مجله مهندسی ساخت و تولید ایران، بهمن ۱۴۰۲، دوره ۱۰، شماره ۱۱، ص‌ص. ۱- ۱۵

ماه‌نامه علمی پژوهشی

مهندسی ساخت و تولید ایران

www.smeir.org

10.22034/IJME.2024.419828.1855

تحلیل و بررسی مشخصه‌های جریان و نیروی وارد بر مغزی شامل لبه‌ی انحراف جریان در سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی

پژمان نیک اندیش*

استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی جندی‌شاپور دزفول، دزفول، ایران

* ایمیل نویسنده مسئول: nikandish@jsu.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی

دریافت: ۱۶ مهر ۱۴۰۲

پذیرش: ۱۶ دی ۱۴۰۲

کلیدواژگان:

سوپاپ یک طرفه

تحلیل عددی

تحلیل تجربی

چکیده

حرکت مغزی در ساختار سوپاپ‌های یک طرفه‌ی هیدرولیکی، تحت تاثیر فشار روغن، با لرزش و ارتعاش همراه است. در این مقاله، برای کاهش لرزش در سوپاپ‌های یک طرفه و کاهش استهلاک آنها، از مغزی شامل لبه‌ی انحراف جریان، استفاده شده است. برای بررسی عملکرد این سوپاپ یک طرفه، تأثیر فشار روغن، جابجایی و طول لبه‌ی انحراف جریان، بر برخی کمیت‌های وابسته، به روش عددی و تجربی، مورد بررسی قرار گرفت. ارزیابی‌های مختلف نشان داد که در همه شرایط کاری، نتایج حاصل از اندازه‌گیری کمیت‌های فیزیکی، اختلافی کمتر از ۵ درصد با نتایج حاصل از تحلیل عددی، دارند. بررسی‌های بیشتر نشان داد که ایجاد لبه‌های انحراف جریان ۲، ۴ و ۶ میلیمتری در بخش انتهایی مغزی به کار رفته در ساختار درونی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی، به ترتیب، موجب افزایش ۳/۲، ۱۸/۱ و ۲۲/۹ درصدی نیروی محوری وارد بر مغزی می‌گردند. این در حالی است که ایجاد لبه‌ی انحراف جریان، کاهش ۱/۵۷ درصدی ضریب تخلیه سوپاپ را به همراه دارد. همچنین، ایجاد انحنای ۴ میلیمتری در مجرای ورودی سوپاپ، موجب افزایش ۱۴/۲ درصدی نیروی محوری وارد بر مغزی متحرک می‌گردد. در ضمن، افزایش جابجایی مغزی سوپاپ، ضمن افزایش نیروی وارد بر آن، افزایش ضریب نیرو و ضریب تخلیه‌ی سوپاپ را به همراه داشت. همچنین، در جابجایی‌های مختلف مغزی، ضریب تخلیه‌ی سوپاپ یک‌طرفه، شامل مغزی بدون لبه‌ی انحراف جریان، بیشتر از ضریب تخلیه‌ی سوپاپ شامل مغزی با لبه‌ی انحراف جریان، تعیین گردید.

Analysis and investigation of the characteristics of the flow and the force on the poppet including the edge of the flow deviation in the hydraulic check valve

Pezhman Nikandish*

Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, Jundi Shapur University of Technology, Dezful, Iran

* Corresponding Author's Email: nikandish@jsu.ac.ir

Article Information

Original Research Paper

Received: 8 October 2023

Accepted: 6 January 2024

Keywords:

Check Valve

Numerical Analysis

Experimental Analysis

Abstract

The movement of the poppet in the structure of hydraulic check valves is accompanied by vibration under the influence of oil pressure. In this article, to reduce vibration and wear in check valves, a poppet including the edge of the flow deviation is used. Therefore, to evaluate the performance of this sample check valves, the effect of oil pressure, displacement, and length of the flow deflection edge, on some dependent quantities, was investigated numerically and experimentally. Various evaluations showed that in all working conditions, the results of measurement of physical quantities have a difference of less than 5% from the results of numerical analysis. Further investigations showed that the creation of 2, 4, and 6 mm flow deflection edges in the end part of the poppet used in the internal structure of the hydraulic check valve, increases the axial force by 2.3, 18.1, and 22.9 percent, respectively. While the creation of the edge of the flow deviation poppet reduces the discharge coefficient of the valve by 1.57%. Also, creating a curve of 4 mm in the inlet port of the valve increases the axial force on the moving poppet by 14.2%. In addition, the increase in displacement of the poppet, while increasing the force on it, increased the force coefficient and the discharge coefficient of the valve. Also, in different valve displacements, the discharge coefficient of a check valve including a valve without a flow deviation edge is higher than the discharge coefficient of a valve including a valve with a flow deviation edge.

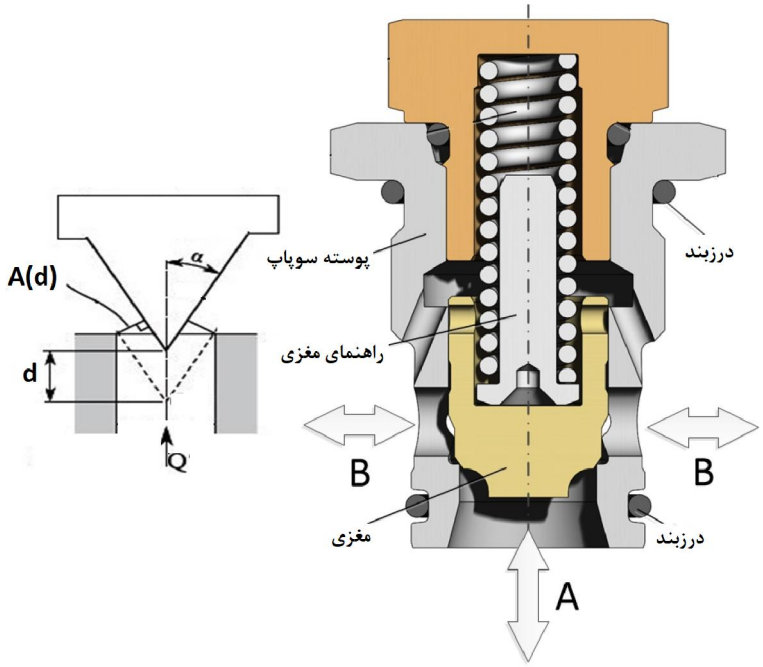
Please cite this article using:

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Nikandish P. Analysis and investigation of the characteristics of the flow and the force on the poppet including the edge of the flow deviation in the hydraulic check valve. Iranian Journal of Manufacturing Engineering. 2024 January 21;10(11):1-15. doi: 10.22034/IJME.2024.419828.1855 [In Persian]

۱– مقدمه

در ساختار داخلی بسیاری از سوپاپ‌های کنترل هیدرولیکی، به منظور، کنترل فشار، جریان و جهت روغن، از جزء متحرکی به شکل مغزی، اسپول یا ترکیبی از آن‌ها، استفاده می‌شود [۱]. سوپاپ‌های شامل مغزی، نسبت به نمونه‌های دارای اسپول، درزبندی کاملی را بین مجاری سوپاپ ایجاد می‌کنند و حساسیت کمتری به آلودگی روغن دارند [۲]. پاسخ دینامیکی، حرکت پیوسته مغزی در هنگام برخاستن از نشیمنگاه، روند تغییرات فشار روغن عبوری از تنگنای ایجاد شده توسط مغزی، دبی روغن عبوری، نیروی لازم برای جابجایی مغزی (تغییر وضعیت کاری سوپاپ) و در نهایت، افت فشار ناشی از جریان روغن عبوری از سوپاپ، مهمترین عوامل تاثیرگذار در طراحی، انتخاب و ساخت این نمونه از سوپاپ‌ها به حساب می‌آیند [۳]. حرکت سریع و آنی مغزی در هنگام قرارگیری بر روی نشیمنگاه و همچنین حرکت جانبی آن در هنگام برخاستن از روی نشیمنگاه، دو مشکل اساسی در عملکرد سوپاپ‌های کنترل هیدرولیکی شامل این نمونه از اجزاء متحرک، محسوب می‌گردند [۴]. بررسی‌های اولیه نشان می‌دهد که مغزی‌های شامل لبه‌ی انحراف جریان، به دلیل حرکت آرام‌تر در هنگام نشستن بر روی نشیمنگاه، آلودگی صوتی کمتری ایجاد می‌کنند و پایداری بهتری دارند [۱]. در شکل ۱، ساختار سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی شامل مغزی با لبه‌ی انحراف جریان نشان داده شده است. مطابق شکل ۱، مغزی مخروطی شکل سوپاپ با زاویه‌ی شیب α، امکان ارتباط یا قطع ارتباط جریان روغن میان مجاری A و B را فراهم می‌کند. در صورت جابجایی مغزی به اندازه‌ی d، تنگنایی به سطح مقطع A(d)، در سوپاپ، برای تنظیم و تغییر دبی روغن عبوری از آن، ایجاد می‌گردد.



شکل ۱ ساختار سوپاپ یک طرفه هیدرولیکی شامل مغزی با لبه‌ی انحراف جریان

برای طراحی و ساخت بندواره‌ی مورد نیاز برای تغییر وضعیت سوپاپ کنترل هیدرولیکی شامل مغزی با لبه‌ی انحراف جریان روغن و همچنین، تخمین دبی روغن عبوری از این نمونه از سوپاپ‌ها، تحلیل نیروهای ناشی از جریان روغن و تعیین ضریب جریان متناظر، اهمیت دارد [۶]. از سوی دیگر، با توجه به بکارگیری گسترده مغزی‌های با لبه‌ی انحراف جریان روغن در ساختار درونی سوپاپ‌های کنترل جهت، به ویژه سوپاپ‌های یک طرفه در سال‌های اخیر، بررسی تأثیر متغیرهای هندسی مختلف بر عملکرد این نمونه از سوپاپ‌ها، ضرورت پیدا می‌کند. بررسی‌ها نشان می‌دهد که در سال‌های گذشته، پژوهش‌های متعددی، به منظور، طراحی، ساخت، ارزیابی و بهینه‌سازی سوپاپ‌های کنترل هیدرولیکی شامل مغزی‌های با اشکال مختلف، انجام شده است [۱، ۳]. در این بخش، به بیان برخی پژوهش‌های مرتبط با موضوع مقاله اشاره می‌شود. فینسو و همکاران در سال ۲۰۱۷، تأثیر هندسه‌ی مغزی مخروطی شکل

سوپاپ فشارشکن با عملکرد مستقیم را بر مشخصه‌های عملکردی سوپاپ مطالعه کردند. بررسی‌های آن‌ها نشان داد که شیب مغزی مخروطی شکل و جابجایی آن، تأثیر قابل توجهی بر روی منحنی مشخصه‌ی سوپاپ و نیروی وارد بر مغزی مخروطی دارد [۷]. اسکورو [۵] در سال ۲۰۱۸، با ارایه یک مدل ریاضی، عملکرد دینامیکی یک سوپاپ فشارشکن پاپتی با عملکرد مستقیم را بررسی کرد. ولدماریام و همکاران [۸] نیز در سال ۲۰۱۸، بهینه‌سازی شکل هندسی یک سوپاپ یک طرفه شامل جزء متحرک مخروطی را به روش عددی انجام دادند. چن و همکاران [۹] نیز در سال ۲۰۱۸، مشخصه‌های عملکردی یک سوپاپ کاهنده‌ی فشار چند مرحله‌ای شامل جزء متحرک (مغزی) مخروطی با نشیمنگاه قائم را برای کنترل جریان یک سیال تراکم‌پذیر بررسی کردند. فیلو و همکاران [۱۰] در سال ۲۰۱۹، جزء متحرک جدیدی را برای کنترل جریان روغن عبوری از یک سوپاپ کنترل جهت معرفی کردند. آن‌ها، سپس، جریان روغن عبوری از سوپاپ کنترل جهت شامل جزء متحرک جدید را به روش عددی، ارزیابی کردند. گومز و همکاران [۶] در سال ۲۰۱۹، ارزیابی عملکرد سوپاپ کنترل هیدرولیکی شامل مغزی مخروطی و نشیمنگاه قائم را انجام دادند. آنها دریافتند که شیب مغزی، بر روند تغییرات فشار روغن در محفظه‌ی سوپاپ، تأثیر قابل توجهی ندارد. همچنین، کاهش شیب جزء متحرک سوپاپ، موجب کاهش نیروی وارد بر آن می‌گردد. جین و همکاران [۴] در سال ۲۰۲۰، عملکرد بندواره‌ی تغییر وضعیت یک سوپاپ کنترل هیدرولیکی شامل جزء متحرک مخروطی با نشیمنگاه قائم را تحت تأثیر متغیرهای مختلف هندسی مطالعه کردند. یه و همکاران [۱۱] در سال ۲۰۲۰، ویژگی‌های جریان گذرای یک سوپاپ یک طرفه‌ی پاپتی، تحت فشار بالای یک گاز تراکم‌پذیر، را مطالعه کردند. همچنین، وانگ و همکاران [۱۲] در سال ۲۰۲۱، در پژوهشی، پارامترهای موثر بر جریان روغن عبوری از سوپاپ کاتریجی شامل جزء متحرک مخروطی و پوسته مشبک را بررسی نمودند. لیو و همکاران [۳] در سال ۲۰۲۲، به روش عددی، اثر ایجاد انحناء در بخش انتهایی پاپت مخروطی شکل یک سوپاپ کنترل جهت هیدرولیکی را بر روی نیروی ناشی از جریان روغن، مطالعه کردند. آن‌ها دریافتند که ایجاد انحناء در بخش انتهایی پاپت مخروطی و همچنین، افزایش شعاع انحناء، موجب کاهش نیروی ناشی از جریان روغن وارد بر جزء متحرک مخروطی می‌گردد. ژائو و همکاران [۱۳] در سال ۲۰۲۲، برای تخمین نیروهای ناشی از جریان روغن در شرایط پایا و گذرا، افت فشار و همچنین، دبی روغن عبوری از سوپاپ کنترل جریان شامل مغزی مخروطی و نشیمنگاه شیب‌دار آن، یک مدل ریاضی ارایه کردند. ژانگ و همکاران [۱۴] در سال ۲۰۲۲، نیروی جانبی وارد بر مغزی مخروطی شکل یک سوپاپ کنترل جهت هیدرولیکی، تحت تأثیر فشار روغن را مطالعه نمودند. آنها دریافتند که نیروی جانبی وارد بر مغزی مخروطی شکل، تحت تاثیر فشار روغن، افزایش می‌یابد. شیکهوفرو و ویمر [۱۵] در سال ۲۰۲۲، تاثیر میزان سطح مقطع عبور جریان در مجاری سوپاپ یک طرفه شامل مغزی مخروطی را بر لرزش‌های مغزی، در هنگام برخاستن از روی نشیمنگاه، مطالعه نمودند. وانگ و همکاران [۱۶] نیز در سال ۲۰۲۳، اثر یک پیستون ضربه‌گیر در امتداد مغزی مخروطی به کار رفته در ساختار یک سوپاپ فشارشکن دو مرحله‌ای را بر مشخصه‌های دینامیکی آن مورد بررسی قرار دادند. در نهایت، ین و همکاران [۱۷] در سال ۲۰۲۳، پس از ارایه‌ی مدل ریاضی حاکم بر سوپاپ فشارشکن دو مرحله‌ای شامل مغزی مخروطی، اثر کمیت‌های هندسی را بر پایداری حرکت مغزی، مطالعه کردند.

بررسی پژوهش‌های پیشین نشان می‌دهد که تحلیل جریان و نیروی وارد بر مغزی‌های شامل لبه‌ی انحراف جریان در سوپاپ کنترل جهت، به ویژه سوپاپ‌های یک طرفه، مورد توجه نبوده است. از سوی دیگر، مزایای مغزی‌های شامل لبه‌ی انحراف جریان روغن، موجب استفاده‌ی گسترده‌ی آن‌ها در سوپاپ‌های کنترل جهت به کار رفته در سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی بالابرها شده است. از این رو، در این پژوهش، به منظور طراحی و بهینه‌سازی سوپاپ‌های کنترل جهت کاتریجی و همچنین، سوپاپ‌های یک طرفه شامل مغزی با لبه‌ی انحراف جریان، تأثیر کمیت‌های هندسی مختلف مانند، طول لبه‌ی انحراف جریان و جابجایی آن، بر توزیع سرعت جریان روغن، به روش عددی مورد بررسی قرار گیرد. بررسی مراجع مختلف نشان می‌دهد که در سال‌های گذشته، ارزیابی ضرایب جریان و نیرو در سوپاپ‌های شامل مغزی با لبه‌ی انحراف جریان انجام نشده است. لازم به ذکر است که عملکرد سوپاپ‌های کنترل جهت، فشار و جریان، شامل اجزای متحرک مغزی و اسپولی شکل، در شرایط پایا و گذرا، به طور قابل توجهی تحت تاثیر ضرایب نیرو و جریان قرار دارند. لذا در این مقاله، تأثیر متغیرهای هندسی مختلف مغزی شامل طول لبه‌ی انحراف جریان مغزی، موقعیت مغزی و فشار روغن، بر نیروی مورد نیاز برای جابجایی آن، ضریب جریان و همچنین، ضریب نیرو، به روش عددی مطالعه می‌گردد. در نهایت، نتایج حاصل از اندازه‌گیری نیروی وارد بر مغزی شامل لبه‌ی انحراف جریان، ضرایب جریان و نیرو، با نتایج حاصل از ارزیابی‌های عددی، مقایسه می‌شوند.

۲- روش انجام پژوهش

برای ارزیابی عملکرد سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی شامل مغزی با لبه‌ی انحراف جریان روغن، به روش عددی، تعیین رژیم جریان روغن عبوری از محفظه‌ی آن اهمیت دارد [۶]. بر اساس هندسه‌ی مغزی با لبه‌ی انحراف جریان روغن، ابعاد مجاری ورودی و خروجی سوپاپ، جریان حجمی و لزجت روغن، عدد رینولدز متناظر با جریان روغن عبوری از سوپاپ، در محدوده‌ی $۱/۵ \times ۱۰^{۳}$ تا $۱/۷ \times ۱۰^{۴}$، متغیر است. بدین‌ترتیب، روغن عبوری از محفظه‌ی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی شامل مغزی با لبه‌ی انحراف جریان روغن، به صورت آشفته در جریان خواهد بود. لازم به ذکر است که، نرم افزار انسیس، مجموعه‌ی گسترده و متنوعی از مدل‌های آشفتگی جریان را در بر دارد. بر اساس هندسه و ساختار درونی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی شامل مغزی با لبه‌ی انحراف جریان روغن، عدد رینولدز بالای جریان روغن عبوری از سوپاپ و در برگرفتن سطح مقطع روزنه‌ی ایجاد شده توسط مغزی، از مدل $k-\varepsilon$ برای شبیه‌سازی جریان آشفته، در این سوپاپ، استفاده می‌شود [۱، ۳]. مدل آشفتگی $k-\varepsilon$، در پژوهش‌های مشابه، برای تحلیل عددی جریان روغن عبوری از سوپاپ‌های کنترل هیدرولیکی بکار گرفته شده است [۲، ۶]. متغیرهای اصلی مدل آشفتگی $k-\varepsilon$، شامل، انرژی جنبشی (k) و ضریب اضمحلال انرژی جنبشی (ε)، بر اساس روابط انتقال تعیین می‌شوند [۱]:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_i}\right]+G_k+G_b-\rho\varepsilon-Y_M+s_k \quad (۱)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right]+C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}(G_k+C_{3\varepsilon}G_b)-C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k}+s_\varepsilon \quad (۲)$$

که در آن، کمیت‌های G_k، G_b، و Y_m، به ترتیب معرف، تولید انرژی جنبشی ناشی از گرادیان‌های سرعت متوسط جریان، تولید انرژی جنبشی آشفتگی ناشی از بویانسی و تولید انرژی جنبشی ناشی از اثرات تراکم‌پذیری جریان، می‌باشند. $C_{1\varepsilon}$، $C_{2\varepsilon}$ و $C_{3\varepsilon}$ در روابط بالا، کمیت‌های ثابت مدل به حساب می‌آیند که به ترتیب برابر با ۱/۴۴، ۱/۹۲ و ۰/۰۹ در نظر گرفته می‌شوند. در ضمن، σ_k و σ_ε نیز به ترتیب اعداد پرانتل آشفتگی برای دو کمیت k و ε تعریف می‌گردند. s_k و s_ε نیز، جملات چشمه در روابط متناظر با k و ε می‌باشند [۱، ۲]. همچنین، ویژگی‌های آشفتگی، توسط شدت (I)، مقیاس طولی (L) و لزجت آشفتگی (μ_t)، به شرح زیر تعیین می‌شوند:

$$I=0.16Re^{-0.125} \quad (۳)$$

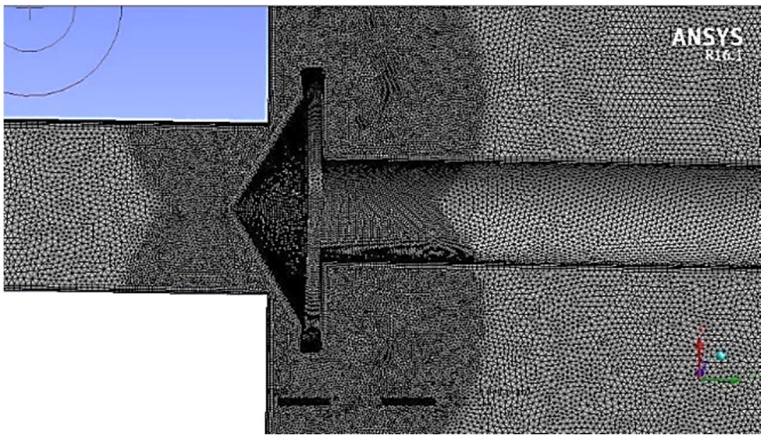
$$L=0.07D_H \quad (۴)$$

$$\mu_t=\rho C_\mu+k^2\epsilon^{-1} \quad (۵)$$

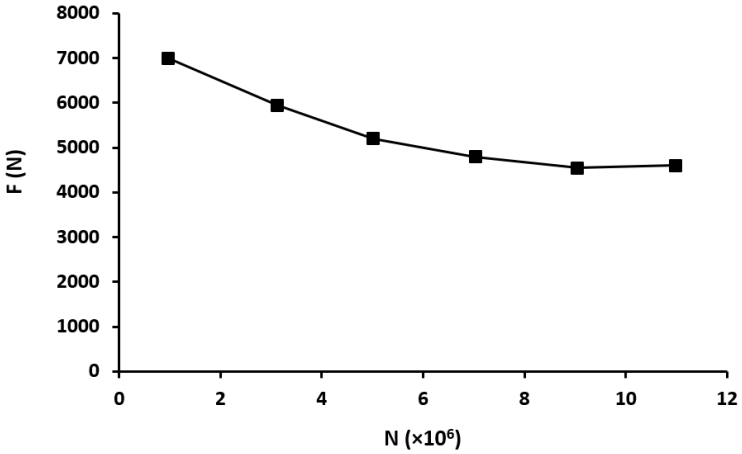
برای تحلیل عددی جریان روغن عبوری از محفظه‌ی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی شامل مغزی با لبه‌ی انحراف جریان روغن، در مرحله‌ی اول، مدل‌سازی هندسی سوپاپ، ضرورت دارد. برای این منظور، از یک سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی دارای یک مجرای ورودی و یک مجرای خروجی استفاده می‌شود. به دلیل پیچیدگی و آشفتگی جریان روغن عبوری از سوپاپ یک طرفه‌ی مفروض، مدل‌سازی هندسی آن به صورت سه بعدی انجام می‌گیرد. سپس، با تعریف محدوده‌ی محاسباتی مدل هندسی متناظر با سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی، مش‌ریزی آن، در محیط نرم‌افزار انسیس، مطابق شکل ۲، انجام می‌گیرد. در شبکه‌بندی مدل هندسی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی شامل مغزی با لبه‌ی انحراف جریان روغن، سلول‌های شش وجهی نامنظم بکارگرفته شده است. با توجه به اهمیت جریان روغن عبوری از تنگنای ایجاد شده، ناشی از جابجایی مغزی با لبه‌ی انحراف جریان روغن در برابر نشیمنگاه قائم آن، تمرکز سلول‌ها در تنگنا، نسبت به نواحی دیگر در محفظه‌ی سوپاپ، بالاتر در نظر گرفته می‌شود.

برای اطمینان از دقت تحلیل عددی جریان روغن عبوری از سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی شامل مغزی با لبه‌ی انحراف جریان، بررسی اثر تعداد المان‌ها بر یکی از متغیرهای وابسته اهمیت دارد [۱، ۲]. از این رو، در شرایطی که مغزی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی در فاصله‌ی ۲/۵۴mm از سطح نشیمنگاه قرار دارد و فشار روغن در مجرای ورودی سوپاپ برابر با ۱۰۰bar باشد، آزمون استقلال از شبکه برای نیروی محوری وارد بر مغزی با لبه‌ی انحراف جریان، انجام می‌گیرد. در شکل ۳، روند تغییرات نیروی محوری وارد بر مغزی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی بر حسب تعداد المان‌های موجود در حوزه‌ی محاسباتی (N)، نشان داده شده است. مطابق شکل ۳، با افزایش تعداد المان‌ها، مقدار نیروی وارد بر مغزی سوپاپ یک طرفه، به تدریج کاهش می‌یابد. در شرایطی که، تعداد المان‌های درون محفظه‌ی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی از مرز ۹/۲ میلیون بیشتر شود، نیروی وارد بر مغزی مخروطی شکل به طور

قابل توجهی تغییر نمی‌کند. بدین‌ترتیب، تحلیل عددی جریان روغن عبوری از محفظه‌ی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی شامل مغزی با لبه‌ی انحراف جریان، مستقل از تعداد المان‌ها خواهد بود.



شکل ۲ مش‌ریزی محدوده‌ی محاسباتی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی شامل مغزی با لبه‌ی انحراف جریان روغن



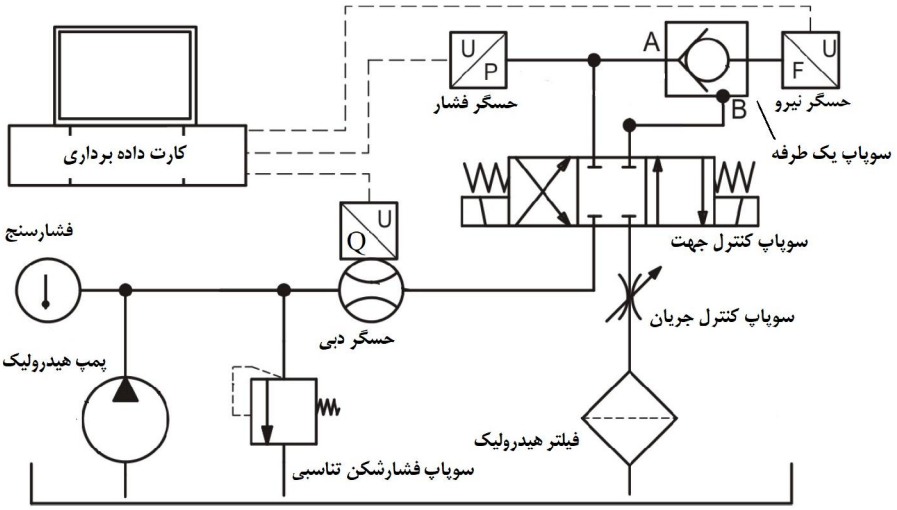
شکل ۳ روند تغییرات نیروی محوری وارد بر مغزی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی بر حسب تعداد المان‌ها

برای تحلیل عددی جریان روغن عبوری از سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی شامل مغزی با لبه‌ی انحراف جریان روغن، از بخش فلوئنت نرم افزار انسیس، به روش حجم محدود و توسط حل‌گر بر پایه‌ی فشار استفاده می‌شود. این روش با استفاده از حل یک معادله برای فشار، تضمین می‌کند که قانون بقای جرم در سراسر حوزه‌ی محاسباتی، ارضاء شده باشد. همچنین روش حل در نرم افزار، بر پایه الگوریتم سرعت-فشار سیمپل انجام می‌گیرد. بعد از ایجاد مش در دامنه‌ی محاسباتی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی شامل مغزی با لبه‌ی انحراف جریان، تعریف شرایط مرزی اهمیت دارد. در این پژوهش، از شرایط مرزی شامل متوسط سرعت جریان روغن در مجرای ورودی سوپاپ و فشار روغن در مجرای خروجی آن، استفاده می‌شود. در ضمن، از شرط مرزی بدون لغزش در همه‌ی دیواره‌های سوپاپ یک طرفه، شامل دیواره‌ی نشیمنگاه، دیواره‌ی مغزی و دیواره‌ی محفظه‌ی مرتبط با مجرای خروجی، به کار گرفته می‌شود. در تحلیل‌های عددی و همچنین ارزیابی تجربی سوپاپ کنترل جهت هیدرولیکی، از روغن با چگالی $۸۷۰ kg/m^3$ و لزجت $۴۱ mm^2/s$ استفاده می‌شود.

در این مقاله، تأثیر موقعیت، طول لبه‌ی انحراف جریان و فشار روغن در مجرای ورودی، بر توزیع سرعت جریان روغن عبوری از محفظه‌ی سوپاپ، نیروی محوری وارد بر مغزی، ضرایب نیرو و جریان، مورد بررسی قرار می‌گیرند. لازم به ذکر است که، ضرایب نیرو و جریان از مشخصه‌های استاتیکی جریان روغن عبوری از سوپاپ‌های کنترل هیدرولیکی حساب می‌آیند. ضریب نیرو، از نسبت نیروی وارد بر مغزی مخروطی شکل در زمان افزایش سطح مقطع تنگنای ایجاد شده در سوپاپ و نیروی حاصل از اعمال فشار روغن بر سطح

موثر مغزی به دست می‌آید [۶]. ضریب جریان، یا به عبارت دیگر، ضریب تخلیه، برای تعیین دبی روغن عبوری از تنگنای ایجاد شده توسط مغزی به کار رفته در ساختار سوپاپ‌های کنترل هیدرولیکی به کار می‌رود [۱].

برای ارزیابی تجربی و صحت نتایج حاصل از تحلیل عددی جریان روغن عبوری از سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی شامل مغزی با لبه‌ی انحراف جریان روغن، طراحی و ساخت سامانه‌ی نشان داده شده در شکل ۴، در دستور کار قرار گرفت. مطابق شکل ۴، پمپ هیدرولیکی جابجایی ثابت دنده‌ای مدل V2-12، روغن مورد نیاز مدار هیدرولیک را تأمین می‌کند. روغن خروجی پمپ، از طریق خطوط انتقال و سوپاپ کنترل جهت چهار دهانه‌ی سه وضعیته‌ی مرکز بسته، به مجرای ورودی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی شامل مغزی با لبه‌ی انحراف جریان روغن، منتقل می‌گردد. برای امکان ارزیابی تجربی سوپاپ‌های یک طرفه‌ی هیدرولیکی متفاوت، ساخت مغزی‌های لبه‌دار مختلفی، در دستور کار قرار می‌گیرد. به منظور تثبیت فشار روغن در مجرای خروجی سوپاپ کنترل جهت چهار دهانه‌ی سه وضعیته‌ی مرکز بسته و همچنین، سوپاپ یک طرفه‌ی شامل مغزی با لبه‌ی انحراف جریان، ارتباط بین مجاری مرتبط با مخزن و مجرای خروجی سوپاپ، توسط خطوط انتقال انعطاف‌پذیر با مقاومت جزئی انجام می‌گیرد. از سوی دیگر، فشار روغن در مجرای ورودی سوپاپ کنترل جهت هیدرولیکی، توسط سوپاپ کنترل فشار با عملکرد غیرمستقیم تناسبی، مدل EDG-01-H در سطح معین و مشخصی، تنظیم می‌شود. دبی روغن عبوری از سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی شامل مغزی با لبه‌ی انحراف جریان روغن، توسط حسگر VHZO، و فشار روغن در مجرای ورودی آن، توسط حسگر HOTH0200، اندازه‌گیری می‌شود. همچنین، تغییر و تنظیم موقعیت مغزی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی، توسط ریزسنجی با دقت ۰/۰۱mm انجام می‌گیرد. در ضمن، نیروی محوری وارد بر مغزی شامل لبه‌ی انحراف جریان، توسط حسگر OBU20 اندازه‌گیری می‌شود. جریان الکتریکی خروجی هر یک از حسگرهای فشار، دبی و نیرو، از طریق کارت داده‌برداری مدل ADV-4716 به رایانه منتقل می‌شوند. از این رو، امکان مقایسه نتایج حاصل از تحلیل عددی جریان روغن عبوری از سوپاپ یک طرفه شامل مغزی با لبه‌ی انحراف جریان روغن، با نتایج تجربی و ارزیابی دقت عمل تحلیل عددی فراهم می‌گردد.

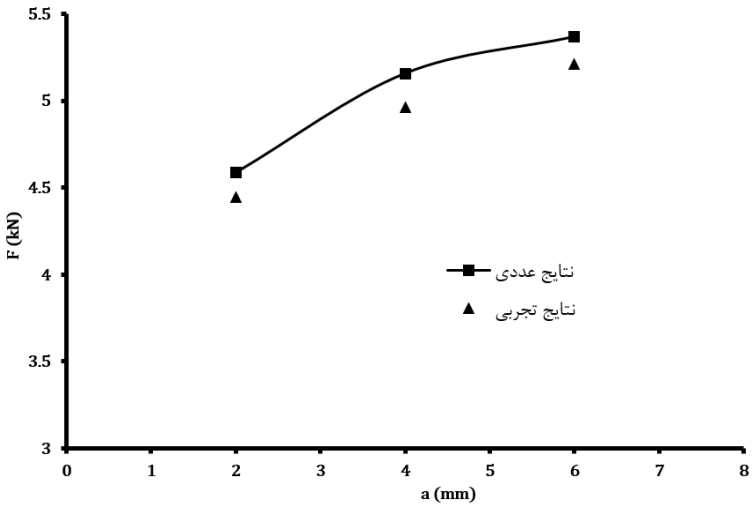


شکل ۴ سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی برای ارزیابی تجربی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی شامل مغزی با لبه‌ی انحراف جریان

۳- نتایج و بحث

۳-۱- تأثیر طول لبه‌ی انحراف جریان مغزی به کار رفته در ساختار سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی بر متغیرهای وابسته

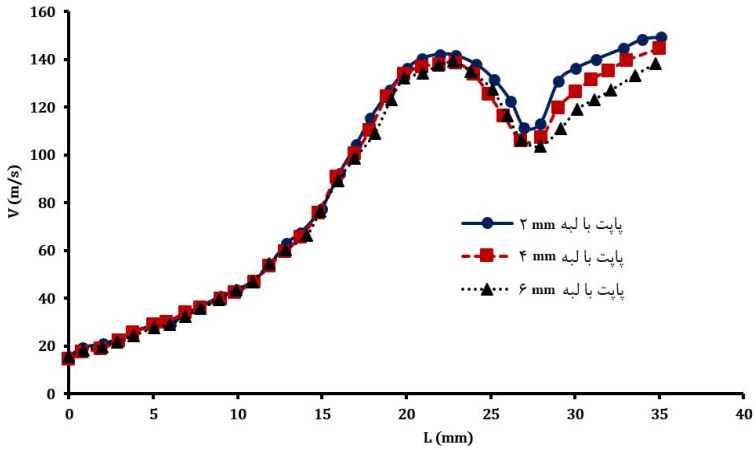
برای این منظور، تأثیر سه لبه‌ی انحراف جریان مغزی به طول‌های ۲، ۴ و ۶ میلیمتر، بر عملکرد سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی بررسی می‌گردد. در این مرحله، شیب یا به عبارت دیگر، زاویه‌ی رأس مغزی، فاصله‌ی عمودی مغزی تا سطح نشیمنگاه و فشار روغن در مجرای ورودی سوپاپ، به ترتیب برابر با، ۶۰ درجه، ۲/۵۴mm و ۱۰۰bar، در نظر گرفته می‌شوند. در شکل ۵، تأثیر طول لبه‌ی انحراف جریان بر نیروی وارد بر مغزی به کار رفته در ساختار سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی، حاصل از اندازه‌گیری‌های تجربی و نتایج حاصل از تحلیل عددی، نشان داده شده است.



شکل ۵ تأثیر طول لبه انحراف جریان مغزی بر نیروی وارد بر مغزی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی

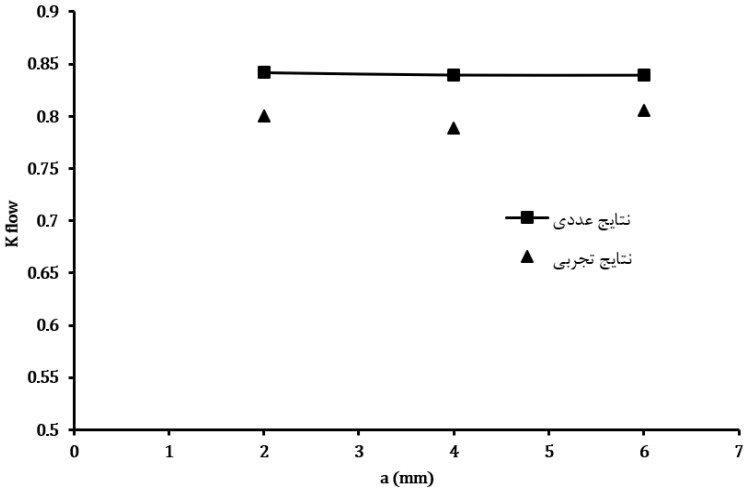
مطابق شکل ۵، با افزایش طول لبه‌ی انحراف جریان مغزی، نیروی وارد بر مغزی سوپاپ، به دلیل افزایش سطح موثر مغزی که در معرض روغن تحت فشار قرار دارد، افزایش می‌یابد. این در حالی است که نتایج حاصل از اندازه‌گیری تجربی نیروی محوری وارد بر مغزی متحرک سوپاپ، به دلیل نشت محدود روغن از محفظه‌ی سوپاپ، به طور متوسط، در حدود ۴ درصد، کمتر از نتایج حاصل از تحلیل عددی روغن عبوری از محفظه‌ی سوپاپ برآورد می‌گردد. بررسی‌های بیشتر نشان می‌دهد که ایجاد لبه‌های انحراف جریان ۲، ۴ و ۶ میلیمتری در بخش انتهایی مغزی به کار رفته در ساختار درونی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی، به ترتیب، موجب افزایش ۳/۲، ۱۸/۱ و ۲۲/۹ درصدی نیروی محوری وارد بر مغزی می گردند (نسبت به سوپاپ مشابه شامل مغزی بدون لبه‌ی انحراف جریان). به همین ترتیب، در این نمونه از سوپاپ‌های هیدرولیکی، با افزایش طول لبه‌ی انحراف جریان در بخش انتهایی مغزی متحرک، ضریب نیرو نیز، افزایش می‌یابد. ضریب نیرو برای سوپاپ یک طرفه هیدرولیکی شامل مغزی‌هایی به طول، ۲، ۴ و ۶ میلی‌متر، به ترتیب برابر با، ۰/۹۴، ۱/۰۵ و ۱/۰۹، تعیین می‌گردد. از این رو، با افزایش طول لبه‌ی انحراف جریان مغزی در سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی، تاثیر فشار روغن بر نیروی ناشی از جریان روغن در محفظه‌ی سوپاپ، افزایش می‌یابد. این در حالی است که حذف لبه‌ی انحراف جریان در بخش انتهایی مغزی به کار رفته در ساختار درونی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی، موجب کاهش ضریب نیرو می‌گردد. ضریب نیروی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی شامل مغزی بدون لبه‌ی انحراف جریان، برابر با ۰/۹۲۵، تعیین می‌گردد. بدین‌ترتیب، ایجاد لبه‌های انحراف جریان ۲، ۴ و ۶ میلیمتری در بخش انتهایی مغزی‌های به کار رفته در ساختار درونی سوپاپ هیدرولیکی یک طرفه نسبت به سوپاپ مشابه شامل مغزی ساده، به ترتیب موجب افزایش، ۱/۶، ۱۳/۵ و ۱۷/۸، درصدی ضریب نیرو می‌شود. لازم به ذکر است که افزایش ضریب نیرو در سوپاپ‌های کنترل هیدرولیکی شامل مغزی مخروطی شکل، موجب بهبود پایداری و کاهش استهلاک سوپاپ می‌گردد. پس از تایید دقت عمل تحلیل عددی در تخمین نیروی محوری وارد بر مغزی شامل لبه‌ی انحراف جریان در ساختار سوپاپ یک طرفه، در شکل ۶، تأثیر طول لبه‌ی انحراف جریان مغزی، بر روند تغییرات سرعت جریان روغن عبوری از محفظه‌ی سوپاپ، نشان داده شده است.

مطابق شکل ۶، سرعت جریان روغن، در حین عبور از تنگنای ایجاد شده توسط مغزی متحرک، تا نقطه‌ی معینی در امتداد تنگنا، با شیب ملایمی، به دلیل کاهش سطح مقطع جریان عبور جریان، افزایش می‌یابد. سپس، در نزدیکی لبه‌ی انحراف جریان ایجاد شده بر روی مغزی متحرک، سرعت جریان روغن، به دلیل برخورد جت روغن به لبه‌ی انتهایی مغزی، با کاهش روبه‌رو می‌گردد. به عبارت دیگر، وجود لبه‌ی انحراف جریان در بخش انتهایی مغزی متحرک، موجب ایجاد یک تو رفتگی در روند تغییرات سرعت روغن عبوری از محفظه‌ی سوپاپ می‌گردد. بررسی‌ها نشان می‌دهد که در سوپاپ‌های هیدرولیکی مشابه، شامل مغزی بدون لبه‌ی انحراف جریان، روند افزایشی سرعت روغن عبوری از تنگنای ایجاد شده در سوپاپ، به طور پیوسته و با شیب ملایمی افزایش می‌یابد. از سوی دیگر، تغییر طول لبه‌ی انحراف ایجاد شده بر روی بخش انتهایی مغزی متحرک، تاثیر قابل توجهی بر روند تغییرات سرعت روغن عبوری از سوپاپ، به ویژه در بالادست تنگنا، ندارد. این در حالی است که، با افزایش طول لبه‌ی انحراف جریان در بخش انتهایی مغزی سوپاپ، سرعت جریان روغن عبوری از سوپاپ در ناحیه‌ی تورفتگی، کاهش بیشتری می‌یابد.



شکل ۶ تأثیر طول لبه انحراف جریان مغزی بر روند تغییرات سرعت جریان روغن عبوری از محفظه‌ی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی

در شکل ۷، تأثیر طول لبه‌ی انحراف جریان مغزی بر ضریب جریان سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی، نشان داده شده است. مطابق شکل ۷، با تغییر طول لبه‌ی انحراف جریان مغزی، ضریب جریان روغن عبوری از سوپاپ، اندکی کاهش می‌یابد. از سوی دیگر، نتایج حاصل از تحلیل عددی، اختلافی کمتر از ۵ درصد با نتایج تجربی دارند. در شرایط مشابه، ضریب جریان سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی شامل مغزی بدون لبه‌ی انحراف جریان، برابر با، ۰/۸۲۷، برآورد می‌گردد، که به طور متوسط، ۱/۵۷ درصد، بیشتر از ضریب جریان سوپاپ شامل مغزی با لبه‌ی انحراف جریان، می‌باشد. بدین‌ترتیب، سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی شامل مغزی بدون لبه‌ی انحراف جریان، در شرایط مشابه (اختلاف فشار روغن در مجاری سوپاپ، فاصله مشابه از نشیمنگاه)، امکان هدایت جریان بیشتری را فراهم می‌کند. به بیانی دیگر، سوپاپ‌های شامل مغزی بدون لبه‌ی انحراف جریان، نسبت به سوپاپ‌های شامل مغزی با لبه‌ی انحراف جریان، مقاومت کمتری در برابر عبور جریان روغن ایجاد می‌کنند و افت فشار کمتری در یک سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی ایجاد می‌کنند.

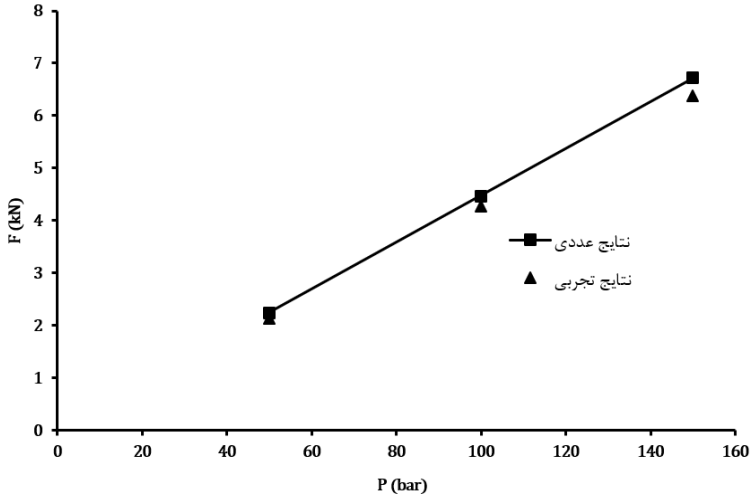


شکل ۷ تأثیر طول لبه‌ی انحراف جریان مغزی بر روند تغییرات ضریب جریان سوپاپ یک طرفه هیدرولیکی

۳-۲- تأثیر اختلاف فشار روغن در مجاری سوپاپ یک طرفه شامل مغزی با لبه‌ی انحراف جریان بر متغیرهای وابسته

در این بخش، تأثیر اختلاف فشار روغن در سه سطح مختلف شامل ۵۰، ۱۰۰ و ۱۵۰ بار، بر عملکرد سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی شامل مغزی دارای لبه‌ی انحراف جریان مورد بررسی قرار گیرد. برای این منظور، شیب مغزی متحرک، فاصله‌ی عمودی مغزی تا سطح نشیمنگاه و طول لبه‌ی انحراف جریان در بخش انتهایی مغزی، به ترتیب برابر با ۶۰ درجه، ۲/۵۴mm و ۲mm در نظر گرفته می‌شوند.

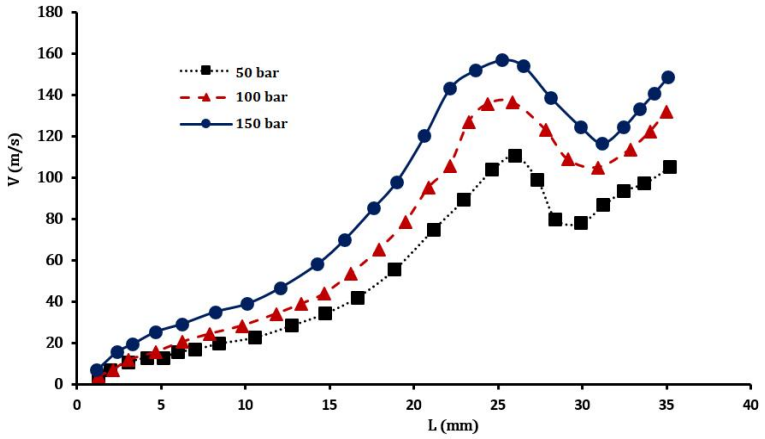
در شکل ۸، تأثیر اختلاف فشار روغن بر نیروی وارد بر جزء متحرک سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی شامل مغزی دارای لبه‌ی انحراف جریان حاصل از اندازه‌گیری‌های تجربی و نتایج حاصل از تحلیل عددی آمده است.



شکل ۸ تأثیر اختلاف فشار روغن در مجاری سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی شامل مغزی دارای لبه‌ی انحراف جریان بر نیروی وارد بر مغزی متحرک

لازم به ذکر است که، نیروی وارد بر مغزی متحرک ناشی از جریان روغن (F)، برابر با مجموع مولفه‌ی نیرو ناشی از فشار روغن وارد بر سطح موثر مغزی، مولفه نیرو ناشی از تنش برشی روغن و مولفه‌ی نیرو ناشی از تکانه‌ی روغن است. مطابق شکل ۸، با افزایش اختلاف فشار روغن در مجاری سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی، یا به عبارت دیگر، افزایش فشار روغن در مجرای ورودی سوپاپ، نیروی وارد بر مغزی متحرک، تا حدود زیادی به طور خطی افزایش می‌یابد. این موضوع تایید می‌کند که مولفه‌ی نیروی وارد بر مغزی متحرک سوپاپ ناشی از فشار روغن، به طور قابل توجهی بیشتر از دو مولفه دیگر نیرو، است. از سوی دیگر، نتایج حاصل از اندازه‌گیری تجربی نیروی محوری وارد بر مغزی متحرک سوپاپ، به دلیل نشت محدود روغن از محفظه‌ی سوپاپ، به طور متوسط، ۵ درصد کمتر از نتایج حاصل از تحلیل عددی جریان روغن عبوری از محفظه‌ی سوپاپ می‌باشد. در ضمن، با افزایش فشار روغن و نشت بیشتر از محفظه‌ی سوپاپ، نتایج حاصل از اندازه‌گیری‌های تجربی، از نتایج حاصل از تحلیل عددی جریان روغن عبوری از سوپاپ، فاصله می‌گیرند. به همین ترتیب، در این نمونه از سوپاپ‌های هیدرولیکی، با افزایش فشار روغن، ضریب نیرو، افزایش می‌یابد. ضریب نیرو برای سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی شامل مغزی دارای لبه‌ی انحراف جریان، در سه سطح فشار ۵۰، ۱۰۰ و ۱۵۰ بار، به ترتیب برابر با ۰/۸۲، ۰/۹۴ و ۱/۴۹ تعیین می‌گردد. افزایش فشار روغن، ضمن تغییر در اندازه و موقعیت قرارگیری گردابه‌های جریان در محفظه‌ی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی، موجب می‌گردد که سطح بیشتری از بخش موثر مغزی متحرک در معرض فشار روغن در مجرای ورودی قرار گیرد. با توجه به تاثیرپذیری نیروی محوری وارد بر مغزی از الگوی جریان روغن عبوری، ضریب نیرو نیز به طور مستقیم تحت تاثیر قرار می‌گیرد.

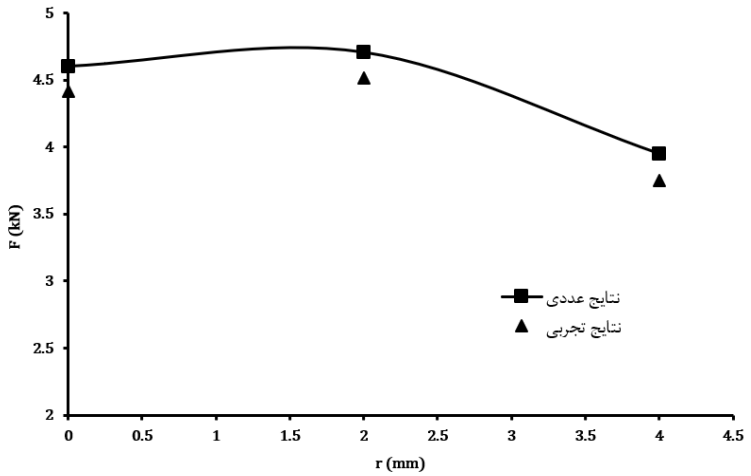
در شکل ۹، تأثیر اختلاف فشار روغن در مجاری سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی شامل مغزی دارای لبه‌ی انحراف جریان بر روند تغییرات سرعت جریان در محفظه‌ی سوپاپ، نشان داده شده است. مطابق شکل ۹، با افزایش اختلاف فشار روغن در مجاری سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی، دبی روغن عبوری از تنگنای ایجاد شده در سوپاپ افزایش می‌یابد. از سوی دیگر، عبور حجم بیشتر روغن در واحد زمان در یک تنگنای با سطح مقطع ثابت، موجب افزایش بزرگی سرعت جریان روغن عبوری از محفظه‌ی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی می‌گردد. بررسی بیشتر شکل ۹ نشان می دهد که در روند تغییرات سرعت جریان عبوری از محفظه‌ی سوپاپ، تحت تاثیر مقادیر متفاوت فشار روغن، تغییر قابل توجهی به وجود نمی‌آید. در حالی که با افزایش فشار روغن در دو سوی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی، در مراحل مختلف، شیب روند تغییرات سرعت جریان روغن عبوری از محفظه‌ی سوپاپ، بیشتر می‌شود. همچنین، مطابق شکل ۹، افزایش اختلاف فشار روغن در مجاری سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی، با افزایش بیشینه فشار روغن در محفظه‌ی سوپاپ همراه خواهد بود.



شکل ۹ تأثیر فشار روغن در مجاری سوپاپ یک طرفه شامل مغزی با لبه‌ی انحراف جریان بر تغییرات سرعت جریان روغن عبوری از محفظه‌ی سوپاپ

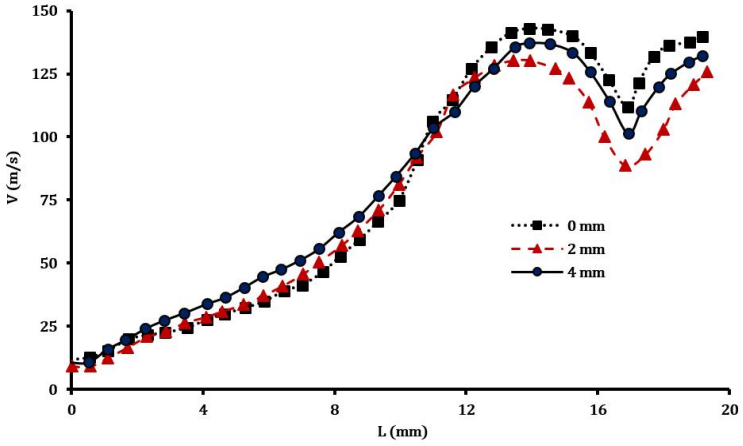
۳-۳- تأثیر ایجاد انحناء در مجرای ورودی سوپاپ یک طرفه شامل مغزی با لبه‌ی انحراف جریان بر متغیرهای وابسته

در این بخش، اثر دو انحنای ۲ و ۴ میلیمتری در مجرای ورودی، بر عملکرد سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی مورد بررسی قرار می‌گیرد. برای این منظور، فشار روغن در مجرای ورودی، شیب مغزی متحرک، فاصله‌ی عمودی مغزی تا سطح نشیمنگاه و طول لبه‌ی انحراف جریان در بخش انتهایی مغزی، به ترتیب برابر با ۱۰۰bar، ۶۰ درجه، ۲/۵۴mm و ۲mm در نظر گرفته می‌شوند. در شکل ۱۰، تأثیر شعاع انحناء در مجرای ورودی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی بر نیروی محوری وارد بر مغزی متحرک نشان داده شده است. مطابق شکل ۱۰، با ایجاد انحنای ۲ میلیمتری در مجرای ورودی، نیروی محوری وارد بر مغزی متحرک سوپاپ، اندکی افزایش می‌یابد (در حدود ۲/۲ درصد). این در حالی است که افزایش بیشتر انحناء در مجرای ورودی (ایجاد انحنای ۴ میلیمتری در مجرای ورودی)، موجب کاهش ۱۴/۲ درصدی نیروی محوری وارد بر مغزی متحرک سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی می‌گردد. ایجاد انحناء در مجرای ورودی سوپاپ، موجب کاهش مقاومت در برابر جریان روغن عبوری از تنگنای ایجاد شده توسط مغزی به کار رفته در ساختار سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی می‌گردد. از این رو، افزایش انحناء در مجرای ورودی سوپاپ، ضمن کاهش آشفتگی و حرکت گردابی جریان روغن، موجب افزایش سرعت جریان روغن و کاهش فشار روغن وارد بر سطح مقطع موثر مغزی شامل لبه‌ی انحراف جریان می‌گردد. مطابق شکل ۱۰، نتایج حاصل از اندازه‌گیری‌های تجربی نیروی وارد بر مغزی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی، به طور میانگین، ۴ درصد کمتر از نتایج حاصل از تحلیل عددی جریان روغن عبوری از محفظه‌ی سوپاپ می‌باشند. از سوی دیگر، ضریب نیروی سوپاپ یک طرفه شامل مغزی با لبه‌ی انحراف جریان، در شرایطی که مجرای ورودی، بدون انحناء ساخته می‌شود، برابر با، ۰/۹۴ تعیین می‌گردد. این در حالی است که ایجاد انحنای ۴ میلیمتری در مجرای ورودی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی، ضریب نیرو را به میزان ۸/۳ درصد کاهش می‌دهد.



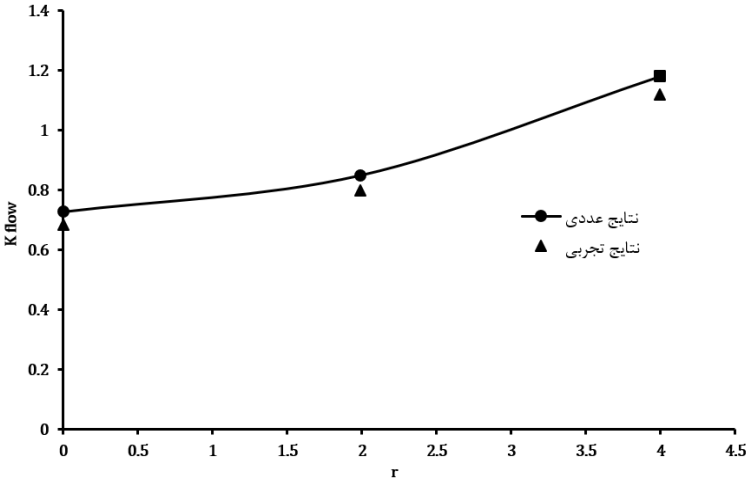
شکل ۱۰ تأثیر ایجاد انحناء در مجرای ورودی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی بر نیروی ناشی از جریان وارد بر مغزی شامل لبه‌ی انحراف جریان

در شکل ۱۱، تأثیر ایجاد انحناء در مجرای ورودی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی شامل مغزی با لبه‌ی انحراف جریان، بر روند تغییرات سرعت جریان روغن عبوری از محفظه‌ی سوپاپ نشان داده شده است. مطابق شکل ۱۱، با افزایش انحنای نشیمنگاه در مجرای ورودی، سرعت جریان روغن درون محفظه‌ی سوپاپ و در بالادست تنگنای ایجاد شده ناشی از جابجایی مغزی متحرک، به دلیل کاهش میزان آشفتگی و حرکت گردابی جریان روغن، افزایش می‌یابد. این در حالی است که، در صورت ایجاد انحناء در مجرای ورودی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی، سرعت جریان روغن در مجاورت لبه‌ی انحراف جریان، با کاهش همراه می‌گردد. در واقع، ایجاد انحناء در نشیمنگاه سوپاپ، موجب جابجایی محل برخورد جریان روغن به لبه‌ی انحراف جریان و بخش عمودی محفظه‌ی سوپاپ می‌گردد. لازم به ذکر است که، ایجاد انحناء در مجرای ورودی سوپاپ، بر موقعیت بیشینه سرعت جریان روغن عبوری از محفظه‌ی سوپاپ تاثیری ندارد. همچنین، افزایش انحنای نشیمنگاه، موجب کاهش بیشینه سرعت جریان روغن عبوری از محفظه‌ی سوپاپ، به دلیل ایجاد مقاومت در برابر جریان روغن (تغییر محل برخورد جریان روغن) می‌گردد. مطابق شکل ۱۰، افزایش انحناء در مجرای ورودی سوپاپ، افزایش شیب روند تغییرات سرعت جریان روغن عبوری از سوپاپ را نیز به همراه دارد.



شکل ۱۱ تأثیر ایجاد انحناء در مجرای ورودی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی شامل مغزی با لبه‌ی انحراف جریان بر روند تغییرات سرعت جریان روغن

در شکل ۱۲ نیز، تأثیر انحنای نشیمنگاه در مجرای ورودی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی شامل مغزی با لبه‌ی انحراف جریان، بر ضریب تخلیه نشان داده شده است.



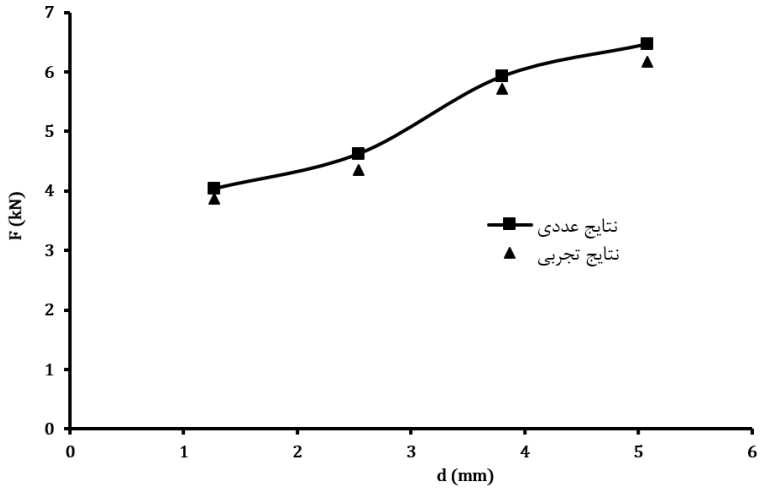
شکل ۱۲ تأثیر ایجاد انحناء در مجرای ورودی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی شامل مغزی با لبه‌ی انحراف جریان بر روند تغییرات ضریب تخلیه‌ی آن

مطابق شکل ۱۲، ایجاد انحنای ۲ و ۴ میلیمتر در نشیمنگاه سوپاپ، به ترتیب موجب افزایش ۱۸ و ۶۲ درصدی ضریب جریان می‌گردد. بررسی‌ها نشان می‌دهد که ایجاد انحناء در نشیمنگاه سوپاپ، مقاومت کمتری در برابر جریان روغن ایجاد می‌کند. از این رو، انحناء در نشیمنگاه سوپاپ، ضمن افزایش سرعت جریان، موجب افزایش ضریب تخلیه سوپاپ نیز می‌گردد. از سوی دیگر، مقایسه‌ی شکل‌های ۱۰ و ۱۲، نشان می‌دهد که ضریب نیروی سوپاپ نسبت به ضریب جریان آن، به مقدار کمتری تحت تأثیر انحنای نشیمنگاه سوپاپ قرار می‌گیرد. نزدیکی نتایج تجربی به نتایج عددی ضریب جریان در شکل ۱۲، نشان از دقت تحلیل عددی انجام شده در این پژوهش، دارد. لازم به ذکر است که نتایج تجربی به دلیل نشت روغن، به ویژه در شعاع انحنای بیشتر نشیمنگاه، در سطح پایین‌تری نسبت به نتایج حاصل از تحلیل عددی قرار دارند (در حدود ۶ درصد اختلاف).

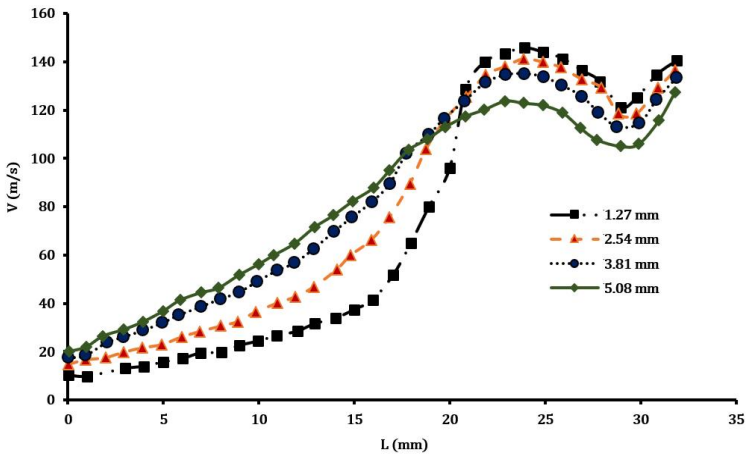
۳-۴- تأثیر جابجایی عمودی مغزی شامل لبه‌ی انحراف جریان سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی بر متغیرهای وابسته

به منظور بررسی تأثیر جابجایی عمودی مغزی شامل لبه‌ی انحراف جریان بر عملکرد سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی، زاویه‌ی شیب مغزی، برابر با ۶۰ درجه و اختلاف فشار روغن در مجاری سوپاپ، برابر با ۱۰۰ بار، در نظر گرفته می‌شود. بررسی عملکرد سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی، در چهار موقعیت متفاوت مغزی، شامل، ۱/۲۷، ۲/۵۴، ۳/۸۱ و ۵/۰۸ میلی‌متر، انجام می‌گیرد. در شکل ۱۳، تأثیر مغزی متحرک سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی، بر نیروی ناشی از جریان روغن عبوری از محفظه‌ی سوپاپ، نشان داده شده است.

مطابق شکل ۱۳، با افزایش جابجایی عمودی مغزی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی، نیروی وارد بر آن، افزایش می‌یابد. جابجایی بیشتر مغزی متحرک سوپاپ، موجب افزایش سطح مقطع موثر تنگنای ایجاد شده در سوپاپ می‌گردد. از سوی دیگر، با افزایش سطح موثر تنگنا، سرعت و فشار جریان روغن عبوری از تنگنا، به ترتیب، کاهش و افزایش می‌یابند. از این رو، به دلیل تاثیر قابل توجه فشار روغن بر نیروی محوری وارد بر مغزی متحرک سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی، نسبت به سرعت جریان روغن عبوری، افزایش جابجایی عمودی مغزی متحرک، موجب افزایش نیروی محوری وارد بر آن می‌گردد. در شکل ۱۳، نیروی محوری وارد بر مغزی متحرک، حاصل از تحلیل عددی، با نتایج حاصل از اندازه‌گیری‌های تجربی مقایسه شده است. بررسی‌ها نشان از انطباق قابل قبول نتایج تجربی با نتایج حاصل از تحلیل عددی جریان روغن عبوری از محفظه‌ی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی دارد. به دلیل نشت اندک روغن در محفظه‌ی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی، نتایج حاصل از تحلیل عددی، در سطح بالاتری نسبت به نتایج تجربی قرار دارند. از سوی دیگر، ضریب نیروی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی، در فواصل ۱/۲۷، ۲/۵۴، ۳/۸۱ و ۵/۰۸ میلی‌متری مغزی از نشیمنگاه، به ترتیب برابر با، ۰/۹۲، ۰/۹۴، ۱/۰۱ و ۱/۲۱، تعیین می‌شود. از این رو با افزایش جابجایی مغزی متحرک سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی، ضریب نیرو با افزایش روبه‌رو می‌گردد. پس از تایید دقت تحلیل عددی جریان روغن عبوری از سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی، در شکل ۱۴، تأثیر موقعیت مغزی متحرک بر روند تغییرات سرعت جریان روغن عبوری از محفظه‌ی سوپاپ نشان داده شده است.



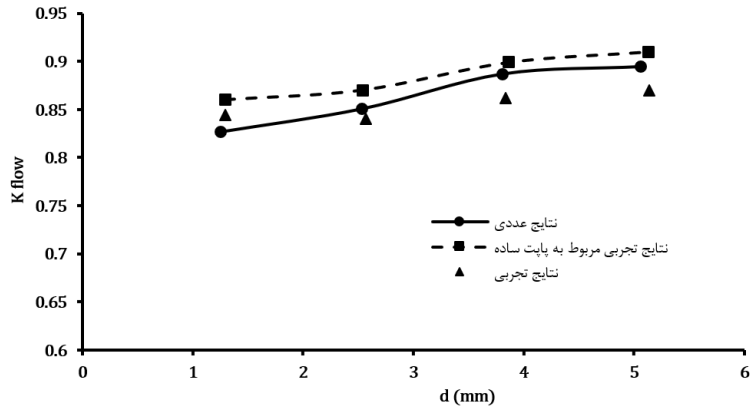
شکل ۱۳ تأثیر جابجایی مغزی متحرک سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی بر نیروی ناشی از جریان روغن عبوری از محفظه‌ی سوپاپ



شکل ۱۴ تأثیر جابجایی مغزی متحرک سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی بر روند تغییرات سرعت جریان روغن عبوری از محفظه‌ی آن

مطابق شکل ۱۴، برای هر چهار موقعیت مغزی متحرک شامل لبه‌ی انحراف جریان، سرعت جریان روغن عبوری از محفظه‌ی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی، تا پیش از تنگنای ایجاد شده در سوپاپ، با شیب متفاوتی افزایش می‌یابد تا به مقدار بیشینه خود در تنگنا نزدیک می‌شود. با افزایش جابجایی مغزی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی، سرعت بیشینه‌ی جریان روغن عبوری از محفظه‌ی سوپاپ، به دلیل افزایش سطح مقطع تنگنای ایجاد شده در سوپاپ، با کاهش روبه‌رو می‌گردد. در شکل ۱۵، روند تغییرات ضریب تخلیه سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی شامل مغزی با لبه‌ی انحراف جریان بر حسب موقعیت و جابجایی مغزی نشان داده شده است.

مطابق شکل ۱۵، با افزایش جابجایی مغزی متحرک سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی، ضریب تخلیه‌ی آن، به دلیل افزایش سطح مقطع عبور جریان در تنگنای ایجاد شده در سوپاپ، افزایش می‌یابد. بدین‌ترتیب با افزایش فاصله جزء متحرک سوپاپ از نشیمنگاه، مقاومت در برابر جریان روغن با کاهش روبه‌رو می‌گردد. از سوی دیگر، در شکل ۱۵، روند تغییرات ضریب تخلیه‌ی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی شامل مغزی بدون لبه‌ی انحراف جریان نیز، نشان داده شده است. مطابق شکل ۱۵، با افزایش فاصله مغزی از نشیمنگاه، ضریب تخلیه‌ی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی شامل مغزی بدون لبه‌ی انحراف جریان، با شیب کمتری نسبت به سوپاپ شامل مغزی با لبه‌ی انحراف جریان، افزایش می‌یابد. لازم به ذکر است که در شرایط کاری یکسان و در تمامی موقعیت‌های مکانی مغزی از سطح نشیمنگاه، ضریب تخلیه‌ی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی شامل مغزی بدون لبه‌ی انحراف جریان، از ضریب تخلیه‌ی سوپاپ شامل مغزی با لبه‌ی انحراف جریان، در سطح بالاتری قرار دارد. این در حالی است که در جابجایی‌های بیشتر مغزی، اختلاف میان مقادیر ضریب تخلیه‌ی این دو نمونه سوپاپ (سوپاپ شامل مغزی ساده و سوپاپ دارای مغزی با لبه‌ی انحراف جریان) کاهش می‌یابد. بدین‌ترتیب، سوپاپ‌های یک طرفه‌ی هیدرولیکی شامل مغزی بدون لبه‌ی انحراف جریان نسبت به سوپاپ‌های شامل مغزی ساده، افت فشار کمتری در شرایط کاری مشابه ایجاد می‌کنند. همچنین، نزدیکی نتایج تجربی به نتایج عددی ضریب تخلیه در شکل ۱۶، نشان از دقت تحلیل عددی انجام شده در این پژوهش دارد. لازم به ذکر است که نتایج تجربی به دلیل نشت روغن به ویژه در جابجایی‌های بیشتر مغزی متحرک، پایین‌تر از نتایج حاصل از تحلیل عددی قرار دارند.



شکل ۱۵ تأثیر جابجایی مغزی متحرک بر روند تغییرات ضریب تخلیه‌ی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی

۴- نتیجه‌گیری

در این پژوهش، برای کاهش لرزش‌های سوپاپ‌های یک طرفه‌ی هیدرولیکی و کاهش استهلاک آن، از مغزی شامل لبه‌ی انحراف جریان، به جای مغزی‌های متداول در صنعت هیدرولیک، استفاده شده است. در زیر به برخی نتایج حاصل از این پژوهش اشاره می‌شود:

- در شرایط کاری مختلف، نتایج حاصل از تحلیل عددی جریان روغن عبوری از محفظه‌ی سوپاپ، در حد قابل قبولی با نتایج حاصل از اندازه‌گیری تجربی کمیت‌های وابسته، منطبق بود.
- با ایجاد و افزایش لبه‌ی انحراف جریان در بخش انتهایی مغزی، نیروی محوری و ضریب جریان روغن عبوری از سوپاپ، به ترتیب، افزایش و کاهش می‌یابند. بررسی‌ها نشان داد که در شرایط کاری مشابه، ضریب جریان سوپاپ یک طرفه شامل مغزی بدون لبه‌ی انحراف جریان، به طور متوسط، ۱/۵۷ درصد، بیشتر از ضریب جریان سوپاپ شامل مغزی با لبه‌ی انحراف جریان، تعیین گردید.
- ایجاد انحنای ۴ میلیمتری در مجرای ورودی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی، موجب کاهش ۱۴/۲ درصدی نیروی محوری وارد بر مغزی متحرک گردید. همچنین، ایجاد انحنای ۴ میلیمتری در مجرای ورودی سوپاپ، ضریب نیرو را به میزان ۸/۳ درصد کاهش داد. در ضمن، ایجاد انحنای ۲ و ۴ میلیمتر در نشیمنگاه سوپاپ، افزایش ۱۸ و ۶۲ درصدی ضریب جریان را به همراه داشت.
- افزایش جابجایی عمودی مغزی سوپاپ یک طرفه‌ی هیدرولیکی، ضمن افزایش نیروی وارد بر مغزی، موجب افزایش ضریب نیرو و ضریب تخلیه‌ی سوپاپ گردید. بررسی‌های بیشتر نشان داد که در شرایط کاری یکسان و در جابجایی‌های مختلف مغزی، ضریب تخلیه‌ی سوپاپ یک طرفه شامل مغزی بدون لبه‌ی انحراف جریان، از ضریب تخلیه‌ی سوپاپ شامل مغزی با لبه‌ی انحراف جریان، بیشتر است.

References

[1] Li R, Sun Y, Wu X, Zhang P, Li D, Lin J, Xia Y, Sun Q. Review of the research on and optimization of the flow force of hydraulic spool valves. Processes. 2023 July 21;11(7):2183. doi: 10.3390/pr11072183

[2] Filo G, Lisowski E, Rajda J. Pressure loss reduction in an innovative directional poppet control valve. Energies. 2020 June 17;13(12). doi: 10.3390/en13123149

[3] Liu J, Li R, Diang X, Liu Q. Flow force research and structure improvement of cartridge valve core based on CFD method. Heliyon. 2022 November 11;8(11):1-13. doi: 10.1016/j.heliyon. 2022.e11700

[4] Jin Z, Hong W, You T, Su Y, Li X, Xie F. Effect of multi-factor coupling on the movement characteristics of the hydraulic variable valve actuation. Energies. 2020 June 4;13(11):2870. doi: 10.3390/en13112870

[5] Scuro N, Angelo E, Angelo G, Andrade D. A CFD analysis of the flow dynamics of a directly-operated safety relief valve. Nuclear Engineering, and Design. 2020 June 4;328:321-32. doi: 10.3390/en13112870

[6] Gomez I, Gonzalez A, Newell B, Garcia-Bravo J. Analysis of the design of a poppet valve by transitory simulation. Energies. 2019 March 20;12(5):889-907. doi: 10.3390/en12050889

[7] Finesso R, Rundo M. Numerical and experimental investigation on a conical poppet relief valve with flow force compensation. International Journal of Fluid Power. 2017 February 15;18(2):111-22. doi: 10.1080/14399776.2017.1296740

[8] Woldemariam E, Lemu H, Wang G. CFD-driven valve shape optimization for performance improvement of a micro cross-flow turbine. Energies. 2018 January 19;11(1):248. doi: 10.3390/en11010248

[9] Chen F, Qian J, Chen M, Zhang M, Chen L, Jin Z. Turbulent compressible flow analysis on multi-stage high pressure reducing valve. Flow Measurement, and Instrumentation. 2018 June 2;61:26-37. doi: 10.1016/j.flowmeasinst.2018.03.013

[10] Filo G, Lisowski E, Rajda J. Flow analysis of a switching valve with innovative poppet head geometry using CFD method. Flow Measurement and Instruction. 2019 December 2;70. doi: 10.1016/j.flowmeasinst.101643

[11] Ye J, Zhao Z, Zheng J, Salem S, Yu J, Cui J, Jiao X. Transient flow characteristic of high-pressure hydrogen Gas in check valve during the opening process. Energies. 2020 August 14;13(16):4222. doi: 10.3390/en13164222

[12] Wang H, Zhu Z, Zhang M, Li J, Huo W. Investigation on cavitating flow and parameter effects in a control valve with a perforated cage. Nuclear Engineering, and Technology. 2021 August 21;53(8):2669-81. doi: 10.1016/j.net.2021.02.003

[13] Zhao R, Lian Z, Liao Y. Design and experimental study of water hydraulic valve port based on flow force. Machine Tool and Hydraulics. 2022 December 14;50(1):1–6. doi: 10.3969/j.issn.1001-3881.2022.01.001

[14] Zhang Z, Su Q, Li H, Fang F. Optimized design of diversion structure for low hydraulic valve core of proportional servo valve. Flight Control Detect. 2022 July 21;5(1):8–15. doi: 10.3390/pr05012183

[15] Schickhofer L, Wimmer J. Fluid–structure interaction and dynamic stability of shock absorber check valves. Journal of Fluids and Structures. 2022 March 9;110:103536. doi: 10.1016/j.jfluidstructs.2022.103536

[16] Wang D, Yin Y, Fu J, Jian H. Effect of the balanced piston on the stability of hydraulic pilot-operated relief valve. Journal of Mechanical Engineering Science. 2023 January 9;237(2):321-34. doi: 10.1177/09544062221122021

[17] Yin Y, Wang D, Fu J, Jian H. Effect of Dynamic Pressure Feedback Orifice on Stability of Cartridge-Type Hydraulic Pilot-Operated Relief Valve. Chinese Journal of Mechanical Engineering. 2023 August 8;36:1-15. doi: 10.1186/s10033-023-00922-5