درجه

حرارت روغن.

۷- بازگشت به مرحله ۴ (تا رسیدن به معیار پذیرش

خطا در درجه حرارت).

۸- اضافه کردن تغییر شکل کفشک (معادله (۱۱))

ناشی از توزیع فشار به رابطه (۱) و بازگشت به

مرحله ۳ (تا رسیدن به معیار پذیرش خطا در

ضخامت فیلم روغن).

۵- نتایج

برای ارزیابی روش عددی استفاده شده در شبیه‌سازی رفتار هیدرودینامیکی یاتاقان‌های TPJB و در نهایت بررسی تاثیر خواص فیزیکی روغن‌های صنعتی بر عملکرد این یاتاقان‌ها، ابتدا به صحت‌سنجی برنامه عددی می‌پردازیم. بدین منظور، از نتایج گزارش شده شبیه‌سازی محققان دیگر در یاتاقان‌های FPJB و TPJB استفاده شده است که در بخش بعدی معرفی می‌شود.

۵-۱- اعتبارسنجی نتایج

اولین مورد مطالعاتی جهت ارزیابی صحت برنامه عددی مربوط می‌شود، به شبیه‌سازی یاتاقان FPJB با مشخصات مندرج در سطر اول جدول ۱. در این مساله، لزجت و چگالی روغن ثابت فرض شده، تغییر شکل کفشک‌ها در نظر گرفته

که در این اینجا ρ چگالی روغن، T دمای روغن، C_p ظرفیت ویژه حرارتی روغن، $q_x = Uh/2 - (h^3/12\mu)(\partial p/\partial x)$ و $q_y = -(h^3/12\mu)(\partial p/\partial y)$ می‌باشند. با توجه به ماهیت معادله انرژی، این معادله پس از بی‌بعد سازی به کمک گسسته‌سازی پسر و روش تکرار حل خواهد شد:

$$\bar{T}_{i,j} = \left[\Lambda_{i,j} + \frac{(\bar{q}_x)_{i,j}}{\Delta \bar{x}} \bar{T}_{i-1,j} + \left(\frac{R}{L} \right) \frac{(\bar{q}_y)_{i,j}}{\Delta \bar{y}} \bar{T}_{i,j-1} \right] / \left[\frac{(\bar{q}_x)_{i,j}}{\Delta \bar{x}} + \left(\frac{R}{L} \right) \frac{(\bar{q}_y)_{i,j}}{\Delta \bar{y}} \right] \quad (9)$$

$$\Lambda = \frac{2\bar{\mu}}{h} + \frac{6\bar{h}^3}{\bar{\mu}} \left[\left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} \right)^2 + \left(\frac{R}{L} \right)^2 \left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{y}} \right)^2 \right] \quad (10)$$

که $\bar{q}_x = q_x/(Uc)$ ، $\bar{T} = (2\rho C_p c^2/[UR\mu_0])T$ ، $\bar{q}_y = q_y/(Uc)$ ، $\bar{\mu} = \mu/\mu_0$ و μ_0 لزجت مرجع (مثلا فلزات و آلیاژهای انعطاف‌پذیر ساخته می‌شوند، در بارگذاری‌های زیاد یاتاقان‌ها، دچار خمش و تغییر شکل شده، ضخامت فیلم روغن و در نتیجه عملکرد هیدرودینامیکی یاتاقان را تحت الشعاع قرار خواهند داد؛ لذا جهت تحلیل صحیح رفتار یک یاتاقان لازم است، این تغییر شکل نیز در محاسبات در نظر گرفته شود. در این مقاله، تغییر شکل ناشی از توزیع فشار روی کفشک‌ها با حل همزمان رابطه (۱۱) و روابط قبلی مدنظر قرار می‌گیرد:

$$d^2z/dx^2 = M'/EI \quad (11)$$

که M' گشتاور موضعی حول نقطه مفصل، E مدول الاستیسیته کفشک و I ممان دوم سطح کفشک است.

۳- شرایط مرزی

شرایط مرزی انتخاب شده برای این شبیه‌سازی عبارت است از: (الف) فشار در ورودی، خروجی و لبه‌های جانبی هر کفشک برابر صفر (فشار نسبی محیط) است. (ب) برای دمای روغن در خروجی و لبه‌های جانبی هر کفشک به ترتیب داریم: $\partial T/\partial x = 0$ و $\partial T/\partial y = 0$ (ج) برای جریان روغن ورودی، چنانچه جریان روغن بازگشتی ۱ وجود نداشته باشد، از شرط ثابت بودن دما و چنانچه جریان روغن بازگشتی رخ

¹ Reverse Flow

نمایش می‌دهد که همان نشتی روغن در راستای محور یاتاقان است. از مقایسه این دو کمیت با نتایج عددی مرجع [۲۶]، صحت تحلیل عددی مطالعه حاضر قابل استناد است؛ همچنین توزیع فشار در فضای لقی از لبه ورود تا لبه فرار (خروج) کفشک برای نقطه عملکردی با خروج از مرکزیت $\varepsilon = 0.8$ در شکل ۴-ب) نشان داده است. مقایسه انجام شده با نتایج مرجع [۲۶] (بویژه موقعیت بسته شدن پروفیل فشار) نیز، نشان از صحت قابل قبول حل عددی مطالعه حاضر دارد. البته اختلاف اندک مشاهده شده، مربوط به در نظر گرفتن تغییر شکل حرارتی (ترموالاستیک) کفشک توسط نویسندگان مرجع [۲۶] است.

جدول ۱- مشخصات هندسی یاتاقان

ژورنال جهت اعتبارسنجی						
γ [%]	$\frac{\rho R \omega c}{\mu}$	θ_p [deg]	N_p	L/D	m	نوع یاتاقان
-	۱	۱۶۰	۱	۱	-	FPJB
۵۰	۱	۶۰	۵	۰/۵	۰	TPJB

جدول ۲- مشخصات هندسی یاتاقان

FPJB جهت اعتبارسنجی حل ترموهیدرودینامیکی						
L/D	c [mm]	θ_p [deg]	N [rpm]	μ_0 [Pa.s]	ρ_0 [kg.m ⁻³]	C_p [J/kg°C]
۱/۶	۰/۱۴۵	۳۴۲	۲۰۰۰	۰/۰۲۸	۸۶۰	۲۰۰۰

۵-۲- معرفی روغن‌های صنعتی و هندسه یاتاقان

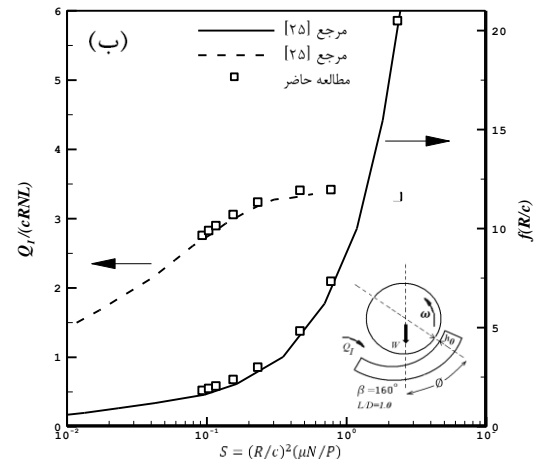
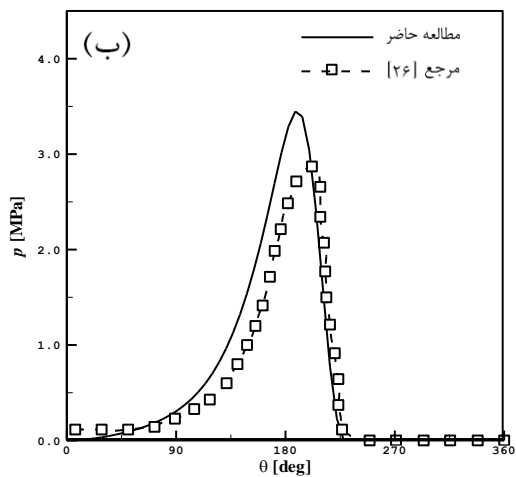
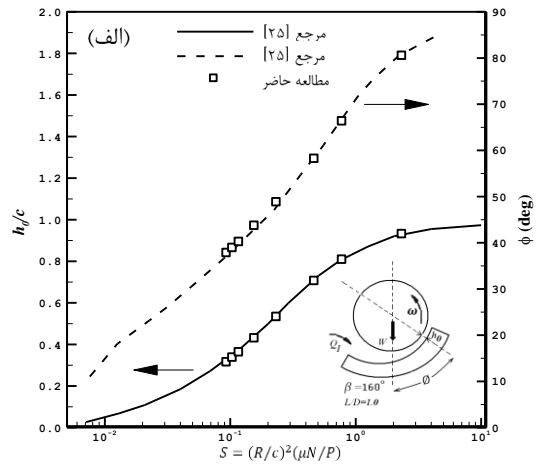
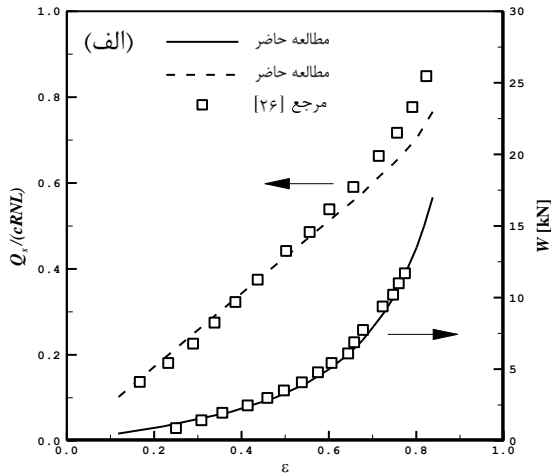
همانطور که در بخش مقدمه ذکر گردید، جهت ارزیابی تاثیر خواص فیزیکی روانسازها بر رفتار هیدرودینامیکی یاتاقان، چند روغن مهم و پرکاربرد صنعتی که غالباً در یاتاقان‌های نیروگاهی در ایران مورد استفاده قرار می‌گیرد (نظیر روغن‌های ISO-VG32، ISO-VG46، ISO-VG68)، در این تحلیل مورد بررسی قرار خواهد گرفت. خواص فیزیکی این روغن‌ها، در جدول ۳ نمایش داده شده است. یاتاقان مورد نظر جهت تحلیل تاثیر خواص فیزیکی روانسازها بر عملکرد آن مربوط می‌شود، به یک یاتاقان TPJB که در نیروگاه برق آبی مورد استفاده قرار می‌گیرد. مشخصات هندسی این یاتاقان، در جدول ۴ نشان داده شده است.

نمی‌شود. لایه روغن در لقی بین کفشک و محور با شبکه‌ای به ابعاد $80 \times 80 \times 80$ به‌طور یکنواخت تقسیم‌بندی می‌شود. نتایج حاصل از حل عددی معادلات که عبارتند از: مینیمم ضخامت بی‌بعد فیلم روغن (h_0/c) ، موقعیت مینیمم ضخامت فیلم روغن یا زاویه گرایش یاتاقان $^1 (\theta)$ ، ضریب اصطکاک یاتاقان (fR/c) و ضریب دبی روغن ورودی به هر کفشک یاتاقان $(Q_I/(cRLN))$ ، برحسب عدد بی‌بعد سامرفیلد $S = (R/c)^2 (\mu N/P)$ ، در شکل ۲ نمایش داده شده است. این نتایج با گزارشات ارائه شده در مرجع [۲۵] مقایسه شده است که مربوط به حل عددی است که انطباق خوبی در آنها مشاهده می‌شود.

دومین مورد مطالعاتی جهت اعتبارسنجی برنامه عددی مربوط می‌شود، به شبیه‌سازی یاتاقان TPJB که مشخصات هندسی و هیدرولیکی آن در سطر دوم جدول ۱ آورده شده است. کمیت γ ، معرف محل قرارگیری لولای کفشک نسبت به لبه خروجی کفشک، θ_p زاویه کماتی هر کفشک و N_p تعداد کفشک‌ها است. در این مورد مطالعاتی هم، لزجت و چگالی روغن ثابت فرض شده، تغییر شکل کفشک‌ها در نظر گرفته نمی‌شود. لایه روغن در لقی بین هر کفشک و محور با شبکه‌ای به ابعاد $80 \times 80 \times 80$ به‌طور یکنواخت تقسیم‌بندی می‌شود. شکل ۳، مینیمم ضخامت بی‌بعد فیلم روغن را برحسب عدد سامرفیلد نمایش می‌دهد که با مقادیر گزارش شده در مرجع [۲۵] مقایسه شده است. این مقایسه انطباق خوب نتایج مطالعه حاضر را با مقادیر مرجع [۲۵] نشان می‌دهد که مربوط به حل عددی است.

آخرین مورد مطالعاتی جهت صحت سنجی برنامه عددی مربوط می‌شود، به شبیه‌سازی ترموهیدرودینامیکی یاتاقان FPJB که مشخصات هندسی و هیدرولیکی آن جدول ۲ نمایش داده شده است. در این مساله، لزجت و چگالی روغن همراه با درجه حرارت تغییر کرده، تغییر شکل کفشک‌ها نیز، در نظر گرفته می‌شود. لایه روغن در لقی بین کفشک و محور با شبکه‌ای به ابعاد $100 \times 100 \times 150$ به‌طور یکنواخت تقسیم‌بندی شده است. شکل ۴-الف)، ظرفیت بارپذیری یاتاقان (W) و ضریب دبی روغن محوری $(Q_S/(cRLN))$ را

¹ Attitude Angle



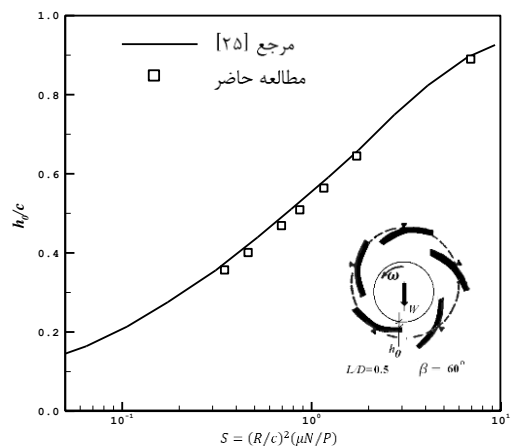
شکل ۲- شبیه‌سازی یاتاقان FPJB مینیمم ضخامت

بی‌بعد فیلم روغن و زاویه گرایش یاتاقان، (ب) ضریب اصطکاک و ضریب دبی روغن ورودی

شکل ۴- شبیه‌سازی یاتاقان TPJB. (الف) ظرفیت بارپذیری یاتاقان و ضریب نشتی روغن در راستای محوری، (ب) توزیع فشار در فضای لقی از لبه ورود تا لبه فرار کفشک برای نقطه عملکردی با خروج از مرکزیت $\varepsilon = 0.8$

۵-۳- تاثیر روغن‌های صنعتی بر عملکرد یاتاقان در سرعت‌های مختلف

در این بخش، به‌ازای استفاده از روانسازهای معرفی شده، تاثیر سرعت دورانی بر عملکرد هیدرومکانیکی یاتاقان مذکور بررسی می‌شود. تحلیل حاضر از نوع ترموهیدرودینامیکی بوده، تغییر شکل کفشک‌ها نیز در نظر گرفته می‌شود. لایه روغن در لقی بین هر کفشک و محور یاتاقان با شبکه‌ای به ابعاد $100 \times 100 \times 150$ به‌طور یکنواخت تقسیم‌بندی شده است. علت انتخاب این شبکه‌بندی، در جدول ۵ آورده شده است که مربوط به مطالعه استقلال نتایج از شبکه



شکل ۳- شبیه‌سازی یاتاقان TPJB. مینیمم ضخامت بی‌بعد فیلم روغن برحسب عدد سامرفیلد

می‌باشد. نتایج جدول ۵، برای سرعت ۱۵۰ دور بر دقیقه و روغن ISO-VG46 است.

جدول ۳- مشخصات فیزیکی چند روغن صنعتی [۲۳، ۲۸]

ISO-VG68	ISO-VG46	ISO-VG32	نوع روغن در استاندارد ISO
SAE 20W	SAE 15W	SAE 10W	معادل روغن در استاندارد SAE
۰/۰۵۸۸	۰/۰۳۹۶	۰/۰۲۷۴	لزجت در دمای ۴۰ [Pa.s]
۰/۰۰۷۵	۰/۰۰۵۸	۰/۰۰۴۶	لزجت در دمای ۱۰۰ [Pa.s]
۸۶۵	۸۶۱	۸۵۷	چگالی در دمای ۴۰ [kg/m ³]
۱۹۴۹	۱۹۵۰	۱۹۵۱	ظرفیت ویژه حرارتی [J/kg.°C]

جدول ۴- مشخصات یاتاقان TPJB در نیروگاه برق آبی

L/D	c [mm]	θ_p [deg]	N_p	W [kN]	m	γ [%]
۰/۲۸	۱	۳۱	۸	۲۱۶	۰/۷	۴۰

جدول ۵- مطالعه استقلال نتایج از شبکه (عملکرد یاتاقان

با روغن ISO-VG46)

Q_s [lit/s]	h_0 [mm]	P_f [kW]	ابعاد شبکه
۰/۷۹۸	۰/۰۰۶۱۲	۸/۸۲	۳۸*۲۵*۲۵
۰/۷۹۰	۰/۰۰۶۰۳	۸/۸۹	۷۵*۵۰*۵۰
۰/۷۵۳	۰/۰۰۵۸۲	۸/۹۸	۱۵۰*۱۰۰*۱۰۰
۰/۷۵۴	۰/۰۰۵۸۳	۸/۹۷	۳۰۰*۲۰۰*۲۰۰

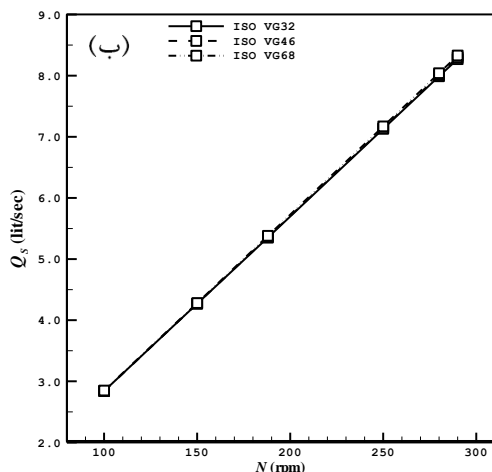
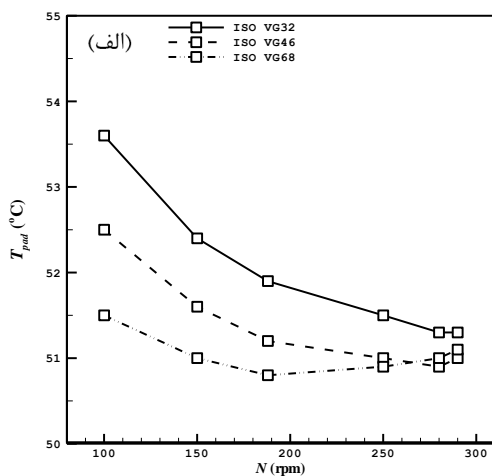
شکل ۵- (الف)، مینیمم ضخامت فیلم روغن (h_0/c) و زاویه چرخش کفشک (δ) بازای تغییر سرعت دورانی یاتاقان از ۱۰۰ تا ۳۰۰ دور بر دقیقه را نمایش می‌دهد. همانطور که ملاحظه می‌شود، با افزایش سرعت دورانی محور یاتاقان، زاویه چرخش کفشک‌ها نیز افزایش می‌یابد که دلیل آن ایجاد تعادل ناشی از توزیع فشار روغن روی سطح کفشک است. همچنین نتایج مربوط به h_0/c نشان می‌دهد که هرچه روغن لزجت کمتری داشته باشد (مانند ISO-VG32)، ضخامت فیلم روغن تشکیل شده آن نیز کمتر بوده، نزدیک شدن محور به کفشک‌ها و حتی احتمال برخورد و تخریب کفشک‌ها را نیز (بویژه در سرعت‌های کم) به همراه خواهد داشت. با این وجود، مطابق نتایج درج شده در شکل ۵- (ب)،

برای روغن‌هایی با لزجت کمتر که ضخامت لایه روغن کمتری نیز دارند، توان تلفاتی اصطکاکی^۱ (P_f) کمتر بوده که نشان می‌دهد با عنایت به تناسب شناخته شده $P_f \sim \mu/h$ ، تاثیر لزجت بیش از تاثیر ضخامت فیلم روغن در تلفات اصطکاکی است.

شکل ۶- (الف)، میزان بیشینه درجه حرارت کفشک (T_{Pad}) بازای تغییر سرعت دورانی یاتاقان از ۱۰۰ تا ۳۰۰ دور بر دقیقه را نمایش می‌دهد. اولین نکته قابل توجهی که از این نتایج استخراج می‌شود، این است با افزایش سرعت دورانی، (برای هر سه نوع روغن آزمایش شده) بیشینه درجه حرارت کفشک کاهش می‌یابد و این درحالی است که توان تلفات اصطکاکی و حرارت تولیدی (مطابق شکل ۵- (ب)) با افزایش سرعت روند افزایشی دارد. علت این موضوع را می‌توان در شکل ۶- (ب) جستجو کرد که نشان می‌دهد، دبی روغن کشیده شده به داخل یاتاقان (Q_I) با افزایش سرعت دورانی افزایش می‌یابد؛ در نتیجه حرارت تولید شده به مقدار بیشتری از روغن منتقل گشته، در نتیجه دمای بیشینه روغن و متعاقب آن، دمای بیشینه کفشک نیز کمتر خواهد بود.

دومین نکته مهم این است که با وجود اینکه عملکرد یاتاقان در زمان استفاده از روغن با لزجت زیاد (نظیر روغن ISO-VG68) توان تلفات اصطکاکی بیشتری دارد و حرارت بیشتری تولید می‌کند (مطابق شکل ۵- (ب))، اما براساس شکل ۶- (الف)، بیشینه درجه حرارت کفشک مربوط می‌شود، به عملکرد یاتاقان در زمان استفاده از روغن با لزجت کمتر (یعنی روغن ISO-VG32). برای پی بردن به علت این پدیده، توزیع درجه حرارت کفشک از ورودی تا خروجی (روی صفحه میانی کفشک) برای سه کفشک مجاور شماره ۱ (کفشک اصلی تحت بار)، شماره ۲ و شماره ۳ (شماره‌ها در جهت دوران یاتاقان انتخاب شده‌اند) برای دو روغن ISO-VG32 و ISO-VG68 در سرعت دورانی ۱۰۰ دور بر دقیقه در شکل ۷ نمایش داده شده است. همانطور که ملاحظه می‌شود، تنها در کفشک شماره ۱ (یعنی کفشک اصلی تحت بار)، درجه حرارت در زمان استفاده از روغن ISO-VG32 نسبت به حالت استفاده از روغن ISO-VG68 بیشتر است؛ بنابراین اگرچه تلفات اصطکاکی یاتاقان در زمان استفاده از روغن

¹ Power Friction Loss

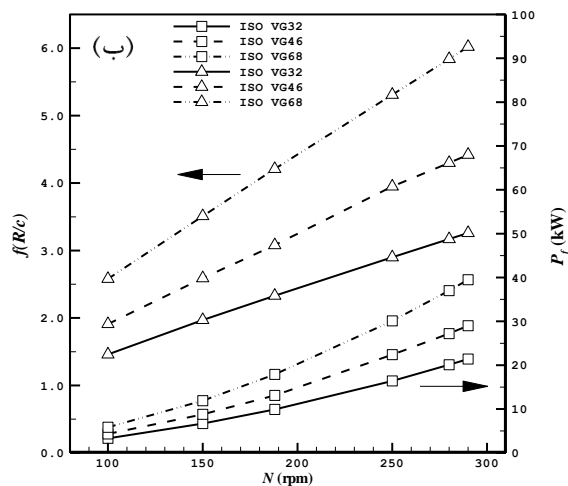
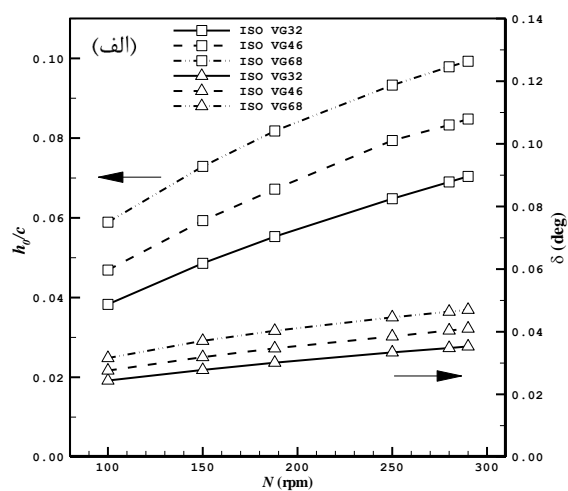


شکل ۶- تاثیر روغن‌های صنعتی بر عملکرد یاتاقان TPJB در سرعت‌های مختلف. (الف) بیشینه دمای کفشک، (ب) دبی روغن ورودی به داخل یاتاقان

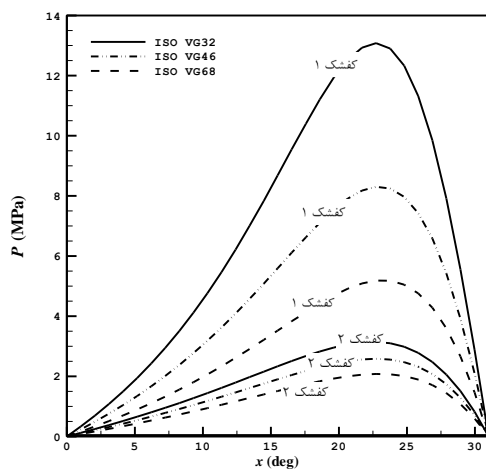
۵-۴- تاثیر روغن‌های صنعتی بر توزیع فشار

در این بخش، توزیع فشار در صفحه میانی کفشک‌های شماره ۱ و ۲ یاتاقان از ورود تا خروج کفشک، در زمان استفاده از سه نوع روغن معرفی شده، سرعت دورانی ۱۰۰ دور بر دقیقه، مقایسه و ارزیابی می‌شود. نتایج این ارزیابی در شکل ۸ نشان داده شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود، هرچه روغن لزجت کمتری داشته باشد (نظیر ISO-VG32)، تمرکز فشار روی کفشک اصلی آن بیشتر بوده، به همین دلیل سهم اصلی تلفات اصطکاکی کل یاتاقان را به‌دوش خواهد کشید، لذا بیشینه درجه حرارت در آن رخ می‌دهد (به شکل ۶-الف) مراجعه شود). البته لازم به توضیح است که از کفشک‌های

ISO-VG68 از روغن‌های دیگر بیشتر است، اما سهم کفشک‌های غیر اصلی (کفشک‌های شماره ۲ الی ۸) در این تلفات کم نیست (دلیل این موضوع این است که ضخامت فیلم روغن روی کفشک اصلی آنقدر زیاد است که محور یاتاقان به کفشک‌های ۲ الی ۸ نیز نزدیک می‌شود و با عنایت به رابطه $P_f \sim \mu/h$ ، این کفشک‌ها نیز سهم عمده‌ای در تلفات اصطکاکی دارند؛ در نتیجه بیشینه درجه حرارت کفشک نمایش داده شده در شکل ۶-الف)، مربوط به کفشک اصلی تحت بار (یعنی کفشک شماره ۱) است.



شکل ۵- تاثیر روغن‌های صنعتی بر عملکرد یاتاقان TPJB در سرعت‌های مختلف. (الف) مینیمم ضخامت بی‌بعد فیلم روغن و زاویه چرخش کفشک، (ب) ضریب اصطکاک و توان تلفاتی اصطکاکی یاتاقان



شکل ۸- توزیع فشار کفشک از ورودی تا خروجی برای کفشک‌های شماره ۱ و ۲ برای سه روغن ISO-VG32، ISO-VG46 و ISO-VG68 در سرعت دورانی ۱۰۰ دور بر دقیقه

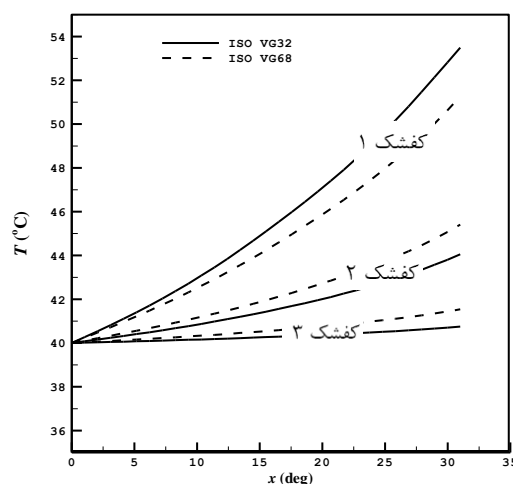
۶- نتیجه‌گیری

در تحقیق حاضر، یک برنامه عددی سه‌بعدی با رویکرد شبیه‌سازی ترمو-هیدرودینامیکی شرایط دائمی یاتاقان‌های ژورنال کفشک لولایی بدون محدودیت در ابعاد بویژه طول آن‌ها تهیه شده است. در این برنامه، معادلات جریان روغن در شکاف بین محور و کفشک‌های یاتاقان معروف به معادلات رینولدز، به کمک روش عددی تفاضلات محدود و تخفیف-متوالی حل می‌شود. در این شبیه‌سازی، به‌منظور نزدیک بودن به شرایط واقعی عملکردی یاتاقان‌ها، تغییرات لزجت روغن با دما و تغییر شکل کفشک‌ها نیز در نظر گرفته می‌شود. جهت ارزیابی تاثیر خواص فیزیکی روغن بر رفتار هیدرودینامیکی یاتاقان، سه روغن مهم و پرکاربرد صنعتی که غالباً در یاتاقان‌های نیروگاهی مورد استفاده قرار می‌گیرد، (یعنی روغن‌های ISO-VG32، ISO-VG46، ISO-VG68) انتخاب و نتایج آنها برای عملکرد یک یاتاقان نیروگاهی در این مقاله آورده شده است. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهد، هرچه روغن صنعتی لزجت بیشتری داشته باشد (نظیر ISO-VG68)، توان تلفات حرارتی (اصطکاکی) کل یاتاقان بیشتر است؛ اما بیشینه دمای محلی کفشک‌ها متعلق به روغن با لزجت کمتر است (نظیر ISO-VG32). علت این موضوع این است که هرچه لزجت روغن کمتر باشد، سهم کفشک اصلی تحت بار در تحمل بارپذیری یاتاقان بیشتر بوده (به عبارتی

شماره ۲ به بعد، اختلاف توزیع فشار به‌ازای استفاده از روغن‌های مختلف کم خواهد شد؛ زیرا با عنایت به جهت نیروی وزن، تمرکز و سهم نیروی وزن روی کفشک‌های شماره ۲ به بعد کمتر خواهد شد.

۵-۵- تاثیر روغن‌های صنعتی بر ضخامت فیلم روغن

در این بخش، تغییرات ضخامت فیلم روغن در صفحه میانی کفشک‌های شماره ۱، ۲، ۳ و ۵ یاتاقان از ورود تا خروج کفشک، در زمان استفاده از سه نوع روغن معرفی شده، سرعت دورانی ۱۰۰ دور بر دقیقه، بررسی می‌شود. نتایج حاصل از شبیه‌سازی در شکل ۹ نمایش داده شده است. همانطور که در شکل ۹-الف ملاحظه می‌شود، برای کفشک شماره ۱ (کفشک اصلی تحت بار) و کفشک مجاور آن (کفشک شماره ۲)، هنگام استفاده از روغن با لزجت کمتر (نظیر روغن ISO-VG32)، فیلم روغن با ضخامت کمتری تشکیل می‌شود؛ درحالی‌که این موضوع مطابق شکل ۹-ب) برای کفشک‌های بعدی نتیجه عکس دارد؛ بنابراین همانگونه که در بخش‌های قبلی هم اشاره شد، سهم عمده تلفات اصطکاکی (با عنایت به رابطه $P_f \sim \mu/h$) در زمان استفاده از روغن با لزجت کم، به عهده کفشک تحت بار بوده، در نتیجه دمای بیشتری نیز برای آن کفشک در مقایسه با روغن با لزجت بیشتر انتظار خواهیم داشت.

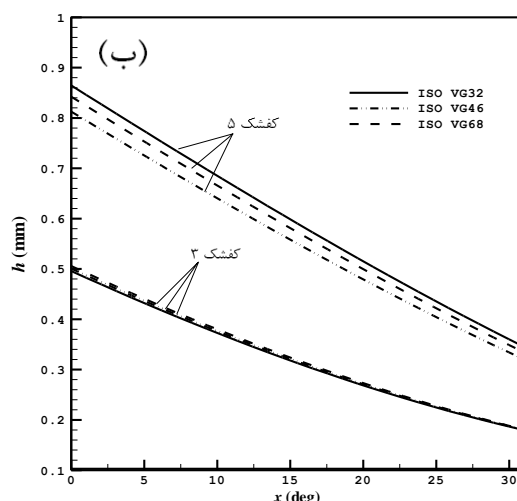
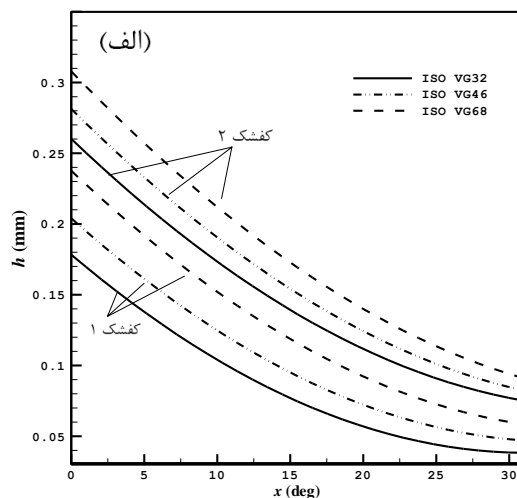


شکل ۷- توزیع درجه حرارت کفشک از ورودی تا خروجی برای کفشک‌های مجاور شماره ۱، ۲ و ۳ برای دو روغن ISO-VG32 و ISO-VG68 در سرعت دورانی ۱۰۰ دور بر دقیقه

نوع روغن یکسان است. دلیل اصلی این اتفاق این است که دبی روغن کشیده شده به داخل یاتاقان، با افزایش سرعت دروانی افزایش می‌یابد؛ در نتیجه حرارت تولید شده به مقدار بیشتری از روغن منتقل گشته، در نتیجه دمای بیشینه روغن و متعاقب آن، دمای بیشینه کفشک نیز کمتر خواهد بود.

۷- فهرست علائم

لقی کفشک و محور یاتاقان، m	c
لقی دایره استقرار مفصل و محور یاتاقان، m	c'
ظرفیت حرارتی روغن، J/kg. °C	C_p
خروج از مرکزیت محور، m	e
مدول الاستیسیته کفشک، MPa	E
ضریب اصطکاک یاتاقان	f
ضخامت فیلم روغن، m	h
ضخامت بی بعد فیلم روغن، $(\bar{h} = h/c)$	\bar{h}
مینیمم ضخامت فیلم روغن، m	h_0
ممان دوم سطح کفشک، m ⁴	I
طول یاتاقان، m	L
ضریب پیش بارگذاری، $(m = 1 - c'/c)$	m
کمیت وگلیپول، $(M = \bar{p}\bar{h}^{1.5})$	M
گشتاور موضعی حول نقطه مفصل، N.m	M'
سرعت دروانی محور یاتاقان، rpm	N
تعداد کفشک یاتاقان	N_p
فشار روغن، Pa	p
فشار بی بعد، $\bar{p} = pc^2/(6U\mu R)$	\bar{p}
توان تلفاتی اصطکاکی یاتاقان، kW	P_f
دبی روغن ورودی به یاتاقان، lit/s	Q_I
نشتی روغن در راستای محور یاتاقان، lit/s	Q_S
کمیت کمکی معادله انرژی	q_x
کمیت کمکی معادله انرژی	q_y
شعاع یاتاقان، m	R
عدد سامرفیلد، $S = (R/c)^2(\mu N/P)$	S
دمای روغن، °C	T
دمای کفشک، °C	T_{Pad}
مولفه سرعت سیال در راستای چرخشی، m/s	u
سرعت خطی محور یاتاقان، m/s	U
مولفه سرعت سیال در راستای عمود، m/s	v



شکل ۹- ضخامت فیلم روغن از ورودی تا خروجی برای کفشک‌های شماره ۱، ۲، ۳ و ۵ برای سه روغن ISO-VG32، ISO-VG46 و ISO-VG68 در سرعت دورانی ۱۰۰ دور بر دقیقه

ضخامت فیلم روغن نیز به کمترین مقدار خود خواهد رسید؛ در نتیجه آن کفشک دمای بیشتری را تجربه خواهد کرد. همچنین تمرکز فشاری روی کفشک اصلی برای روغن با لزجت کمتر نیز بیشتر خواهد بود که می‌بایست این موضوع در طراحی تنش‌های لهدگی مدنظر قرار گیرد. از دیگر نتایج مهم این بررسی، ثابت ماندن تقریبی دبی روغن ورودی به یاتاقان برای هر سه روغن در یک سرعت یکسان است. نکته قابل توجه دیگر این است که اگرچه با افزایش سرعت دورانی، تلفات اصطکاکی کل یاتاقان نیز افزایش می‌یابد، اما بیشینه دمای کفشک‌ها روند کاهشی دارند و این رفتار برای هر سه

- [5] Raimondi AA, Boyd J (1958) A solution for the finite journal bearing and its application to analysis and design III. ASLE Trans 1(1): 194-209.
- [6] Raimondi AA, Szeri AZ (1984) Journal and thrust bearings. 2edn. in CRC Handbook of Lubrication, E. R. Booser 413-462.
- [7] Khonsari MM, Beaman JJ (1985) Thermo-hydrodynamic analysis of laminar incompressible journal bearings. ASLE Trans 29: 141-150.
- [8] Boncompain R, Fillon M, Frene J (1986) Analysis of thermal effects in hydrodynamic bearings. J Tribol-T ASME 108: 219-224.
- [9] Pierre I, France ED, Bouyer J, Fillon M (2004) Thermohydrodynamic behavior of misaligned plain journal bearings: theoretical and experimental approaches. Tribol T 47: 594-604.
- [10] Lund JW (1964) Spring and damping coefficients for the tilting pad journal bearing. ASLE Trans 42(4): 342-352.
- [11] Orcutt FK (1967) The steady state and dynamic characteristics of the tilting pad journal bearing in laminar and turbulent flow regimes. Trans ASME Ser J 89(3): 392-404.
- [12] Jones GJ, Martin FA (1979) Geometry effects in tilting-pad journal bearings. ASLE Trans 22(3) 227-244.
- [13] Knight JD, Barrett LE (1988) Analysis of tilting pad journal bearings with heat transfer effects. J Tribol-T ASME 110(1): 128-133.
- [14] Hyun CH, Ho JK, Kyung WK (1995) Inlet pressure effects on the thermohydrodynamic performance of a large tilting pad journal bearing. J Tribol-T ASME 117(1): 160-165.
- [15] Fillon M, Frene J (1995) Numerical simulation and experimental results on thermo-elasto-hydrodynamic tilting-pad journal bearings, IUTAM symposium on numerical simulation of non-isothermal flow of viscoelastic liquids. Fluid Mechanics and Its Applications 28: 85-99.
- [16] Monmousseau P, Fillon M, Frêne J (1997) Transient thermoelastohydrodynamic study of tilting-pad journal bearings—comparison between experimental data and theoretical results. J Tribol-T ASME 119(3): 401-407.
- [17] Reddy DSK, Swarnamani S, Prabhu BS (2000) Thermoelastohydrodynamic analysis of tilting pad journal bearing - theory and experiments. Tribol T 43(1): 82-90.
- [18] Fillon M, Dmochowski W, Dadouche A (2007) Numerical study of the sensitivity of tilting pad journal bearing performance characteristics to manufacturing tolerances: steady-state analysis. Tribol T 50(3): 387-400.

مولفه سرعت سیال در راستای محوری، m/s	w
نیروی وارد بر یاتاقان، N	W
مختصات در راستای محیطی، m	x
مختصات زاویه‌ای، $(\bar{x} = x/R)$	\bar{x}
موقعیت زاویه‌ای مفصل کفشک، m	\bar{x}_p
مختصات در راستای محوری، m	y
مختصات بی‌بعد محوری، $\bar{y} = y/c$	\bar{y}
مختصات در راستای ضخامت فیلم، m	z

علائم یونانی

زاویه چرخش کفشک	δ
نسبت خروج از مرکزیت، $(\varepsilon = e/c)$	ε
زاویه کمائی کفشک	θ_p
زاویه گرایش یاتاقان	ϕ
زاویه بارگذاری	φ
لزجت روغن، Pa.s	μ
لزجت بی‌بعد روغن، $(\bar{\mu} = \mu/\mu_0)$	$\bar{\mu}$
لزجت مرجع، Pa.s	μ_0
چگالی روغن، kg/m^3	ρ
نسبت لقی، $(\psi = c/R)$	ψ
محل لولای کفشک	γ
کمیت کمکی معادله وگلپول	η
کمیت کمکی معادله وگلپول	ξ

زیرنویس‌ها

شماره شبکه محاسباتی	i, j
---------------------	--------

۸- مراجع

- [1] Reynolds O (1886) On the theory of lubrication and its application to mr. beauchamp tower's experiments, including an experimental determination of the viscosity of olive oil. Philos T Roy Soc A 177: 157-234.
- [2] Sommerfeld A (1904) Zur hydrodynamische theorie der schmiermittelreibung. Zeitschrift fur Mathematik und Physik 50: 97-155.
- [3] Raimondi AA, Boyd J (1958) A solution for the finite journal bearing and its application to analysis and design I. ASLE Trans 1(1): 159-174.
- [4] Raimondi AA, Boyd J (1958) A solution for the finite journal bearing and its application to analysis and design II. ASLE Trans 1(1): 174-193.

- International Conference on Automation and Logistics, Shenyang, China, August.
- [24] Stachowiak GW, Batchelor AW (2005) Engineering tribology. 3rd edn. Elsevier Inc.
- [25] Szeri AZ (2001) Fluid film lubrication: theory and design. 2nd edn. Cambridge University Press.
- [26] Boncompain R, Fillon M, Frene J (1986) Analysis of thermal effects in hydrodynamic bearings. . J Tribol-T ASME 108: 219-224.
- [27] Vogelpohl G (1937) Beitrage zur Kenntnis der Gleitlagerreibung (Contributions to Study of Journal Bearing Friction). Ver Deutsch Ing, Forschungsheft, 386: 1-28.
- [28] Website of Thermal & Mechanical Equipment Company(TMEC):<http://www.tmec.com/engineering-tools/fluid-properties/>
- [19] Hargreaves M, Fillon M (2007) Analysis of a tilting pad journal bearing to avoid pad fluttering. Tribol Int 40(4): 607-612.
- [20] Hou Y, Lai T, Chen S, Ma B, Liu J (2013) Numerical analysis on the static performance of tilting pad journal gas bearing in subsystems. Tribol Int 61: 70-79.
- [21] Daniel GB, Cavalca KL (2013) Evaluation of the thermal effects in tilting pad bearing. International Journal of Rotating Machinery 5: 1-17.
- [22] Akbarzadeh P (2015) Numerical study of thermohydrodynamic characteristics of oil tilting-pad journal bearings with a self-pumping fluid flow circulation. Tribol T 58: 18-30.
- [23] Lihua Y, Shemiao Q, Haipeng G, Lie Y (2009) Static characteristics of aerodynamic tilting pad journal bearing. Proceeding of the IEEE