

شبیه‌سازی عددی نشت‌بند گازی خشک یک کمپرسور گریز از مرکز

کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه شهید چمران اهواز، اهواز، ایران،
 z.sajadyan@gmail.com
 دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه شهید چمران اهواز، اهواز، ایران،
 mr.saffarian@scu.ac.ir
 دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه شهید چمران اهواز، اهواز، ایران،
 bahrainian@scu.ac.ir

زهرا سجادیان

محمدرضا صفاریان*

سید سعید بحرینیان

چکیده

در این پژوهش با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی، ویژگی‌های دینامیکی جریان در سه مدل از شیارهای یک و دوجهته نشت‌بند گازی خشک یک کمپرسور گریز از مرکز، شبیه‌سازی می‌شود. ناحیه محاسباتی شامل فیلم گاز بین دو رینگ ثابت و چرخان و فضای درون شیارها است. عملکرد نشت‌بند تحت ضخامت‌های مختلف مورد بررسی قرار می‌گیرد. به منظور انجام حل عددی، معادله‌های پیوستگی و ناویر - استوکس با فرض سیال گاز ایده‌آل با استفاده از سلول‌های باسازمان و شش وجهی، حل می‌شوند. رژیم جریان لایه‌ای در نظر گرفته می‌شود. نتایج به دست آمده شامل توزیع فشار، نیروی بازکننده، میزان نشتی و سفتی فیلم گاز می‌باشند. ابتدا نشت‌بند یک جهته مدل شده و نتایج حاصله با نتایج تجربی مقایسه می‌شوند. در ادامه دو مدل هندسی متفاوت شیار دو جهته مورد استفاده قرار می‌گیرند و نتایج بدست آمده مقایسه می‌شوند. نتایج نشان می‌دهند که نیروی بازکننده و سفتی فیلم گاز در دو مدل هندسی با شیار دو جهته از شیار یک‌جهته بیشتر هستند. همچنین میزان نشتی در این دو مدل هندسی نیز نسبت به شیار یک جهته کاهش می‌یابد.

واژه‌های کلیدی: نشت‌بند گازی خشک، شیارهای یک و دوجهته، دینامیک سیالات محاسباتی، نیروی بازکننده و بسته کننده، سفتی فیلم گاز.

Numerical simulation of the dry gas seal of a centrifugal compressor

Z. Sajadian

M. R. Saffarian

S. S. Bahrainian

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Shahid Chamran University of Ahvaz, Ahvaz, Iran
 Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Shahid Chamran University of Ahvaz, Ahvaz, Iran
 Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Shahid Chamran University of Ahvaz, Ahvaz, Iran

Abstract

The dynamic features of flow field in three models of the unidirectional and bidirectional grooves of the dry gas seal of a centrifugal compressor are simulated using computational fluid dynamics. The computational domain is the gas film between two rotating and stationary rings and inside the grooves. The seal performance is investigated under different thicknesses. The continuum and Navier-Stokes equations are solved by assuming the ideal gas fluid by using structural and hexagonal cells. The flow is considered laminar. The results include pressure distribution, opening force, leakage, and stiffness of the gas film. First, the unidirectional seal is modeled and the results are compared with the experimental results. The results show that the effects of turbulence can be ignored. In the following, two different geometrical models of the bidirectional grooves are used and the results are compared. The results show that the opening force and stiffness of the gas film in two bidirectional groove models are higher than the unidirectional groove. Also, the leakage values in these two models are reduced compared to the unidirectional groove.

Keywords: Dry gas seal, Unidirectional and bidirectional grooves, Computational fluid dynamics, Opening and closing forces, Gas film stiffness.

یکی از آن‌ها روی محور نصب شده و با آن می‌چرخد و دیگری روی بدنه تعبیه می‌شود. تفاوت این نوع نشت‌بند با دیگر نشت‌بندها رایج در این است که به جای استفاده از فیلم مایع، سطوح نشت‌بندی روی فیلم بسیار نازکی از گاز می‌چرخند و به این ترتیب از تماس مستقیم سطوح نشت‌بندی جلوگیری می‌شود. اساس کار نشت‌بندهای گازی خشک به این صورت است که شیارهایی روی قسمتی از رینگ گردان تعبیه می‌شود که در حین چرخش باعث ایجاد یک نیروی دینامیکی شده و سبب جدا شدن رینگ‌های ثابت و چرخان از یکدیگر و ایجاد یک فاصله بسیار کم بین دو سطح می‌شوند. این نشت‌بندها دارای دو نوع شیار روی رینگ گردان خود هستند که به شیارهای یک‌جهته و دوجهته معروف هستند. درحالی‌که کمپرسور در یک جهت دوران کند از رینگ‌های یک جهته استفاده می‌شود و در مواردی که ممکن است

۱- مقدمه

یکی از مشکلات تجهیزات فنی و مکانیکی، وجود نشتی در محل اتصال تجهیز دوار به بدنه ساکن است [1, 2]. عملکرد صحیح سیستم نشت‌بندی در کمپرسورها از اهمیت به‌سزایی برخوردار است. در صورت اختلال در سیستم نشت‌بند، به دلیل اختلاف فشار زیاد بین گاز داخل کمپرسور و محیط اطراف، مشکلات بسیاری به وقوع می‌پیوندد. بنابراین سیستم نشت‌بندی کمپرسورها باید ضریب ایمنی بالایی داشته باشد. در بیست سال گذشته نشت‌بند گازی خشک در کمپرسورهای گاز کاربرد فراوانی یافته است به طوری که اکنون بیش از ۸۰ درصد کمپرسورها با استفاده از این نوع نشت‌بندها به بازار عرضه می‌شوند [3]. این نشت‌بندها شامل یک رینگ گردان و یک رینگ ثابت می‌باشند که

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: mr.saffarian@scu.ac.ir

جهت دوران کمپرسور معکوس شود، این نوع نشت‌بندها دیگر قادر به جلوگیری از خروج جریان گاز نیستند و شیارهای یک جهتته واقع بر رینگ گردان کارایی خود را از دست می‌دهند و نیروی لازم را برای جدا سازی دو رینگ به مقدار کافی تولید نخواهند کرد، بنابراین ممکن است دو رینگ با هم برخورد فیزیکی داشته باشند و آسیب‌های مخربی در اثر تماس آن دو به یکدیگر ایجاد شود که در این گونه موارد از رینگ با شیار دوجہته استفاده می‌شود. این نوع رینگ‌ها قابلیت فشرده کردن گاز در هر دو جهت چرخش را دارند و برای کاربردهای عمومی و فشارهای متوسط کارایی خوبی دارند [4]. تحقیقات زیادی توسط محققان بر روی نشت بند های گازی خشک انجام شده است. پنگ و همکاران [5]، به بررسی جریان در رینگ گردان با چند نوع شیار یک جهتته پرداختند. آن‌ها شیار یک جهتته مارپیچی با حلقه دورنی در انتهای هر شیار و یک شیار مارپیچی با حلقه دورنی در کل رینگ را مورد بررسی قرار دادند و به این نتیجه رسیدند که رینگ با شیارهای مارپیچی و دارای حلقه دورنی در کل رینگ، عملکردی بهتری نسبت به دو مدل دیگر دارد. وانگ و همکاران [6]، به یک تحلیل عددی از میدان جریان در رینگ گردان نشت‌بند گازی خشک، تحت ضخامت‌های مختلف پرداختند، آن‌ها دریافتند که در ضخامت‌های کمتر از ۳ میکرومتر، فشار به مقدار زیادی افزایش پیدا می‌کند و این در حالی است که با افزایش ضخامت، نرخ افزایش فشار کاهش خواهد یافت. شاهین و همکاران [7]، عملکرد شیار یک جهتته را هنگامی که جهت دوران کمپرسور عوض می‌شود، بررسی کردند و به این نتیجه رسیدند که هنگامی که جهت دوران معکوس می‌شود، بیشینه فشار در انتهای شیار رخ نمی‌دهد و سفتی فیلم سیال منفی می‌شود و بدین ترتیب ناپایداری ایجاد می‌شود. هو و همکاران [8]، به بررسی عددی هندسه شیارهای یک جهتته نشت‌بند پرداختند. آن‌ها سه مدل هندسی برای شیار یک جهتته در نظر گرفتند. یکی از این سه مدل دارای انتهایی با نوک تیز و دو مدل دیگر دارای شکل مستطیل و متوازی الاضلاع بودند. نتایج به دست آمده نشان داد که شیار که دارای انتهای زاویه‌دار می‌باشد، عملکرد بهتری دارد. بین و همکاران [9]، به تحلیل عددی شیار مارپیچی نشت‌بند گازی خشک با در نظر گرفتن شرایط جریان لغزشی پرداختند. آن‌ها با حل معادله رینولدز به روش اختلاف محدود به این نتیجه رسیدند که با در نظر گرفتن سرعت لغزشی، نسبت به حالت بدون لغزش، عمق شیار و زاویه شیار تاثیر زیادی بر عملکرد نشت‌بند دارند، در حالی که تاثیر تعداد شیارها کم است. لی و همکاران [10]، به ارزیابی عددی ویژگی‌های جریان میکرو - مقیاس در شیار T شکل پرداختند. آنها نیروی بازکننده و میزان نشتی را تحت ضخامت‌های مختلف بررسی کردند. گائو [11]، جریان گاز را در دو نوع نشت بند مارپیچی و تی شکل با استفاده از نرم افزار Fluent مدل کرد. وی این شبیه سازی‌ها را در سرعت‌های چرخش، فشارها و ضخامت‌های مختلف فیلم گاز انجام داد و نشان داد که افزایش سرعت، تاثیر زیادی بر نشتی دارد، درحالیکه سایر پارامترها، اثرات هیدرودینامیک را فرو می‌نشانند. ژیانگ و همکاران [12]، سفتی فیلم گاز را در یک شیار مارپیچ نشت بند گازی خشک با تغییر هندسه بهبود دادند. این تحلیل به‌صورت عددی و در سرعت‌های پایین انجام شد. نتایج آنها نشاد داد که با تغییر هندسه می‌توان سفتی فیلم گاز را تا ۱۵ درصد افزایش داد. اثر استفاده از بافت های جهت دارد در انتهای شیار به‌صورت عددی

توسط یان و همکاران [13] بررسی شد. نتایج این محققان نشان داد که استفاده از بافت جهت دار تاثیر زیادی در پایدار نشت‌بندهای گازی خشک به‌خصوص در شرایط سخت کاری، دارد.

در بیشتر پژوهش‌هایی که در گذشته انجام شده است جریان درون شیارها در حالت دو بعدی در نظر گرفته شده است. در پژوهش حاضر با استفاده از نرم‌افزار Fluent، مدل سه‌بعدی برای به دست آوردن ویژگی‌های عملکردی و انتخاب هندسه بهینه در این نشت‌بند خاص استفاده شده است. مدل‌سازی هندسی و شبیه‌سازی جریان درون شیارهای رینگ گردان نشت‌بند گازی نصب شده بر روی یک کمپرسور گازی صورت می‌گیرد. سازنده این کمپرسور گازی شرکت Nuovo Pignone از زیرمجموعه‌های شرکت جنرال الکتریک و مدل آن BCL406/B2 می‌باشد. در این پژوهش دو مدل مختلف از شیارهای دوجہته مورد استفاده قرار می‌گیرند. ابتدا به بررسی فشار ایجاد شده برای هر یک از این دو مدل می‌پردازیم و سپس نیروی بازکننده، میزان نشتی کار و سفتی فیلم گاز بین دو رینگ را برای هر کدام به دست می‌آوریم. معادلات حاکم بر جریان در این مسئله، معادلات پیوستگی و ناویر- استوکس هستند که ماهیتی دیفرانسیلی دارند. گسسته‌سازی معادلات حاکم در این مطالعه با روش حجم محدود انجام می‌شود. پژوهش‌های پیشین، بیشتر به بررسی شیار یک جهتته با فرض جریان آرام پرداخته‌اند. در بیشتر پژوهش‌های پیشین فقط توزیع فشار، نیروی بازکننده و میزان نشتی مورد بررسی قرار گرفته است و این درحالی است که برای تحلیل کامل یک نشت‌بند گازی خشک سفتی فیلم گاز نیز یکی از پارامترهای مهم به شمار می‌آید که در پژوهش حاضر مورد بررسی قرار می‌گیرد.

۲- معادله‌های حاکم

در جریان لایه‌ای، معادله‌های حاکم شامل معادله‌های پیوستگی و ناویر- استوکس هستند. این معادله‌ها در حالت پایا به‌صورت زیر می‌باشند [14]:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i \quad (2)$$

در این روابط ρ چگالی، p فشار، u_i مولفه سرعت سیال در جهت x_i ، g_i شتاب گرانش در جهت i و τ_{ij} تانسور تنش برشی است.

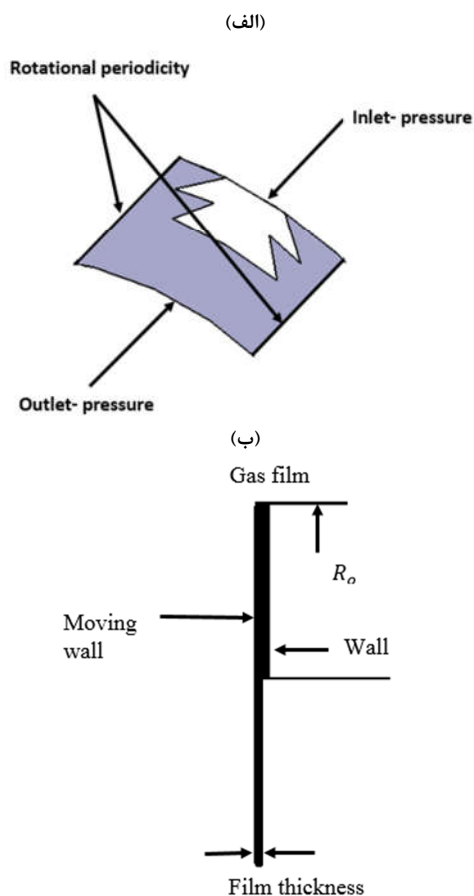
۳- شبیه‌سازی عددی جریان درون شیار

۳-۱- مدل‌سازی هندسی و تولید شبکه

مدل‌سازی هندسه سه نوع شیار مورد نظر با استفاده مشخصات ارائه شده در جدول ۱ به دست می‌آید. شکل ۱ مدل هندسی شیارهای یک‌جهته و دوجہته با دو الگوی متفاوت و پارامترهای مربوط به آنها را نشان می‌دهد.

۳-۲- شرایط مرزی و فرضیه‌ها

در پژوهش حاضر با توجه به مشخص بودن فشارهای ورودی و خروجی، شرط مرزی فشار ورودی، برای ورودی شیار لحاظ می‌شود. همچنین قسمت درونی رینگ را به عنوان شرط مرزی فشار خروجی در نظر می‌گیریم و به این ترتیب به دلیل اختلاف فشار، جریان گاز از شعاع خارجی به سمت شعاع داخلی جریان می‌یابد. همچنین به دلیل تکراری و متقارن بودن هندسه مورد مطالعه، یکی از شیارها را در نظر می‌گیریم که این شیار به وسیله دو کمان از هندسه جدا می‌شوند. این دو کمان به عنوان شرط مرزی پرئودیک چرخشی در نظر گرفته می‌شوند. سطح رینگ‌ها عنوان دیواره بدون سرعت لغزشی و هم‌دما در نظر گرفته می‌شوند. برای حرکت دوجانبه بین رینگ گردان و رینگ ساکن از سیستم مختصات مرجع گردان استفاده می‌شود و به این ترتیب دیواره رینگ گردان به عنوان دیواره متحرک و دیواره رینگ ساکن به عنوان دیواره ساکن در نظر گرفته می‌شود. شرایط مرزی در مسئله حاضر در شکل ۲ آورده شده است. در اینجا شرایط بر روی شیار دو جهته با الگوی اول نشان داده شده است. شرایط مرزی شیار با الگوی دوم و شیار یک جهته مشابه این شکل است.



شکل ۲ - شرایط مرزی در دو نمای مختلف

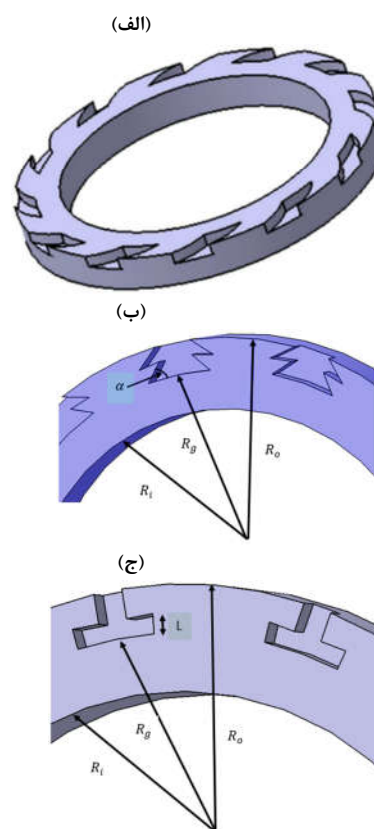
فرضیه‌های مورد استفاده به این صورت است:

۱- جریان در فیلم گاز از مدل گاز ایده‌آل پیروی می‌کند.

جدول ۱ - پارامترهای هندسی رینگ گردان [15]

پارامتر	مقدار
شعاع داخلی، R_i	۵۸/۴۲ mm
شعاع خارجی، R_o	۷۷/۷۸ mm
شعاع ریشه شیار، R_g	۶۹ mm
تعداد شیارها	۱۲
عمق شیارها	۵ μ m
زاویه انتهای شیار دو جهته مدل اول	۳۸/۸۶ °
طول انتهای شیار دو جهته مدل دوم	۳/۷ mm
طول انتهای شیار یک جهته	۵ mm

به دلیل وجود تقارن و تکرار در شکل رینگ گردان، برای صرفه‌جویی در زمان و نیز کاهش هزینه‌های محاسباتی، یکی از شیارها برای حل مسئله در نظر گرفته می‌شود. برای شبیه‌سازی جریان لازم است که دامنه محاسباتی مورد نظر را به المان‌های کوچک‌تری تقسیم کنیم. بنابراین از نرم‌افزار پیش پردازش گمبیت^۱ برای تولید شبکه محاسباتی استفاده می‌شود. در پژوهش حاضر به منظور بهبود همگرایی حل مسئله، از سلول‌های شش‌وجهی با سازمان استفاده شده است.



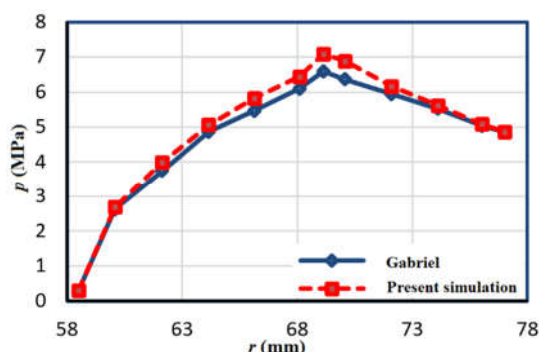
شکل ۱ - مدل هندسی رینگ گردان، الف) با شیار یک جهته، ب) با شیار دوجته - الگوی اول، ج) با شیار دوجته - الگوی دوم

^۱ Gambit

جدول ۳ - شبکه بهینه بر اساس درصد اختلاف فشار شبیه سازی

شماره شبکه	تعداد سلول	درصد اختلاف فشار شبیه سازی عددی با مقادیر تجربی گابریل [15]
۱	۵۳۱۶۹	۱۵/۷ درصد
۲	۷۳۱۸۹	۱۴/۳ درصد
۳	۵۹۶۶۱۰	۹ درصد
۴	۷۵۶۸۵۵	۷/۶ درصد
۵	۸۶۳۲۵۸	۷/۵۱ درصد

به منظور ارزیابی نتایج حاصل از حل عددی، شکل ۳، تغییرات فشار در مرز پرودی در حالت استفاده از ضخامت فیلم ۲/۰۳ میکرومتر را با نتایج تجربی گابریل [15] مقایسه می کند. با توجه به این شکل نتایج حاصل از حل عددی، تطابق خوبی با نتایج تجربی دارند.



شکل ۳- تغییرات فشار در مرز پرودی و با نتایج تجربی گابریل [15]

ناحیه محاسباتی به همراه شبکه در شکل ۴ ارائه شده است که نشان دهنده استفاد از شبکه بسیار ریز در این ناحیه است. نمای نزدیک شده از شبکه ایجاد شده را در یک لبه از ناحیه محاسباتی، در شکل ۵ نشان داده شده است.

۴-۲- توزیع فشار

شکل ۶، توزیع فشار را در فیلم سیال با ضخامت ۲/۰۳ میکرومتر در شیار یک جهته و دو الگوی شیار دو جهته نشان می دهد. با توجه به این شکل، بیشینه فشار در شیار یک جهته اندکی از شیارهای دو جهته بیشتر است، اما بیشینه فشار در شیارهای دو جهته تقریباً برابر است. در شیار یک جهته با توجه به جهت چرخش جریان سیال، بیشترین فشار در سمت راست شیار حاصل شده است. این مورد در شیارهای دو جهته متفاوت است و بیشینه فشار در ریشه شیار رخ می دهد. می توان گفت چون در این حالت تقریباً دو ریشه شیار داریم اثرات هیدرودینامیکی ناشی از تولید فشار نسبت به حالت مشابه یک جهته بیشتر خواهد بود [۱۷]. در این نوع شیار به دلیل متقارن بودن الگوی شیار، یک فضای فشار ضعیف در طرفی از شیار که در جهت مخالف سرعت دورانی و در ناحیه استراحت است، اتفاق می افتد اما به دلیل متقارن بودن شکل رینگ، این پایین بودن فشار مشکلی ایجاد نمی کند.

- ۲- دمای فیلم گاز ثابت است.
- ۳- لزجت سیال ثابت است.
- ۴- رینگ صلب می باشد.
- ۵- هیچ گونه ناهم محوری در چرخش وجود ندارد.
- ۶- جریان لایه ای است

استفاده از فرضیه گاز ایده آل به منظور تحلیل عددی نشت بندهای گازی توسط محققان دیگری نیز صورت گرفته است که از جمله آنها می توان به کار سو و همکاران [16] اشاره کرد. علاوه بر آن، ضریب تراکم پذیری هوا در دمای محیط و فشار ۴/۶ MPa، برابر ۰/۹۸۸ می باشد، بنابراین در شرایط ذکر شده می توان با دقت خوبی از فرض گاز ایده آل استفاده کرد. با توجه به اینکه عدد رینولدز پایین و کمتر از ۱ است، لذا جریان لایه ای در نظر گرفته می شود.

۳-۳- روش حل

حل عددی به کمک نرم افزار Fluent و به صورت پایا صورت گرفته است. با توجه به محدوده عدد رینولدز، رژیم جریان لایه ای فرض می شود. معادله های حاکم به روش حجم محدود گسسته سازی می شوند. همه معادله ها به صورت مرتبه دو گسسته سازی شده اند. به منظور حل معادله های سرعت و فشار از الگوریتم SIMPLE استفاده می شود. معیار همگرایی برای باقیمانده ها برابر با 10^{-4} در نظر گرفته شده است. سایر ویژگی های عملکردی و مشخصات سیال در جدول ۲ ارائه شده است.

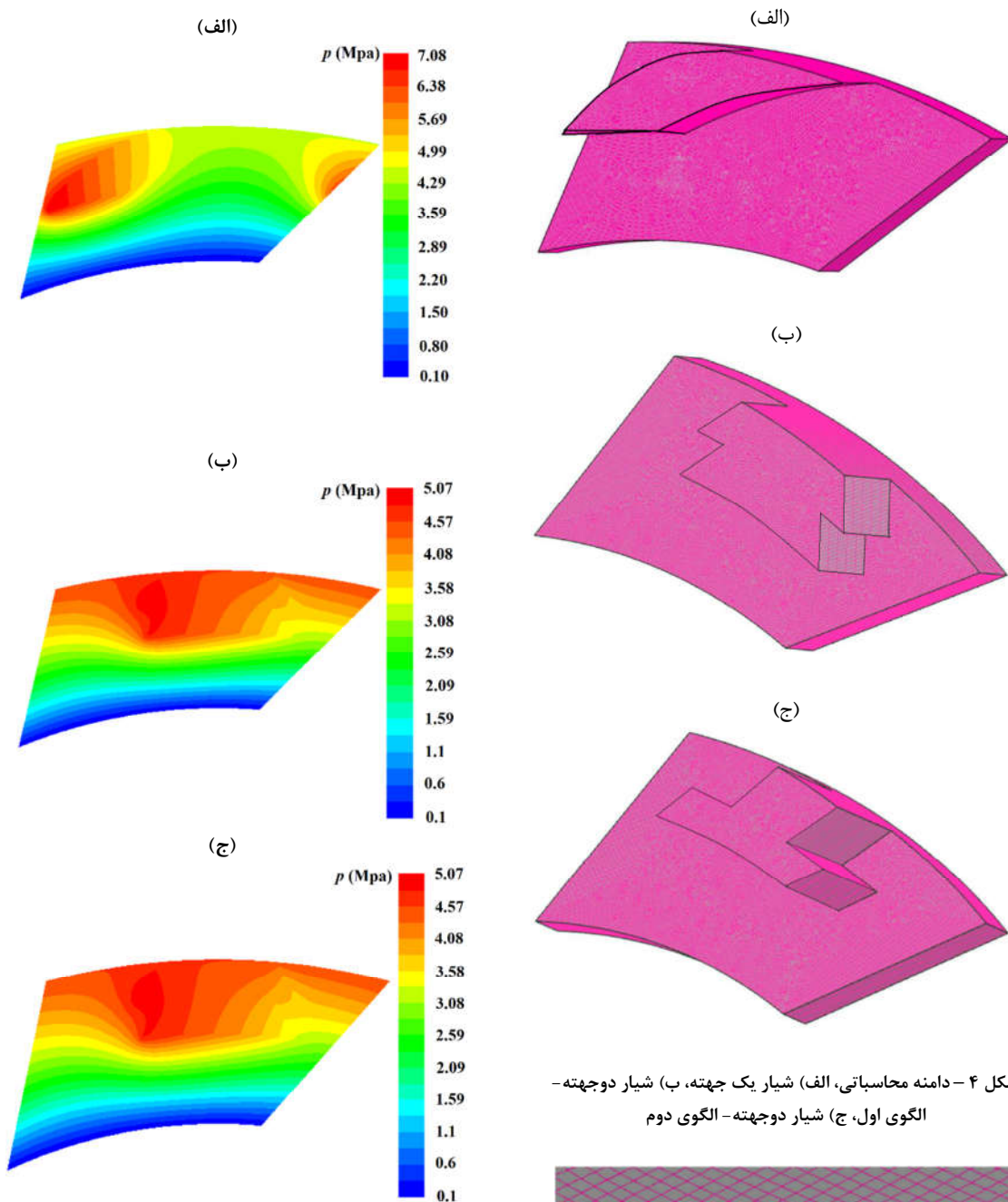
جدول ۲- پارامترهای عملکردی و ویژگی های سیال

پارامتر	مقدار
ضخامت فیلم	۲/۰۳ μm
	۳/۰۵ μm
	۵/۰۸ μm
فشار ورودی	۴/۵۸۵۸ MPa
فشار خروجی	۱۰۱/۳۲۵ kPa
سرعت چرخشی	۱۰۳۸۰ rpm
سیال	هوا
دما	۳۰۰ K
ثابت گاز	287 J/kg.K

۴- نتایج

۴-۱- انتخاب شبکه مناسب و ارزیابی نتایج

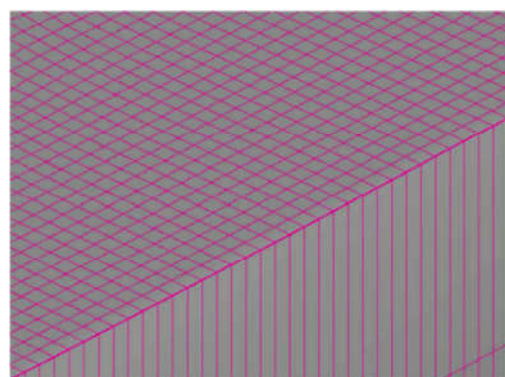
یکی از عوامل اصلی در دقت حل عددی، کیفیت شبکه محاسباتی است. در این قسمت به بررسی کیفیت شبکه با استفاده از فشار محاسبه شده در تراکم های مختلف شبکه پرداخته می شود. دقت حل عددی ارتباط زیادی با ابعاد سلول های تولید شده در نواحی محاسباتی دارد. برای به دست آوردن یک شبکه بهینه، تغییرات فشار ایجاد شده در انتهای شیار یک جهته به ازای تعداد سلول های مختلف، در جدول ۳ ارائه شده است. با توجه به این نتایج، تعداد سلول های مورد نیاز برای به دست آوردن نتایج قابل قبول ۷۵۶۸۵۵ سلول می باشد.



شکل ۴- دامنه محاسباتی، الف) شیبار یک جهته، ب) شیبار دوجته- الگوی اول، ج) شیبار دوجته- الگوی دوم

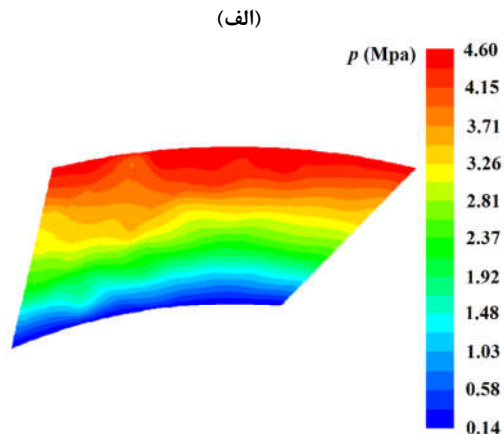
شکل ۶- توزیع فشار در فیلم سیال با ضخامت ۲/۰۳ میکرومتر، الف) شیبار یک جهته، ب) شیبار دوجته- الگوی اول، ج) شیبار دوجته- الگوی دوم

شکل‌های ۷ و ۸ به ترتیب توزیع فشار را در فیلم سیال در ضخامت‌های ۳/۰۵ و ۵/۰۸ میکرومتر نشان می‌دهند. با مقایسه توزیع فشار در این دو نوع ضخامت با توزیع فشار در ضخامت‌های مشابه شیبار یک جهته درمی‌یابیم که در این دو نوع ضخامت، بیشینه فشارها تقریباً در مدل یک جهته و دو جهته برابر هستند. نتایج در این دو ضخامت

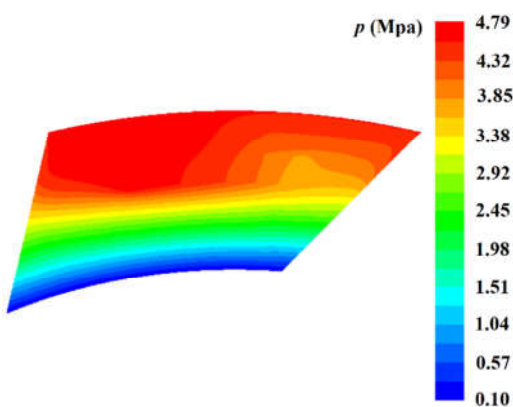


شکل ۵- نمای نزدیک شده در یک لبه از ناحیه محاسباتی

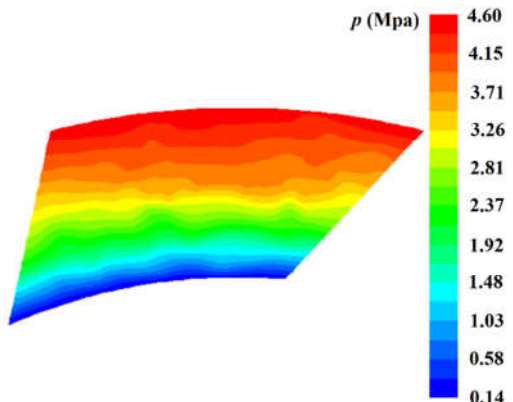
فیلم نشان می‌دهد که با افزایش ضخامت فیلم تاثیر ضخامت بر توزیع فشار کاهش می‌یابد.



(الف)

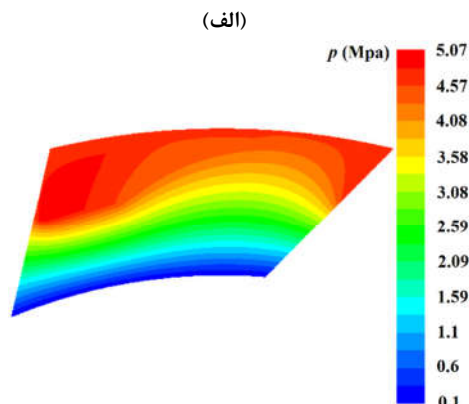


(ب)

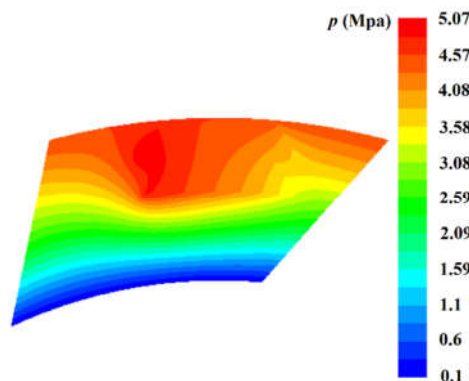


(ج)

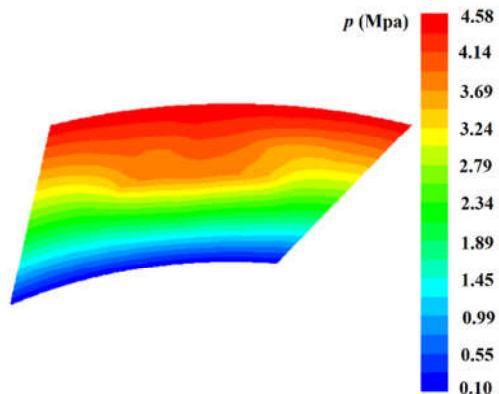
شکل ۸ - توزیع فشار در فیلم سیال با ضخامت ۵/۰۸ میکرومتر ، (الف) شیار یک جهته، (ب) شیار دوجتهه- الگوی اول، (ج) شیار دوجتهه- الگوی دوم



(الف)



(ب)

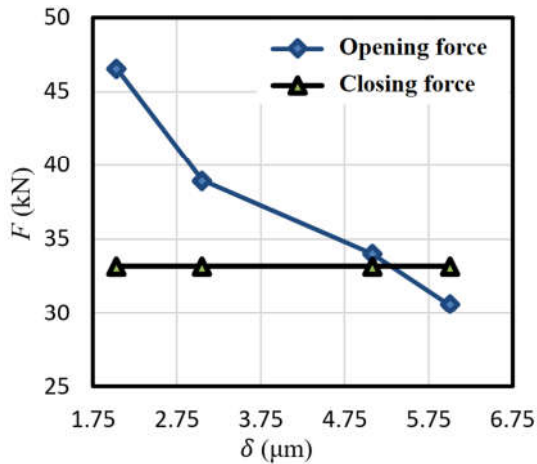


(ج)

شکل ۷ - توزیع فشار در فیلم سیال با ضخامت ۳/۰۵ میکرومتر ، (الف) شیار یک جهته، (ب) شیار دوجتهه- الگوی اول، (ج) شیار دوجتهه- الگوی دوم

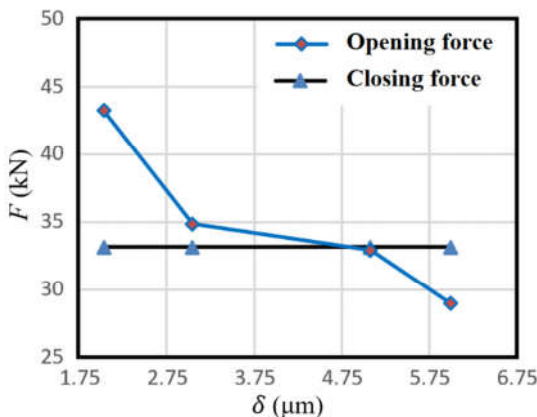
۳-۴- توزیع نیروها

در هر نشت‌بند گازی خشک دو نوع نیرو شامل نیروهای هیدرواستاتیکی و نیروهای هیدرودینامیکی وجود دارد. این نیروها به‌گونه‌ای عمل می‌کنند که موقعیت رینگ ثابت را کنترل می‌کنند. نیروهای هیدرواستاتیکی در لحظه‌ای که نشت‌بند تحت فشار قرار می‌گیرد به وجود می‌آیند. نیروی هیدرواستاتیکی یا نیروی بسته‌کننده تابعی از فشار گاز، نیروی فنر و نیروی اصطکاک رینگ‌ها است و در



شکل ۱۰- نیروی بسته‌کننده و نیروی بازکننده شیار دوجتهه- الگو ۱

نیروی باز کننده در مقایسه با نیروی بسته کننده برای شیار دوجتهه با الگو دوم در شکل ۱۱ نشان داده شده است. برای این مدل هندسی ضخامت فیلم کار، برابر $5/027$ میکرومتر می‌باشد. در این مدل نیز مانند الگوی اول، نیروی بازکننده و ضخامت فیلم کار نسبت به شیار یک‌جتهه افزایش یافته‌اند، هر چند که مقادیر آنها اندکی کمتر از الگوی اول هستند.

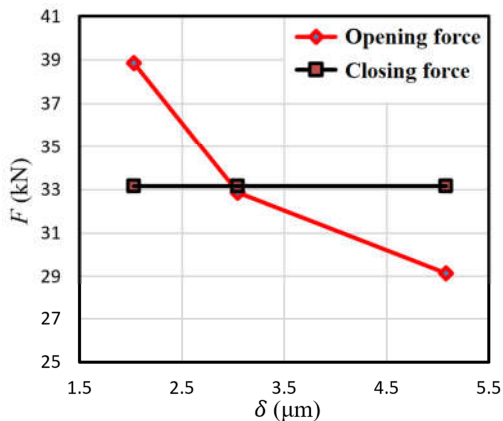


شکل ۱۱- نیروی بسته‌کننده و نیروی بازکننده شیار دوجتهه- الگو ۲

۴-۴- نشستی کار

میزان نشستی نشتبند را هنگامی که ضخامت فیلم گاز برابر با ضخامت کار است، نشستی کار می‌نامند. ضخامت کار، ضخامت فیلم گازی است که در آن دو نیروی بازکننده و بسته‌کننده رینگ برابر باشند. مطابق شکل‌های ۱۲ تا ۱۴ نشستی کار در نشتبند یک‌جتهه برابر با $22/97 \times 10^{-5} \text{ mm}^3/\text{s}$ ، در نشتبند دو‌جتهه با الگوی اول برابر با $16/232 \times 10^{-5} \text{ mm}^3/\text{s}$ و در این نوع نشتبند با الگوی دوم برابر با $17/426 \times 10^{-5} \text{ mm}^3/\text{s}$ است. نمودارهای شکل‌های ۱۲ تا ۱۴ نشان می‌دهند که نشستی کار در نشتبند دو‌جتهه کمتر از یک‌جتهه است که این امر به علت شکل خاص هندسی این نوع نشتبند است. میزان نشستی کار در مدل هندسی دوم با الگوی اول از سایر شکل‌های

مورد این نشتبند این نیرو $33/1687$ کیلو نیوتن می‌باشد [15]. نیروهای هیدرودینامیکی زمانی به‌وجود می‌آیند که رینگ گردان شروع به چرخش می‌کند. نیروی هیدرودینامیکی یا نیروی بازکننده نیرویی است که در اثر فشار تولید شده در شیارها در فاصله بین دو رینگ ایجاد می‌شود. این نیرو باعث جدا شدن دو رینگ و عدم برخورد آن دو به یکدیگر می‌شود و بنابراین باعث جلوگیری از خطرات ناشی از تماس آن دو به هم می‌شود. نیروهای بسته‌کننده و بازکننده نشتبند یک‌جتهه در شکل ۹ نشان داده شده‌اند. همان‌طور که در این شکل ملاحظه می‌شود، اگر مقدار ضخامت فیلم افزایش یابد، نیروی بسته‌کننده بزرگ‌تر از نیروی بازکننده خواهد شد. همچنین با استفاده از این دو نیرو می‌توان ضخامت فیلم گازی را که نشتبند در آن با قابلیت اطمینان بالایی کار می‌کند، به‌دست آورد. در این ضخامت فیلم که ضخامت فیلم کار نامیده می‌شود، نیروی بازکننده و نیروی بسته‌کننده مقادیر یکسانی دارند و به عبارتی دیگر در این نقطه، موازنه نیروها اتفاق می‌افتد. با توجه به شکل ۹ ضخامت فیلم کار سیال در این‌حالت، برابر با $2/98$ میکرومتر است.

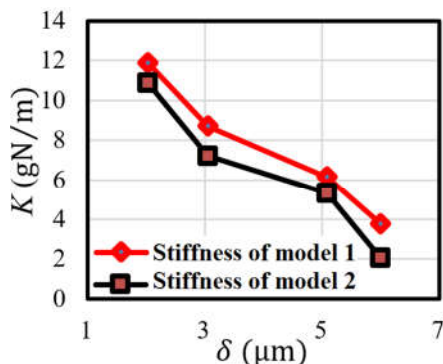


شکل ۹- نیروی بسته‌کننده و نیروی بازکننده شیار یک‌جتهه

شکل ۱۰، نیروی بسته‌کننده و بازکننده مدل هندسی اول نشتبند دو‌جتهه را نشان می‌دهد. با توجه به اینکه در مدل هندسی نشتبند با شیار دوجتهه، شیار داری الگو متقارن می‌باشد، این الگو متقارن، نشتبند را به تولید نیروی بازکننده بیشتری قادر می‌سازد. با توجه به شکل ۱۰ ضخامت فیلم کار برای مدل اول $5/26$ میکرومتر به‌دست می‌آید. با مقایسه این دو مقدار با حالت مشابه در شیار یک‌جتهه مشخص می‌شود که در این مدل هندسی به میزان قابل توجهی ضخامت فیلم کار افزایش یافته است که این امر به‌دلیل افزایش نیروی بازکننده در شیار دو‌جتهه است.

هندسی دیگر کمتر است که در این حالت نیز این مدل هندسی بهترین عملکرد را دارد.

الگو نشت بند دو جهته نشان می‌دهد. در هر کدام از دو مدل، با افزایش ضخامت فیلم گاز بین دو رینگ به دلیل کاهش نیروی بازکننده، سفتی فیلم کاهش می‌یابد و همان‌طور که ملاحظه می‌شود در ناحیه کار، نشت‌بند در هر دو مدل هندسی فیلم گاز سفتی قابل قبولی دارد. با توجه به نمودار شکل ۱۵ در مدل هندسی اول فیلم گاز سفتی بیشتری نسبت به مدل هندسی دوم دارد.



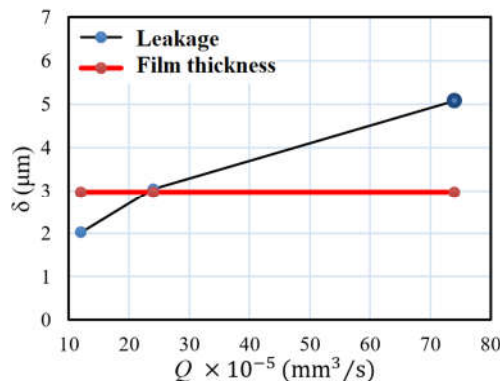
شکل ۱۵- تاثیر ضخامت فیلم گاز بر سفتی فیلم

۵- نتیجه‌گیری

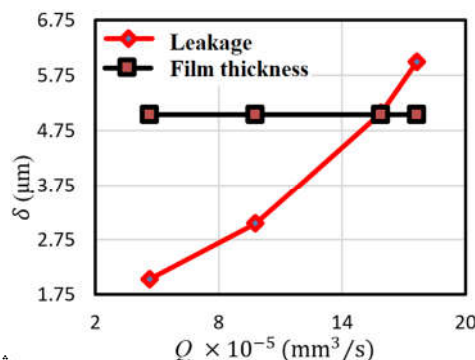
در این پژوهش جریان هوا در سه نوع شیار یک جهته و دو جهته با دو الگوی متفاوت، به صورت عددی حل شد. ابتدا شبکه مناسب برای حل عددی بدست آمد و نتایج حاصل از حل عددی در حالت استفاده از نشت‌بند یک جهته با نتایج تجربی گابریل [15]، ارزیابی شدند. شبیه‌سازی‌ها در سه ضخامت ۰.۳/۲، ۰.۵/۳ و ۰.۸/۵ میکرومتر انجام شدند. مقایسه کانتورهای فشار در نشت‌بندها نشان داد که بیشینه فشار در شیار یک جهته، اندکی از شیارهای دو جهته بیشتر است، اما بیشینه فشار در شیارهای دو جهته تقریباً برابر است. همچنین نیروی بازکننده و سفتی فیلم گاز در دو مدل هندسی دارای شیار دو جهته از شیار یک‌جهته بیشتر است. میزان نشتی نیز در این دو مدل هندسی نسبت به شیار یک جهته کاهش می‌یابد. در بین این دو مدل هندسی، مدل هندسی نوع اول دارای عملکردی بهتری نسبت به مدل هندسی نوع دوم است. ضخامت فیلم کار برای مدل هندسی اول ۵/۲۵۶ میکرومتر به دست می‌آید و برای مدل هندسی دوم ضخامت کار برابر است با ۵/۰۲۷ میکرومتر است. میزان نشتی کار در نشت بند یک جهته برابر با $۲۲/۹۷ \times 10^{-5} \text{ mm}^3/\text{s}$ در نشت بند دو جهته با الگوی اول برابر $۱۶/۲۳۲ \times 10^{-5} \text{ mm}^3/\text{s}$ و در نشت بند دو جهته با الگوی دوم برابر $۱۷/۴۲۶ \times 10^{-5} \text{ mm}^3/\text{s}$ است. در انتها برای هر یک از این دو نوع مدل هندسی شیار دو جهته، سفتی فیلم گاز به دست آورده شد که نشان داد سفتی فیلم در مدل هندسی اول بیشتر از مدل هندسی دوم است و در این مورد نیز مدل هندسی نوع اول به نوع دوم برتری دارد.

۶- نمادها

F	نیرو (kN)
K	سفتی فیلم گاز (Nm^{-1})
p	فشار (Pa)
Q	دبی حجمی (mm^3s^{-1})

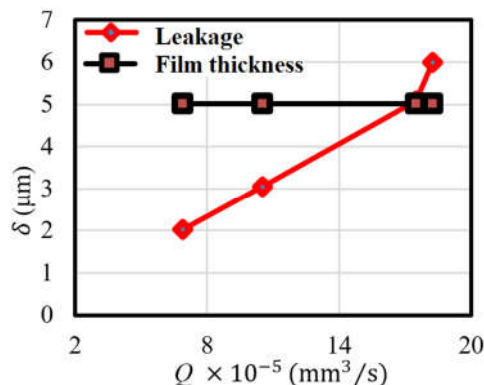


شکل ۱۲- تاثیر ضخامت فیلم گاز بر میزان نشتی شیار یک‌جهته



شکل

۱۳- تاثیر ضخامت فیلم گاز بر میزان نشتی شیار دو جهته- الگو ۱



شکل ۱۴- تاثیر ضخامت فیلم گاز بر میزان نشتی شیار دو جهته- الگو ۲

۴-۵- سفتی فیلم گاز

یکی دیگر از پارامترهای کلیدی در قابلیت اطمینان نشت‌بند گازی خشک، توانایی مهار حرکت محوری بدون تماس یافتن دو رینگ نشت‌بند است. مشابه یاتاقان‌ها [۱۸]، سفتی بالای فیلم گاز بین دو رینگ، نشت‌بند را قادر می‌سازد که به ضربه‌های خارجی ناشی از نیروهای محوری واکنش سریع نشان دهد. شکل ۱۵ سفتی فیلم گاز را در دو

seal. In: *Proceedings of 2012 IEEE/ASME 8th IEEE/ASME International Conference on Mechatronic and Embedded Systems and Applications*. IEEE, pp. 211-217, 2012.

[۱۸] رهی ع، حقانی الف، صفرپور پ. تاثیر پارامترهای سیستم بر روی رفتار آشوبناک روتور-دیسک-یاتاقان به همراه اثر مالشی بین دیسک و استاتور. *مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*، د. ۴۸، ش. ۳، ص ۱۲۵-۱۳۳، ۱۳۹۷.

R شعاع (mm)
 T دما (K)
 u سرعت (ms^{-1})

علائم یونانی

α زاویه انتهای شیار (درجه)
 ρ چگالی (kgm^{-3})
 δ ضخامت فیلم سیال (m)
 τ تنش برشی (Pa)

زیرنویس‌ها

g شیار (groove)

۷- مراجع

- [۱] بهادری م، زیرک س. بررسی عددی تاثیر پارامترهای هندسی و سرعت روتور بر میزان دبی نشتی براش سیل توربین گاز. *مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*، د. ۴۹، ش. ۴، ص ۳۷-۴۵، ۱۳۹۸.
- [۲] سدري ف، ریاسی ع. تحلیل عددی و تجربی الگوی نشتی در یک پمپ دنده‌ای دندانه خارجی. *مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*، د. ۴۹، ش. ۱، ص ۱۴۷-۱۵۵، ۱۳۹۸.
- [۳] یعقوب ب. بررسی علت خرابی مکرر Seal Gas Dry کمپرسور و پیشنهادات اصلاحی مطرح شده. پنجمین کنفرانس تجهیزات دوار در صنعت نفت و نیرو، تهران، ۱۳۹۲.
- [4] Stahley J.S. *Dry gas seals handbook*. PennWell Books, 2005.
- [5] Peng X.D., Liu K., Bai S.X., Li J., Sheng S., Dynamic opening characteristics of dry gas seals with typical types of spiral grooves. *CIESC J*; 64: pp. 328-333, 2013.
- [6] Wang H., Zhu W., Wang Q., Huang Z., Zhang C., Numerical simulation on flow field of spiral grooved dry gas seals. In: *2010 International Conference On Computer Design and Applications*. IEEE, pp. V5-227, 2010.
- [7] Shahin I., Gadala M., Alqaradawi M., Badr O., Three dimensional computational study for spiral dry gas seal with constant groove depth and different tapered grooves. *Procedia Eng*; 68: pp. 205-212, 2013.
- [8] Hu J. B., Tao W.J., Zhao Y.M., Wei C., Numerical analysis of general groove geometry for dry gas seals. In: *Applied Mechanics and Materials*. Trans Tech Publ, pp. 544-551, 2014.
- [9] Yin X., Peng X. Numerical analyses of a spiral groove dry gas seal under slip flow conditions. In: *The Seventeenth International Offshore and Polar Engineering Conference*. International Society of Offshore and Polar Engineers, 2007.
- [10] Li R.N., Shen J.F., Han W., Li Q., Li D., Ding X.X., Numerical Evaluation of Micro-Channel Flow Characteristics in TGroove Dry Gas Seal. *J Lanzhou Univ Technol*; 5, 2009.
- [11] Gao L. Steady Simulation of T-groove and Spiral Groove Dry Gas Seals. *Int J Heat Technol*; 37: pp. 839-845, 2019.
- [12] Jiang J., Peng X., Zong C., Zhao W., Chen Y., Li J., Enhancing film stiffness of spiral groove dry gas seal via shape modification at low speed: numerical results and experiment. *Tribol Trans*; pp. 1-11, 2019.
- [13] Yan W., Qiong H., Jianjun S., Da W., Xiaoqing Z., Numerical analysis of T-groove dry gas seal with orientation texture at the groove bottom. *Adv Mech Eng*; Doi: 10.1177/1687814018821775, 2019.
- [14] White F.M. *Fluid mechanics*. New York: McGraw-Hill, 2011.
- [15] Gabriel R.P. Fundamentals of spiral groove noncontacting face seals. *Lubr Eng*; 50: pp. 215-224, 1994.
- [16] Su H., Rahmani R., Rahnejat H., Thermohydrodynamics of bidirectional groove dry gas seals with slip flow. *Int J Therm Sci*; 110: pp. 270-284, 2016.
- [17] Jing X., Xudong P., Shaoxian B., Xiangkai M., CFD simulation of microscale flow field in spiral groove dry gas