



Evaluation of the Performance of a Hydraulic Divider in Synchronizing Actuators under the Influence of Different External Loads

Alborz Ghoshvar¹ | Pezhman Nikandish²

1. Department of Mechanical Engineering, Faculty of Mechanical Engineering, Jundi-Shapur University of Technology, Dezful, Iran. E-mail: alborzghoshvar@gmail.com

2. Corresponding Author, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Mechanical Engineering, Jundi-Shapur University of Technology, Dezful, Iran. E-mail: nikandish@jsu.ac.ir

Article Info

Article type: Research Article

Article history:

Received: Aug. 19, 2025

Revised: Sep. 27, 2025

Accepted: Oct. 6, 2025

Published online: Autumn 2025

Keywords:

*Hydraulic Divider;
Synchronization;
Hydraulic Actuator;
Flow Division Accuracy;
Numerical Analysis.*

ABSTRACT

Hydraulic flow dividers equipped with spool-shaped moving elements play a crucial role in synchronizing hydraulic actuators in power transmission systems, particularly in agricultural machinery. Their performance becomes especially significant when actuators are subjected to unequal external loads, which may lead to flow imbalance. This study investigates the influence of the geometric configuration of the spool element on the flow distribution among hydraulic actuators using both numerical simulations and experimental tests. The results demonstrate that under a load pressure difference of 20 bar, the resultant flow-induced force acting on the spool is reduced by 48.2% and 53.1% for edged and sharp-edged configurations, respectively, compared with the plain spool design. Furthermore, under the same operating conditions, introducing a simple edge on the control surfaces of the divider decreases the flow rate difference between actuators by 43.9%. Substituting the plain spool with a sharp-edged spool leads to a 51.7% reduction in flow imbalance. Overall, the findings highlight that modifications in the spool geometry-particularly the addition of edges on control surfaces-significantly improve the performance of hydraulic flow dividers under differential external loading. This improvement is attributed to the reduction of the effective area exposed to non-uniform oil pressure, thereby enhancing the uniformity of flow distribution among actuators. These results provide valuable insights for the optimized design of hydraulic flow dividers in applications where precise synchronization of actuators is required.

Cite this article: Ghoshvar, A., Nikandish, P., (2025) Evaluation of the Performance of a Hydraulic Divider in Synchronizing Actuators under the Influence of Different External Loads, *Iranian Journal of Biosystem Engineering*, 56 (3), 1-20. <https://doi.org/10.22059/ijbse.2025.400981.665608>

© The Author(s).

Publisher: The University of Tehran Press.

DOI: <https://doi.org/10.22059/ijbse.2025.400981.665608>



EXTENDED ABSTRACT

Introduction

Increasing the accuracy of synchronization of hydraulic actuators under the influence of various external loads is particularly important in the design of hydraulic power transmission systems for both stationary and mobile machines. In recent years, various studies have evaluated the accuracy of hydraulic dividers under the influence of functional quantities of hydraulic power transmission systems, as well as the use of closed-loop control systems, including controllers and intelligent control algorithms, to synchronize linear and rotary actuators. On the other hand, the use of hydraulic dividers, including the spool-shaped moving component, to synchronize the hydraulic actuators, in the structure of many mobile machines, is preferred over other available methods. In past years, no research has been done on improving the accuracy of dividing the oil flow between different hydraulic actuators under the influence of various external loads, through hydraulic dividers, including the moving part of the spool. In this article, due to the importance of the issue, the effect of the geometrical shape of the moving component of the hydraulic divider on the difference in oil flow received by different hydraulic actuators is investigated using numerical and experimental methods.

Method

For the numerical analysis of the oil flow passing through the pilot chambers and orifices resulting from the displacement of three types of moving components of a hydraulic divider, geometric modeling of the divider, definition of the computational domain, its meshing, definition of boundary conditions, and definition of initial conditions are performed, respectively, in Ansys software. For this purpose, a hydraulic divider is used, including a spool-shaped moving component, two inlet ports, and two outlet ports. In the numerical analysis of the flow of oil passing through the orifices resulting from the displacement of the spool-shaped moving component within the internal structure of the hydraulic divider, the Fluent section of the Ansys software utilizes the finite volume method and a pressure-based solver. On the other hand, to compare the results of numerical analysis of parameters related to the oil flow passing through the pilot chambers of a hydraulic divider, consisting of three different moving components, with experimental results, a special hydraulic power transmission system, consisting of two fixed displacement hydraulic motors, is designed and manufactured. In this study, the external load applied to the output shaft of one of the hydraulic motors is assumed to be a constant value. Then, the effect of the external load applied to the output shaft of another hydraulic motor on the force resulting from the flow on the moving component of the hydraulic divider, the oil flow rate sent to the inlet ports of the hydraulic motors, the rotational speed of the output shafts of the motors, and also, the displacement of the moving component of the divider are examined.

Result

The evaluation of the results showed that the average difference of the results obtained from the experimental measurement of the oil flow rate received by the hydraulic motor, under the influence of constant load pressure, through hydraulic dividers, including simple, edged and sharp moving components, with the results obtained from the numerical analysis of the oil flow, is approximately 5.06, 4.66 and 4.36%, respectively. On the other hand, the results obtained from the experimental measurement of oil flow received by the hydraulic motor, under the influence of variable load pressure, by hydraulic dividers, including simple, edged and sharp moving components, differ by 4.85%, 4.4% and 4.13%, respectively, with the results obtained from the numerical analysis of oil flow. Further investigations showed that, under the condition that the load pressure difference of hydraulic motors is equal to 20bar, the use of moving parts with edges and sharp edges, instead of simple moving parts, in the internal structure of the hydraulic divider, reduces the force caused by the flow by 48.2% and 53.1%. Likewise, under similar working conditions, creating a simple edge on the divided pilot surfaces reduces the difference between the received oil flow of hydraulic motors by 43.9%. However, if a sharp-edged moving component is used instead of a simple mobile component in the internal structure of the hydraulic divider, the difference between the oil flow received by the hydraulic motors will be reduced by 51.7%.

Conclusions

In this research, the effect of the geometrical shape of the moving part of the hydraulic divider on the magnitude of the force caused by the oil flow, and as a result, the accuracy of dividing the oil flow between different hydraulic actuators, under the influence of various external loads, was investigated by numerical and experimental methods. The evaluation of the set of results from this research showed that, by reducing the effective area of non-uniform oil pressure in the pilot chambers of the hydraulic divider (creating an edge on

the pilot surfaces of the divided movable component), the performance of the hydraulic divider in dividing the oil flow rate between hydraulic actuators, under the influence of different external loads, is significantly improved.

Author Contributions

All authors contributed equally to the conceptualization of the article and writing of the original and subsequent drafts.

Data Availability Statement

Data available on request from the authors.

Ethical considerations

The authors avoided data fabrication, falsification, plagiarism, and misconduct.

Conflict of interest

The authors declare no conflict of interest.

ارزیابی عملکرد مقسم هیدرولیکی در همگام‌سازی عملگرهای تحت تاثیر بارهای خارجی متفاوت

البرز گوشوار^۱ | پژمان نیک‌اندیش^۲

۱. گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی جندی‌شاپور دزفول، دزفول، ایران. رایانامه:

alborzghoshvar@gmail.com

۲. نویسنده مسئول، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی جندی‌شاپور دزفول، دزفول، ایران. رایانامه:

nikandish@jsu.ac.ir

اطلاعات مقاله	چکیده
نوع مقاله: مقاله پژوهشی	مقسم هیدرولیکی، شامل جزء متحرک اسپولی شکل، نقشی کلیدی در همگام‌سازی عملگرهای هیدرولیکی، در سامانه‌های انتقال توان به ویژه در ماشین‌های کشاورزی ایفا می‌کنند. کارایی این مقسم‌ها زمانی اهمیت بیشتری پیدا می‌کند که عملگرها تحت بارهای خارجی ناهمسان قرار دارند و احتمال بروز اختلاف در جریان روغن ارسالی افزایش می‌یابد. در این پژوهش اثر هندسه‌ی جزء متحرک مقسم هیدرولیکی بر اختلاف جریان روغن دریافتی توسط عملگرهای هیدرولیکی با بهره‌گیری از روش‌های عددی و آزمایشگاهی مورد بررسی قرار گرفت. ارزیابی نتایج نشان داد در شرایطی که اختلاف فشار بار عملگرهای هیدرولیکی برابر با ۲۰ بار می‌باشد، برآیند نیروی ناشی از جریان، وارد بر اجزای متحرک لبه‌دار و لبه تیز نسبت به جزء متحرک ساده در ساختار درونی مقسم هیدرولیکی به ترتیب ۴۸/۲ و ۵۳/۱ درصد کاهش می‌یابد. همچنین در شرایط کاری مشابه، ایجاد لبه‌ی ساده بر روی سطوح فرمان مقسم هیدرولیکی، کاهش ۴۳/۹ درصدی اختلاف جریان روغن دریافتی توسط عملگرهای هیدرولیکی را به همراه دارد. از سوی دیگر در صورت به‌کارگیری جزء متحرک لبه‌تیز به جای جزء متحرک ساده، در ساختار درونی مقسم هیدرولیکی، اختلاف میان جریان روغن دریافتی توسط عملگرهای هیدرولیکی در حدود ۵۱/۷ درصد کاهش یافت. بر این اساس نتایج حاکی از آن است که تغییر در هندسه‌ی جزء متحرک و به‌ویژه ایجاد لبه در سطوح فرمان با کاهش سطح مؤثر ناحیه تحت فشار غیریکنواخت روغن، عملکرد مقسم هیدرولیکی را در تقسیم دبی میان عملگرها به شکل معنی‌داری بهبود می‌بخشد.
واژه‌های کلیدی: مقسم هیدرولیکی، همگام‌سازی، عملگر هیدرولیکی، دقت تقسیم جریان، تحلیل عددی.	

استناد: گوشوار؛ البرز، نیک‌اندیش؛ پژمان، (۱۴۰۴) ارزیابی عملکرد مقسم هیدرولیکی در همگام‌سازی عملگرهای تحت تاثیر بارهای خارجی متفاوت، مجله مهندسی بیوسیستم

<https://doi.org/10.22059/ijbse.2025.400981.665608> ایران/ایران، ۵۶ (۳)، ۲۰-۱.

© نویسندگان.

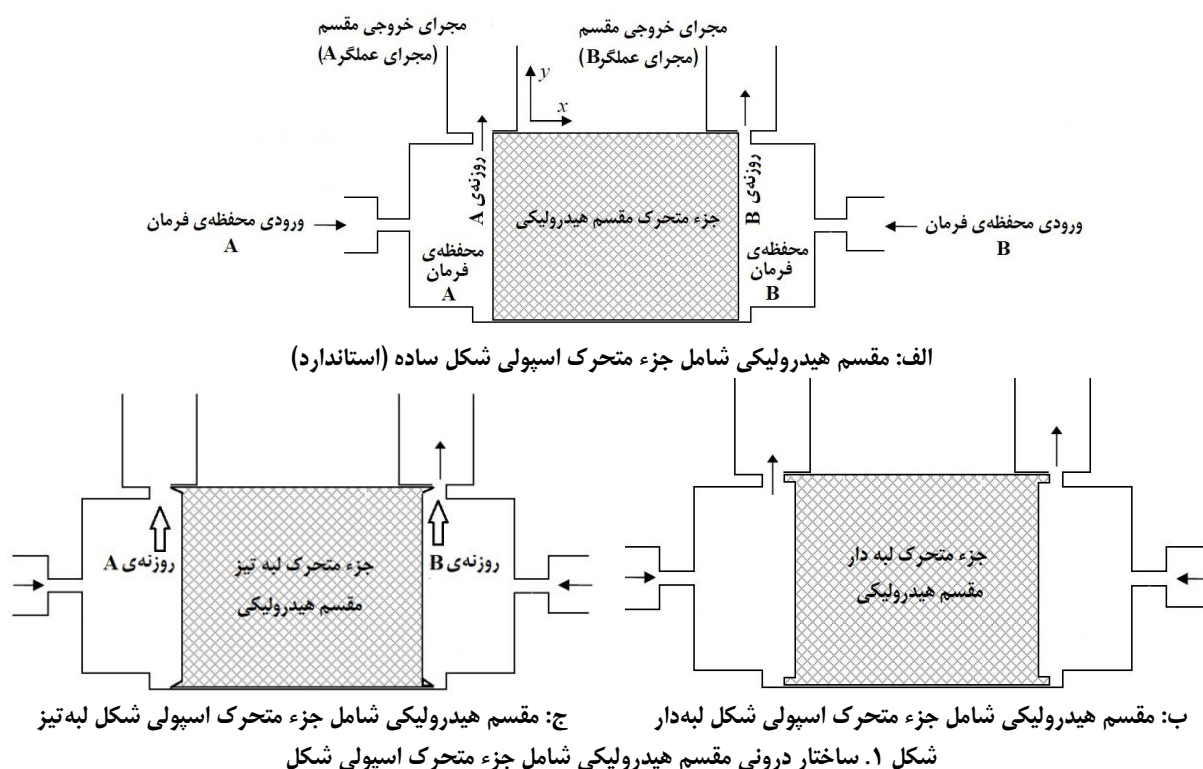
ناشر: مؤسسه انتشارات دانشگاه تهران.

DOI: <https://doi.org/10.22059/ijbse.2025.400981.665608>

مقدمه

حرکت و حمل ابزارهای خاک‌ورزی و برداشت محصول، در ماشین‌های کشاورزی، و همچنین، حرکت محفظه‌های ذخیره‌ی موقت خاک، در ماشین‌های تسطیح اراضی و خاک‌برداری، توسط مجموعه‌ای از عملگرهای خطی (سیلندرهای هیدرولیکی) یا دورانی (موتورهای هیدرولیکی)، که به صورت موازی نسبت به هم عمل می‌کنند، انجام می‌گیرد (Li et al., 2023). در این صورت، حرکت هم‌زمان، اجزای متحرک عملگرهای هیدرولیکی موازی، برای عملکرد صحیح ابزار و بار خارجی متصل به آنها، در ماشین‌های کشاورزی و تسطیح اراضی، ضرورت دارد (Wang et al., 2024). به‌طور معمول، روغن مورد نیاز عملگرهای هیدرولیکی که به صورت موازی نسبت به هم نصب و راه‌اندازی می‌شوند، یک واحد تولید جریان هیدرولیکی (مجموعه‌ی مخزن، پمپ، موتور محرک، فیلتر، سوپاپ فشارشکن و مبدل حرارتی) تامین می‌گردد. در توسط این صورت، تقسیم دبی روغن خروجی از واحد تولید جریان هیدرولیکی، به طور یکسان، بین عملگرهای موازی، به منظور حرکت هم‌زمان اجزای متحرک آنها و بار خارجی، ضرورت دارد (Wen et al., 2025). به عبارت دیگر، دریافت دبی روغن یکسان توسط عملگرهای هیدرولیکی موازی، جابجایی هم‌زمان و مشابه اجزای متحرک به کار رفته در ساختار هر یک از آنها را، تضمین می‌کند (Zhu et al., 2022). به عملیاتی که امکان حرکت هم‌زمان اجزای متحرک عملگرهای موازی و بار خارجی وارد بر آنها را در یک سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی فراهم می‌کند، همگام‌سازی عملگرهای هیدرولیکی نامیده می‌شود (Rybak et al., 2022). لازم به ذکر است که، اختلاف میان کمیت‌های مرتبط با حرکت (جابجایی، سرعت و شتاب) اجزای متحرک عملگرهای هیدرولیکی موازی، کیفیت عملیات‌های خاک‌ورزی، تسطیح، برداشت، انتقال و جابجایی بار خارجی را تحت تاثیر قرار می‌دهد (Wang et al., 2024). در سال‌های گذشته، روش‌های مختلفی، برای همگام‌سازی عملگرهای هیدرولیکی، در سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی، توسط پژوهش‌گران ارائه و ابداع شده است (Li et al., 2023). بر اساس بررسی‌های به عمل آمده، همگام‌سازی عملگرهای هیدرولیکی، به روش‌های مکانیکی، هیدرولیکی و الکتروهیدرولیکی، امکان‌پذیر است (Li et al., 2022). در روش مکانیکی، حرکت هم‌زمان اجزای متحرک عملگرهای هیدرولیکی، توسط مجموعه‌ای از اهرم‌ها و سایر اجزای مکانیکی انجام می‌گیرد. ارزیابی‌های اولیه نشان می‌دهد که، روش مکانیکی، برای همگام‌سازی عملگرهای هیدرولیکی، کارایی بالایی ندارد (Li et al., 2023). از سوی دیگر، در بسیاری از سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی، در ماشین‌های ثابت، مانند پرس‌ها، از حسگرهایی، برای اندازه‌گیری موقعیت و سرعت اجزای متحرک عملگرهای هیدرولیکی، و جبران اختلاف میان آنها، توسط یک سامانه‌ی کنترل حلقه بسته استفاده می‌شود (Gao et al., 2024). در واقع، در ساختار این نمونه از سامانه‌های انتقال توان، تغییر جریان روغن ارسالی به هر یک از عملگرهای هیدرولیکی، که به صورت موازی نسبت به هم عمل می‌کنند، به‌طور جداگانه، و توسط سوپاپ‌های الکتروهیدرولیکی (تناسبی یا سرو)، تحت تاثیر خروجی یک کنترل‌کننده، و متناسب با، اختلاف جابجایی اجزای متحرک عملگرها، انجام می‌گیرد (Dun et al., 2020). به کارگیری روش الکتروهیدرولیکی، در ماشین‌های متحرک، به ویژه ماشین‌های کشاورزی و تسطیح اراضی، با وجود کارایی بالا، به دلیل شرایط محیطی و همچنین، هزینه‌های بالای نصب، راه‌اندازی و مراقبت‌های دوره‌ای، با محدودیت‌هایی همراه است (Wang et al., 2024). در روشی دیگر، تحت عنوان روش هیدرولیکی، برای همگام‌سازی عملگرها در سامانه‌های انتقال توان، مقسم‌های جریان، امکان تقسیم جریان روغن بین عملگرهای هیدرولیکی، را با یک نسبت معین فراهم می‌کنند (Gao et al., 2024). در برخی دیگر از سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی، مقسم‌ها، ارسال جریان روغن به عملگرها را بر اساس یک اولویت مشخص، انجام می‌دهند (Havrylenko & Kulinich, 2019). در این روش، مقسم‌های شامل جزء متحرک اسپولی شکل، یا اجزای متحرک دنده‌ای، در ساختار سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی، برای همگام‌سازی عملگرهای هیدرولیکی، به کار می‌روند (Li et al., 2023). مقسم‌های اسپولی، به دلیل ساختار ساده، هزینه‌ی پایین تولید و راه‌اندازی، فضای اندک برای نصب و همچنین، نشت محدود روغن، به‌طور گسترده‌ای، برای همگام‌سازی عملگرهای هیدرولیکی، در سامانه‌های انتقال توان ماشین‌های ثابت و متحرک، استفاده می‌شود (Rybak et al., 2022). در شکل ۱، ساختار درونی یک مقسم هیدرولیکی، شامل جزء متحرک اسپولی شکل ساده (استاندارد)، نشان داده شده است. این مقسم شامل دو مجرای ورودی مرتبط با واحد تولید انرژی هیدرولیکی (مجاری فرمان) و دو مجرای خروجی، مرتبط با ورودی عملگرهای هیدرولیکی، می‌باشد. مطابق شکل ۱، در اثر جابجایی جزء متحرک اسپولی شکل در برابر بدنه‌ی ثابت مقسم هیدرولیکی، در راستای محور x، تحت تاثیر فشار روغن در محفظه‌های فرمان مرتبط با مجاری ورودی، دو روزنه، با سطح مقطع متغیر، در مجاری خروجی، ایجاد می‌گردد. بدین ترتیب، دبی روغن خروجی از واحد تولید جریان هیدرولیکی، از طریق روزنه‌های حاصل از جابجایی جزء متحرک مقسم، به مجاری ورودی عملگرهای هیدرولیکی، ارسال می‌شود. از این رو، دبی روغن ارسالی به عملگرهای هیدرولیکی و سرعت

حرکت بار خارجی وارد بر آنها، متناسب با موقعیت جزء متحرک مقسم، ضریب تخلیه‌ی روزه‌ها، جرم مخصوص روغن و اختلاف فشار روغن در دو سوی هر روزه، تغییر می‌کند (Wu et al., 2018). از آنجایی که، محفظه‌های فرمان مقسم هیدرولیکی شامل جزء متحرک اسپولی شکل، از طریق دو روزه، به مجرای ورودی و رودی عملگرهای هیدرولیکی، راه دارند، فشار روغن در هر یک از آنها، تحت تاثیر بار خارجی قرار می‌گیرد (Dun et al., 2020). بدین ترتیب، امکان تقسیم جریان روغن خروجی از واحد تولید انرژی هیدرولیکی، بر اساس نسبت از پیش تعیین شده فراهم می‌شود (Li et al., 2023). در بسیاری از کاربردها، به ویژه در سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی ماشین‌های متحرک، دقت تقسیم جریان روغن خروجی از پمپ هیدرولیکی، توسط مقسم هیدرولیکی، به منظور، همگام‌سازی دو یا چند عملگر هیدرولیکی، اهمیت فراوانی دارد (Wang et al., 2024). بررسی‌های مختلف نشان می‌دهد که دقت تقسیم جریان روغن بین دو عملگر هیدرولیکی، تحت تاثیر عوامل مختلفی در سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی، از جمله نشتی روغن، اصطکاک در اجزای مختلف، سایش در اجزای درونی قرار می‌گیرد (Gao et al., 2024). از سوی دیگر، دقت تقسیم جریان روغن میان مجاری خروجی مقسم‌های هیدرولیکی، به نیروی ناشی از جریان روغن وارد بر جزء متحرک اسپولی شکل، و اختلاف میان بار خارجی وارد بر عملگرهای هیدرولیکی، وابستگی دارد (Havrylenko & Kulinich, 2019). در واقع، مولفه پایای نیروی ناشی از جریان وارد بر جزء متحرک اسپولی شکل، همواره تمایل به جابجایی آن و تغییر سطح مقطع عبور جریان در دو روزه‌ی خروجی را دارد (Zhu et al., 2022). از این رو، کاهش مولفه پایای نیروی ناشی از جریان روغن، امکان بهبود دقت عمل مقسم جریان شامل جزء متحرک اسپولی شکل، فراهم می‌گردد (Perepelytsia et al., 2023).



در سال‌های اخیر، همگام‌سازی حرکت عملگرهای هیدرولیکی موازی، در سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی، به روش‌های مختلف، و ارزیابی عملکرد هر یک از آنها، مورد توجه پژوهش‌گران، بوده است. رافا و همکاران (Rafa et al., 2014)، تاثیر فشار و دمای روغن را بر دقت عمل، یک سوپاپ کنترل جریان شامل جبران‌کننده‌ی فشار، به منظور، تقسیم جریان روغن بین دو سیلندر هیدرولیکی، بررسی کردند. آنها دریافتند که با افزایش فشار و دمای روغن، اختلاف دبی روغن ارسالی به سیلندرها، و در نهایت، خطا در سرعت حرکت و جابجایی بار خارجی وارد بر اجزای متحرک آنها، افزایش می‌یابد. عالم‌گیر و رودریگز (Alamgir & Rodriguez, 2016)، به منظور حرکت هم‌زمان محور خروجی دو موتور هیدرولیکی، در یک سامانه‌ی انتقال توان، عملکرد یک مقسم شامل جزء متحرک اسپولی شکل را، در شرایط پایا، بررسی کردند. آنها دریافتند که، دقت همگام‌سازی موتورها، به طور قابل توجهی، تحت تاثیر اختلاف بار خارجی،

قرار دارد. لو و هوآنگ (Lu & Huang, 2018)، اثر کمیت‌های مختلف یک سیستم کنترل را بر روی کیفیت حرکت هم‌زمان اجزای متحرک دو سیلندر هیدرولیکی، تحت تاثیر فرمان‌های ورودی متناوب، در حالت گذرا، مطالعه کردند. لی و پانگ (Li & Pang, 2019)، برای همگام‌سازی عملکرد چهار عدد سیلندر هیدرولیکی، عملکرد دو مقسم هیدرولیکی، شامل اجزای متحرک اسپولی و دنده‌ای شکل را با هم مقایسه کردند. هاوریلنکو و کولینیک (Havrylenko & Kulinich, 2019)، با ارایه‌ی یک مدل ریاضی، خطای حرکت اجزای متحرک دو سیلندر هیدرولیکی را در یک سامانه‌ی انتقال توان، شامل مقسم هیدرولیکی، مطالعه نمودند. آنها، اختلاف میان سرعت حرکت اجزای متحرک دو سیلندر هیدرولیکی را در حالت گذرا، در حدود، ۴۳ درصد، برآورد کردند. همچنین، آنها دریافتند که در صورت به‌کارگیری یک جبران‌کننده‌ی فشار در بالادست مقسم هیدرولیکی، ۲۶ درصد، اختلاف میان سرعت اجزای متحرک دو سیلندر هیدرولیکی، ایجاد می‌گردد. دان و همکاران (Dun et al., 2020)، از الگوریتم بهینه‌سازی ازدحام ذرات، برای تعیین ضرایب کنترل‌کننده‌ی PID، در سامانه‌ی کنترل حلقه بسته، برای همگام‌سازی حرکت محورهای خروجی دو موتور هیدرولیکی، استفاده کردند. گو و همکاران (Gu et al., 2022)، از یک سامانه‌ی کنترل حلقه باز، برای همگام‌سازی اجزای متحرک دو سیلندر هیدرولیکی، بدون استفاده از بازخوردهای موقعیت و سرعت، استفاده کردند. آنها نشان دادند که، در صورت استفاده از سوپاپ‌های منطقی یک‌راهه و جبران‌کننده‌ی جریان در سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی، اختلاف میان موقعیت اجزای متحرک دو سیلندر هیدرولیکی با کورس ۳۰۰mm، در حدود ۳mm، می‌باشد. ژو و همکاران (Zhu et al., 2022)، برای حرکت هم‌زمان محور خروجی دو موتور هیدرولیکی، تحت تاثیر بارهای خارجی متفاوت، از دو پمپ هیدرولیک مجزا استفاده کردند. در این پژوهش، تنظیم و تغییر دبی روغن ارسالی به هر یک از موتورهای هیدرولیکی، توسط دو سوپاپ سرو هیدرولیک مجزا انجام گرفت. آنها، اختلاف میان سرعت محور خروجی دو موتور هیدرولیکی را، در حدود ۵۷/۷ درصد، گزارش کردند. لی و همکاران (Li et al., 2022)، ارزیابی عملکرد سامانه‌ی ایجاد حرکت نوسانی یک صفحه‌ی متحرک، شامل چهار موتور هیدرولیکی را در دستور کار قرار دادند. در این پژوهش، تقسیم و ارسال روغن خروجی از واحد تولید انرژی هیدرولیکی، بین موتورهای هیدرولیکی، توسط یک مقسم چهار راهه، انجام گرفت. بررسی‌های آنها نشان داد که، دقت تقسیم جریان روغن بین موتورهای هیدرولیکی و اختلاف سرعت و جابجایی زاویه‌ای محور خروجی آنها، تحت تاثیر بزرگی بار خارجی، انحراف از مرکز محور مرتبط با صفحه‌ی متحرک و ضریب مستهلک‌کننده‌ی ویسکوز موتورها، قرار دارد. آنها دریافتند که با افزایش سرعت دورانی محور ورودی و افزایش بسامد حرکت نوسانی صفحه‌ی متحرک، دقت عملکرد مقسم هیدرولیکی، با کاهش همراه می‌شود. پریلیتسیا و همکاران (Perepelytsia et al., 2023)، بهینه‌سازی یک سامانه‌ی انتقال توان را برای همگام‌سازی حرکت اجزای متحرک دو موتور هیدرولیکی، در دستور کار قرار دادند. لی و همکاران (Li et al., 2023)، روش‌های مختلف همگام‌سازی عملگرهای هیدرولیکی، را از نظر دقت در سرعت و جابجایی اجزای متحرک، بررسی کردند. آنها، همچنین، برای هدایت و تقسیم جریان روغن خروجی از یک واحد تولید انرژی هیدرولیکی بین چهار موتور هیدرولیکی، در سامانه‌ی انتقال توان خودروهای با محورهای متعدد، طراحی و ساخت یک مقسم چهار راهه، را در دستور کار قرار دادند. گائو و همکاران (Gao et al., 2024)، نیز تاثیر عوامل موثر بر کیفیت همگام‌سازی دو سیلندر سرو هیدرولیکی را مطالعه کردند. آنها با طراحی یک کنترل‌کننده‌ی تطبیقی و تنظیم کمیت‌های مرتبط، به دقت قابل قبولی برای حرکت هم‌زمان بارهای وارد بر اجزای متحرک دو سیلندر سرو هیدرولیکی، دست یافتند.

بهبود دقت همگام‌سازی عملگرهای هیدرولیکی تحت بارهای خارجی متفاوت، یکی از چالش‌های اساسی در سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی ماشین‌های ثابت و متحرک محسوب می‌شود و نقش مهمی در افزایش عملکرد، پایداری و قابلیت اطمینان آنها دارد. در سال‌های اخیر، پژوهش‌های متعددی به ارزیابی عملکرد مقسم‌های هیدرولیکی تحت شرایط عملیاتی مختلف و نیز به‌کارگیری سامانه‌های کنترل حلقه بسته، شامل کنترل‌کننده‌های کلاسیک و الگوریتم‌های هوشمند، برای همگام‌سازی عملگرهای خطی و دورانی پرداخته‌اند. با این حال، بررسی دقیق و بهبود عملکرد مقسم‌های هیدرولیکی مجهز به جزء متحرک اسپولی شکل، به ویژه در شرایطی که عملگرها تحت بارهای خارجی متفاوت قرار دارند، تاکنون به شکل جامع و کامل مورد مطالعه قرار نگرفته است. این پژوهش با تأکید بر مزایای مقسم‌های هیدرولیکی در ساختار سامانه‌های انتقال توان ماشین‌های متحرک، اثر هندسه جزء متحرک اسپولی شکل بر دقت تقسیم جریان روغن بین عملگرهای هیدرولیکی و دیگر کمیت‌های مرتبط را با رویکرد عددی و تجربی مورد بررسی قرار می‌دهد. بر این اساس، در طراحی نو، طراحی و ساخت، دو نوع مقسم هیدرولیکی با اجزای متحرک لبه‌دار و لبه‌تیز، به منظور کاهش نیروی ناشی از جریان روغن و بهبود دقت همگام‌سازی انجام گرفت. علاوه بر این، نتایج تحلیل عددی جریان عبوری از محفظه‌های فرمان مقسم با سه نوع جزء متحرک متفاوت، با داده‌های تجربی حاصل از یک سامانه‌ی انتقال توان ویژه، شامل دو موتور هیدرولیکی جابجایی ثابت، مقایسه شده است. این رویکرد، با تمرکز بر بهینه‌سازی هندسه‌ی جزء متحرک اسپولی شکل، به جای پیچیدگی‌های واحدهای کنترل، یک راهکار نوآورانه و عملی برای

ارتقای عملکرد مقسم‌های هیدرولیکی در همگام‌سازی عملگرها ارائه می‌دهد و می‌تواند به عنوان مرجع طراحی برای سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی ماشین‌های متحرک و ثابت مورد استفاده قرار گیرد.

روشناسی پژوهش

مدل‌سازی عددی جریان روغن عبوری از مقسم هیدرولیکی

همان‌گونه که پیش‌تر اشاره شد، نیروی ناشی از جریان روغن عبوری از محفظه‌های کنترل، یا به بیانی دیگر، محفظه‌های فرمان، مقسم هیدرولیکی، عامل اصلی در موقعیت قرارگیری جزء متحرک آن، و تقسیم جریان میان عملگرهای هیدرولیکی به حساب می‌آید. نیروی ناشی از جریان در هر محفظه‌ی فرمان مقسم هیدرولیکی، از مجموع سه مولفه، شامل، نیروی ناشی از اعمال فشار روغن بر سطح فرمان جزء متحرک مقسم (سطح موثر جزء متحرک اسپولی شکل در هر محفظه‌ی فرمان)، نیروی ناشی از تغییر سرعت روغن عبوری از محفظه‌های فرمان آن، و در نهایت، نیروی ناشی از تنش برشی میان روغن و جزء متحرک مقسم، به‌دست می‌آید. لازم به ذکر است که، نیروی ناشی از تنش برشی میان روغن و جزء متحرک مقسم، به دلیل سطح تماس جزئی جریان روغن، با جزء متحرک مقسم هیدرولیکی، برابر با مقدار اندکی برآورد می‌گردد. از سوی دیگر، نیروی ناشی از فشار، به‌طور قابل توجهی، تحت تاثیر توزیع فشار روغن، بر سطح فرمان مقسم هیدرولیکی، قرار دارد. در واقع، به دلیل وجود روزنه‌ی ناشی از جابجایی جزء متحرک مقسم هیدرولیکی در مجرای خروجی، توزیع فشار روغن وارد بر سطح فرمان، در مجاورت روزنه‌ی خروجی، عامل اصلی، کاهش دقت، در تقسیم حجم روغن خروجی از پمپ هیدرولیکی، میان عملگرهای موازی، به حساب می‌آید. از سوی دیگر، با بازنویسی جداگانه‌ی رابطه‌ی انتقال، در هر یک از محفظه‌های فرمان مقسم هیدرولیکی، نیروی ناشی از تغییر سرعت روغن، وارد بر جزء متحرک اسپولی شکل آن، حاصل می‌شود. بر این اساس، برآیند نیروی ناشی از جریان روغن (F_f)، وارد بر جزء متحرک اسپولی شکل مقسم هیدرولیکی، بر حسب فشار روغن (P)، جرم مخصوص روغن (ρ)، گرانشی روغن (μ) و سرعت جریان (v)، از رابطه‌ی زیر به‌دست می‌آید (Li et al., 2023):

$$F_f = \iint P dA + \iint \mu \frac{\partial v}{\partial y} dA + \left(\frac{\partial}{\partial x} \int_{CV} \rho \vec{v} dV + \int_{CS} \rho \vec{v} (\vec{v} \cdot \vec{n}) ds \right) \quad \text{رابطه ۱}$$

در رابطه‌ی ۱، عبارت اول، معرف برآیند نیروی ناشی از اعمال فشار روغن بر سطوح فرمان جزء متحرک اسپولی شکل مقسم هیدرولیکی است. همچنین، عبارت‌های دوم و سوم نیز، به‌ترتیب، در ارتباط با نیروی برشی روغن، و نیروی ناشی از تغییرات سرعت جریان روغن عبوری از محفظه‌های فرمان مقسم هیدرولیکی، می‌باشند. در این مقاله، به منظور، تعیین برآیند نیروی ناشی از جریان روغن، وارد بر جزء متحرک مقسم هیدرولیکی و تخمین دبی روغن ارسالی به عملگرهای هیدرولیکی، تحلیل جریان روغن عبوری از محفظه‌های فرمان مقسم، به روش عددی، انجام می‌گیرد. بر این اساس، برای تحلیل عددی جریان روغن عبوری، در محفظه‌های فرمان و روزنه‌های حاصل از جابجایی جزء متحرک اسپولی شکل مقسم هیدرولیکی، از مجموعه معادلات دیفرانسیل حاکم بر یک میدان لزج، غیر قابل تراکم، غیردائمی و آشسته، به شرح زیر، استفاده می‌شود (Ledvon et al., 2023):

$$\frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_j} = 0 \quad \text{رابطه ۲}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{v}_i' \bar{v}_j') = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{v}_i' \bar{v}_j') - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} \quad \text{رابطه ۳}$$

لازم به ذکر است که، نرم‌افزار انسیس شامل مجموعه‌ی گسترده و متنوعی از مدل‌های آشفتگی می‌باشد. برای شبیه‌سازی جریان آشسته در این نوع مقسم هیدرولیکی، با توجه به هندسه و ساختار روزنه‌ی حاصل از جابجایی جزء متحرک آن، در برگرفتن کامل سطح مقطع روزنه توسط جریان روغن، و همچنین، محدوده‌ی تغییرات عدد رینولدز متناظر با جریان روغن عبوری، از مدل $k - \epsilon$ استفاده می‌شود (Ledvon et al., 2023). پیش‌تر نیز، از مدل آشفتگی $k - \epsilon$ در پژوهش‌هایی مشابه، برای تحلیل عددی جریان روغن عبوری از سوپاپ‌های کنترل هیدرولیکی، استفاده شده است (Gomez et al., 2023). برای حل مجموعه معادلات حاکم بر جریان روغن عبوری از محفظه‌های فرمان و روزنه‌های حاصل از جابجایی جزء متحرک مقسم هیدرولیکی، مدل‌سازی هندسی آن، شامل سه نوع جزء متحرک متفاوت (ساده، لبه‌دار و لبه‌تیز)، ضرورت دارد. برای این منظور، از یک مقسم هیدرولیکی، شامل دو مجرای ورودی مرتبط و دو مجرای خروجی، در ارتباط با دو عملگر هیدرولیکی، استفاده می‌شود. در شکل ۱، نمایی کلی از مدل هندسی سه نوع مقسم هیدرولیکی، شامل

اجزای متحرک متفاوت، نشان داده شده است. مطابق شکل ۱، حرکت هر یک از اجزای متحرک، در برابر بدنه‌ی ثابت مقسم هیدرولیکی، موجب ایجاد دو روزه‌ی با سطح مقطع متغیر، در مجاورت مجاری خروجی، می‌گردد. از این رو، مدل‌سازی هندسی مقسم هیدرولیکی، شامل دو روزه‌ی با سطح مقطع متغیر، به دلیل پیچیدگی و آشفتگی جریان روغن عبوری از آنها، به صورت سه‌بعدی، انجام می‌گیرد. با توجه به محدودیت‌های سخت‌افزاری و ظرفیت رایانه‌های در دسترس، شبکه‌ی محاسباتی مقسم هیدرولیکی، شامل دو مجرای ورودی، دو روزه‌ی حاصل از جابجایی جزء متحرک اسپولی شکل، دو محفظه‌ی فرمان، و در نهایت، دو مجرای خروجی مرتبط با دو عملگر هیدرولیکی، می‌باشد. پس از انتقال مدل هندسی مقسم هیدرولیکی، به نرم افزار انسیس، مش‌ریزی محدوده‌ی محاسباتی، انجام می‌گیرد. لازم به ذکر است که، در شبکه‌بندی مدل هندسی مقسم هیدرولیکی، شامل سه نوع جزء متحرک اسپولی شکل متفاوت، از سلول‌های شش وجهی نامنظم، استفاده می‌شود. همچنین، با توجه به اهمیت جریان روغن عبوری از روزه‌های حاصل از جابجایی اجزای متحرک اسپولی شکل، در محفظه‌های فرمان مقسم هیدرولیکی، تمرکز سلول‌ها در این دو ناحیه، نسبت به سایر نواحی، بیشتر در نظر گرفته می‌شود.

برای اطمینان از دقت تحلیل عددی جریان روغن عبوری از مقسم هیدرولیکی شامل جزء متحرک اسپولی شکل، بررسی اثر تعداد سلول‌ها بر یکی از متغیرهای وابسته ضرورت دارد (Ledvon et al., 2023). برای این منظور، در شرایطی که فشار ناشی از اعمال بار خارجی وارد بر دو عملگر هیدرولیکی برابر با ۷۰bar، و همچنین، فشار روغن در مجرای خروجی واحد تولید انرژی هیدرولیکی برابر با ۸۵bar می‌باشد، آزمون استقلال از شبکه، برای برآیند نیروی ناشی از جریان روغن وارد بر جزء متحرک مقسم هیدرولیکی، انجام می‌گیرد. بر این اساس، در شرایطی که، مجموع سلول‌های درون محفظه‌های فرمان مقسم هیدرولیکی، از مرز ۷/۲ میلیون فراتر می‌رود، برآیند نیروی وارد بر جزء متحرک مقسم هیدرولیکی، تا حدود زیادی برابر با، مقدار ثابتی، خواهد بود. این در حالی است که، با کاهش تعداد سلول‌ها در محدوده‌ی محاسباتی تعریف شده در محفظه‌های فرمان مقسم هیدرولیکی از مرز ۷/۲ میلیون سلول، برآیند نیروی وارد بر جزء متحرک آن، با کاهش همراه می‌گردد. بدین ترتیب، تحلیل عددی جریان روغن عبوری از محفظه‌های فرمان مقسم هیدرولیکی شامل، دو مجرای ورودی مرتبط، دو مجرای خروجی در ارتباط با دو عملگر هیدرولیکی، دو محفظه‌ی فرمان، و جزء متحرک اسپولی شکل، مستقل از تعداد سلول‌ها، خواهد بود.

در تحلیل عددی جریان روغن عبوری از روزه‌های حاصل از جابجایی جزء متحرک اسپولی شکل، در ساختار درونی مقسم هیدرولیکی، از بخش فلوئنت نرم افزار انسیس، به روش حجم محدود و توسط حل گر 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. در ضمن، روش حل در نرم‌افزار انسیس، بر پایه الگوریتم سرعت-فشار سیمپل انجام می‌گیرد. لازم به ذکر است که، تحلیل عددی جریان روغن عبوری از محفظه‌های فرمان مقسم هیدرولیکی، شامل جزء متحرک اسپولی شکل، در حالت پایا انجام می‌گیرد. در این تحلیل، روغنی با جرم مخصوص kg/m^3 ۸۸۵ و گرانیوی $40^{\circ}C$ ، در دمای $40^{\circ}C$ (مشابه مشخصات روغن هیدرولیک H68 شرکت بهران)، وظیفه‌ی انتقال توان در سامانه‌ی شامل مقسم و دو موتور هیدرولیکی، را بر عهده دارد. لازم به ذکر است که در تحلیل عددی مقسم هیدرولیکی شامل جزء متحرک اسپولی شکل، اثر نشت روغن بین اجزای ثابت و متحرک، زبری سطح دیواره‌ها، و همچنین، انتقال حرارت بین روغن و دیواره‌ها، صرف نظر می‌شود.

پس از مش‌ریزی دامنه‌ی محاسباتی مقسم هیدرولیکی، تعریف شرایط مرزی مساله، ضرورت دارد. بررسی‌ها نشان می‌دهد که شرایط مرزی مناسب برای حل این مساله، شامل فشار روغن در مجاری خروجی (فشار روغن در مجاری ورودی و عملگرهای هیدرولیکی ناشی از اعمال بار خارجی وارد بر جزء متحرک آنها، یا به عبارت دیگر، فشار بار) و مجاری ورودی (فشار روغن در مجرای خروجی واحد تولید انرژی هیدرولیکی) مقسم هیدرولیکی، می‌باشند. همچنین، در تحلیل عددی جریان روغن عبوری از مقسم هیدرولیکی، از شرط مرزی، بدون لغزش، در همه‌ی دیواره‌های آن، شامل، دیواره‌ی داخلی بدنه‌ی ثابت، دیواره‌ی جزء متحرک اسپولی شکل، دیواره‌ی محفظه‌های مرتبط با مجاری ورودی، خروجی و فرمان، استفاده می‌شود.

در این پژوهش، بار خارجی وارد بر محور خروجی یکی از موتورهای هیدرولیکی، برابر با مقدار ثابتی در نظر گرفته می‌شود. سپس، تاثیر بزرگی بار خارجی وارد بر محور خروجی، دیگر موتور هیدرولیکی، بر برآیند نیروی ناشی از جریان وارد بر جزء متحرک مقسم هیدرولیکی (F_f)، دبی روغن ارسالی به مجاری ورودی موتورهای هیدرولیکی (Q_{mB} و Q_{mA})، سرعت حرکت دورانی محورهای خروجی موتورهای (n_{mB} و n_{mA}) و همچنین، جابجایی جزء متحرک مقسم (X_s)، بررسی می‌گردد. بر این اساس، خطای تقسیم جریان، در مقسم هیدرولیکی (E_Q) و خطای سرعت حرکت دورانی محورهای خروجی دو موتور هیدرولیکی (E_n)، از روابط زیر به دست می‌آیند (Wu et al., 2018):

$$E_Q(\%) = \frac{Q_{mA} - Q_{mB}}{Q_{mA} + Q_{mB}} \times 100 \quad \text{رابطه ۴}$$

$$E_n(\%) = \frac{n_{m1} - n_{m2}}{n_{m1} + n_{m2}} \times 100 \quad \text{رابطه ۵}$$

طراحی و ساخت سامانه‌ی انتقال توان شامل مقسم هیدرولیکی

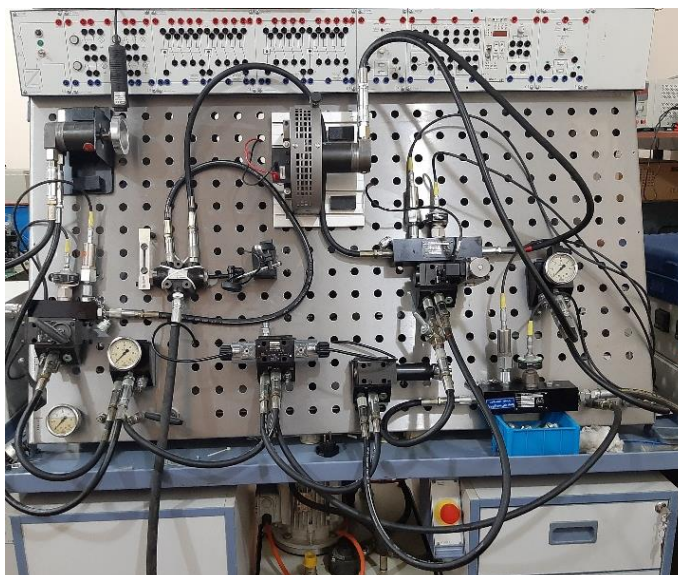
برای ارزیابی تجربی و صحت نتایج حاصل از تحلیل عددی جریان روغن عبوری از مقسم هیدرولیکی شامل سه نوع جزء متحرک متفاوت، طراحی و ساخت سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی نشان داده شده در شکل ۲، انجام می‌گیرد. روغن مورد نیاز این سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی، توسط یک پمپ هیدرواستاتیک دنده‌ای، دبی ثابت، با حجم جابجایی $42cc/rev$ ، تامین می‌گردد. در این پژوهش، از مقسم هیدرولیکی، مدل MTD08-075، شامل یک مجرای ورودی روغن، مرتبط با دو محفظه‌ی فرمان، و دو مجرای خروجی، استفاده شده است. این مقسم هیدرولیکی، شامل یک جزء متحرک اسپولی شکل ساده (استاندارد)، می‌باشد. در ضمن، مطابق شکل ۱، بر اساس هندسه‌ی جزء متحرک ساده مقسم هیدرولیکی، طراحی و ساخت دو جزء متحرک اسپولی شکل لبه‌دار و لبه‌تیز، انجام می‌گیرد. بر اساس آنچه که در شکل ۲ مشاهده می‌گردد، روغن خروجی پمپ، از طریق خطوط انتقال و سوپاپ کنترل مسیر ۴ دهانه‌ی ۳ وضعیته، مدل D1VW001CNJW91، به مجرای ورودی مقسم هیدرولیکی و دو مجرای فرمان آن، ارسال می‌گردد. همچنین، سوپاپ تنظیم فشار دو مرحله‌ای تناسبی، مدل RE06M25W، و سوپاپ کاهنده‌ی فشار، مدل VMY064L06، برای تثبیت فشار روغن در مجرای ورودی مقسم هیدرولیکی ($85bar$)، در بالادست سوپاپ کنترل جهت ۴ دهانه‌ی ۳ وضعیته، نصب می‌شوند. از سوی دیگر، در سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی نشان داده شده در شکل ۲، از دو موتور هیدرولیکی مشابه، مدل OMM50، استفاده شده است (موتورهای هیدرولیکی A و B). تغییر بار خارجی وارد بر موتور هیدرولیکی A و در نتیجه، تغییر فشار بار آن (فشار روغن در مجرای ورودی موتور، P_A)، توسط یک واحد بارگذاری، شامل ترمز کشکی انجام می‌گیرد. از سوی دیگر، برای ایجاد فشار ثابت روغن در مجرای ورودی موتور هیدرولیکی B (P_B)، سوپاپ تنظیم فشار دو مرحله‌ای، در پایین‌دست آن، نصب می‌شود. در این پژوهش فشار بار موتور هیدرولیکی B، توسط سوپاپ تنظیم فشار دو مرحله‌ای، برابر با $70bar$ ، تنظیم می‌گردد. این در حالی است که، امکان تغییر فشار بار، یا فشار روغن، در مجرای ورودی موتور هیدرولیکی A، در محدوده‌ی $50-70bar$ ، توسط واحد بارگذاری فراهم می‌شود.

مطابق شکل ۲، اندازه‌گیری برآیند نیروی ناشی از جریان روغن عبوری از محفظه‌های فرمان مقسم هیدرولیکی، توسط حسگر نیروی OBU-10، و اندازه‌گیری موقعیت جزء متحرک مقسم، از طریق حسگر جابجایی، مدل SDVH8B، انجام می‌گیرد. دبی روغن ورودی به مقسم هیدرولیکی، و همچنین، دبی روغن ارسالی به مجرای ورودی دو موتور هیدرولیکی دنده‌ای نیز، توسط حسگرهای دبی، مدل SCFT-02-02-060، اندازه‌گیری می‌شود. در ضمن، اندازه‌گیری فشار روغن در مجاری ورودی موتورهای هیدرولیکی (P_A و P_B)، مجرای ورودی مقسم هیدرولیکی (P_S)، و مجرای خروجی پمپ هیدرولیکی (P_P)، توسط حسگرهای فشار، مدل SCP-C4-05، انجام می‌گیرد. همچنین، سرعت دورانی محور خروجی دو موتور هیدرولیکی (n_A و n_B)، توسط حسگرهای سرعت، مدل SCRPM-220، اندازه‌گیری می‌شوند. در نهایت، جریان الکتریکی خروجی از حسگرهای فشار، دبی، نیرو و سرعت دورانی، به کارت داده‌برداری مدل PCI6251، منتقل می‌گردد. پس از پردازش، اصلاح و تقویت جریان الکتریکی دریافتی توسط کارت داده‌برداری، ثبت و تحلیل متغیرهای فیزیکی در رایانه انجام می‌گیرد. بدین ترتیب، امکان مقایسه‌ی نتایج حاصل از تحلیل عددی جریان روغن عبوری از مقسم هیدرولیکی، با نتایج تجربی و ارزیابی دقت عمل تحلیل عددی، فراهم می‌شود.

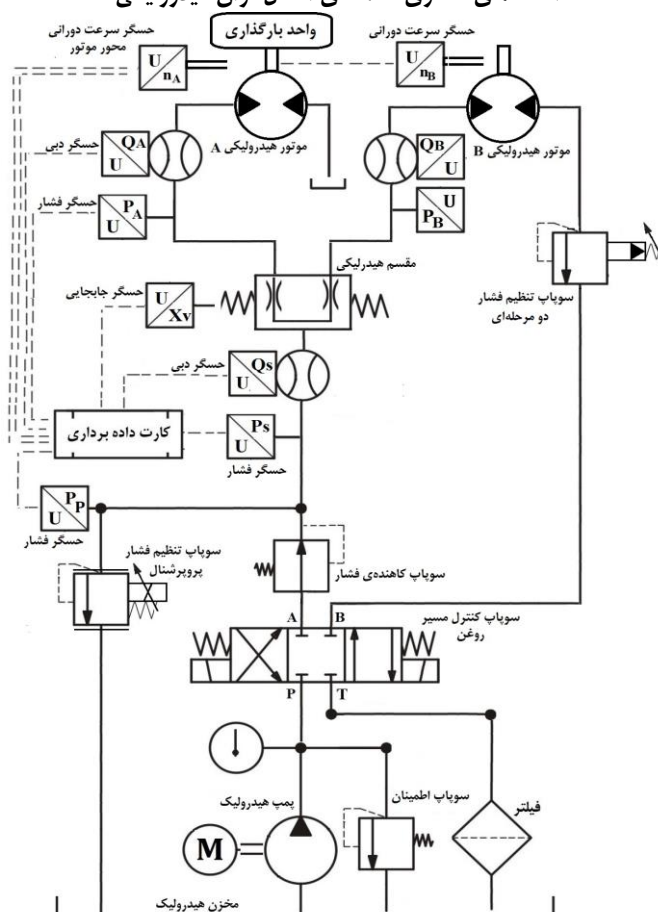
نتایج و بحث

در شکل ۳، روند تغییرات دبی جرمی روغن عبوری از سوپاپ کنترل مسیر بر حسب موقعیت جزء متحرک اسپولی شکل با برآمدگی‌های ساده، در شرایط پایا و گذرا (جابجایی کامل جزء متحرک سوپاپ در زمان $2ms$) نشان داده شده است. برای این منظور، فشار روغن در بالادست و پایین دست سوپاپ کنترل مسیر برابر با مقدار ثابتی در نظر گرفته می‌شود. در این شرایط، مطابق شکل ۳، با جابجایی افزایش فشار ناشی از اعمال بار خارجی وارد بر محور خروجی موتور هیدرولیکی A، برآیند نیروی ناشی از جریان روغن وارد بر جزء متحرک هر سه نوع مقسم هیدرولیکی، با کاهش همراه می‌گردد. در واقع، با افزایش بار خارجی وارد بر محور خروجی موتور هیدرولیکی A، اختلاف فشار روغن و متوسط سرعت جریان روغن، در دو محفظه‌ی فرمان مقسم هیدرولیکی، و در نتیجه‌ی آن، برآیند نیروی ناشی از جریان روغن وارد بر هر سه نوع جزء متحرک مقسم، کاهش می‌یابد. بر این اساس، در شرایطی که فشار ناشی از اعمال بار خارجی، در مجاری ورودی

موتورهای هیدرولیکی A و B (P_A و P_B)، در سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی نشان داده شده در شکل ۲، برابر با مقدار یکسانی باشند (70 bar)، برآیند نیروهای ناشی از جریان روغن وارد بر سه نوع جزء متحرک مقسم هیدرولیکی، برابر با صفر خواهد بود. به عبارت دیگر، با توجه به شباهت و تقارن هندسی در ساختار محفظه‌ها و سطوح فرمان سه نوع مقسم هیدرولیکی، نیروی ناشی از جریان روغن عبوری از آنها، برابر می‌شود، در این شرایط کاری، جزء متحرک مقسم هیدرولیکی، در نقطه‌ی میانی از کورس قرار می‌گیرد.

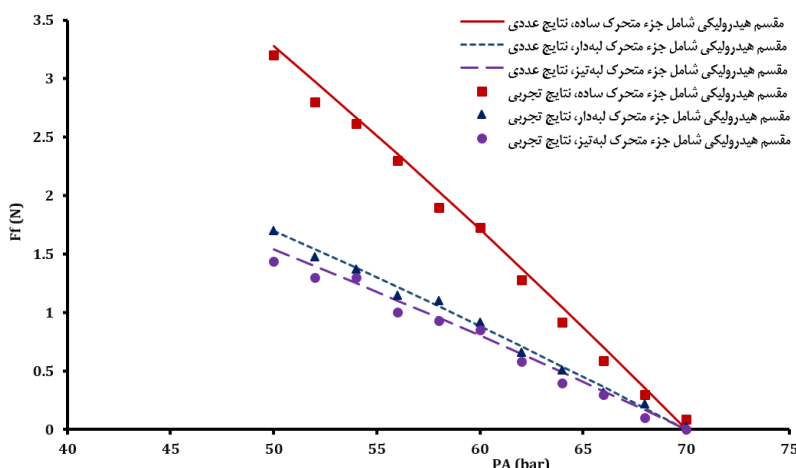


الف: نمای ظاهری سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی



ب: مدار سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی

شکل ۲. سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی برای ارزیابی تجربی عملکرد مقسم هیدرولیکی

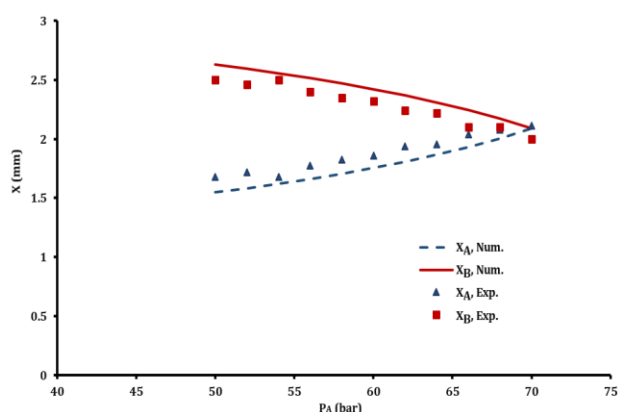


شکل ۳. روند تغییرات برآیند نیروی ناشی از جریان روغن وارد بر سه نوع جزء متحرک متفاوت در ساختار درونی مقسم هیدرولیکی

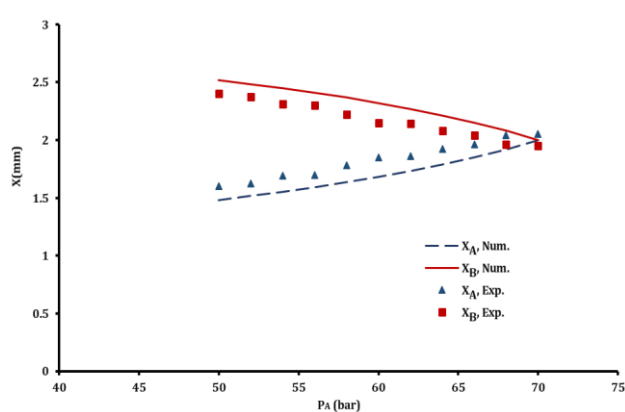
مطابق شکل ۳، برآیند نیروی ناشی از جریان روغن وارد بر جزء متحرک لبه‌دار مقسم هیدرولیکی، در تمامی شرایط کاری (بارگذاری‌های مختلف موتور هیدرولیکی B)، کمتر از برآیند نیروی ناشی از جریان روغن وارد بر جزء متحرک ساده، برآورد می‌گردد. به بیانی ساده‌تر، برآیند نیروی ناشی از جریان روغن وارد بر جزء متحرک لبه‌دار مقسم هیدرولیکی، در شرایط کاری مشابه (فشار بار یکسان)، همواره کمتر از، مقسم شامل جزء متحرک ساده، می‌باشد. در واقع، توزیع فشار غیرخطی و غیریکنواخت، حاصل از جریان آشفته‌ی روغن عبوری از روزنه‌های خروجی مقسم هیدرولیکی شامل جزء متحرک ساده، بر بخش گسترده‌ای از سطوح فرمان اعمال می‌گردد. همچنین، توزیع سرعت جریان روغن عبوری از روزنه‌های خروجی مقسم هیدرولیکی، نیز، تحت تاثیر توزیع فشار روغن بر سطوح فرمان آن، با تغییراتی، همراه خواهد بود. ایجاد لبه بر روی جزء متحرک مقسم هیدرولیکی، بخشی از سطوح فرمان جزء متحرک مقسم هیدرولیکی، که تحت تاثیر توزیع غیرخطی و غیریکنواخت فشار روغن قرار می‌گیرد، کاهش می‌یابد. از این رو، توزیع فشار و پروفیل سرعت جریان روغن عبوری از روزنه‌های حاصل از جابجایی جزء متحرک مقسم هیدرولیکی، تحت تاثیر شکل هندسی جزء متحرک مقسم، قرار می‌گیرند. بر این اساس، مشخصه‌های جریان روغن عبوری از روزنه‌های خروجی مقسم هیدرولیکی، مانند، نیروی ناشی از جریان روغن وارد بر جزء متحرک مقسم، ضرایب تخلیه و دبی جریان روغن ارسالی به عملگرهای هیدرولیکی، به شکل و ابعاد هندسی جزء متحرک مقسم هیدرولیکی وابسته خواهد بود. به همین ترتیب، با ایجاد لبه بر روی جزء متحرک مقسم هیدرولیکی، برآیند نیروی ناشی از جریان روغن وارد بر جزء متحرک آن، در شرایط بارگذاری متفاوت موتورهای هیدرولیکی، در سامانه‌ی انتقال توان نشان داده شده در شکل ۲، کاهش می‌یابد. به بیانی دیگر، به‌کارگیری جزء متحرک لبه‌دار، در ساختار مقسم هیدرولیکی، موجب کاهش شیب نمودار برآیند نیروی ناشی از جریان روغن، بر حسب فشار ناشی از اعمال بار خارجی وارد بر محور خروجی موتور هیدرولیکی، می‌گردد. از سوی دیگر، ایجاد لبه‌ی تیز، بر روی سطح فرمان جزء متحرک مقسم هیدرولیکی، موجب کاهش بیشتر، سطح موثر، اعمال فشار غیریکنواخت جریان روغن عبوری از روزنه‌های خروجی، در ساختار درونی مقسم، می‌گردد. از این رو، مطابق شکل ۳، برآیند نیروی ناشی از جریان روغن وارد بر جزء متحرک لبه‌تیز، در ساختار درونی مقسم هیدرولیکی، به مراتب، کمتر از برآیند نیروی وارد بر جزء متحرک ساده، برآورد می‌گردد. این در حالی است که، در شرایط بارگذاری مختلف موتورهای هیدرولیکی، در سامانه‌ی انتقال توان نشان داده شده در شکل ۲، اختلاف میان برآیند نیروی ناشی از جریان روغن عبوری از محفظه‌های فرمان مقسم هیدرولیکی، شامل اجزای متحرک لبه‌دار و لبه‌تیز، اندک گزارش می‌شود. به بیانی ساده‌تر، شیب روند تغییرات نیروی ناشی از جریان روغن عبوری از محفظه‌های فرمان مقسم هیدرولیکی، وارد بر جزء متحرک لبه‌تیز، بر حسب فشار بار، اندکی کمتر از، شیب روند تغییرات نیروی وارد بر جزء متحرک لبه‌دار، است. بررسی‌های بیشتر نشان می‌دهد، در شرایطی که، اختلاف فشار بار ناشی از اعمال بار خارجی وارد بر محورهای خروجی موتورهای هیدرولیکی، در سامانه‌ی انتقال توان نشان داده شده در شکل ۲، برابر با، 20 bar ، باشد، ایجاد لبه، بر روی سطوح فرمان مقسم هیدرولیکی، موجب کاهش، $48/2\%$ درصدی، نیروی وارد بر جزء متحرک، می‌گردد. این در حالی است که، در شرایط کاری مشابه، نیروی وارد بر جزء متحرک لبه‌تیز، در حدود، $53/1\%$ درصد، کمتر از نیروی وارد بر جزء متحرک ساده، در ساختار درونی مقسم هیدرولیکی، می‌باشد. از سوی دیگر، با کاهش اختلاف بار خارجی وارد بر محور خروجی دو موتور هیدرولیکی (افزایش فشار بار موتور A)، تفاوت میان نیروی ناشی از جریان وارد بر سه نوع جزء متحرک به‌کار رفته در ساختار

درونی مقسم هیدرولیکی، با کاهش همراه می‌شود.

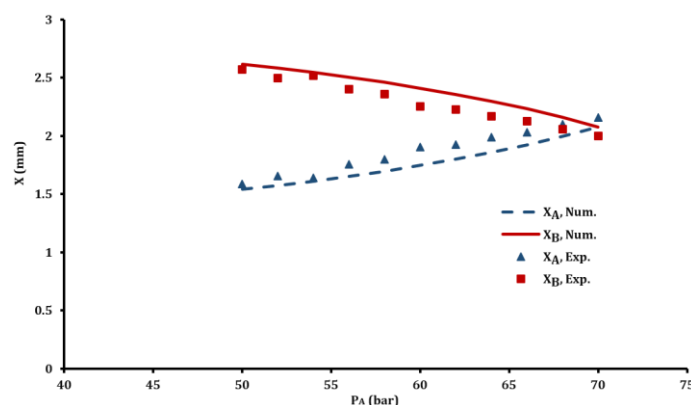
مطابق شکل ۳، متوسط اختلاف نتایج حاصل از اندازه‌گیری تجربی، برآیند نیروی ناشی از جریان روغن عبوری از محفظه‌های فرمان مقسم هیدرولیکی، در صورت به‌کارگیری اجزای متحرک ساده، لبه‌دار و لبه‌تیز، به ترتیب، برابر با، $5/2$ ، $4/8$ و $4/62$ درصد، تعیین می‌گردد. بر این اساس، در صورت به‌کارگیری اجزای متحرک لبه‌دار و لبه‌تیز، در ساختار درونی مقسم هیدرولیکی، اختلاف میان نتایج تجربی و نتایج حاصل از تحلیل عددی جریان روغن عبوری، نسبت به مقسم شامل جزء متحرک ساده، کاهش می‌یابد. لازم به ذکر است که، ایجاد لبه در جزء متحرک مقسم هیدرولیکی، ضمن کاهش روند تغییرات فشار وارد بر سطوح فرمان آن، موجب کاهش نشت روغن از لقی‌های موجود در ساختار مقسم، و در نهایت، کاهش اختلاف میان نتایج تجربی و عددی، می‌شود. لدون و همکاران (Ledvoň et al., 2023)، اختلاف میان نتایج تجربی، با نتایج حاصل از تحلیل عددی، مربوط به ارزیابی نیروی ناشی از جریان روغن وارد بر جزء متحرک اسپولی شکل را در ساختار یک نمونه سوپاپ کنترل جهت هیدرولیکی، در حدود $5/6$ درصد، گزارش کردند. این در حالی است که، در پژوهش گومز و همکاران (Gomez et al., 2023)، اختلاف میان نتایج حاصل از اندازه‌گیری نیروی ناشی از جریان روغن وارد بر جزء متحرک پاپتی شکل، در ساختار درونی یک سوپاپ کنترل جهت هیدرولیکی، با نتایج حاصل از تحلیل عددی، به طور متوسط، در حدود، $4/7$ درصد، بود. در واقع، درزبندی بهتر اجزای متحرک پاپتی شکل، نسبت به اجزای متحرک اسپولی شکل، در ساختار سوپاپ‌های کنترل جهت، موجب کاهش حجم روغن نشتی در آنها و در نهایت، کاهش اختلاف میان نتایج تجربی با نتایج حاصل از تحلیل عددی جریان روغن عبوری، می‌شود. در شکل ۴ نیز، روند تغییرات بازشدگی روزنه‌های خروجی مقسم هیدرولیکی (X_A و X_B)، شامل سه نوع جزء متحرک متفاوت، بر حسب فشار روغن، ناشی از اعمال بار خارجی وارد بر محور خروجی موتور هیدرولیکی $A(P_A)$ ، در شرایطی که فشار روغن در مجرای خروجی پمپ، برابر با، 85bar باشد، نشان داده شده است (نتایج تجربی و نتایج حاصل از تحلیل عددی).



ب: روند تغییرات بازشدگی روزنه‌های خروجی مقسم هیدرولیکی شامل جزء متحرک لبه‌دار



الف: روند تغییرات بازشدگی روزنه‌های خروجی مقسم هیدرولیکی شامل جزء متحرک ساده



ج: روند تغییرات بازشدگی روزنه‌های خروجی مقسم هیدرولیکی شامل جزء متحرک لبه تیز

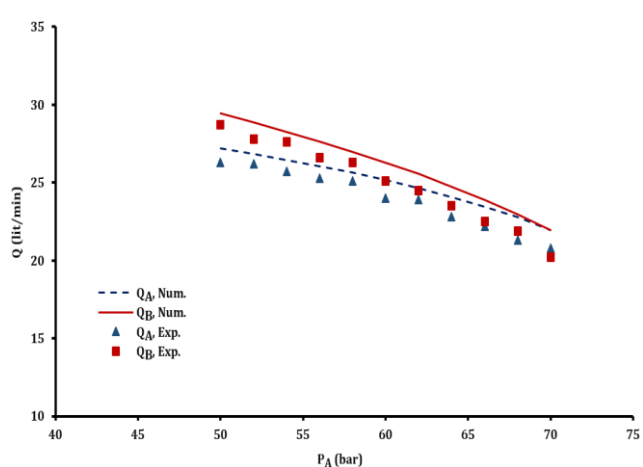
شکل ۴. روند تغییرات بازشدگی روزنه‌های خروجی مقسم هیدرولیکی، شامل سه نوع جزء متحرک متفاوت، تحت تاثیر بارگذاری‌های مختلف موتور هیدرولیکی

مطابق شکل ۴، با افزایش تدریجی بار خارجی وارد بر محور خروجی موتور هیدرولیکی A و کاهش اختلاف فشار بار موتورهای هیدرولیکی، جزء متحرک هر سه مقسم هیدرولیکی، در راستای مثبت محور X، جابجا می‌شود. بر این اساس، متناسب با کاهش اختلاف فشار بار موتورهای هیدرولیکی، در سامانه‌ی انتقال توان نشان داده شده در شکل ۲، بازشدگی روزنه‌های خروجی A و B، حاصل از جابجایی اجزای متحرک هر سه مقسم هیدرولیکی، به ترتیب، افزایش و کاهش، می‌یابند. به همین ترتیب، سطح مقطع روزنه‌های حاصل از جابجایی اجزای متحرک هر سه نوع مقسم هیدرولیکی، در بالادست دو موتور هیدرولیکی، متناسب با بازشدگی هر یک از روزنه‌ها، به‌طور یکنواخت، غیرخطی و مشابه، تغییر می‌کنند (نرخ افزایش سطح مقطع روزنه‌ی A، با نرخ کاهش سطح مقطع روزنه‌ی B، برابر است). در نهایت، در شرایط بارگذاری مشابه موتورهای هیدرولیکی، سطح مقطع روزنه‌های خروجی در ساختار درونی هر یک از سه نوع مقسم هیدرولیکی، برابر می‌شود. در واقع، در شرایط بارگذاری مشابه موتورهای هیدرولیکی، اجزای متحرک هر سه نوع مقسم هیدرولیکی، در معرض نیروی ناشی از جریان یکسان، در میانه‌ی کورس جابجایی، قرار می‌گیرند. این در حالی است که، افزایش فشار بار در مجرای ورودی موتور هیدرولیکی A، با افزایش فشار روغن در محفظه‌ی فرمان متناظر با آن، در ساختار درونی هر سه نوع مقسم هیدرولیکی، همراه می‌گردد. بدین ترتیب، امکان جابجایی بیشتر اجزای متحرک مقسم‌های هیدرولیکی، تحت تاثیر فشار فرمان بیشتر، در بالادست روزنه‌ی A، فراهم می‌شود. در این شرایط، بازشدگی روزنه‌های A و B، در ساختار درونی مقسم‌های هیدرولیکی، شامل اجزای متحرک مختلف، متناسب با کاهش اختلاف بار خارجی وارد بر محورهای خروجی دو موتور هیدرولیکی، به ترتیب، افزایش و کاهش می‌یابند. از این رو، مطابق شکل ۴، روند تغییر بازشدگی روزنه‌ها و در نتیجه، روند تغییر سطح مقطع روزنه‌های حاصل از جابجایی اجزای متحرک مقسم‌های هیدرولیکی، به دلیل تقارن در هندسه اجزای ثابت و متحرک، و همچنین، رژیم مشابه جریان روغن عبوری، مشابه خواهد بود. در پژوهش لی و پانگ (Li & Pang, 2019)، روند تغییرات جابجایی جزء متحرک اسپولی شکل ساده، در ساختار درونی یک مقسم هیدرولیکی، حاصل از حل مدل ریاضی حاکم بر یک سامانه‌ی انتقال توان، شامل دو سیلندر هیدرولیکی دو طرفه، شباهت زیادی به نتایج حاصل از این پژوهش، در شکل ۴، دارد. بررسی‌های بیشتر نشان می‌دهد که، متوسط اختلاف نتایج حاصل از اندازه‌گیری تجربی جابجایی اجزای متحرک ساده، لبه‌دار و لبه‌تیز، در ساختار درونی مقسم هیدرولیکی، تحت تأثیر فشار ورودی ۸۰ bar، با نتایج حاصل از تحلیل عددی جریان روغن، به‌ترتیب، برابر با ۵/۳۲، ۴/۴۷ و ۴/۱۱ درصد، برآورد می‌گردد. در واقع، ایجاد برآمدگی (لبه)، بر روی سطوح فرمان جزء متحرک مقسم هیدرولیکی، موجب کاهش سطح موثر ناحیه‌ی اعمال فشار غیریکنواخت روغن، در مجاورت روزنه‌های خروجی، و همچنین، کاهش حجم روغن نشتی از محفظه‌های فرمان جانبی، می‌شود. بر این اساس، اختلاف میان نتایج تجربی و نتایج حاصل از تحلیل عددی جریان روغن عبوری از محفظه‌های فرمان مقسم هیدرولیکی، شامل جزء متحرک لبه‌ی تیز، کمینه پیش‌بینی می‌گردد. از سوی دیگر، مطابق شکل ۴، اختلاف میان نتایج تجربی با نتایج حاصل از تحلیل عددی جریان روغن در مقسم‌های هیدرولیکی، شامل اجزای متحرک لبه‌دار و لبه‌تیز، اندک تعیین می‌شود. این در حالی است که، با کاهش اختلاف فشار بار موتورهای هیدرولیکی (افزایش فشار بار موتور A)، تفاوت میان نتایج تجربی با نتایج حاصل از تحلیل عددی جریان روغن عبوری از محفظه‌های فرمان هر سه نوع مقسم هیدرولیکی، به‌دلیل افزایش حجم روغن نشتی، از لقی موجود میان اجزای متحرک و ثابت، افزایش می‌یابد. لازم به ذکر است که، لدون و همکاران (Ledvon et al., 2023) نیز، متوسط اختلاف میان نتایج تجربی، با نتایج حاصل از تحلیل عددی، موقعیت جزء متحرک اسپولی شکل، در ساختار یک نمونه سوپاپ کنترل جهت هیدرولیکی ۴ دهانه‌ی ۳ وضعیتی تناسبی را، در حدود ۵/۷ درصد، گزارش کردند. از سوی دیگر، گومز و همکاران (Gomez et al., 2023)، اختلاف میان نتایج حاصل از اندازه‌گیری جابجایی جزء متحرک پاپتی شکل، در ساختار درونی یک سوپاپ کنترل جهت هیدرولیکی را با نتایج حاصل از تحلیل عددی، به‌طور متوسط، در حدود ۵/۱ درصد، برآورد نمودند.

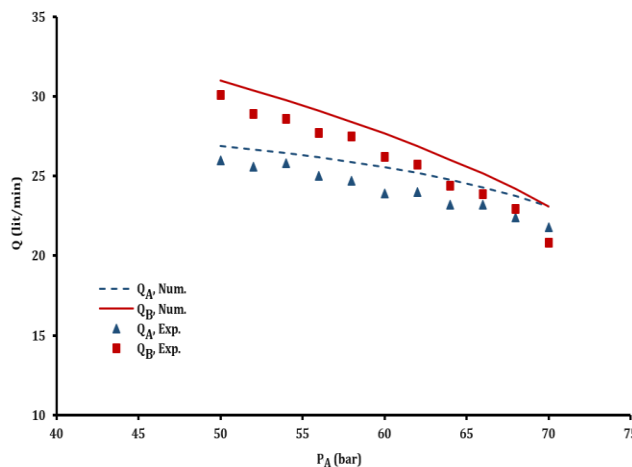
روند تغییرات دبی روغن ارسالی به موتورهای هیدرولیکی، از طریق مقسم‌هایی شامل سه نوع جزء متحرک متفاوت، بر حسب فشار بار، در شکل ۵، نشان داده شده است (نتایج تجربی و نتایج حاصل از تحلیل عددی).

مطابق شکل ۵، در شرایطی که اختلاف فشار بار در دو موتور هیدرولیکی در سامانه‌ی انتقال توان نشان داده شده در شکل ۲، برابر با ۲۰ bar باشد، دبی روغن ارسالی به موتور تحت تاثیر بار خارجی بیشتر (موتور B)، از طریق مقسم شامل جزء متحرک ساده، ۱۵/۲۴ درصد بیشتر، از موتور تحت تاثیر بار سبک‌تر (موتور A)، خواهد بود. در شرایط کاری مشابه، موتور هیدرولیکی تحت بار خارجی سنگین‌تر، ۸/۲ درصد، روغن بیشتری توسط مقسم شامل جزء متحرک لبه‌دار، دریافت می‌کند. همچنین، در این شرایط کاری، مقسم هیدرولیکی شامل جزء متحرک لبه‌تیز، موجب ارسال ۷/۱ درصد، روغن بیشتر، به موتور هیدرولیکی تحت تاثیر بار خارجی سنگین‌تر، می‌گردد. بر این اساس در شرایطی که موتورهای هیدرولیکی در ساختار یک سامانه‌ی انتقال توان، تحت تاثیر فشار بار متفاوت عمل می‌کنند، ایجاد لبه، بر روی

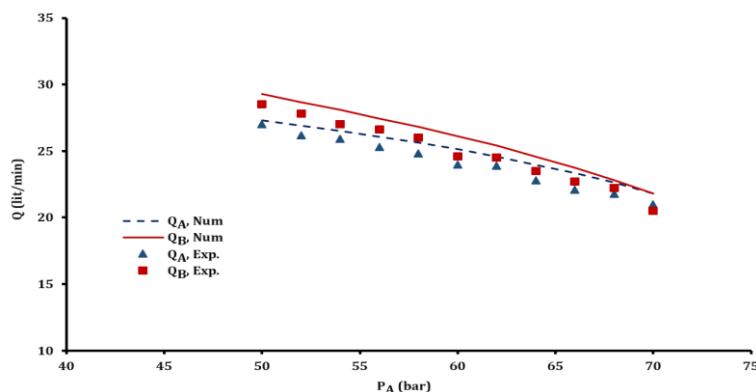
سطوح فرمان جزء متحرک مقسم هیدرولیکی، موجب کاهش اختلاف دبی روغن دریافتی توسط آنها می‌شود. در واقع، همان گونه که پیش‌تر نیز اشاره شد، ایجاد لبه بر روی سطوح فرمان مقسم هیدرولیکی، موجب کاهش برآیند نیروی ناشی از جریان وارد بر جزء متحرک مقسم می‌گردد. بدین ترتیب، در شرایط اعمال بارهای مختلف بر محور خروجی موتورهای هیدرولیکی (فشار بار متفاوت)، جزء متحرک لبه‌دار مقسم هیدرولیکی، تحت تاثیر جریان روغن عبوری از محفظه‌های فرمان (فشار و سرعت جریان روغن)، به میزان کمتری جابجایی می‌شود. از این رو، اختلاف میان دبی روغن دریافتی توسط موتورهای هیدرولیکی تحت بارهای خارجی متفاوت، در سامانه‌ی انتقال توان نشان داده شده در شکل ۲، از طریق مقسم‌های شامل جزء متحرک لبه‌دار به مراتب کمتر از مقسم‌های شامل جزء متحرک ساده می‌باشند. این در حالی است که، مطابق شکل ۵، اختلاف میان دبی روغن دریافتی توسط موتورهای هیدرولیکی A و B، توسط مقسم شامل جزء متحرک لبه‌تیز، اندکی کمتر از، مقسم شامل جزء متحرک لبه‌دار، برآورد می‌گردد. از سوی دیگر با کاهش اختلاف بار خارجی وارد بر محور خروجی موتورهای هیدرولیکی A و B، دبی روغن دریافتی توسط آنها، از طریق مقسم‌های هیدرولیکی، شامل اجزای متحرک متفاوت، به طور پیوسته و غیر خطی با کاهش همراه می‌شوند. در نهایت، در شرایطی که اختلاف بار خارجی وارد بر محورهای خروجی موتورهای هیدرولیکی، کمینه باشد، دبی روغن ارسالی به مجاری ورودی هر یک از آنها، توسط مقسم‌های هیدرولیکی، شامل اجزای متحرک مختلف، برابر خواهد بود. در شرایطی که فشار روغن در مجرای ورودی دو موتور هیدرولیکی برابر باشد ($P_A = P_B = 70 \text{ bar}$)، نیروی ناشی از جریان روغن وارد بر هر سه نوع جزء متحرک مقسم هیدرولیکی، یکسان پیش‌بینی می‌گردد. در این شرایط کاری، هر سه نوع جزء متحرک مقسم هیدرولیکی، در میانه‌ی کورس جابجایی، قرار می‌گیرند. از این رو، با توجه به سطح مقطع برابر روزه‌های حاصل از جابجایی سه نوع جزء متحرک مقسم هیدرولیکی و همچنین، اختلاف فشار برابر، در بالادست و پایین‌دست آنها، دبی روغن ارسالی به موتورهای هیدرولیکی برابر خواهد بود. گو و همکاران (Gu et al., 2023) نیز، به نتایج مشابهی در یک سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی شامل دو سیلندر هیدرولیکی دو طرفه و مقسم هیدرولیکی، دارای جزء متحرک ساده، دست یافتند.



ب. روند تغییرات دبی روغن خروجی از مجاری مقسم هیدرولیکی شامل جزء متحرک لبه‌دار



الف. روند تغییرات دبی روغن خروجی از مجاری مقسم هیدرولیکی شامل جزء متحرک ساده

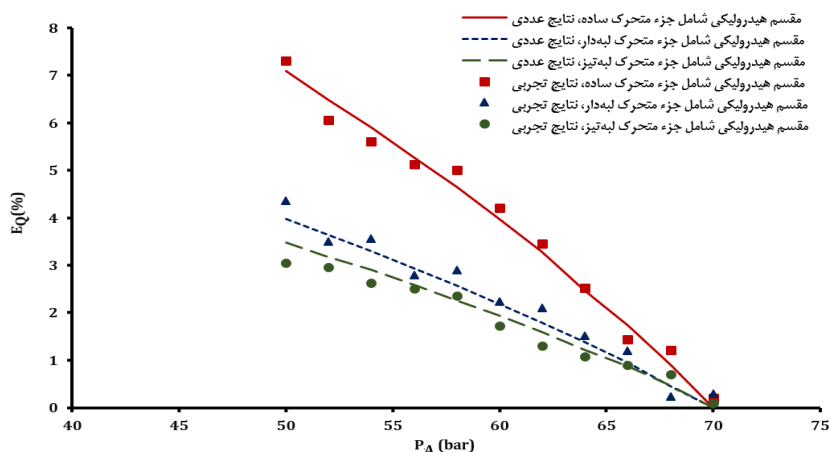


ج. روند تغییرات دبی روغن خروجی از مجاری مقسم هیدرولیکی شامل جزء متحرک لبه‌تیز

شکل ۵. روند تغییرات دبی روغن خروجی از مجاری مقسم هیدرولیکی شامل سه نوع جزء متحرک متفاوت تحت تاثیر بارگذاری‌های مختلف موتور هیدرولیکی

مطابق شکل ۵، متوسط اختلاف نتایج حاصل از اندازه‌گیری تجربی دبی روغن دریافتی توسط موتور هیدرولیکی تحت تاثیر فشار بار ثابت (موتور B)، از طریق مقسم‌های هیدرولیکی، شامل اجزای متحرک ساده، لبه‌دار و لبه‌تیز، تحت تاثیر فشار ورودی ۸۰ bar، با نتایج حاصل از تحلیل عددی جریان روغن به ترتیب در حدود ۵/۰۶، ۴/۶۶ و ۴/۳۶ درصد می‌باشد. این در حالی است که نتایج حاصل از اندازه‌گیری تجربی دبی روغن دریافتی موتور هیدرولیکی، تحت تاثیر فشار بار متغیر (موتور A) توسط مقسم‌های هیدرولیکی شامل اجزای متحرک ساده، لبه‌دار و لبه‌تیز، به ترتیب ۴/۸۵، ۴/۴ و ۴/۱۳ درصد با نتایج حاصل از تحلیل عددی جریان روغن اختلاف دارند. بر این اساس، اختلاف میان نتایج حاصل از اندازه‌گیری تجربی دبی روغن، با نتایج حاصل از تحلیل عددی، در موتور هیدرولیکی تحت تاثیر فشار بار ثابت، اندکی بیشتر از موتور، در معرض فشار بار متغیر است. در واقع محفظه‌ی فرمان مقسم مرتبط با موتور هیدرولیکی در معرض فشار بار ثابت همواره تحت تاثیر فشار روغن بالاتری نسبت به محفظه‌ی فرمان در ارتباط با موتور در معرض فشار بار متغیر، قرار دارد. از این رو، حجم روغن نشی از محفظه‌ی فرمان مقسم هیدرولیکی، مرتبط با مجرای ورودی موتور، در معرض فشار بار ثابت بیشتر از دیگر محفظه‌ی فرمان آن، خواهد بود. از این رو اختلاف میان نتایج تجربی با نتایج عددی مربوط به دبی روغن دریافتی موتور هیدرولیکی تحت فشار بار ثابت بیشتر است. لدون و همکاران (Ledvoň et al., 2023) نیز متوسط اختلاف میان نتایج تجربی با نتایج حاصل از تحلیل عددی، مربوط به دبی روغن ارسالی به سیلندر هیدرولیکی دو طرفه را از طریق سوپاپ کنترل جهت هیدرولیکی ۴ دهانه‌ی ۳ وضعیتی تناسبی، شامل جزء متحرک اسپولی شکل، در حدود ۵/۱ درصد، گزارش کردند.

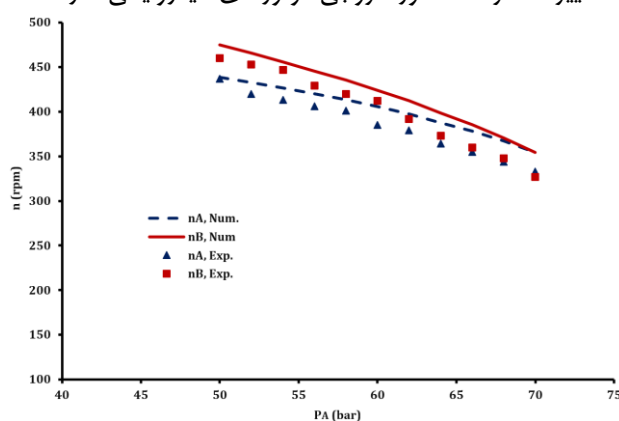
در شکل ۶ روند تغییرات اختلاف دبی روغن دریافتی توسط دو موتور هیدرولیکی، تحت تاثیر بارهای خارجی مختلف در سامانه‌ی انتقال انتقال توان هیدرولیکی، شامل سه نوع مقسم هیدرولیکی متفاوت، نشان داده شده است (نتایج تجربی و عددی). مطابق شکل ۶ در شرایطی که اختلاف فشار روغن ناشی از اعمال بار خارجی وارد بر محور خروجی موتورهای هیدرولیکی (اختلاف فشار بار) در حدود ۲۰ bar باشد ($P_A = 50\text{bar}$ و $P_B = 70\text{bar}$)، ایجاد لبه بر سطوح فرمان مقسم، موجب کاهش ۴۳/۹ درصدی، اختلاف جریان روغن دریافتی توسط موتورها، می‌گردد. این در حالی است که، در شرایط کاری مشابه، مقسم هیدرولیکی شامل جزء متحرک لبه‌تیز، اختلاف جریان روغن دریافتی توسط دو موتور هیدرولیکی را در ساختار سامانه‌ی انتقال توان نشان داده شده در شکل ۲، به اندازه‌ی ۵۱/۷ درصد، نسبت به مقسم هیدرولیکی شامل جزء متحرک ساده، کاهش می‌دهد. از سوی دیگر، با کاهش اختلاف فشار بار در سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی، اختلاف دبی روغن دریافتی توسط موتورهای هیدرولیکی A و B نیز، با کاهش همراه می‌گردند. بدین ترتیب، دقت در عملکرد مقسم هیدرولیکی، با ایجاد لبه بر روی سطوح فرمان جزء متحرک به کار رفته در ساختار آن، بهبود می‌یابد.



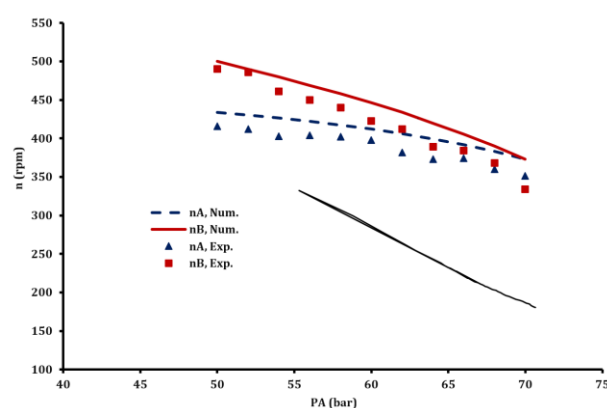
شکل ۶. روند تغییرات اختلاف دبی روغن دریافتی توسط دو موتور هیدرولیکی، تحت تاثیر بارهای خارجی مختلف، در سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی، شامل سه نوع مقسم هیدرولیکی متفاوت (نتایج تجربی و عددی)

روند تغییرات سرعت دورانی محور خروجی موتورهای هیدرولیکی، در سامانه‌ی انتقال توان، شامل سه نوع مقسم هیدرولیکی (شکل ۲)، بر حسب فشار بار، در شکل ۷، نشان داده شده است (نتایج تجربی و نتایج حاصل از تحلیل عددی). لازم به ذکر است که، سرعت دورانی محور خروجی هر یک از موتورهای هیدرولیکی، در ساختار سامانه‌ی انتقال توان، از حاصل ضرب، دبی روغن دریافتی، در حجم جابجایی آن، به دست می‌آید. از آنجایی که در ساختار سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی نشان داده شده در شکل ۲، از دو موتور هیدرولیکی

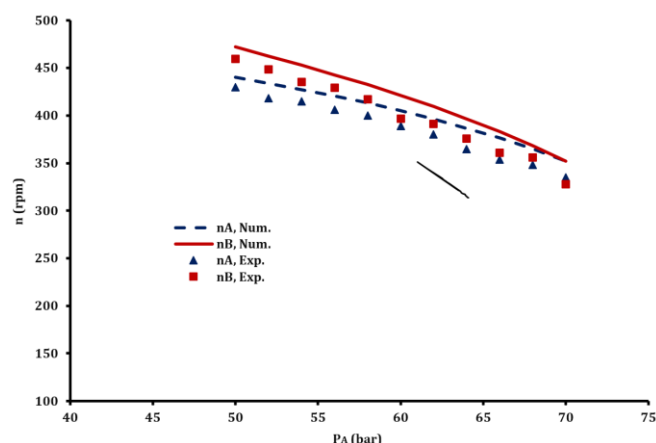
مشابه با حجم جابجایی، 50 cc/rev ، استفاده شده است، روند تغییرات سرعت دورانی محورهای خروجی موتورهای، شباهت زیادی به روند تغییرات دبی روغن دریافتی توسط آنها دارد. بر همین اساس نیز، در شکل ۸، نیز روند تغییرات اختلاف سرعت محورهای خروجی موتورهای هیدرولیکی A (n_A) و B (n_B)، تحت تاثیر فشار بار (P_A)، در سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی شامل سه نوع مقسم هیدرولیکی متفاوت، نشان داده شده است. مطابق شکل ۸، در شرایطی که اختلاف فشار بار دو موتور هیدرولیکی، در ساختار سامانه‌ی انتقال توان نشان داده شده در شکل ۲، برابر با 20 bar باشد، اختلاف میان سرعت دورانی محورهای خروجی آنها، در صورت به کارگیری مقسم‌های شامل اجزای متحرک ساده، لبه‌دار و لبه‌تیز، به ترتیب، برابر با $7/3$ ، $3/8$ و $3/37$ درصد، برآورد می‌گردد. در این شرایط کاری ایجاد لبه بر روی سطوح فرمان مقسم هیدرولیکی موجب کاهش $47/9$ درصدی، اختلاف سرعت دورانی میان محورهای خروجی دو موتور هیدرولیکی، می‌شود. از سوی دیگر، به کارگیری جزء متحرک لبه‌تیز، در ساختار درونی مقسم هیدرولیکی، اختلاف $53/8$ درصدی میان سرعت دورانی محورهای خروجی موتورهای هیدرولیکی، را به همراه دارد. در ضمن، با کاهش اختلاف فشار بار موتورهای هیدرولیکی به کار رفته در ساختار سامانه‌ی انتقال توان نشان داده شده در شکل ۲، شامل مقسم هیدرولیکی، با سه نوع جزء متحرک متفاوت، اختلاف میان سرعت دو محور هیدرولیکی، به دلیل کاهش اختلاف میان دبی روغن دریافتی توسط آنها، با کاهش، همراه می‌شود. مطابق شکل ۸، شکل هندسی برآمدگی یا لبه، بر روی سطح فرمان جزء متحرک مقسم هیدرولیکی، تاثیر اندکی، بر روند تغییرات سرعت محور خروجی موتورهای هیدرولیکی، دارد.



ب. روند تغییرات سرعت محور خروجی موتورهای هیدرولیکی در سامانه‌ی انتقال توان شامل مقسم با جزء متحرک لبه‌دار



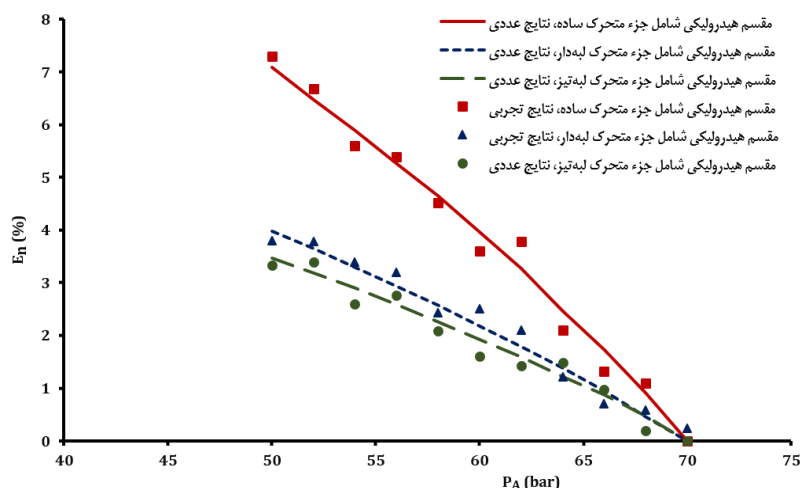
الف. روند تغییرات سرعت محور خروجی موتورهای هیدرولیکی در سامانه‌ی انتقال توان شامل مقسم با جزء متحرک ساده



ج. روند تغییرات سرعت محور خروجی موتورهای هیدرولیکی در سامانه‌ی انتقال توان شامل مقسم با جزء متحرک لبه‌تیز
شکل ۷. روند تغییرات سرعت محور خروجی موتورهای هیدرولیکی در سامانه‌ی انتقال توان شامل سه نوع مقسم هیدرولیکی متفاوت

مطابق شکل‌های ۷ و ۸ نتایج حاصل از اندازه‌گیری تجربی سرعت محور خروجی موتور هیدرولیکی، تحت تاثیر بار خارجی ثابت در سامانه‌ی انتقال توان شامل مقسم‌های هیدرولیکی، با اجزای متحرک ساده، لبه‌دار و لبه‌تیز، به ترتیب، برابر با $5/31$ ، $4/85$ و $4/52$ درصد، با نتایج حاصل از تحلیل عددی جریان روغن، اختلاف دارند. از سوی دیگر، اختلاف میان نتایج حاصل از اندازه‌گیری تجربی سرعت محور خروجی موتور هیدرولیکی، تحت تاثیر بار خارجی متغیر، با نتایج حاصل از تحلیل عددی جریان روغن عبوری از محفظه‌های فرمان

مقسم‌های هیدرولیکی، شامل اجزای متحرک ساده، لبه‌دار و لبه‌تیز، به طور متوسط و به ترتیب، در حدود، ۵/۰۶، ۴/۵۶ و ۴/۳۴ درصد، تعیین می‌گردد. از این رو، اختلاف میان نتایج تجربی با نتایج حاصل از تحلیل عددی سرعت دورانی محورهای خروجی موتورهای هیدرولیکی، اندکی بیشتر از اختلاف میان نتایج تجربی با نتایج حاصل از تحلیل عددی، دبی روغن ارسالی به مجاری ورودی موتورهای هیدرولیکی برآورد می‌شود. در واقع، نشت محدود جریان روغن در این نمونه از موتورهای دنده‌ای، دلیل افزایش اختلاف میان نتایج تجربی و عددی سرعت دورانی محورهای خروجی موتورهای هیدرولیکی نسبت به دبی روغن ارسالی به مجاری ورودی آنها می‌باشد.



شکل ۸. روند تغییرات اختلاف سرعت محور خروجی موتورهای هیدرولیکی تحت تاثیر فشار بار ثابت و متغیر در سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی شامل سه نوع مقسم هیدرولیکی با ساختار جزء متحرک متفاوت

با وجود عملکرد مطلوب مقسم‌های هیدرولیکی، شامل جزء متحرک لبه‌تیز، در سامانه‌های انتقال توان، استهلاک بالای آنها، در صورت استفاده از روغن با سطح تمیزی پایین، می‌باشد. لازم به ذکر است که، برخورد سریع ذرات خارجی موجود در روغن، به برآمدگی تیز سطوح فرمان، استهلاک مقسم هیدرولیکی و کاهش عملکرد آن، در سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی ماشین‌های متحرک، به ویژه در ماشین‌های کشاورزی و راه‌سازی، را به همراه دارد. برای کاهش استهلاک، مقسم‌های هیدرولیکی شامل جزء متحرک لبه‌تیز، پاک‌سازی روغن، در محدوده‌ی شاخص کیفی ۵ تا ۷، بر اساس استاندارد NAS1638، ضرورت دارد. برای این منظور، به کارگیری فیلترهای فشار، در مجرای خروجی پمپ هیدرولیکی، و در بالادست مقسم، برای دستیابی به سطح تمیزی مورد نیاز روغن، در ساختار سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی، پیشنهاد می‌گردد.

نتیجه‌گیری

در این پژوهش تاثیر شکل هندسی جزء متحرک مقسم هیدرولیکی، بر بزرگی برآیند نیروی ناشی از جریان روغن و در نتیجه‌ی آن دقت تقسیم جریان روغن بین عملگرهای هیدرولیکی مختلف، تحت تاثیر بارهای خارجی متفاوت، به روش عددی بررسی گردید. همچنین به‌منظور مقایسه‌ی نتایج حاصل از تحلیل عددی کمیت‌های مرتبط با جریان روغن عبوری از محفظه‌های فرمان مقسم هیدرولیکی شامل سه جزء متحرک متفاوت، با نتایج تجربی، طراحی و ساخت یک سامانه‌ی انتقال توان هیدرولیکی، شامل دو موتور هیدرولیکی جابجایی ثابت، انجام گرفت. ارزیابی نتایج نشان داد که، متوسط اختلاف نتایج حاصل از اندازه‌گیری تجربی دبی روغن دریافتی توسط موتور هیدرولیکی، تحت تاثیر فشار بار ثابت، از طریق مقسم‌های هیدرولیکی، شامل اجزای متحرک ساده، لبه‌دار و لبه‌تیز، با نتایج حاصل از تحلیل عددی جریان روغن به‌ترتیب در حدود ۵/۰۶، ۴/۶۶ و ۴/۳۶ درصد می‌باشد. از سوی دیگر، نتایج حاصل از اندازه‌گیری تجربی دبی روغن دریافتی موتور هیدرولیکی، تحت تاثیر فشار بار متغیر، توسط مقسم‌های هیدرولیکی، شامل اجزای متحرک ساده، لبه‌دار و لبه‌تیز، به ترتیب، ۴/۸۵، ۴/۴ و ۴/۱۳ درصد، با نتایج حاصل از تحلیل عددی جریان روغن، اختلاف دارند. بررسی‌های بیشتر نشان داد، در شرایطی که، اختلاف فشار بار موتورهای هیدرولیکی برابر با ۲۰ bar باشد، استفاده از اجزای متحرک لبه‌دار و لبه‌تیز، به جای جزء متحرک ساده، در ساختار درونی مقسم هیدرولیکی، کاهش، ۴۸/۲ و ۵۳/۱ درصدی برآیند نیروی ناشی از جریان، را به همراه دارد. به همین ترتیب، در شرایط کاری مشابه، ایجاد لبه‌ی ساده بر روی سطوح فرمان مقسم، موجب کاهش ۴۳/۹ درصدی، اختلاف میان جریان روغن دریافتی موتورهای

هیدرولیکی، می‌گردد. این در حالی است که، در صورت به کارگیری جزء متحرک لبه‌تیز به جای جزء متحرک ساده، در ساختار درونی مقسم هیدرولیکی، اختلاف میان جریان روغن دریافتی توسط موتورهای هیدرولیکی، در حدود، ۵۱/۷ درصد، کاهش می‌یابد. بر این اساس، با کاهش سطح موثر ناحیه‌ی اعمال فشار غیر یکنواخت روغن در محفظه‌های فرمان مقسم هیدرولیکی (ایجاد لبه بر روی سطوح فرمان جزء متحرک مقسم)، عملکرد مقسم هیدرولیکی در تقسیم دبی روغن میان عملگرهای هیدرولیکی، تحت تاثیر بار خارجی متفاوت، به‌طور معنی‌داری بهبود می‌یابد.

REFERENCES

- Alamgir, A. C., Rodriguez, P. E. (2016). A modular system for energy efficiency study of hydraulic applications. ASEE Annual Conference and Exposition Proceedings. New Orleans, Louisiana, June 26-29. <https://doi.org/10.18260/p.26362>
- Dun, T. A. N., Jianfeng, T., Xuyong, W. (2020). Synchronous control strategy of dual hydraulic motors based on an improved particle swarm optimization algorithm. *Journal of Mechanical Engineering*, 56(16): 254-261. <https://doi.org/10.3901/JME.2020.16.254>
- Gao, B., Xu, B., Zhang, W., Zheng, L. (2024). Characterization of Position Synchronous Control System for Double Hydraulic Cylinder. *Recent Advances in Electrical and Electronic Engineering*, 17(7), 712-728. <https://doi.org/https://doi.org/10.2174/23520965230821102529>
- Gomez, I., Gonzalez-Mancera, A., Newell, B., Garcia-Bravo, J. (2019). Analysis of the design of a poppet valve by transitory simulation. *Energies*, 12(5), 889. <https://doi.org/10.3390/en12050889>
- Gu, H., Sun, C., Zhu, W. (2022). Analysis and Improvement of Open Cycle Synchronous Control Hydraulic System for Two Cylinders in a Wind Tunnel. *Machine Tool and Hydraulic*, 50(5), 124-128 .
- Havrylenko, O., Kulinich, S. (2019). Analyzing an error in the synchronization of hydraulic motor speed under transient operating conditions. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 4, 30-37. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.175033>
- Ledvoň, M., Hružík, L., Bureček, A., Polášek, T., Dýrr, F., Kolář, D. (2023). Experimental and numerical analysis of the flow force acting on the spool of a proportional directional valve. *Processes*. 11(12), 3415. <https://doi.org/10.3390/pr11123415>
- Li, H., Pang, B. (2019). Research on the synchronization control system of the double hydraulic cylinder four-column Hydraulic Press. *Machine Tool and Hydraulics*, 47(2), 82-85. <https://doi.org/10.3969/j.issn.1001-3881.2019.02.019>
- Li, J., Wang, Y., Kong, L. (2022). Synchronization characteristics of two vibrators in a novel hydraulic coupling system. *Alexandria Engineering Journal*, 61(12), 11663-11676. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2022.05.040>
- Li, R., Yuan, W., Ding, X., Xu, J., Sun, Q., Zhang, Y. (2023). Review of research and development of hydraulic synchronous control system. *Processes*, 11(4), 981. <https://doi.org/10.3390/pr11040981>
- Lu, X., Huang, M. (2018). Modeling, analysis, and control of hydraulic actuator for forging. *Eastern European Journal of Enterprise Technologies*, 4(7), 30-37. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.175033>
- Perepelytsia, V., Kozlov, L., Buriennikov, I., Burennikova, N., Kozlov, S., Rusu, O., Rusu, I. (2023). Optimization of hydraulic drives for synchronizing working movements of the automated brick production installation. *International Journal of Modern Manufacturing Technologies*, 15(3), 199-207. <https://doi.org/10.54684/ijmmt.2023.15.3.199>
- Rafa, A. B., Faraj, Y. A., Saad, A., Hanoon, S. (2014). Theoretical and Experimental Study of Hydraulic Actuators Synchronization by Using Flow Divider Valve. *Journal of Engineering and Development*, 18(5), 282-293. <https://doi.org/10.13140/RG.2.2.11932.95367>
- Rybak, A., Ivanovskaya, A., Batura, P., Pelipenko, A. (2022). Synchronization in multi-motor hydromechanical systems. *Advanced Engineering Research*, 21(4), 337-345. <https://doi.org/10.23947/2687-1653-2021-21-4-337-345>
- Wang, X., Wang, Z., Wang, S., Cai, W., Wu, Q., Ma, W. (2024). Design and Control Performance Optimization of Variable Structure Hydrostatic Drive Systems for Wheel Loaders. *Machines*, 12(4), 238. <https://doi.org/10.3390/machines12040238>
- Wen, Y., Teng, S., Li, Q., Tan, J., Song, Y., Sun, S. (2025). Investigating the Symmetric Control of a Hydraulic System Based on Status Feedback. *Symmetry*, 17(2), 246. <https://doi.org/10.3390/sym17020246>
- Wu, L., Wang, L., Zhang, C., Shi, H. (2018). Dynamic characteristics analysis and dual motor synchronous control of hydraulic lifting system for large cranes. *The Journal of Engineering*, 2019(3), 203-207.



<https://doi.org/10.1049/joe.2018.9001>

Zhu, C., Zhang, H., Wang, W., Li, K., Zhou, Z., He, H. (2022). Compound control on constant synchronous output of double pump-double valve-controlled motor system. *Processes*, 10(3), 528. <https://doi.org/10.3390/pr10030528>