




of geometry proportional valves on volumetric losses in Evaluation of the effect hydraulic power transmission systems

Pezhman Nikandish¹ 

1. Corresponding Author, Faculty of Mechanical Engineering, Jundi-Shapur University of Technology, Dezful, Iran.

E-mail: nikandish@jsu.ac.ir

Article Info	ABSTRACT
<p>Article type: Research Article</p> <p>Article history:</p> <p>Received: Jan. 6, 2025</p> <p>Revised: Feb. 28, 2025</p> <p>Accepted: March. 27, 2025</p> <p>Published online: Winter 2025</p> <p>Keywords: <i>Volumetric Losses;</i> <i>Orifice;</i> <i>Proportional Valve;</i> <i>Clearance.</i></p>	<p>Volumetric losses in proportional valves can significantly impact the performance, safety, and efficiency of hydraulic systems in agricultural machinery. In this article, based on the relationships governing the flow of oil passing through the set of orifices resulting from the operation of the proportional valve, the effect of clearance, diameter and its size on the quantities related to volume losses, in two working conditions, including the connection and blockage of the ports related to the actuator, were investigated. To evaluate the accuracy of analytical results and measure quantities related to volumetric losses in a proportional valve, a hydraulic system was constructed. The findings indicate that there is a strong correlation between the analytical and experimental results across various working conditions. The results showed that the maximum leakage flow rate in the proportional valve increases by 68.6 and 48.9% with increasing clearance from $\mu\text{m}3$ to $\mu\text{m}4$, and from $\mu\text{m}4$ to $\mu\text{m}5$, respectively. Also, for every $\mu\text{m}1$ increase in clearance, the pressure sensitivity of the valve decreased by about 34%. On the other hand, with a 50% increase in the diameter of the spool, the maximum leakage flow rate and flow gain in the valve increased by 46.7 and 47%, respectively. The maximum oil leakage in the NG16 and the NG22 valves was determined to be 2.9 and 5.5 times that of the NG10 valve, respectively. Also, the oil flow rate through the actuator ports in the NG16 and NG22 valves, was calculated 2.6 and 3.6 times of the NG10 valve, respectively.</p>
<p>Cite this article: Nikandish, P., (2025) Evaluation of the effect of geometry proportional valves on volumetric losses in hydraulic power transmission systems, <i>Iranian Journal of Biosystem Engineering</i>, 55 (4), 103-121. https://doi.org/10.22059/ijbse.2025.388277.665579</p> <p>© The Author(s). DOI: https://doi.org/10.22059/ijbse.2025.388277.665579</p>	<p>Publisher: The University of Tehran Press.</p> 

EXTENDED ABSTRACT

Introduction

Proportional directional valves allow continuous control of the magnitude and direction of flow in hydraulic systems. In industrial applications, they are used to control hydraulic motors. In the spool valve, due to manufacturing inaccuracies and the need for good sliding properties, leaks occur between the spool and the sleeve. These leaks result in internal fluid leakage. Fluid leakage is undesirable but inevitable. In many spool valve applications, internal leakage is an important factor affecting the design of hydraulic systems. Internal fluid leakage can cause energy losses in the hydraulic system or unwanted movement of the unloaded hydraulic motor. Initial studies show that the geometric quantities of directional control valves affect their volumetric losses. In this paper, the effect of the clearance and diameter of the moving component, as well as the size of the proportional directional control valve, on the quantities related to volumetric losses was investigated using both experimental and analytical methods.

Materials and Methods

In this paper, at the beginning of the work, a mathematical model was presented to determine the volumetric losses in proportional directional control valves. For this purpose, it is necessary to determine three functional characteristics, including pressure sensitivity, internal leakage flow, and flow gain, in proportional control valves. To estimate the sensitivity of pressure and internal leakage flow in directional control valves, it is necessary to block the channels associated with the hydraulic actuator. In this situation, after calculating the oil flow rate through the orifices resulting from the spool movement and its clearance, it is possible to determine the oil pressure in each of the actuator ports. The pressure sensitivity of the directional control valve is obtained by evaluating the trend of changes in the oil pressure difference in the actuator ports versus the spool displacement. Similarly, in the case of blockage of the actuator ports, the volume of oil passing through the orifices resulting from the spool clearance and its displacement, at the distance between the inlet and outlet ports (P and T ports in the structure directional control valve), will be representative of the internal leakage flow in the directional control valve. Also, the flow gain of the directional control valve is obtained by calculating the oil flow rate passing through the orifices resulting from the spool clearance and its displacement, at the distance between the two actuator ports, under the condition of connecting actuator ports. Finally, in order to evaluate the accuracy of the presented mathematical model under different working conditions and to measure the quantities related to oil leakage in the directional control valve including the spool, a hydraulic power transmission system is designed and manufactured.

Findings

Investigations showed that the average difference between the results obtained from the experimental measurements of dependent quantities with analytical results is less than 5%. The evaluation resulting from solving the set of mathematical relations governing the flow passing through the orifices resulting from the spool displacement and its clearance shows that with the increase of the spool clearance, from $3\mu\text{m}$ to $4\mu\text{m}$, and from $4\mu\text{m}$ to $5\mu\text{m}$, the maximum oil leakage flow rate from the control valve increases, 68.6 and 48.9%, respectively. The pressure sensitivity of the valve decreased by about 34% for every $1\mu\text{m}$ increase in clearance. On the other hand, a 50% increase in the diameter of the spool resulted in a 46.7% increase in the maximum leakage oil flow rate and a 47% increase in the flow gain in the directional control valve. The maximum oil leakage in the NG16 and the NG22 valves was determined to be 2.9 and 5.5 times that of the NG10 valve, respectively. Also, the oil flow rate through the actuator ports in the NG16 and NG22 valves, in the neutral position, was 2.6 and 3.6 times that of the NG10 valve, respectively.

Conclusions

The results of the present study demonstrated the high ability of the presented mathematical model to predict the quantities related to volumetric losses in directional control valves including a spool-shaped moving component. The continuity of the process of internal oil leakage changes, pressure sensitivity and flow gain in different spool displacements, especially in the neutral position, are the advantages of the mathematical model presented in this study.

Data Availability Statement

Data available on request from the authors.

Ethical considerations

The study was approved by the Ethics Committee of the University of ABCD (Ethical code: IR.UT.RES.2024.500). The authors avoided data fabrication, falsification, plagiarism, and misconduct.

Conflict of interest

The author declares no conflict of interest.

ارزیابی تاثیر هندسه‌ی شیرهای تناسبی بر تلفات حجمی در سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی

پژمان نیک اندیش[✉]۱. نویسنده‌ی مسئول، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی جندی‌شاپور دزفول، دزفول، ایران. رایانامه: nikandish@jsu.ac.ir

اطلاعات مقاله	چکیده
نوع مقاله: مقاله پژوهشی	تلفات حجمی در شیرهای تناسبی، عملکرد، ایمنی و کارایی سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی، در ماشین‌های کشاورزی را به طور قابل توجهی، تحت تاثیر قرار می‌دهد. در این مقاله، بر مبنای روابط حاکم بر جریان روغن عبوری از مجموعه روزنه‌های حاصل از عملکرد شیر تناسبی، تاثیر لقی، قطر و اندازه‌ی آن، بر کمیت‌های مرتبط با تلفات حجمی، در دو شرایط کاری متفاوت، شامل، ارتباط و انسداد مجاری مرتبط با عملگر هیدرولیکی، بررسی گردید. به منظور، ارزیابی دقت نتایج تحلیلی و اندازه‌گیری کمیت‌های مرتبط با تلفات حجمی در شیر تناسبی، طراحی و ساخت یک سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی، انجام گرفت. بررسی نتایج نشان داد که در شرایط کاری مختلف، انطباق قابل قبولی میان نتایج تحلیلی و نتایج تجربی بدست آمد. همچنین، افزایش لقی، از $3\mu\text{m}$ به $4\mu\text{m}$ ، موجب افزایش $68/6\%$ درصدی بیشینه دبی نشستی، در شیر تناسبی گردید. در حالی که افزایش لقی، از $4\mu\text{m}$ به $5\mu\text{m}$ ، افزایش $48/9\%$ درصدی بیشینه دبی نشستی، را به همراه دارد. در ضمن، به ازای هر $1\mu\text{m}$ افزایش لقی در ساختار شیر تناسبی، حساسیت فشار آن، در حدود 34% درصد، کاهش یافت. از سوی دیگر، با افزایش 50% درصدی قطر جزء متحرک شیر تناسبی، بیشینه دبی نشستی و بهره‌ی جریان، به ترتیب، در حدود $46/7\%$ و 47% درصد، افزایش پیدا کردند. علاوه بر این، بیشینه دبی نشستی، در شیرهای تناسبی NG16 و NG22، در حدود $2/9$ و $5/5$ برابر شیر NG10، تعیین گردید. در نهایت، دبی روغن عبوری از مجاری عملگر شیرهای NG16 و NG22 نیز، $2/6$ و $3/6$ برابر شیر NG10، بدست آمد.
واژه‌های کلیدی: تلفات حجمی، روزنه، شیر تناسبی، لقی.	

استناد: نیک‌اندیش؛ پژمان، (۱۴۰۴) ارزیابی تاثیر هندسه‌ی شیرهای تناسبی بر تلفات حجمی در سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی، مجله مهندسی بیوسیستم ایران/ ایران،

<https://doi.org/10.22059/ijbse.2025.388277.665579>، ۱۰۳-۱۲۱، (۴)، ۵۵

© نویسندگان.

ناشر: مؤسسه انتشارات دانشگاه تهران.

DOI: <https://doi.org/10.22059/ijbse.2025.388277.665579>

مقدمه

بسیاری از تجهیزات به کار رفته در ساختار سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی، از جمله، پمپ‌ها، موتورها، سیلندرها و شیرهای کنترل، شامل مجموعه‌ای از اجزای ثابت و متحرک می‌باشند (Stosiak et al., 2023). برای حرکت اجزای متحرک درون اجزای ثابت در تجهیزات هیدرولیکی، اختلاف قطر آنها (لقی میان اجزای ثابت و متحرک)، ضرورت دارد (Sharma et al., 2024). از سوی دیگر، اختلاف فشار روغن در دو سوی لقی، موجب نشت روغن، در تجهیزات هیدرولیکی، می‌گردد (Yu-ming et al., 2018). نشت روغن در تجهیزات هیدرولیکی به صورت داخلی یا خارجی، تلفات حجمی در سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی را به همراه دارد (Song et al., 2021). در عمل، برای جلوگیری از نشت خارجی روغن و کاهش تلفات حجمی در سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی از درزبندهای ارتجاعی، استفاده می‌شود (Fei et al., 2021). این در حالی است که برای جلوگیری از نشت داخلی روغن، در برخی تجهیزات هیدرولیکی، مانند شیرها، پمپ‌ها و موتورهای هیدرولیکی، به دلیل نبود فضای در دسترس، امکان استفاده از درزبندهای ارتجاعی، وجود ندارد (Dong & Fu, 2021). در این شرایط، کاهش لقی میان اجزای ثابت و متحرک، در این نمونه از تجهیزات هیدرولیکی، راه‌کاری عملی برای کاهش حجم روغن نشتی و تلفات حجمی در سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی به حساب می‌آید (Song et al., 2021). از سوی دیگر، تلفات حجمی در شیرهای کنترل مسیر تناسبی و سرو، به دلیل نیاز به تنظیم دقیق جریان روغن ارسالی به عملگرهای هیدرولیکی، از حساسیت بیشتری برخوردار است (Tamburrano et al., 2018). لذا، پیش‌بینی تلفات حجمی در شیرهای کنترل مسیر تناسبی و سرو، در شرایط کاری مختلف، ضرورت دارد (Ledvoň et al., 2023). بررسی‌ها نشان می‌دهد که عملکرد سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی، به طور قابل توجهی تحت تأثیر تلفات حجمی در شیرهای کنترل مسیر، قرار می‌گیرند (Yu-ming et al., 2018). از این رو، انتخاب بهینه شیرهای کنترل مسیر، در سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی، برای دستیابی به مشخصه‌های عملکردی مرتبط با حرکت بار خارجی (کنترل موقعیت، سرعت و نیروی بار)، همواره با چالش همراه خواهد بود (Ledvoň et al., 2019). در طراحی و اجرای سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی شامل شیرهای کنترل مسیر تناسبی، به طور معمول، از تلفات حجمی در آنها صرف‌نظر می‌شود (Hong & Kim, 2016). تلفات حجمی در شیرهای کنترل مسیر شامل اسپول، علاوه بر هدر رفت انرژی (Tamburrano et al., 2019)، آلودگی محیط‌زیست و مصرف روغن (Sharma et al., 2024)، حرکت خزشی بار خارجی وارد بر عملگر هیدرولیکی (Stosiak et al., 2023)، پایداری و پاسخ زمانی سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی (Ledvoň et al., 2019) را نیز تحت تأثیر قرار می‌دهد.

در سال‌های اخیر، تلفات حجمی در سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی به ویژه، در شیرهای تناسبی و سرو، مورد توجه پژوهش‌گران، مختلفی بوده است. Hong & Kim, 2016، به روش عددی، تأثیر عمق، عرض و تعداد شیارهای روی برآمدگی اسپول را در شیر کنترل مسیر، مطالعه کردند. بررسی‌های آنها نشان داد که تعداد شیارهای روی برآمدگی اسپول، تأثیر قابل توجهی بر روی تلفات حجمی شیر دارد. آنها، همچنین، دریافته‌اند که با افزایش عمق، عرض و تعداد شیارها بر روی برآمدگی اسپول، اختلاف میان نتایج تجربی و نتایج حاصل از تحلیل عددی افزایش می‌یابد. Yunxia et al., 2016، ضمن بررسی سایش‌های چسبنده و ساینده در شیرهای شامل اسپول، تأثیر آنها را بر تلفات حجمی مطالعه کردند. Yu-ming et al., 2018، تأثیر خروج از مرکز اسپول، فشار و لزجت روغن را بر نشت داخلی در شیر کنترل مسیر چهار دهانه‌ی سه وضعیته به کمک نرم‌افزار AMESim بررسی نمودند. ارزیابی‌های آنها نشان داد که فشار روغن بیشترین تأثیر و بزرگی خروج از مرکز اسپول، کمترین تأثیر را بر نشت داخلی روغن در شیرهای کنترل مسیر شامل اسپول دارند. لو و همکاران (Lu et al., 2019)، به تأثیر ناحیه‌ی بی‌اثر ناشی از هم‌پوشانی مثبت اسپول بر دبی روغن خروجی از شیرهای کنترل مسیر دو مرحله‌ای و همچنین، تلفات ناشی از آن پی بردند. آنها با طراحی کنترل‌کننده ضمن حذف تأثیر منفی ناحیه‌ی بی‌اثر اسپول بر منحنی مشخصه‌ی شیر، تلفات حجمی در شیر را تحت کنترل قرار دادند. Tamburrano et al., 2019، تأثیر انحنای مجاری شیر و برآمدگی اسپول بر مشخصه‌های جریان در بخش اصلی یک شیر سرو هیدرولیک را به روش عددی مطالعه کردند. Zhang et al., 2020، نیز، به این نتیجه رسیدند که مشخصه‌های مرتبط با حرکت صفحه‌ی گردان بیل مکانیکی در معرض بارهای رونده، به طور قابل توجهی تحت تأثیر تلفات حجمی در شیرهای کنترل هیدرولیکی شامل اسپول قرار می‌گیرند. Liu et al., 2020، تأثیر ذرات خارجی در روغن هیدرولیکی را بر نرخ سایش اسپول و سپس، تلفات حجمی در شیرهای کنترل مسیر مطالعه کردند. بررسی‌های آنها نشان داد که برخورد تعداد و بزرگی ذرات فلزی موجود در روغن با سرعت بالا به لبه‌ی برآمدگی اسپول، ضمن استهلاک شیر کنترل مسیر، موجب افزایش معنی‌دار تلفات حجمی می‌گردد. Song et al., 2021، تلفات حجمی در شیرهای کنترل مسیر هیدرولیکی را بر اساس تجزیه و تحلیل سیگنال‌های مرتبط

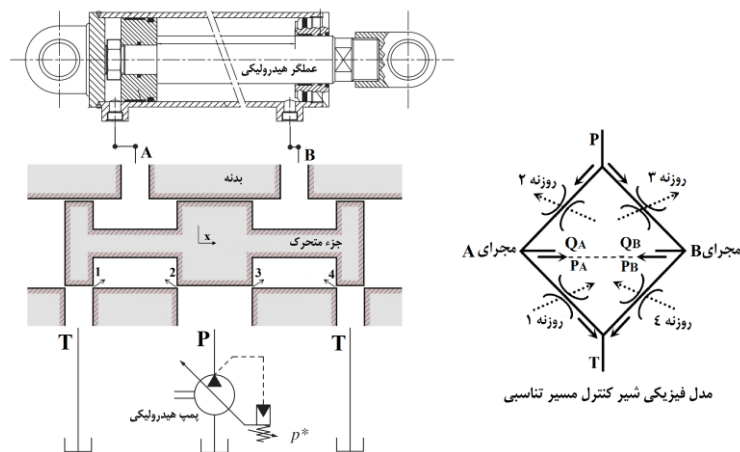
با آلودگی صوتی حاصل از آن بررسی کردند. Rituraj & Scheidl, 2020، به روش عددی، تأثیر نیروهای شعاعی وارد بر اسپول، را بر تلفات حجمی و نیروی محوری لازم برای تغییر وضعیت شیر کنترل مسیر، بررسی نمودند. ارزیابی های او نشان داد که افزایش نیروی شعاعی وارد بر اسپول، تأثیر اندکی بر تلفات حجمی در شیر کنترل مسیر دارد. در حالی که نیروی محوری لازم برای جابجایی اسپول و تغییر وضعیت شیر کنترل مسیر به طور معنی داری تحت تأثیر نیروی شعاعی وارد بر اسپول قرار دارد. همچنین، Tang et al., 2021، به تأثیر خطاهای مرتبط با ساخت و پرداخت سطح برآمدگی اسپول بر عملکرد و تلفات حجمی در شیرهای کنترل مسیر پرداختند. آنها دریافتند که خطاهای مرتبط با پرداخت سطح، موجب ایجاد روزنه‌های کوچکی، با سطوح هندسی نامنظم، در میان لقی اسپول (فضای میان برآمدگی اسپول و پوسته‌ی ثابت) می‌گردد که تلفات حجمی در شیر کنترل مسیر را تحت تأثیر قرار می‌دهند. Fei et al., 2021، تأثیر دمای روغن و لزجت روغن را بر تلفات حجمی در شیر های شامل جزء متحرک لغزشی مطالعه کردند. Chen et al., 2022، در پژوهشی، تأثیر دما و هندسه‌ی شیرهای روی برآمدگی اسپول را بر توزیع فشار روغن بر سطح اسپول، نیروی جانبی و نشت روغن، بررسی نمودند. Ledvoň et al., 2023، نیز، تلفات حجمی در جهات شعاعی و محوری شیر کنترل مسیر تناسبی را مطالعه کردند. آنها نیز به تأثیر دمای روغن بر میزان تلفات حجمی در این نمونه از شیرهای کنترل مسیر اشاره کردند.

در سال‌های اخیر، تلفات حجمی در سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی به ویژه در شیرهای کنترل مسیر تناسبی مورد توجه پژوهش‌گران بوده است. بر اساس بررسی‌های به عمل آمده، برخی از کاستی‌ها مربوط به پژوهش‌های گذشته در خصوص تلفات حجمی در شیرهای کنترل مسیر تناسبی و ارزیابی مدل‌های ریاضی و عددی مختلف برای تعیین مشخصه‌های مرتبط با آنها، شامل، عدم امکان به‌کارگیری مدل‌های موجود برای شیرهای با ساختار هندسی متفاوت و با هم‌پوشانی‌های مختلف، نبود انطباق مناسب میان نتایج حاصل از حل این مدل‌ها با نتایج تجربی، به ویژه در وضعیت خلاص شیر، ضرورت انجام آزمایش‌های تجربی متعدد برای تعیین کمیت‌های ثابت موجود در مدل‌های ریاضی، و همچنین، عدم پیوستگی در روند تغییرات کمیت‌های مرتبط با تلفات حجمی، به ویژه در لحظه‌ی تغییر وضعیت شیر، می‌باشند. پژوهش‌های انجام شده در سال‌های گذشته، بیشتر بر روی تأثیر تعداد و هندسه‌ی شیرها و بریدگی‌های روی برآمدگی اسپول، سایش اسپول، لزجت و دمای روغن، بر میزان تلفات حجمی در شیرهای کنترل تناسبی، به روش عددی، متمرکز بوده است. در ضمن، تأثیر این کمیت‌های مستقل بر روی سایر کمیت‌های وابسته‌ی مرتبط با تلفات حجمی در شیرهای کنترل مسیر تناسبی، مانند، بهره‌ی جریان و حساسیت فشار، مطالعه نشده است. همچنین، تأثیر هندسه‌ی اسپول بر تلفات حجمی در شیرهای کنترل مسیر تناسبی، به روش تحلیلی انجام نگرفته است. از این رو، در این مقاله، ضمن ارائه یک مدل ریاضی جدید برای پایه‌ی روابط مرتبط با تعیین دبی روغن عبوری از روزنه‌های حاصل از جابجایی اسپول در ساختار شیرهای کنترل مسیر تناسبی، تأثیر کمیت‌های هندسی مختلف، شامل لقی، قطر اسپول و اندازه‌ی شیر تناسبی بر روی سه مشخصه‌ی عملکردی مرتبط با تلفات حجمی، در دو شرایط کاری مختلف، بررسی می‌شود. در نهایت، به منظور بررسی درستی مجموعه‌ی روابط ریاضی لازم برای تخمین مشخصه‌های عملکردی مرتبط با تلفات حجمی در شیرهای کنترل مسیر تناسبی و مقایسه‌ی نتایج حاصل با نتایج تجربی، طراحی و ساخت یک سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی، در دستور کار قرار می‌گیرد.

روش‌شناسی پژوهش

تعیین دبی روغن عبوری از روزنه‌های شیر تناسبی

در سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی برای تغییر مسیر و سرعت حرکت اجزای متحرک عملگرهای هیدرولیکی از شیرهای کنترل مسیر تناسبی شامل چهار مجرا و سه وضعیت کاری مختلف، استفاده می‌شود. در شکل ۱، ساختار داخلی یک شیر کنترل مسیر تناسبی چهار دهانه‌ی سه وضعیت شامل جزء متحرکی متشکل از مجموعه‌ای از برآمدگی‌های استوانه‌ای شکل، نشان داده شده است. در شکل ۱، جزء متحرک شیر در وضعیت خلاص قرار دارد. در این وضعیت کاری ($x = 0$)، مجاری مرتبط با عملگر هیدرولیکی (مجاری A و B) و همچنین، مجاری مرتبط با مخزن (مجاری T) و پمپ هیدرواستاتیک (مجاری P) مسدود می‌باشند. جابجایی جزء متحرک شیر، موجب تغییر ترتیب ارتباط مجاری عملگر با مجاری مرتبط با مخزن و پمپ می‌گردد.



شکل ۱. ساختار و عملکرد شیر کنترل مسیر تناسبی در مدار هیدرولیکی

مطابق شکل ۱، در شیرهای کنترل مسیر تناسبی، حرکت جزء متحرک شیر و در نتیجه، تغییر وضعیت آن، متناسب با بزرگی سیگنال الکتریکی دریافتی از سوی کنترل کننده انجام می‌گیرد. لازم به ذکر است که کنترل کننده تحت تأثیر فرمان کاربر، بزرگی سیگنال الکتریکی را تعیین و به سولونوئیدهای تناسبی شیر کنترل مسیر ارسال می‌دارد. در این صورت با جابجایی اسپول متناسب ظبا بزرگی سیگنال دریافتی از سوی کنترل کننده، حجم و مسیر جریان روغن ارسالی به عملگر هیدرولیکی و در نهایت، سرعت و مسیر حرکت جزء متحرک آن مشخص می‌گردد. برای امکان جابجایی جزء متحرک شیر کنترل مسیر تناسبی (اسپول) شامل برآمدگی‌های استوانه‌ای شکل درون بدنه‌ی شیر، اختلاف اندکی میان قطر خارجی اسپول ($D = 2R$) و قطر داخلی بدنه ($d = 2r$) وجود دارد (وجود لقی میان اسپول و پوسته‌ی شیر، S). از این رو، در اثر حرکت برآمدگی اسپول درون پوسته‌ی راهنما، توسط سامانه‌ی تغییر وضعیت شیر کنترل مسیر، دو روزنه‌ی متفاوت شامل روزنه‌ی حاصل از جابجایی اسپول و روزنه‌ی ناشی از لقی اسپول ایجاد می‌گردد. مطابق شکل ۱، در صورت جابجایی اسپول در راستای مثبت x ، روزنه‌ی (۲)، در اثر جابجایی اسپول و روزنه‌ی (۳)، به دلیل لقی میان اسپول و بدنه‌ی ثابت آن، به وجود می‌آید. این در حالی است که در صورت جابجایی اسپول در راستای منفی x ، روزنه‌ی (۳) در اثر جابجایی اسپول و روزنه‌ی (۲) به دلیل لقی میان اسپول و بدنه‌ی ثابت اسپول ایجاد می‌گردد. بدین ترتیب، در شرایطی که اسپول در وضعیت اولیه یا خلاص قرار دارد، روزنه‌های (۲) و (۳)، ناشی از لقی اسپول ایجاد می‌شوند.

بررسی‌های مختلف نشان می‌دهد که با توجه به سطح مقطع روزنه‌های ناشی از جابجایی اسپول و اختلاف فشار روغن در دو سوی آنها، رژیم عبوری از این نمونه از روزنه‌ها، آشفته پیش‌بینی می‌گردد. دبی روغن عبوری از روزنه‌ی ناشی از جابجایی اسپول، به اختلاف فشار روغن در دو سوی روزنه، جرم مخصوص روغن، جابجایی اسپول و هندسه‌ی روزنه، وابسته است. از این رو، دبی روغن عبوری از روزنه‌های ناشی از جابجایی اسپول (Q_{Si})، با ترکیب روابط پیوستگی و برنولی، به دست می‌آید (Chen et al., 2022):

$$Q_{Si} = K_{Si} \cdot I \cdot \Delta P_i^{\frac{1}{2}} \quad \text{رابطه ۱}$$

در رابطه‌ی ۱، ΔP_i ، برابر با اختلاف فشار روغن در بالادست و پایین دست روزنه‌ی I ام و کمیت I ، جریان الکتریکی ارسالی به سولونوئید تناسبی برای تغییر وضعیت شیر کنترل مسیر تناسبی و جابجایی اسپول به کار رفته در ساختار آن تعریف می‌گردد. همچنین، کمیت K_{Si} ، ضریب اندازه روزنه‌ی I ام در ساختار شیر کنترل مسیر تناسبی است که از رابطه‌ی زیر به دست می‌آید:

$$K_{Si} = C_d A(I) \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad \text{رابطه ۲}$$

در رابطه‌ی فوق کمیت‌های A و C_d ، به ترتیب، ضریب تخلیه و سطح مقطع عبور جریان در شیر تناسبی، تعریف می‌شوند. در شیرهای کنترل مسیر تناسبی، جابجایی اسپول (x) متناسب با بزرگی جریان الکتریکی (I) دریافتی از سوی کنترل کننده به شرح زیر تغییر می‌کند:

$$x = C \cdot I \quad \text{رابطه ۳}$$

لازم به ذکر است که جریان روغن عبوری از روزنه‌های ناشی از لقی اسپول در ساختار شیرهای کنترل مسیر تناسبی، شباهت زیادی به جریان سیال عبوری از دو صفحه‌ی موازی، که به فاصله‌ی اندکی از هم قرار گرفته‌اند، دارند. در این صورت، رژیم جریان روغن عبوری

از لقی میان اسپول و بدنه ی ثابت شیر، آرام، پیش بینی می گردد (با توجه به عدد رینولدز متناظر با جریان سیال عبوری از لقی موجود در شیر کنترل مسیر). بدین ترتیب، دبی روغن عبوری از روزنه ی آم، ناشی از لقی اسپول در شیرهای کنترل مسیر (Q_{C_i})، تحت تأثیر اختلاف فشار روغن ΔP_i ، از رابطه ی زیر به دست می آید (Ledvoň et al., 2023):

$$Q_{C_i} = \frac{\pi R C^3}{6 \mu L} \Delta P_i \quad \text{رابطه ۴}$$

در رابطه ی فوق کمیت های D ، C ، L و μ ، به ترتیب، قطر اسپول، لقی شعاعی میان اسپول و پوسته ی راهنمای شیر، طول لقی و لزجت روغن تعریف می گردند. در شرایطی که اسپول نسبت به پوسته ی راهنمای آن به صورت خارج از مرکز قرار گرفته باشد، دبی روغن عبوری روزنه ی آم ناشی از لقی اسپول در شیرهای کنترل مسیر (Q_{C_i})، تحت تأثیر اختلاف فشار روغن ΔP_i ، از رابطه ی زیر تعیین می گردد (Ledvoň et al., 2019):

$$Q_{C_i} = \frac{\pi R C^3}{6 \mu L} (1 + 1.5e^2) \Delta P_i \quad \text{رابطه ۵}$$

در این رابطه، کمیت e ، برابر با فاصله ی میان مراکز اسپول و پوسته ی آن (خروج از مرکز اسپول) در شیر کنترل مسیر است. طول لقی اسپول (L) در شیر کنترل مسیر، برابر با مجموع جابجایی اسپول (x) و میزان هم پوشانی آن (u)، خواهد بود:

$$L = x \pm u \quad \text{رابطه ۶}$$

لازم به ذکر است که نشت روغن در اجزای به کار رفته در مدارهای هیدرولیک و لقی میان برآمدگی اسپول و بدنه ی شیر، دبی روغن عبوری روزنه ی آم ناشی از لقی اسپول در شیرهای کنترل مسیر (Q_{C_i})، تحت تأثیر اختلاف فشار روغن ΔP_i ، از رابطه ی ۷ تعیین می گردد (Tang et al., 2021):

$$Q_{C_i} = \frac{\pi^2 R C^2}{16 \mu} \Delta P_i \quad \text{رابطه ۷}$$

بر اساس دبی روغن عبوری از روزنه های حاصل از جابجایی اسپول و روزنه های ناشی از لقی اسپول، دبی روغن عبوری از روزنه های چهارگانه در ساختار شیر کنترل مسیر چهار دهانه ی سه وضعیته تناسبی نشان داده شده در شکل ۱، به طور خلاصه در جدول ۱، آمده است.

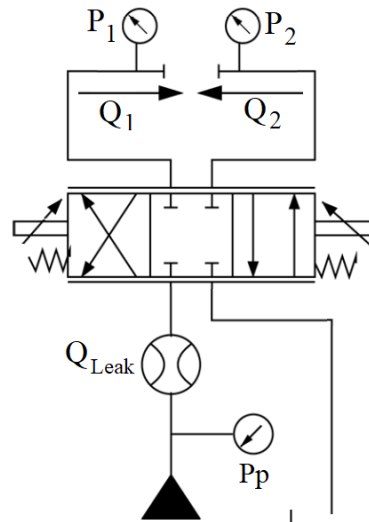
جدول ۱. دبی روغن عبوری از چهار روزنه ی ایجاد شده در ساختار شیر کنترل مسیر تناسبی

$I \backslash Q$	$Q_{S_i} = K_{S_i} \cdot I \cdot \Delta P_i^{\frac{1}{2}}$	$Q_{C_i} = \frac{\pi R C^3}{6 \mu L} \Delta P_i$	$Q_{C_i} = \frac{\pi^2 R C^2}{16 \mu} \Delta P_i$
$I > 0$	$i = 2, 4$	$i = 1, 3$	-
$I = 0$	-	-	$i = 1, 2, 3, 4$
$I < 0$	$i = 1, 3$	$i = 2, 4$	-

کمیت های مرتبط با تلفات حجمی در شیر تناسبی

برای تعیین تلفات حجمی در شیرهای کنترل مسیر تناسبی، تعریف سه مشخصه ی کاربردی، شامل، حساسیت فشار، جریان نشت داخلی و بهره ی جریان، ضرورت دارد. برای تعیین حساسیت فشار و جریان نشت داخلی در شیرهای کنترل مسیر، مجاری مرتبط با عملگر هیدرولیکی (A و B) مسدود می شوند (شکل ۲). از این رو، دبی روغن ارسالی به مجاری عملگر در سامانه ی انتقال توان هیدرولیکی، برابر با صفر خواهد بود. در شرایط انسداد مجاری عملگر در شیر کنترل مسیر تناسبی، فشار روغن در این مجاری متفاوت خواهد بود. در این شرایط کاری، فشار روغن نشتی در مجاری عملگر شیر کنترل مسیر، به موقعیت اسپول وابسته است. در این صورت، اختلاف میان فشار روغن در مجاری عملگر شیر کنترل مسیر تناسبی، فشار ناشی از اعمال بار خارجی، یا به بیانی دیگر، فشار بار (P_L)، نامیده می شود. بدین ترتیب، امکان تعیین روند تغییرات فشار ناشی از اعمال بار بر حسب جابجایی اسپول، فراهم می گردد. لازم به ذکر است که شیب روند تغییرات فشار بار بر حسب جابجایی اسپول، حساسیت فشار شیر کنترل مسیر نامیده می شود. حساسیت فشار، یکی از شاخص های تلفات حجمی در شیرهای کنترل مسیر به حساب می آید. از سوی دیگر، در شرایط انسداد مجاری عملگر در شیر کنترل مسیر، حجم روغن ورودی به این مجاری، در واحد زمان، برابر با دبی نشتی در شیر (Q_{leak})، تعریف می گردد. در این صورت، دبی روغن نشتی در شیر کنترل مسیر تناسبی، با دبی روغن ورودی به مجرای P (مجرای شیر مرتبط با خروجی پمپ هیدرواستاتیک)، برابر خواهد بود ($Q_{leak} = Q_P$). برای تعیین روند تغییرات فشار روغن در مجاری عملگر شیر کنترل مسیر (مجاری A و B)، باز نویسی قانون پیوستگی، برای هر یک از محفظه های مرتبط

با این مجاری، ضرورت دارد. از این رو، با جای‌گذاری روابط مندرج در جدول ۱ در رابطه‌ی پیوستگی جریان، فشار روغن در هر یک از مجاری مسدود شیر کنترل مسیبر تناسبی به دست می‌آید. از سوی دیگر، دبی روغن نشستی در شیر کنترل مسیبر تناسبی، در شرایط انسداد مجاری عملگر، در جابجایی‌های مختلف اسپول، با مجموع دبی روغن عبوری از روزه‌های مرتبط با مجرای P شیر کنترل مسیبر، برابر خواهد بود.

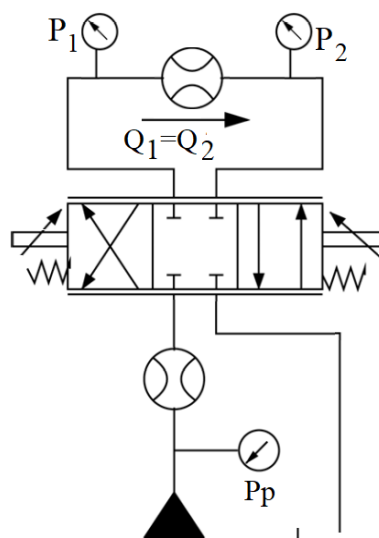


شکل ۲. سامانه‌ای انتقال توان هیدرولیکی برای تعیین کمیت‌های مرتبط با تلفات حجمی در شیر تناسبی در شرایط انسداد مجاری عملگر

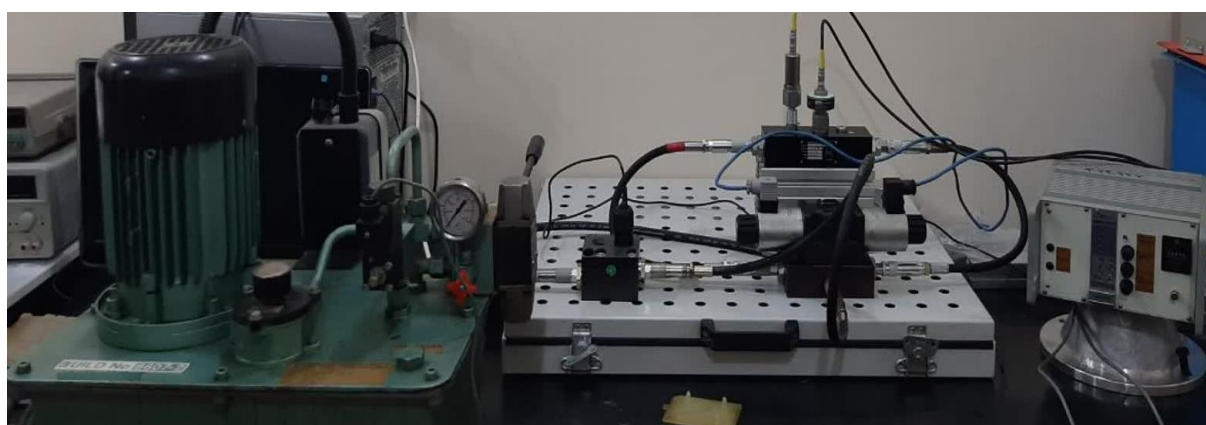
برای تعیین بهره‌ی جریان در شیر کنترل مسیبر تناسبی، مجاری عملگر شیر، مطابق شکل ۳، از طریق خط انتقال روغن به هم راه می‌یابند. در این شرایط، دبی و فشار روغن عبوری از مجاری عملگر شیر کنترل مسیبر، برابر خواهند بود. در این شرایط کاری، روند تغییرات دبی روغن عبوری از مجاری عملگر شیر کنترل مسیبر تناسبی (Q_L)، بر حسب جابجایی اسپول، بهره‌ی جریان، تعریف می‌شود. در ضمن، در شرایط ارتباط مجاری عملگر شیر کنترل مسیبر چهار دهانه‌ی سه وضعیته تناسبی، اختلاف فشار روغن میان مجاری عملگر یا به عبارت دیگر، فشار ناشی از بار (P_L)، برابر با صفر پیش‌بینی می‌گردد. از آنجایی که دبی روغن عبوری از مجاری عملگر شیر کنترل مسیبر یکسان است، امکان تعیین دبی عبوری از مجاری عملگر هیدرولیک در شیر کنترل مسیبر فراهم می‌شود. در نهایت، بهره‌ی جریان شیر کنترل مسیبر تناسبی، بر اساس روند تغییرات دبی روغن عبوری از مجاری عملگر، بر حسب جابجایی اسپول، به دست می‌آید.

طراحی و ساخت سامانه‌ی هیدرولیکی برای اندازه‌گیری کمیت‌های مرتبط با تلفات حجمی در شیر تناسبی

طراحی و ساخت سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی، بر اساس مدارهای نشان داده شده در شکل‌های ۲ و ۳، به منظور بررسی درستی نتایج حاصل از حل مجموعه روابط ریاضی برای پیش‌بینی کمیت‌های مرتبط با تلفات حجمی در شیر کنترل مسیبر تناسبی مدل DSE5-C60، انجام می‌گیرد (شکل ۴). در این سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی، روغن مورد نیاز برای ارزیابی عملکرد شیر کنترل مسیبر تناسبی، توسط پمپ دنده‌ای جابجایی ثابت مدل QD-60، تامین می‌گردد. همچنین، امکان تثبیت فشار روغن در مجرای ورودی شیر کنترل مسیبر تناسبی، توسط شیر فشارشکن تناسبی مدل GRFY035، فراهم می‌شود. از سوی دیگر، به منظور، ارتباط و انسداد مجاری عملگر شیر کنترل مسیبر تناسبی، طراحی و ساخت صفحات ویژه‌ای شامل اتصال‌دهنده‌های موقت، در دستور کار قرار گرفت. بدین ترتیب، در صورت به‌کارگیری شیلنگ‌های هیدرولیکی شامل اتصال‌دهنده‌های موقت، امکان ارتباط مجاری عملگر شیر کنترل مسیبر، به سادگی فراهم می‌گردد. از سوی دیگر، در صورت جدایی شیلنگ هیدرولیکی مورد نظر از سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی، ارتباط مجاری عملگر شیر کنترل مسیبر تناسبی، از طریق اتصال‌دهنده‌های موقت بر روی صفحه‌ی مجاری شیر، به طور مطمئنی، قطع می‌شود.



شکل ۳. سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی برای تعیین کمیت‌های مرتبط با تلفات حجمی در شیر تناسبی در شرایط ارتباط مجاری عملگر



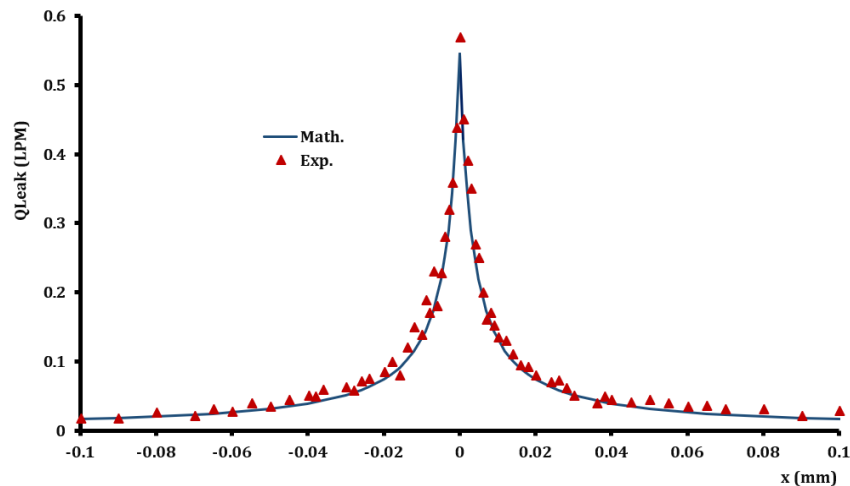
شکل ۴. مدار هیدرولیکی برای تخمین تلفات حجمی در شیر کنترل مسیر تناسبی

مطابق شکل ۴، اندازه‌گیری فشار روغن در مجاری عملگر و ورودی شیر کنترل مسیر تناسبی، توسط حسگرهای فشار، مدل SCP-05، انجام می‌گیرد. همچنین، در این سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی، از دو حسگر دبی، مدل SCFT-060-02-02، برای اندازه‌گیری دبی روغن عبوری از مجاری عملگر شیر کنترل مسیر تناسبی (در شرایط ارتباط مجاری) و دبی روغن ارسالی به مخزن، استفاده می‌شود. در ضمن، حسگر جابجایی مدل SDVH8B، وظیفه‌ی اندازه‌گیری جابجایی اسپول در بدنه‌ی شیر کنترل مسیر تناسبی، را بر عهده دارد. خروجی حسگرهای فشار، دبی و جابجایی، به واحد دریافت داده‌های تجربی مدل PCI-1716 منتقل می‌شود. در نهایت، امکان، ثبت و تحلیل متغیرهای فیزیکی در رایانه به منظور مقایسه نتایج حاصل از حل مدل ریاضی با نتایج تجربی فراهم می‌گردد.

نتایج و بحث

ارزیابی تجربی روابط ریاضی حاکم بر کمیت‌های مرتبط با تلفات حجمی در شیر تناسبی

در شکل ۵، روند تغییرات دبی روغن نشتی در شیر چهار دهانه‌ی سه وضعیت‌ی تناسبی، بر حسب موقعیت جزء متحرک آن، در شرایطی که فشار روغن در مجرای خروجی پمپ، برابر با ۱۰۰ bar می‌باشد، نشان داده شده است (نتایج تجربی و نتایج حاصل از حل مجموعه روابط ریاضی). برای این منظور، از روغن هیدرولیک HL68 و شیر تناسبی اندازه‌ی NG10، شامل جزء متحرکی به قطر ۱۰/۴۸mm و لقی ۳/۱mm، در سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی، استفاده می‌شود.

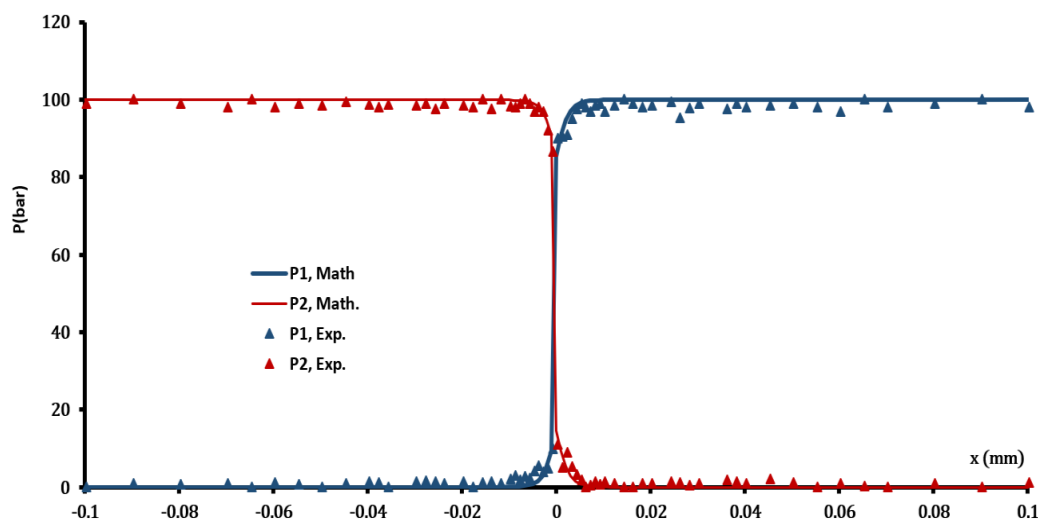


شکل ۵. دبی روغن نشتی در شیر کنترل مسیبر NG10

مطابق شکل ۵، در وضعیت خلاص شیر تناسبی، دبی روغن نشتی، به دلیل وجود دو روزنه‌ی مشابه، در دو سوی برآمدگی میانی جزء متحرک (برآمدگی مرتبط با مجرای خروجی پمپ هیدرولیکی)، بیشینه خواهد بود. با جابجایی جزء متحرک شیر تناسبی، حجم روغن نشتی، به دلیل افزایش طول روزنه‌ی حاصل از جابجایی جزء متحرک در برابر جزء ثابت شیر، با کاهش همراه می‌گردد. روند کاهش یکسان دبی روغن نشتی در شیر کنترل مسیبر، در دو جهت مثبت و منفی حرکت جزء متحرک آن، به دلیل تقارن در هندسه‌ی اجزای ثابت و متحرک شیر و در نتیجه‌ی آن، ایجاد روزنه‌های مشابه در ساختار درونی شیر، می‌باشد. این در حالی است که با افزایش جابجایی جزء متحرک شیر تناسبی، شیب روند تغییرات دبی روغن نشتی، به دلیل افزایش طول روزنه‌ی موثر، به طور قابل توجهی کاهش می‌یابد. مطابق شکل ۵، بیشینه نشت روغن در شیر تناسبی اندازه‌ی NG10، تحت تأثیر فشار ورودی ۱۰۰ bar، حاصل از اندازه‌گیری تجربی و حل مجموعه روابط ریاضی، به ترتیب برابر با، ۰/۵۶۸ lpm و ۰/۵۴۴ lpm تعیین می‌گردد. بررسی‌های بیشتر نشان می‌دهد که متوسط دبی روغن نشتی در شیر کنترل مسیبر تناسبی اندازه‌ی NG10 در ساختار سامانه‌ی انتقال توان نشان داده شده در شکل ۴، تحت تأثیر فشار ورودی ۱۰۰ bar، در حدود ۴/۴ درصد، با نتایج حاصل از حل مدل ریاضی، اختلاف دارند. لازم به ذکر است که، افزایش فشار روغن عبوری از روزنه‌های حاصل از عملکرد شیر تناسبی، موجب افزایش درجه حرارت روغن و در نتیجه‌ی آن، کاهش لزجت روغن، می‌گردد. از سوی دیگر، کاهش لزجت روغن در جریان، افزایش نشت روغن از لقی موجود میان اجزای ثابت و متحرک شیر را به همراه دارد. از این رو، دبی روغن نشتی اندازه‌گیری شده در سامانه‌ی انتقال توان نشان داده شده در شکل ۴، در موقعیت‌های مختلف جزء متحرک شیر تناسبی، بیشتر از نشت روغن محاسبه شده توسط مدل ریاضی ارایه شده می‌باشد. همچنین، عدم امکان محاسبه‌ی دقیق سطح مقطع عبور جریان در روزنه‌های حاصل از عملکرد شیر تناسبی، از جمله دلایل اختلاف میان نتایج تجربی با نتایج حاصل از حل مدل ریاضی برای پیش‌بینی دبی روغن نشتی، به حساب می‌آید. لازم به ذکر است که، چن و همکاران (Chen et al., 2022)، نیز بیشینه نشت روغن در شیر کنترل مسیبر شامل جزء متحرک اسپولی شکل را در وضعیت خلاص پیش‌بینی کرده بودند. همچنین، روند کاهش دبی روغن نشتی در شیرهای کنترل مسیبر، در اثر جابجایی جزء متحرک، در پژوهش‌های چن و همکاران (Chen et al., 2022) و لدون و همکاران (Ledvoň et al., 2023)، شباهت زیادی به نتایج حاصل از این پژوهش، در شکل ۵، دارد.

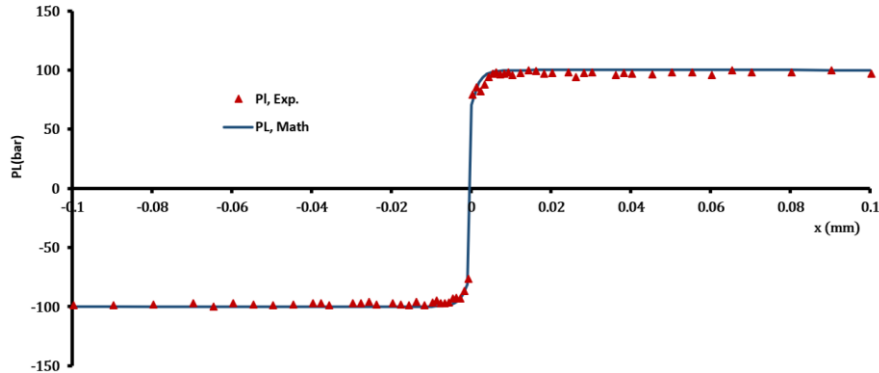
در شکل ۶، روند تغییرات فشار روغن در مجاری مسدود عملگر شیر تناسبی (P_1 و P_2)، بر حسب جابجایی جزء متحرک آن، نشان داده شده است. برای این منظور، فشار روغن در مجرای خروجی پمپ، توسط شیر فشارشکن دو مرحله‌ای تناسبی، برابر با ۱۰۰ bar، حفظ می‌گردد. مطابق شکل ۶ در مجاورت نقطه‌ی استقرار اولیه‌ی جزء متحرک شیر تناسبی، فشار روغن در دو مجرای مرتبط با عملگر، برابر با ۵۰ bar تعیین می‌گردد. با جابجایی جزء متحرک شیر، فشار روغن در مجرای که به مخزن راه می‌یابد، به شدت افت می‌کند (کاهش فشار روغن در مجرای مرتبط با مخزن از ۵۰ bar به ۰ bar). این در حالی است که در اثر جابجایی جزء متحرک شیر تناسبی، مجرای دیگر عملگر، به مجرای خروجی پمپ، راه می‌یابد. از این رو، با جابجایی جزء متحرک شیر تناسبی، فشار روغن در مجرای عملگر مرتبط با مجرای خروجی پمپ، به طور پیوسته و در اندک زمانی به فشار ۱۰۰ bar (فشار روغن در خروجی پمپ)، نزدیک می‌شود. در ادامه، با افزایش جابجایی جزء متحرک شیر تناسبی، فشار روغن در هر دو مجرای مسدود عملگر، تغییر نمی‌کند و تا حدود زیادی، برابر با مقدار ثابتی

می‌گردد. مطابق شکل ۶، متوسط فشار روغن اندازه‌گیری شده در مجاری عملگر شیر تناسبی NG10، تحت تأثیر فشار ورودی ۱۰۰bar، به ترتیب، ۴/۸ و ۴/۷۲ درصد، با نتایج حاصل از حل مجموعه روابط ریاضی حاکم، اختلاف دارند. در واقع، نتایج حاصل از اندازه‌گیری‌های تجربی فشار روغن در مجاری عملگر شیر تناسبی، به دلیل نشت روغن از حجم‌های کنترل شیر، اندکی، پایین‌تر از نتایج حاصل از حل مدل ریاضی، قرار دارند. بررسی‌ها نشان داد که با افزایش فشار روغن در مجرای خروجی پمپ هیدرولیکی، اختلاف میان نتایج تجربی با نتایج حاصل از حل مدل ریاضی، در شکل ۶ افزایش می‌یابد.



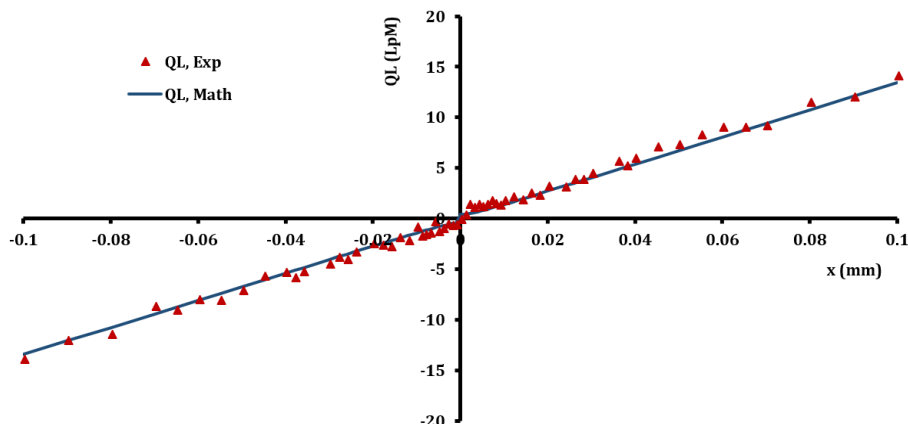
شکل ۶. روند تغییرات فشار روغن در مجاری مسدود عملگر هیدرولیکی شیر تناسبی NG10

در شکل ۷، روند تغییرات فشار ناشی از بار در شیر تناسبی NG10، بر حسب جابجایی جزء متحرک آن، در شرایطی که روغن هیدرولیک H68 تحت تأثیر فشار ۱۰۰bar، در سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی به کار گرفته می‌شود، نشان داده شده است. بر این اساس، در شرایطی که اسپول در وضعیت کاری خلاص قرار دارد، فشار بار در شیر تناسبی، حاصل از حل مجموعه روابط ریاضی حاکم بر تلفات حجمی شیر، کمینه می‌شود. مطابق شکل ۷، فشار بار (P_L) در شیر تناسبی، متناسب با جابجایی جزء متحرک، تغییر می‌کند. به بیانی دیگر، در جابجایی‌های اندک جزء متحرک شیر تناسبی، روند تغییرات اختلاف فشار ناشی از بار، به میزان بیشتری تحت تأثیر موقعیت جزء متحرک قرار دارد. این در حالی است که در جابجایی بیشتر جزء متحرک شیر تناسبی، فشار بار، با فشار روغن در مجرای خروجی پمپ، برابر می‌گردد. از سوی دیگر، متوسط فشار بار شیر تناسبی به کار رفته در ساختار سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی نشان داده شده در شکل ۳ (نتایج تجربی)، تحت تأثیر فشار ورودی ۱۰۰bar، در حدود ۴/۴۳ درصد، با نتایج حاصل از حل مدل ریاضی، در شرایط مشابه، اختلاف دارند. تفاوت میان نتایج حاصل از حل مدل ریاضی با نتایج حاصل از اندازه‌گیری‌های تجربی فشار بار شیر تناسبی، به دلیل نشت ناشی از افزایش درجه حرارت روغن عبوری از روزنه‌ها و کاهش لزجت روغن، می‌باشد. مطابق شکل ۷، در شرایطی که جزء متحرک شیر تناسبی در فاصله‌ی $18\mu\text{m}$ از موقعیت خلاص قرار دارد، روند تغییرات فشار بار، به مقدار نهایی (فشار روغن در خروجی پمپ) نزدیک می‌شود. به بیانی دیگر، پس از جابجایی جزء متحرک شیر تناسبی NG10، به اندازه‌ی $18\mu\text{m}$ ، فشار ناشی از بار (P_L)، به نقطه اشباع می‌رسد. بدین ترتیب، در شرایط انسداد مجاری عملگر شیر تناسبی NG10، کمیت حساسیت آن، برابر با $5/55\text{bar}/\mu\text{m}$ تعیین می‌شود. این در حالی است که، تامبورانا و همکاران (Tamburrano et al., 2019)، حساسیت فشار شیر کنترل مسیری با لقی $7\mu\text{m}$ در فشار ۱۵۰bar، را در حدود $4/23\text{bar}/\mu\text{m}$ تعیین کردند. در واقع، دلیل اختلاف حساسیت فشار در این پژوهش با نتایج تامبورانا و همکاران، علاوه بر لقی و فشار ورودی، مشخصه‌های فیزیکی روغن به کار رفته در سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی و همچنین، شیرهای عرضی روی برآمدگی جزء متحرک شیر می‌باشد. علاوه بر این، آنها به عدم تغییر فشار ناشی از بار در انتهای کورس جابجایی جزء متحرک شیر کنترل مسیر اشاره کرده بودند. از سوی دیگر، چن و همکاران (Chen et al., 2022)، کمینه فشار ناشی از بار شیر کنترل مسیر، را در وضعیت خلاص گزارش کرده بود.



شکل ۷. روند تغییرات فشار ناشی از بارشیر تناسبی NG10 تحت تأثیر فشار ورودی ۱۰۰ bar

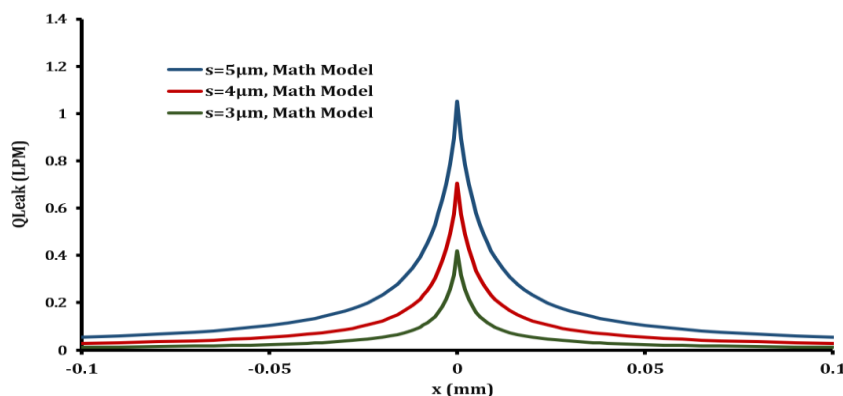
در شکل ۸، نتایج حاصل از اندازه‌گیری تجربی و همچنین، نتایج حاصل از حل مجموعه روابط ریاضی مرتبط با دبی روغن عبوری از مجاری عملگر شیر تناسبی (Q_L)، بر حسب جابجایی جزء متحرک آن (در شرایط ارتباط مجاری عملگر) نشان داده شده است. مطابق شکل ۸، با افزایش جابجایی جزء متحرک شیر تناسبی، دبی روغن عبوری از مجاری عملگر آن، به دلیل افزایش سطح مقطع جریان عبوری از روزنه‌های حاصل از عملکرد شیر، به طور خطی، افزایش می‌یابد. لازم به ذکر است که، رژیم جریان روغن عبوری از مجاری عملگر شیر تناسبی (در شرایط ارتباط مجاری)، بر اساس محدوده تغییرات عدد رینولدز، آشفته پیش‌بینی می‌گردد. بدین ترتیب، ضریب تخلیه‌ی متناظر با جریان روغن عبوری از روزنه‌های حاصل از جابجایی جزء متحرک شیر تناسبی، برابر با مقدار ثابتی خواهد بود ($C_d = 0.607$). از این رو، با توجه به تثبیت اختلاف فشار روغن در مجرای خروجی پمپ هیدرولیکی، و همچنین، بر اساس روابط ۱ و ۲، دبی روغن عبوری از مجاری عملگر شیر تناسبی، به سطح مقطع روزنه‌ی حاصل از جابجایی جزء متحرک و در نهایت، موقعیت آن، وابسته است. مطابق شکل ۸، در شرایط کاری تعریف شده برای سامانه‌ی نشان داده شده در شکل ۴، بهره‌ی شیر تناسبی NG10، برابر با $1/34 \times 10^5 \text{ lpm}/\mu\text{m}$ تعیین می‌گردد. از سوی دیگر، لقی میان اجزای ثابت و متحرک به کار رفته در ساختار درونی شیر تناسبی و همچنین، کاهش لزجت روغن ناشی از افزایش دمای آن، موجب اختلاف اندک نتایج حاصل از اندازه‌گیری دبی روغن عبوری از مجاری عملگر (نتایج تجربی) و نتایج حاصل از حل مدل ریاضی، می‌شود. بررسی‌ها نشان می‌دهد که نتایج حاصل از اندازه‌گیری تجربی دبی روغن عبوری از مجاری مرتبط عملگر شیر تناسبی، به طور متوسط، ۴/۱ درصد، بیشتر از نتایج حاصل از حل مدل ریاضی، می‌باشند. اختلاف اندک (کمتر از ۵ درصد) میان نتایج تجربی و تئوری، نشان از دقت قابل قبول مجموعه روابط ریاضی، برای تخمین کمیت‌های مرتبط با تلفات حجمی در شیر تناسبی دارد. تانگ و همکاران (Tang et al., 2021)، فی و همکاران (Fei et al., 2021) و در نهایت، تامبورانا و همکاران (Tamburrano et al., 2019)، نیز روند تغییرات دبی روغن عبوری از مجاری عملگر سوپاپ کنترل مسیر را بر حسب جابجایی جزء متحرک، در شرایط ارتباط مجاری، خطی گزارش کرده بودند. از سوی دیگر، بهره‌ی شیر کنترل مسیر در پژوهش، فی و همکاران (Fei et al., 2021)، اختلاف اندکی با بهره‌ی محاسبه شده در این پژوهش دارد. آنها بهره‌ی جریان شیر کنترل مسیر را برابر با $1/46 \times 10^5 \text{ lpm}/\mu\text{m}$ گزارش کرده بودند.



شکل ۸. روند تغییرات دبی روغن عبوری از مجاری عملگر شیر تناسبی NG10 تحت تأثیر فشار ۱۰۰ bar

تأثیر بزرگی لقی جزء متحرک شیر تناسبی بر کمیت‌های مرتبط با تلفات حجمی

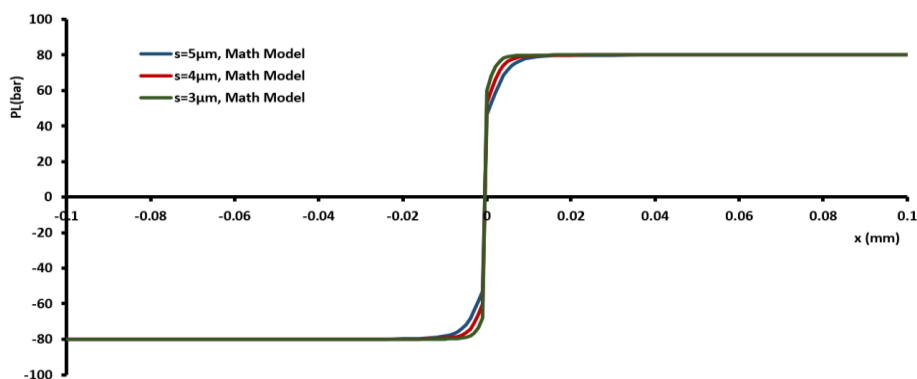
در شکل ۹، تأثیر سه لقی متفاوت جزء متحرک شیر تناسبی (۳، ۴ و $5\mu\text{m}$)، بر روند تغییرات دبی روغن نشستی، نشان داده شده است. برای این منظور، از روغن هیدرولیک HL68 که در سامانه‌ی نشان داده شده در شکل ۳، در معرض فشار 80 bar قرار دارد، استفاده می‌شود.



شکل ۹. تأثیر لقی جزء متحرک شیر تناسبی بر روند تغییرات تلفات حجمی آن

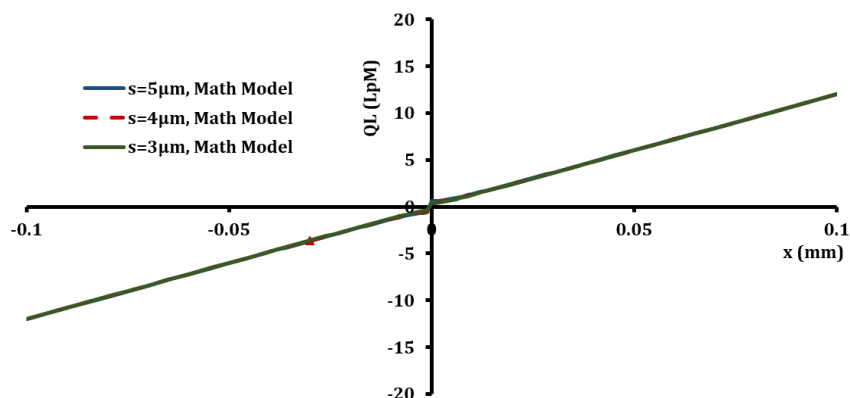
مطابق شکل ۹، روند تغییرات دبی روغن نشستی در شیر تناسبی، در شرایط ارتباط مجاری عملگر، به طور معنی‌داری، تحت تأثیر لقی میان اجزای ثابت و متحرک قرار دارد. بیشینه نشت روغن در شیر تناسبی NG10، شامل اسپول‌های با لقی‌های ۳، ۴ و $5\mu\text{m}$ ، بر حسب LPM ، به ترتیب برابر با، $0/41$ ، $0/7$ و $1/05$ ، تعیین می‌شود. بر این اساس، افزایش لقی جزء متحرک در شیر تناسبی، از $3\mu\text{m}$ به $4\mu\text{m}$ ، موجب افزایش $68/6$ درصدی بیشینه دبی نشستی، در شیر تناسبی می‌گردد. از سوی دیگر، افزایش لقی، از $4\mu\text{m}$ به $5\mu\text{m}$ ، افزایش $48/9$ درصدی بیشینه دبی نشستی، را به همراه دارد. به همین ترتیب، در جابجایی‌های مختلف جزء متحرک شیر تناسبی، افزایش لقی، سبب افزایش دبی روغن نشستی می‌شود. این در حالی است که تأثیر لقی بر دبی روغن نشستی در شیر تناسبی، با جابجایی جزء متحرک آن، به طور قابل توجهی کاهش می‌یابد. لازم به ذکر است که لقی جزء متحرک در ساختار شیر تناسبی، تأثیر مستقیمی بر روی سطح مقطع عبور جریان روغن در روزنه‌های حاصل از لقی و روزنه‌های حاصل از جابجایی جزء متحرک، دارد. بر این اساس، در انتهای کورس جزء متحرک شیر تناسبی، لقی، تأثیر اندکی بر دبی روغن نشستی خواهد داشت.

در شکل ۱۰، روند تغییرات فشار بار در شیر تناسبی NG10، تحت تأثیر لقی جزء متحرک آن، در شرایطی که، در سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی، روغن هیدرولیک H68، در معرض فشار 80 bar قرار دارد، نشان داده شده است. مطابق شکل ۱۰، با توجه به شباهت هندسی روزنه‌های حاصل از قرارگیری اجزای متحرک با لقی‌های متفاوت در وضعیت خلاص شیر تناسبی (دو روزنه در دو سوی هر برآمدگی جزء متحرک شیر تناسبی)، فشار روغن در هریک از مجاری مسدود عملگر آن، برابر با مقدار یکسانی، توسط مدل ریاضی حاکم، پیش‌بینی می‌گردد (40 bar). از این رو، در شرایطی که جزء متحرک شیر تناسبی NG10 در وضعیت خلاص قرار دارد، فشار بار در مجاری عملگر، تحت تأثیر بزرگی لقی، قرار نمی‌گیرد. در حالی که، با جابجایی جزء متحرک شیر تناسبی در جهات مثبت و منفی، بزرگی لقی بر فشار بار شیر تناسبی، تأثیرگذار است.



شکل ۱۰. تأثیر بزرگی لقی جزء متحرک شیر تناسبی NG10 بر روند تغییرات فشار بار در آن

مطابق شکل ۱۰، در هر موقعیت مشخص جزء متحرک شیر تناسبی در مجاورت وضعیت کاری خلاص، افزایش لقی، موجب کاهش فشار بار، می‌گردد. این در حالی است که، با افزایش فاصله‌ی جزء متحرک شیر تناسبی از وضعیت کاری خلاص، افزایش لقی، تأثیری بر اختلاف فشار روغن در مجاری عملگر، ندارد. به عبارت دیگر، با افزایش جابجایی جزء متحرک شیر تناسبی NG10، با لقی‌های متفاوت، فشار بار در مجاری عملگر، به مقدار ثابت و معینی نزدیک می‌شود. به عبارتی دیگر، در صورتی که فاصله‌ی جزء متحرک شیر تناسبی از وضعیت خلاص، از مقدار معینی فراتر رود، حجم روغن نشستی از روزنه‌ی حاصل از لقی شیر تناسبی، تغییرات اندکی دارد. بر این اساس، با افزایش جابجایی جزء متحرک شیر تناسبی، فشار روغن در مجاری عملگر، به اندازه‌ی کمتری تحت تأثیر لقی قرار می‌گیرد. بررسی‌های بیشتر نشان می‌دهد که در شیرهای تناسبی NG10، با لقی $3\mu\text{m}$ ، $4\mu\text{m}$ و $5\mu\text{m}$ ، روند تغییرات فشار در مجاری عملگر، به ترتیب، در فواصل $15\mu\text{m}$ و $23\mu\text{m}$ ، $35\mu\text{m}$ جزء متحرک از وضعیت خلاص، به مقدار نهایی نزدیک می‌شوند. در واقع، با افزایش لقی، حجم روغن نشستی از روزنه‌های حاصل از عملکرد شیر تناسبی، در هر موقعیت جزء متحرک، افزایش می‌یابد. بدین ترتیب، حالت اشباع در روند تغییرات فشار بار در شیر تناسبی، در شرایطی که جزء متحرک آن، در فاصله‌ی بیشتری از وضعیت خلاص قرار دارد، ایجاد می‌گردد. بر این اساس، کمیت حساسیت فشار شیرهای تناسبی NG10، با لقی $3\mu\text{m}$ ، $4\mu\text{m}$ و $5\mu\text{m}$ ، بر حسب $\text{bar}/\mu\text{m}$ ، به ترتیب برابر با $5/3$ ، $3/47$ و $2/28$ ، گزارش می‌شوند. از این رو، افزایش لقی در شیر تناسبی، موجب کاهش حساسیت فشار آن، می‌گردد. بررسی‌های بیشتر نشان می‌دهد که، حساسیت فشار شیر تناسبی، با افزایش لقی از $3\mu\text{m}$ به $4\mu\text{m}$ ، و همچنین، از $4\mu\text{m}$ به $5\mu\text{m}$ ، به ترتیب، $34/5$ و $34/29$ درصد، کاهش می‌یابد. لازم به ذکر است که، کاهش لقی، ضمن افزایش حساسیت فشار، بهبود پاسخ زمانی شیرهای تناسبی، را نیز به همراه دارند. در شکل ۱۱، نیز تأثیر لقی جزء متحرک شیر تناسبی، بر روند تغییرات دبی روغن عبوری از مجاری عملگر، نشان داده شده است.



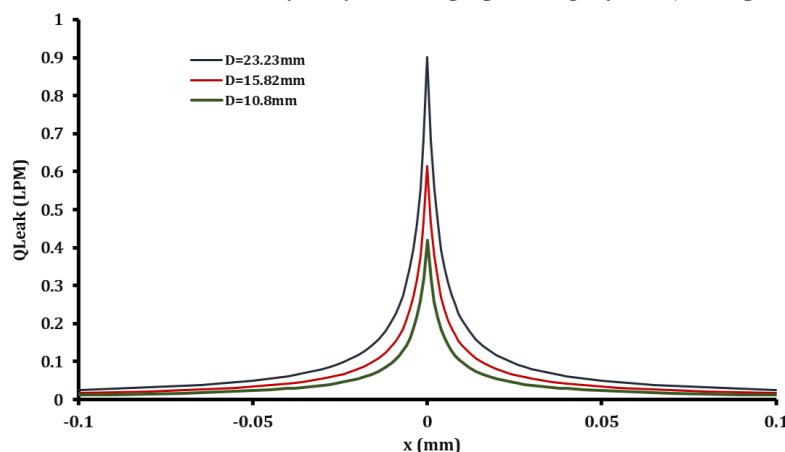
شکل ۱۱. تأثیر لقی جزء متحرک شیر تناسبی بر روند تغییرات دبی روغن عبوری از مجاری عملگر

مطابق شکل ۱۱، روند تغییرات دبی روغن عبوری از مجاری عملگر شیر تناسبی، بر حسب جابجایی جزء متحرک آن (بهره‌ی جریان شیر)، به طور معنی‌داری تحت تأثیر لقی شیر، قرار نمی‌گیرد. لازم به ذکر است که در شرایط ارتباط مجاری عملگر شیر تناسبی، افزایش جابجایی جزء متحرک، موجب انتقال بیشتر روغن خروجی پمپ، به مخزن ذخیره‌ی روغن، از طریق، روزنه‌های حاصل از عملکرد شیر تناسبی (روزنه‌های حاصل از لقی و جابجایی جزء متحرک)، می‌گردد. در واقع، در این شرایط کاری، مقاومت روزنه‌ی حاصل از جابجایی جزء متحرک شیر تناسبی در برابر جریان روغن، به مراتب کمتر از مقاومت روزنه‌ی حاصل از لقی شیر، است. از این رو، در شرایط ارتباط مجاری عملگر شیر تناسبی، انتقال روغن خروجی پمپ به مخزن، از طریق روزنه‌ی حاصل از جابجایی جزء متحرک شیر، انجام می‌گیرد. بدین ترتیب، بزرگی لقی شیر تناسبی، تأثیر قابل توجهی بر روی دبی روغن عبوری از شیر، در شرایط ارتباط مجاری عملگر، ندارد. بر این اساس، مطابق شکل ۱۱، بهره‌ی جریان شیر تناسبی NG10، با لقی‌های متفاوت، برابر با $1/19 \times 10^5 \text{ lpm}/\mu\text{m}$ ، گزارش می‌گردد.

تأثیر جزء متحرک شیر تناسبی بر کمیت‌های مرتبط با تلفات حجمی

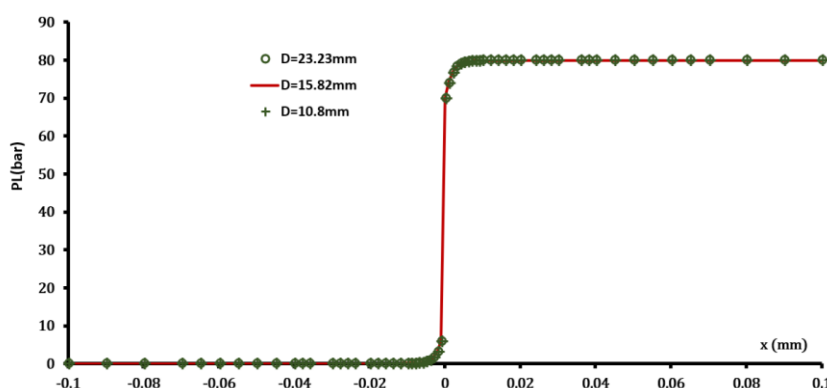
در شکل ۱۲، تأثیر سه قطر متفاوت جزء متحرک شیر تناسبی ($10/8\text{mm}$ ، $15/82\text{mm}$ و $23/23\text{mm}$)، بر روند تغییرات دبی روغن نشستی در آن، در شرایط انسداد مجاری عملگر هیدرولیکی، نشان داده شده است. برای این منظور، روغن هیدرولیک HL68، تحت تأثیر فشار 80bar ، در سامانه‌ی نشان داده شده در شکل ۴، به کار گرفته می‌شود. مطابق شکل ۱۲، روند تغییرات دبی روغن نشستی در شیر تناسبی، در شرایط ارتباط مجاری عملگر، به طور معنی‌داری، تحت تأثیر قطر جزء متحرک قرار می‌گیرد. بیشینه نشت روغن در شیر تناسبی، شامل

اجزای متحرک با قطرهای ۱۰/۸mm، ۱۵/۸۲mm و ۲۳/۲۳mm، بر حسب lpm، به ترتیب برابر با، ۰/۴۲، ۰/۶۱ و ۰/۹، تعیین می‌گردد. بر این اساس، با افزایش قطر جزء متحرک شیر تناسبی از ۱۰/۸mm به ۱۵/۸۲mm، و همچنین، از ۱۵/۸۲mm به ۲۳/۲۳mm، بیشینه دبی روغن نشستی، به ترتیب، به اندازه‌ی ۴۶/۶ و ۴۶/۸ درصد، افزایش می‌یابد. به همین ترتیب، افزایش قطر جزء متحرک شیر تناسبی، در موقعیت‌های مختلف، موجب افزایش دبی روغن نشستی در شیر، می‌گردد. این در حالی است که، با افزایش فاصله‌ی جزء متحرک شیر تناسبی از موقعیت وضعیت خلاص، تأثیر قطر جزء متحرک شیر بر دبی روغن نشستی از آن، کاهش می‌یابد. همچنین، تأثیر قطر جزء متحرک شیر تناسبی، بر دبی روغن نشستی، در انتهای کورس جابجایی آن، کمینه خواهد بود.



شکل ۱۲. تأثیر قطر جزء متحرک شیر بر روند تغییرات تلفات حجمی

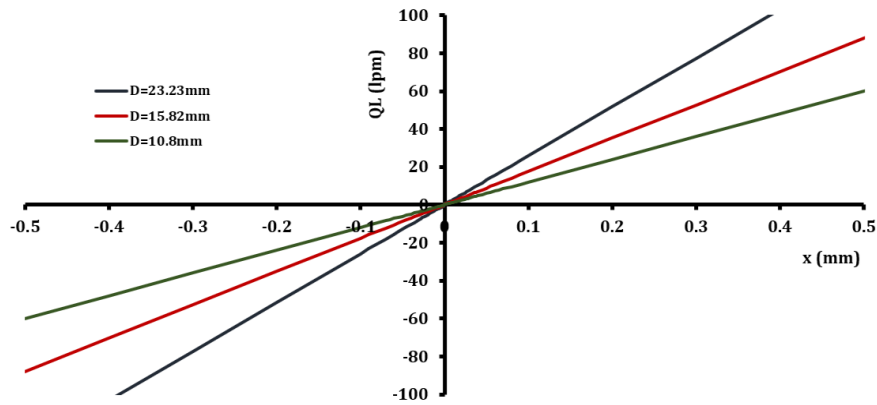
در شکل ۱۳ نیز، تأثیر قطر جزء متحرک شیر تناسبی بر روند تغییرات فشار بار، در شرایطی که روغن هیدرولیک H68 در سامانه‌ی هیدرولیکی تحت تأثیر فشار ۸۰bar قرار دارد، نشان داده شده است. مطابق شکل ۱۳، قطر جزء متحرک شیر تناسبی، تأثیر قابل توجهی، بر فشار بار در مجاری عملگر ندارد. به همین ترتیب، حساسیت فشار شیر تناسبی، نیز تحت تأثیر قطر جزء متحرک آن، قرار نمی‌گیرد. لازم به ذکر است که، در وضعیت خلاص شیر تناسبی، ارتباط میان مجرای خروجی پمپ، مجرای مخزن و هر یک از مجاری مسدود عملگر، از طریق روزنه‌ی حاصل از لقی میان جزء متحرک و پوسته‌ی ثابت شیر، برقرار می‌گردد. مطابق شکل ۱، سطح مقطع روزنه‌ی حاصل از جابجایی جزء متحرک شیر تناسبی، به قطر آن، وابسته است. بدین ترتیب، در شرایط انسداد مجاری عملگر شیر تناسبی، روزنه‌ی حاصل از جابجایی جزء متحرک، تأثیری بر ارتباط هر یک از مجاری مسدود عملگر با مجرای خروجی پمپ، ندارد. از این رو، فشار روغن در هر یک از مجاری عملگر و در نهایت، فشار بار شیر تناسبی، تحت تأثیر قطر جزء متحرک آن قرار نمی‌گیرد.



شکل ۱۳. تأثیر قطر جزء متحرک شیر تناسبی بر روند تغییرات فشار بار

در شکل ۱۴، نیز تأثیر قطر جزء متحرک شیر تناسبی، بر روند تغییرات دبی روغن عبوری از مجاری عملگر آن، در شرایط به کارگیری روغن هیدرولیک H68، تحت تأثیر فشار ۸۰bar، در سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی، نشان داده شده است. مطابق شکل ۱۴، روند تغییرات دبی روغن عبوری از مجاری عملگر شیر تناسبی، در موقعیت‌های کاری مختلف (بهره‌ی جریان شیر)، به طور معنی‌داری تحت تأثیر قطر جزء متحرک، قرار نمی‌گیرد. لازم به ذکر است که افزایش قطر جزء متحرک شیر تناسبی، ضمن افزایش سطح مقطع عبور جریان روغن در

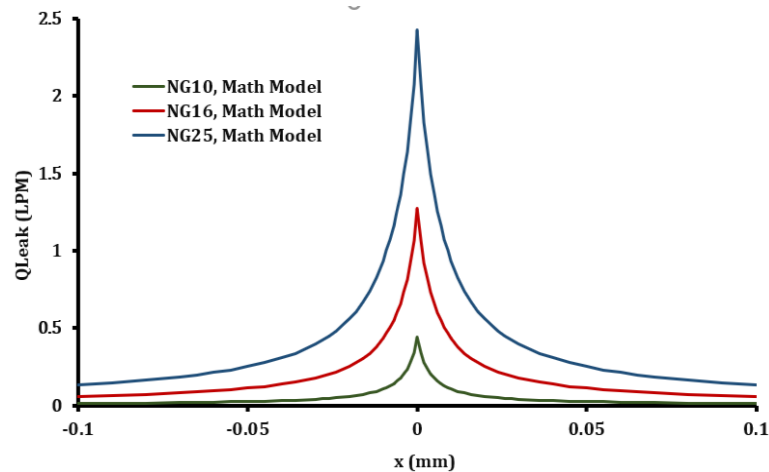
روزنه‌ی حاصل از جابجایی آن، امکان عبور حجم روغن بیشتر را در موقعیت‌های کاری مختلف، فراهم می‌کند. به همین ترتیب، بهره‌ی جریان شیر تناسبی، نیز تحت تأثیر قطر جزء متحرک، قرار می‌گیرد. مطابق شکل ۱۴، بهره‌ی جریان شیر تناسبی، شامل اجزای متحرک با قطرهای ۱۰/۸، ۱۵/۸۲ و ۲۳/۲۳ میلی‌متر، بر حسب $\text{lpm}/\mu\text{m}$ ، به ترتیب، برابر با $1/19 \times 10^5$ ، $1/75 \times 10^5$ و $2/58 \times 10^5$ ، تعیین می‌گردد. از این رو، با افزایش ۵۰ درصدی قطر اسپول، بهره‌ی جریان در شیر تناسبی، در حدود ۴۷ درصد افزایش می‌یابد.



شکل ۱۴. تأثیر جزء متحرک شیر تناسبی بر روند تغییرات دبی روغن عبوری از مجاری عملگر

تأثیر اندازه‌ی شیر مسیر تناسبی بر کمیت‌های مرتبط با تلفات حجمی

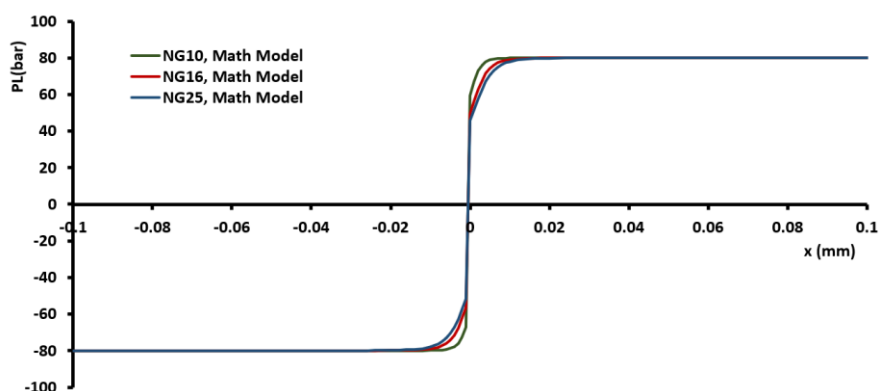
در شکل ۱۵، تأثیر سه اندازه‌ی شیر تناسبی متداول در صنعت (NG10، NG16 و NG22)، بر روند تغییرات دبی روغن نشتی در آنها، بر حسب جابجایی جزء متحرک، نشان داده شده است. برای این منظور، از روغن هیدرولیک HL68 که در سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی نشان داده شده در شکل ۴، در معرض فشار ۸۰bar قرار دارد، استفاده می‌شود.



شکل ۱۵. تأثیر اندازه‌ی شیر تناسبی بر روند تغییرات دبی روغن نشتی

مطابق شکل ۱۵، روند تغییرات دبی روغن نشتی در شیرهای تناسبی با اندازه‌های مختلف، در شرایط ارتباط مجاری عملگر، به طور قابل توجهی، متفاوت می‌باشند. بیشینه نشت روغن در شیرهای تناسبی با اندازه‌های NG10، NG16 و NG22، بر حسب lpm ، به ترتیب برابر با، ۰/۴۴، ۱/۲۷ و ۲/۴۲، تعیین می‌شود. بدین ترتیب، نشت روغن در شیر تناسبی NG16، در حدود ۲/۹ برابر شیر NG10، برآورد می‌گردد. این در حالی است که، دبی روغن نشتی در شیر تناسبی NG22، در حدود ۵/۵ برابر شیر NG10 می‌باشد. لازم به ذکر است که در شیرهای تناسبی NG22 و NG16، نسبت به شیر NG10، از اجزای متحرکی با قطر بزرگ‌تر و لقی بیشتر استفاده می‌شود. بدین ترتیب، سطح مقطع عبور جریان در روزنه‌های حاصل از لقی و جابجایی جزء متحرک شیرهای تناسبی NG22 و NG16، نسبت به شیر NG10، در موقعیت‌های کاری مختلف، بیشتر است. از سوی دیگر، حجم روغن نشتی در هر یک از شیرهای تناسبی NG10، NG16 و NG22،

با افزایش فاصله‌ی اجزای متحرک آنها از وضعیت خلاص، کاهش می‌یابد. همچنین، با افزایش جابجایی جزء متحرک هر یک از شیرهای تناسبی NG10، NG16 و NG22، اختلاف میان حجم روغن نشتی در آنها، در هر موقعیت کاری، به طور قابل توجهی بیشتر می‌شود. برای نمونه، حجم روغن نشتی در شیرهای NG22 و NG16، نسبت به شیر NG10، در شرایطی که جزء متحرک هر یک از آنها، در فاصله‌ی ۰/۱mm از موقعیت خلاص قرار دارند، به ترتیب، ۱۰ و ۴/۴۶ برابر، تعیین می‌گردد. در واقع با جابجایی بیشتر جزء متحرک هر یک از شیرهای تناسبی NG10، NG16 و NG22، روغن علاوه بر لقی، از روزنه‌ی حاصل از جابجایی جزء متحرک نیز نشت می‌یابد. این در حالی است که در وضعیت خلاص هر یک از سه نمونه شیر تناسبی، روغن فقط از روزنه‌ی حاصل از لقی جزء متحرک نشت پیدا می‌کند. در شکل ۱۶ نیز، روند تغییرات فشار بار در شیرهای تناسبی NG10، NG16 و NG22، بر حسب جابجایی جزء متحرک آنها، در شرایط انسداد مجاری عملگر، نشان داده شده است. در وضعیت خلاص شیرهای NG10، NG16 و NG22، ارتباط میان مجاری مسدود عملگر و مجرای مرتبط با خروجی پمپ، از طریق روزنه‌ی شامل لقی جزء متحرک، برقرار می‌گردد. از سوی دیگر، بر اساس رابطه‌ی (۸)، دبی روغن عبوری از مجاری عملگر شیرهای تناسبی NG10، NG16 و NG22، متناسب با توان دوم لقی اجزای متحرک آنها، تغییر می‌کند. از این رو، با توجه به شباهت هندسی روزنه‌ها در دو سوی برآمدگی اجزای متحرک هر یک از سه نمونه شیر تناسبی، و همچنین، اختلاف اندک لقی در آنها، حجم روغن یکسانی به مجاری عملگر شیرها، ارسال می‌گردد. بدین ترتیب، در شرایطی که اجزای متحرک هر یک از سه نمونه شیر تناسبی مفروض، در وضعیت خلاص قرار دارند، فشار روغن در مجاری عملگر آنها، برابر خواهد بود. بر این اساس، فشار بار در وضعیت خلاص شیرهای تناسبی NG10، NG16 و NG22، برابر با صفر پیش‌بینی می‌گردد. از سوی دیگر، در سایر موقعیت‌های کاری این سه نمونه شیر تناسبی، دبی روغن عبوری از روزنه‌های حاصل از جابجایی اجزای متحرک آنها، به میزان بیشتری، تحت تأثیر دو کمیت هندسی شامل قطر و جابجایی جزء متحرک، قرار می‌گیرد. به عبارت دیگر، در شرایط ارتباط مجاری عملگر در شیرهای تناسبی NG10، NG16 و NG22، تأثیر لقی بر دبی روغن عبوری از روزنه‌های حاصل از جابجایی اجزای متحرک در آنها، کاهش می‌یابد. از این رو، در جابجایی‌های اندک اجزای متحرک این سه نمونه شیر تناسبی، دبی روغن ارسالی به مجاری عملگر و در نتیجه، فشار بار در آنها، به ساختار هندسی شیرها وابستگی دارد. بر این اساس، در جابجایی‌های اندک اجزای متحرک هر سه نمونه شیر تناسبی، روند تغییرات فشار بار در شیر NG10، در سطح بالاتری نسبت به شیر NG16، و همچنین، منحنی فشار بار در شیر NG16، در موقعیت بالاتری نسبت به شیر NG25، قرار می‌گیرد. از سوی دیگر، با افزایش فاصله‌ی اجزای متحرک شیرهای تناسبی NG10، NG16 و NG22، از موقعیت خلاص، مجاری عملگر آنها، از طریق روزنه‌های حاصل از جابجایی اجزای متحرک، به مجاری مرتبط با پمپ و مخزن، راه می‌یابند. از این رو، در هر موقعیت کاری سه نمونه شیر تناسبی، فشار روغن در یکی از مجاری عملگر، به فشار روغن در مجرای خروجی پمپ، و در مجرای دیگر، به فشار روغن در مخزن، نزدیک می‌شود. بدین ترتیب، در این شرایط، فشار بار شیرهای تناسبی NG10، NG16 و NG22، در موقعیت‌های کاری مختلف (افزایش جابجایی اجزای متحرک)، برابر با فشار روغن در مجرای خروجی پمپ، می‌گردد.

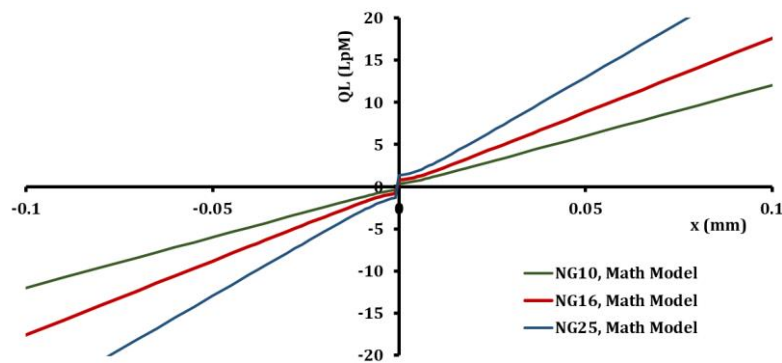


شکل ۱۶. تأثیر اندازه‌ی شیر تناسبی بر روند تغییرات فشار بار

مطابق شکل ۱۶، روند تغییرات فشار بار، در شیرهای تناسبی NG10، NG16 و NG25، به ترتیب، در فواصل ۱۶μm، ۲۸μm و ۳۶μm اجزای متحرک آنها از موقعیت خلاص، به مقدار نهایی نزدیک می‌شوند. در واقع، حجم روغن نشتی کمتر در شیر NG10 نسبت به دو نوع شیر تناسبی دیگر، دلیل اشباع روند تغییرات فشار بار در فاصله‌ی نزدیک‌تر تا نقطه‌ی خلاص می‌باشد. بر این اساس، حساسیت

فشار شیرهای تناسبی NG10، NG16 و NG22، بر حسب $\mu\text{m}/\text{bar}$ ، به ترتیب برابر با ۴/۹، ۲/۸۵ و ۲/۲۱ تعیین می‌شوند. بدین ترتیب، شیر تناسبی NG10، حساسیت فشار بیشتری نسبت به شیرهای NG16 و NG25 دارد. به بیانی دیگر، حساسیت فشار شیر تناسبی NG10، در حدود ۱/۷۱ برابر حساسیت فشار شیر NG16 و ۲/۲۱ برابر شیر NG25، برآورد می‌گردد.

در شکل ۱۷، نیز روند تغییرات دبی روغن عبوری از مجاری عملگر شیرهای تناسبی NG10، NG16 و NG22، نشان داده شده است (در شرایط ارتباط مجاری عملگر). مطابق شکل ۱۷، روند تغییرات دبی روغن عبوری از مجاری عملگر سه نوع شیر تناسبی در موقعیت‌های کاری مختلف (بهره‌ی جریان شیر)، خطی و متفاوت برآورد می‌گردد. به بیانی دقیق‌تر، بهره‌ی جریان شیرهای تناسبی NG10، NG16 و NG25، بر حسب $\mu\text{m}/\text{lpm}$ ، به ترتیب برابر با، $۱/۱۹ \times ۱۰^۵$ ، $۱/۷ \times ۱۰^۵$ و $۲/۵۸ \times ۱۰^۵$ گزارش می‌شود. از این رو، بهره‌ی جریان شیر تناسبی NG25، نسبت به دو شیر NG16 و NG10، بیشتر است. به عبارت دیگر، بهره‌ی جریان شیر تناسبی NG25، در حدود ۱/۵ برابر بهره‌ی جریان شیر NG16، و ۲ برابر شیر NG10 می‌باشد. نکته دیگری که در خصوص روند تغییرات بهره‌ی جریان در شیرهای تناسبی NG10، NG16 و NG25، اهمیت دارد، حجم روغن عبوری از مجاری عملگر در وضعیت خلاص می‌باشد. مطابق شکل ۱۷، دبی روغن عبوری از مجاری عملگر شیرهای NG10، NG16 و NG25، بر حسب lpm ، به ترتیب برابر با ۰/۳۷، ۰/۷۹ و ۱/۳۴ تعیین می‌گردد.



شکل ۱۷. تأثیر اندازه‌ی شیر تناسبی بر روند تغییرات دبی روغن عبوری از مجاری عملگر (در شرایط ارتباط مجاری)

نتیجه‌گیری

تلفات حجمی در شیرهای تناسبی، ضمن تضعیف مشخصه‌های مرتبط با پاسخ زمانی سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی، موجب حرکت خزشی بارهای محرک خارجی (ابزار کشاورزی متصل به تراکتور از طریق اتصال سه نقطه) و کاهش دقت در موقعیت قرارگیری آنها (موقعیت سکوها برش در ماشین‌های برداشت)، هدر رفت انرژی و ایجاد آلودگی، می‌گردد. ساختار هندسی شیرهای تناسبی، تأثیر قابل توجهی بر تلفات حجمی در آنها دارد. از این رو، در این مقاله، تأثیر لقی و قطر جزء متحرک و همچنین، اندازه‌ی شیر تناسبی، بر کمیت‌های مرتبط با تلفات حجمی، در دو شرایط متفاوت، شامل ارتباط و انسداد مجاری عملگر، بررسی گردید. برخی از دستاوردهای این پژوهش به شرح زیر است:

- تأثیر لقی شیر تناسبی بر دبی روغن نشتی، با افزایش جابجایی جزء متحرک، کاهش می‌یابد. این در حالی است که در جابجایی‌های اندک جزء متحرک شیر تناسبی، افزایش لقی، موجب افزایش فشار بار در مجاری عملگر می‌گردد. با افزایش فاصله‌ی جزء متحرک از وضعیت خلاص، لقی تأثیری بر فشار بار در مجاری عملگر ندارد. از سوی دیگر، با افزایش لقی، حساسیت فشار شیر تناسبی کاهش می‌یابد. - روند تغییرات دبی روغن نشتی و بهره‌ی جریان در شیر تناسبی، در شرایط ارتباط مجاری عملگر، به طور معنی‌داری، تحت تأثیر قطر جزء متحرک آن قرار دارد. از سوی دیگر، قطر جزء متحرک شیر تناسبی، تأثیری بر فشار بار در مجاری عملگر و در نتیجه‌ی آن، بر حساسیت فشار شیر، در موقعیت‌های کاری مختلف، ندارد.

- پیشینه نشت روغن در شیرهای تناسبی NG16 و NG22، به ترتیب، ۲/۹ و ۵/۵ برابر شیر NG10، برآورد می‌گردد. با جابجایی جزء متحرک در شیرهای با اندازه‌های مختلف، ضمن کاهش حجم روغن نشتی، اختلاف میان حجم روغن نشتی در آنها، به طور قابل توجهی بیشتر می‌شود. با افزایش اندازه‌ی تناسبی، فشار بار در مجاری عملگر، در جابجایی‌های اندک جزء متحرک، کاهش می‌یابد. از این رو، شیرهای تناسبی کوچک‌تر، حساسیت فشار بالاتر و بهره‌ی جریان کمتری دارند.

REFERENCES

- Chen, J., Li, F., & Yang, Y. (2022). An accurate mathematical model and experimental research of pressure distribution in the spool valve clearance film. *Mathematical Problems in Engineering*, 2022(1), 3524734. <https://doi.org/https://doi.org/10.1155/2022/3524734>
- Dong, Y., & Fu, L. (2021). Structural simulation analysis of spool valve with V-shaped throttle groove. *Journal Wuhan University of Technology*, 44, 119-124 .
- Fei, S., Jia, C., Likun, P., & Jie, L. I. U. (2021). Experimental research on the internal leakage of the hydraulic slide valve. *Fluid Machinery*, 49(7), 1-6,28. <https://doi.org/10.3969/j.issn.1005-0329.2021.07.001>
- Hong, S. H., & Kim, K. W. (2016). A new type of groove for hydraulic spool valve. *Tribology International*, 103, 629-640. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.07.009>
- Ledvoň, M., Hružík, L., Bureček, A., Dýrr, F., & Polásek, T. (2023). Leakage characteristics of proportional directional valve. *Processes*, 11(2), 512. <https://www.mdpi.com/2227-9717/11/2/512>
- Ledvoň, M., Polásek, T., Bureček, A., & Hružík, L. (2019). Modeling and dynamic analysis of proportional directional valve. AIP Conference Proceedings, Piestany, Slovakia, September 12-14.
- Liu, X., Ji, H., Min, W., Zheng, Z., & Wang, J. (2020). Erosion behavior and influence of solid particles in hydraulic spool valve without notches. *Engineering Failure Analysis*, 108, 104262. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2019.104262>
- Lu, Z., Zhang, J., Xu, B., Wang, D., Su, Q., Qian, J., Yang, G., & Pan, M. (2019). Deadzone compensation control based on detection of micro flow rate in pilot stage of proportional directional valve. *ISA transactions*, 94, 234-245. <https://doi.org/10.1016/j.isatra.2019.03.030>
- Rituraj, R., & Scheidl, R. (2020). Stability analysis of spools with imperfect sealing gap geometries. *International Journal of Fluid Power*, 383-404 .
- Sharma, A. K., Kumar, N., & Das, A. K. (2024). A review on wear failure of hydraulic components: existing problems and possible solutions. *Engineering Research Express*, 6(1), 012502. <https://doi.org/10.1088/2631-8695/ad299f>
- Song, F., Peng, L., Chen, J., & Wang, B. (2021). Internal Leakage Prediction of Hydraulic Spool valves Based on Acoustic Emission Technology. *Journal of Physics: Conference Series*, 2113(1), 012016. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2113/1/012016>
- Stosiak, M., Karpenko, M., Deptuła, A., Urbanowicz, K., Skačkauskas, P., Cieśliski, R., & Deptuła, A. M. (2023). Modelling and Experimental Verification of the Interaction in a Hydraulic Directional Control Valve Spool Pair. *Applied Sciences*, 13(1), 458. <https://www.mdpi.com/2076-3417/13/1/458>
- Tamburrano, P., Plummer, A. R., Distaso, E., & Amirante, R. (2018). A review of electro-hydraulic servovalve research and development. *International Journal of Fluid Power*, 20(1), 1-23. <https://doi.org/10.13052/ijfp1439-9776.2013>
- Tamburrano, P., Plummer, A. R., Elliott, P., De Palma, P., Distaso, E., & Amirante, R. (2019). Internal leakage in the main stage of servo valves: An analytical and CFD analysis. *AIP Conference Proceedings*. 2191, 020146, 11–13 September 2019, Modena, Italy. <https://doi.org/10.1063/1.5138879>
- Tang, W., Xu, G., Zhang, S., Jin, S., & Wang, R. (2021). Digital twin-driven mating performance analysis for precision spool valve. *Machines*, 9(8), 157. <https://doi.org/10.3390/machines9080157>
- Yu-Ming, H. E., Li-Kun, P., & Fei, S. (2018). Simulation based on AMESim for internal leakage of hydraulic slide valve. *Chinese Hydraulics & Pneumatics*, 1(5), 74-80. <https://doi.org/10.11832/j.issn.1000-4858.2018.05.013>
- Yunxia, C., Wenjun, G., & Rui, K. (2016). Coupling behavior between adhesive and abrasive wear mechanism of aero-hydraulic spool valves. *chinese journal of aeronautics*, 29(4), 1119-1131. <http://doi.org/10.1016/j.cja.2016>
- Zhang, L., Fu, W., Yuan, X., & Meng, Z. (2020). Research on optimal control of excavator negative control swing system. *Processes*, 8(9), 1096 . <https://doi.org/10.3390/pr8091096>