



Research Paper

Hydrodynamic Performance Assessment and Cavitation Control in Hydraulic Flow Control Valves: A Numerical and Experimental Study

Reza Khosrozadeh¹, Pezhman Nikandish^{2*}

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

² Department of Mechanical Engineering, Faculty of Mechanical Engineering, Jundi-Shapur University of Technology, Dezful, Iran.

Article History

Submitted: 2025/12/29

Revised: 2026/02/23

Accepted: 2026/03/10

Published
online: 2026/06/30

Keywords:

Flow Control Valve
Cavitation
Two-Phase Flow
Turbulence Model

Abstract

Flow control valves are critical components in hydraulic power transmission systems, ensuring precise regulation of oil flow under varying operating conditions. However, cavitation severely constrains their performance by inducing dynamic instabilities, efficiency deterioration, and accelerated wear. This study presents a comprehensive numerical–experimental investigation of transient cavitation behavior in a needle-type flow control valve, with emphasis on the coupled influence of hydraulic and geometric parameters. A two-phase CFD model was developed using the Schnerr–Sauer cavitation model in conjunction with the $k-\omega$ SST turbulence closure. The numerical predictions were validated against experimental data obtained from a laboratory hydraulic test rig. The comparison showed that the mean deviation between predicted and measured flow rates was below 6%, confirming the model's reliability and predictive accuracy. A systematic parametric analysis was performed to evaluate the effects of inlet pressure (20, 40, and 60 bar), seat curvature radius (0–6 mm), and needle lift (0.1–0.6 mm) on flow structure and cavitation characteristics. Although increasing inlet pressure and needle lift mitigated cavitation intensity and improved pressure recovery, seat geometry exerted the dominant influence. Specifically, implementing a 6 mm curvature radius reduced the cavitation index by 91% and increased the flow rate by 23%. Overall, geometric optimization of the valve seat proved more effective than operational adjustments for cavitation suppression and performance enhancement.

*Corresponding author
email:
nikandish@jsu.ac.ir

ORCID: 
0009-0006-6924-5016



How to cite this paper:

Khosrozadeh, R. and Nikandish, P. (2026). Hydrodynamic Performance Assessment and Cavitation Control in Hydraulic Flow Control Valves: A Numerical and Experimental Study. *Journal of Research in Mechanics of Agricultural Machinery*. 38: 33-58.
<https://dx.doi.org/10.22034/jrmam.2026.14839.752> (In Persian)



Authors retain the copyright and full publishing rights. Published by Shahrekord University. This article is an open access article licensed under the [Creative Commons Attribution 4.0 International \(CC BY 4.0\)](https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/)

<https://dx.doi.org/10.22034/jrmam.2026.14839.752>

EXTENDED ABSTRACT

Introduction

Cavitation is one of the main causes of performance degradation, flow instability, and reduced service life of flow control valves in hydraulic power transmission systems. High-velocity flow through throttling orifices generates local low-pressure regions, leading to the formation and collapse of vapor bubbles. This phenomenon results in pressure fluctuations, vibration, noise, seat erosion, and reduced system efficiency. These effects are particularly significant in needle-type flow control valves due to their specific seat geometry and complex internal flow patterns, especially under transient conditions and rapid variations in valve opening. Recently, numerous numerical and experimental studies have investigated cavitation in hydraulic valves. By employing multiphase flow models, advanced CFD simulations, high-speed visualization, and fluid–structure interaction analyses, the influence of operating pressure, fluid properties, transient behavior, internal geometry, and movable element dynamics on cavitation inception and development has been examined. These studies consistently demonstrate that internal valve geometry plays a decisive role in cavitation intensity. However, most existing research has focused on pressure and directional control valves, while comprehensive analyses of cavitation in needle-type flow control valves, particularly considering the combined effects of seat geometry and operating conditions, remain limited. In this study, the effects of different seat curvature radii and pressure levels at various valve openings on flow characteristics and cavitation intensity in needle-type flow control valves are

systematically investigated. Numerical predictions are validated using experimental data. The results provide practical guidelines for optimizing design, reducing cavitation, and improving flow stability in hydraulic valves used in agricultural and industrial machinery.

Material and Methods

In this study, the flow behavior and cavitation characteristics of a needle-type hydraulic flow control valve were investigated using combined numerical and experimental approaches. The numerical simulations were performed based on a two-phase mixture model coupled with the Schnerr–Sauer cavitation model, accounting for slight oil compressibility. Turbulent flow was modeled using the $k-\omega$ SST turbulence model. Transient simulations were conducted at different inlet pressures, valve openings, and seat curvature radii to evaluate their effects on cavitation development. Cavitation intensity was quantified using the cavitation number and vapor volume fraction. Numerical results were validated through experiments conducted on a dedicated hydraulic test rig under controlled operating conditions.

Results and Discussion

The results obtained from numerical and experimental analyses of the flow through needle-type control valves demonstrated that the employed numerical model accurately predicts both the hydrodynamic behavior and cavitation phenomena. Comparison of simulation results with experimental data for both simple and rounded-seat geometries (with a 4 mm radius) revealed that the predicted flow rate differences were generally below 6%, decreasing further at higher pressures. This convergence is attributed to cavitation suppression at elevated pressures and to the flow approaching a single-phase regime. Investigation of the inlet pressure effect indicated that increasing oil pressure

consistently enhances flow rate; however, the rate of increase is strongly dependent on the needle displacement. At small displacements, the severe constriction and high local pressure drop make the flow highly sensitive to pressure fluctuations, leading to intense and persistent cavitation. With moderate displacements, the constraining effect diminishes, and phenomena such as flow separation, turbulence, and partial cavitation become more prominent. At larger displacements, the flow transitions to a more stable regime, reducing the flow rate's sensitivity to pressure variations. Analysis of minimum pressure, vapor volume fraction, cavitation number, and cavitation index revealed that higher inlet pressures—particularly at moderate and large displacements—lead to increased minimum pressures, reduced vapor volume, and improved flow stability. Conversely, at small displacements, the severe local pressure drops limit the effectiveness of even high absolute pressures in suppressing cavitation. This behavior confirms the nonlinear and multifactorial nature of cavitation in needle-type control valves. The effect of seat geometry was found to be crucial in enhancing valve performance. Increasing the seat radius improves the flow profile, reduces boundary-layer separation, and decreases local pressure losses, resulting in higher flow rates, higher minimum pressures, and substantially lower cavitation intensity. Seats with radii between 4 and 6 mm not only increase flow capacity but also significantly improve cavitation indices and numbers. Overall, these findings highlight the importance of optimizing seat geometry while accounting for cavitation effects in numerical modeling of control valves, especially at low pressure and small openings.

Conclusions

This study investigated the transient cavitation behavior in needle control flow valves using a combined numerical-experimental approach, analyzing the simultaneous effects of inlet pressure and seat geometry on the valves' hydrodynamic performance. The results demonstrated that the proposed numerical model exhibits high accuracy, showing less than 6% deviation from experimental data. Findings indicate that although increasing inlet pressure and moving part displacement generally reduce cavitation intensity, the influence of seat geometry on cavitation control is significantly more pronounced. Optimizing the seat curvature, particularly with a 6 mm radius, led to a 91% reduction in the cavitation index and a 23% increase in flow rate, accompanied by streamlined flow patterns and reduced local pressure drops. The study confirms that modifying seat geometry alone, without altering operating pressure, can substantially enhance hydraulic performance, stability, and service life of the valve. These results provide a practical and cost-effective design guideline for hydraulic power transmission systems.

Author Contributions

Reza Khosrozadeh: Investigation, Software, Methodology, Visualization, Validation, Analysis, Writing – original draft.

Pezhman Nkandish: Conceptualization, Supervision. Writing – review & editing.

Data Availability Statement

"Not applicable"

Ethical Considerations

This section states ethical approval details (e.g., Ethics Committee, ethical code) and confirms adherence to ethical standards, including avoidance of data fabrication, falsification, plagiarism, and misconduct.

Conflict of Interest

The authors declare that they have no known competing financial interests or personal relationships that could have appeared to influence the work reported in this paper.

Funding Statement

The author(s) received no specific funding for this research.



عملکرد هیدرودینامیکی و پایش کاویتاسیون در شیرهای پایش جریان هیدرولیکی: مطالعه عددی و تجربی

رضا خسروزاده^۱، پژمان نیک‌اندیش^{۲*}

۱. گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی جندی شاپور دزفول، دزفول، ایران.

۲. گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی جندی شاپور دزفول، دزفول، ایران.

چکیده	تاریخچه مقاله
شیرهای پایش جریان از اجزای اساسی سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی محسوب می‌شوند و تنظیم دقیق دبی روغن را بر عهده دارند. با این حال، وقوع کاویتاسیون با ایجاد ناپایداری دینامیکی، کاهش بازده و افت عمر مفید، عملکرد این شیرها را به‌طور جدی محدود می‌سازد. در این پژوهش، رفتار گذرای کاویتاسیون در یک شیر پایش جریان سوزنی به‌صورت عددی و تجربی بررسی شد و اثر هم‌زمان عامل‌های هیدرولیکی و هندسی بر ویژگی‌های جریان مورد تحلیل قرار گرفت. مدل عددی جریان دوحالتی بر پایه مدل کاویتاسیون سنر-زاور و مدل آشفتگی $k-\omega$ SST توسعه یافت. اعتبارسنجی مدل با استفاده از داده‌های تجربی یک مدار آزمایشگاهی انجام شد و مقایسه نتایج نشان داد، میانگین اختلاف دبی پیش‌بینی‌شده و مقادیر اندازه‌گیری‌شده کم‌تر از ۶ درصد بوده است که دقت مناسب مدل را تأیید می‌کند. در ادامه، تأثیر فشار روغن ورودی (۲۰، ۴۰ و ۶۰ بار)، شعاع انحنای نشیمنگاه (۰، ۲، ۴ و ۶ میلی‌متر) و جابجایی سوزن (۰/۱ تا ۰/۶ میلی‌متر)، بر ساختار میدان جریان و شاخص‌های کاویتاسیون ارزیابی شد. نتایج نشان داد، افزایش فشار ورودی و جابجایی سوزن، سبب تضعیف شدت کاویتاسیون و بهبود بازیابی فشار گردید؛ با این حال، اصلاح هندسه نشیمنگاه، بیش‌ترین تأثیر را بر پایش این پدیده داشت. به‌طور مشخص، اعمال شعاع انحنای ۶ میلی‌متری منجر به کاهش ۹۱ درصدی شاخص کاویتاسیون و افزایش ۲۳ درصدی دبی جریان شد. در مجموع، یافته‌ها بیان‌گر آن است که بهینه‌سازی هندسی نشیمنگاه، راهکاری مؤثرتر از تغییر شرایط عملیاتی، برای پایش کاویتاسیون و ارتقای پایداری عملکرد شیرهای هیدرولیکی، محسوب می‌شود.	دریافت: ۱۴۰۴/۱۰/۰۸ بازنگری: ۱۴۰۴/۱۲/۰۴ پذیرش: ۱۴۰۴/۱۲/۱۹ انتشار: ۱۴۰۵/۰۴/۰۹
	واژه‌های کلیدی: شیر پایش جریان کاویتاسیون جریان دو حالتی مدل آشفتگی [*] پست الکترونیکی نویسنده مسئول: nikandish@jsu.ac.ir ORCID:  ۰۰۰۹-۰۰۰۶-۶۹۲۴-۵۰۱۶
	

نحوه استناد به این مقاله:

خسروزاده، ر، نیک‌اندیش، پ. (۱۴۰۵). عملکرد هیدرودینامیکی و پایش کاویتاسیون در شیرهای پایش جریان هیدرولیکی: مطالعه عددی و تجربی. نشریه پژوهش‌های مکانیک ماشین‌های کشاورزی، ۳۸: ۳۳-۵۸. شناسه دیجیتال:

<https://dx.doi.org/10.22034/jrmam.2026.14839.752>

مقدمه

سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی، به دلیل قابلیت انتقال توان بالا، دقت پایشی مطلوب و پاسخ زمانی و بسامدی سریع، به طور گسترده‌ای، در صنایع گوناگون از جمله تجهیزات کشاورزی، ماشین‌های راه‌سازی، سامانه‌های حمل‌ونقل و فرآیندهای تولید صنعتی، به کار گرفته می‌شوند (Nikandish, 2023). در این میان، شیرهای پایش جریان، نقش کلیدی در تنظیم دبی روغن و پایش سرعت حرکت اجزای متحرک عملگرها در سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی ایفا می‌کنند (Lisowski et al., 2024). شیرهای پایش جریان شامل جزء متحرک مخروطی شکل (سوزنی)، به واسطه طراحی ساده، آب‌بندی مؤثر و توانایی تحمل فشارهای بالا، به طور گسترده‌ای در صنعت، به کار گرفته می‌شوند (Gao et al., 2022). از سوی دیگر، وقوع کاویتاسیون، در شیرهای پایش جریان، یکی از چالش‌های جدی در سامانه‌های هیدرولیکی به شمار می‌رود. کاویتاسیون زمانی رخ می‌دهد که، فشار موضعی روغن عبوری از شیر پایش جریان، از فشار بخار آن کم‌تر شود و در نتیجه، حباب‌های بخار در نواحی کم‌فشار تشکیل و سپس، در نواحی تحت فشار منهدم می‌گردند (Tanaka et al., 2021).

فروپاشی ناگهانی این حباب‌ها، موجب بروز فشارهای لحظه‌ای بسیار زیاد و امواج ضربه‌ای، در مجاورت سطح اجزای به کار رفته در ساختار سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی می‌شود (Zhang et al., 2025). عبور روغن با سرعت بالا از روزنه حاصل از جابجایی جزء متحرک سوزنی شکل در شیرهای پایش جریان هیدرولیکی، و الگوی پیچیده جریان در مجاری ورودی و خروجی آن، نواحی کم‌فشاری ایجاد می‌کند که به شدت مستعد کاویتاسیون هستند (Nikandish, 2023). این حساسیت در شرایط گذرا و تغییر وضعیت سریع (جابجایی جزء متحرک با سرعت بالا)، تشدید می‌شود و شیرهای پایش جریان شامل جزء متحرک سوزنی شکل را بیش از سایر انواع شیرها در معرض این پدیده مخرب قرار می‌دهد (Li et al., 2023). کاویتاسیون در شیرهای پایش جریان، در نهایت، به بروز ارتعاش، صدا، سایش شدید سطح نشیمنگاه، خوردگی، افت کارایی و کاهش طول عمر، منجر می‌شود (Yao et al., 2025).

با توجه به تأثیر مستقیم کاویتاسیون بر عملکرد دینامیکی و بازده سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی، شناخت دقیق این پدیده، از اهمیت بالایی برخوردار است. طی دهه گذشته، پیشرفت روش‌های عددی و فناوری‌های تصویربرداری

پرسرعت، امکان بررسی دقیق‌تر پدیده کاویتاسیون در شیرهای هیدرولیکی را فراهم کرده‌اند (Sun & Zhao, 2025). با این حال، بسیاری از جنبه‌های فیزیکی کاویتاسیون در شیرهای پایش جریان، هنوز به طور کامل شناخته نشده‌اند (He et al., 2025). بررسی دقیق این پدیده، نه فقط از دیدگاه علمی، بلکه از منظر بهینه‌سازی طراحی، افزایش دوام و کاهش هزینه‌های نگهداری، ضروری است (Zhu et al., 2024).

در سال‌های اخیر، پژوهش‌گران، با بهره‌گیری از شبیه‌سازی‌های عددی، پدیده کاویتاسیون را در شیرهای پایش هیدرولیکی مختلف بررسی و مطالعه کرده‌اند. برای نمونه، Wang et al., (2020)، یکی از نخستین مدل‌های چندحالتی را برای شبیه‌سازی کاویتاسیون در شیرهای پایش ارائه دادند. آن‌ها، از مدل انتقال جرم سینگال-زوارت (Singhal-Zwart)، برای تحلیل جریان ناپایا، استفاده کردند. بررسی‌های آن‌ها نشان داد که در شرایط تغییر وضعیت سریع، ناحیه کاویتاسیون، از لبه نشیمنگاه تا ناحیه پایین دست امتداد می‌یابد (Yuan et al., 2021). با شبیه‌سازی عددی شیرهای پایشی، مبتنی بر مدل چندحالتی، تأثیر مشخصه‌های فیزیکی روغن را بر شکل‌گیری و توزیع نواحی کاویتاسیون بررسی کردند. نتایج نشان داد که افزایش گرانروی روغن، موجب کاهش شدت و گسترش کاویتاسیون، و در نتیجه، بهبود پایداری جریان، در ناحیه نشیمنگاه، می‌شود (Zhang et al., 2021).

با به کارگیری مدل کاویتاسیون سنر-زاور (Schnerr-Sauer)، جریان دوحالتی در یک شیر تناسبی را شبیه‌سازی کردند و نشان دادند که توزیع فشار موضعی و شکل‌گیری حباب‌ها، به موقعیت لحظه‌ای جزء متحرک، وابسته است. نتایج عددی آن‌ها تطابق قابل توجهی با اندازه‌گیری‌های فشار لحظه‌ای داشت و اعتبار مدل‌سازی را تأیید کرد. در همین راستا، Chen & Fang (2022)، با استفاده از شبیه‌سازی CFD، نشان دادند که کاویتاسیون گذرا در شیرهای پایشی به شدت تحت تأثیر شرایط پایشی بوده و اعمال راهبردهای مناسب می‌تواند نوسانات فشار و شدت کاویتاسیون را کاهش دهد. همچنین، Gao et al., (2022)، با استفاده از یک مدل انتقال جرم مبتنی بر معادلات ریلی-پلسه (Rayleigh-Plesset)، نرخ رشد حباب‌ها را پیش‌بینی کردند و نشان دادند که افزایش عدد رینولدز و کاهش فشار ورودی، موجب افزایش طول ناحیه کاویتاسیون می‌شود.

کاویتاسیون در شیرهای پاپتی، برای پایش جریان آب، نشان دادند که افزایش فشار ورودی و کاهش زاویه راس پاپت مخروطی، منجر به افزایش محسوس شدت کاویتاسیون می‌شود. این یافته‌ها بر ضرورت بهینه‌سازی هندسه پاپت، به‌منظور پایش نواحی کم‌فشار و جلوگیری از شکل‌گیری حفره‌ها تأکید دارند. در همین راستا، (Wang *et al.*, 2025)، اثر تغییر ناگهانی سطح مقطع جریان در بالادست روزنه حاصل از جابجایی جزء متحرک پاپتی شکل را بر شدت کاویتاسیون، در شیرهای پایش مسیر، مطالعه کردند. آنها دریافتند که با طراحی مناسب بخش گسترش جریان در ساختار شیر پایش مسیر، امکان کاهش گرادیان فشار و احتمال تشکیل و رشد حباب‌های کاویتاسیون، به‌طور مؤثری محدود می‌گردد.

هم‌چنین، (Sun & Zhao (2025)، در مطالعه‌ای بر روی شیرهای هیدرولیکی، تحت تأثیر فشار بالا، نشان دادند که، گرانیروی روغن، تأثیر مستقیمی بر آغاز و گسترش پدیده کاویتاسیون دارد. از سوی دیگر، (Liu *et al.*, 2025)، با طراحی نوعی شیر ضدکاویتاسیون در پمپ‌های هیدرولیکی، نشان دادند که بهینه‌سازی مسیر جریان و پایش گرادیان فشار، می‌تواند شدت کاویتاسیون را به میزان قابل توجهی کاهش دهد. (Yao *et al.*, 2025) نیز، با مطالعه یک شیر پاپتی مورد استفاده در سامانه‌های هیدرولیکی، تحت فشار کاری بالا، نشان دادند که اندرکنش میان نوسانات فشار، حرکت جزء متحرک پاپتی شکل و نوسانات جریان، منجر به کاویتاسیون و بروز ناپایداری‌های دینامیکی می‌شود.

در دهه اخیر، تحلیل هم‌زمان دینامیک سازه و جریان سیال، به یکی از محورهای اصلی پژوهش، در حوزه کاویتاسیون، تبدیل شده است. در همین راستا، (Li *et al.*, 2023)، با توسعه یک مدل ترکیبی CFD-FEM، برهم‌کنش متقابل جریان و ارتعاش بدنه شیر پاپتی را در هنگام وقوع کاویتاسیون شبیه‌سازی کردند. یافته‌های آنها نشان داد که نیروهای نوسانی ناشی از فروپاشی حباب‌ها، موجب جابجایی ناخواسته جزء متحرک پاپتی شکل و بروز پدیده چسبندگی- لغزش، در واحد محرک شیر پایش هیدرولیکی می‌گردد. این مسئله، در نهایت، کاهش دقت و پایداری دینامیکی سیستم هیدرولیکی را به همراه دارد. (He *et al.*, 2025)، با بهره‌گیری از مدل CFD-FEM، تأثیر کاویتاسیون بر نیروهای دینامیکی وارد بر پاپت را بررسی کردند. نتایج نشان داد که وقوع کاویتاسیون، علاوه بر کاهش دبی لحظه‌ای جریان، موجب ایجاد ارتعاشات قابل توجهی در ساختار شیر، و در نهایت،

از دیدگاه تجربی، مطالعه کاویتاسیون در شیرهای پایش هیدرولیکی، به دلیل تشکیل و فروپاشی حباب‌ها در ابعاد میکرومتری، و در بازه‌های زمانی بسیار کوتاه، همواره چالش‌برانگیز بوده است. در این زمینه، (Tanaka *et al.*, 2021)، با استفاده از تصویربرداری سرعت بالا (۲۰۰۰۰ فریم بر ثانیه)، به مطالعه تشکیل و انهدام حباب‌ها، در یک شیر پایش فشار دارای جزء متحرک مخروطی شکل، پرداختند. نتایج نشان داد که، در زاویه نشیمنگاه کم‌تر از ۲۰ درجه، ناحیه کاویتاسیون به سرعت گسترش می‌یابد. هم‌چنین، (Sun *et al.*, 2024)، به کمک تصویربرداری لحظه‌ای و داده‌های فشار گذرا، پدیده کاویتاسیون را در شیرهای پایش مسیر با پاسخ سریع، بررسی کردند و نشان دادند که، زمان جابجایی کم‌تر از ۵ میلی‌ثانیه پاپت متحرک، سبب رشد سریع‌تر حباب‌ها و افزایش نوسانات فشار روغن، می‌گردد.

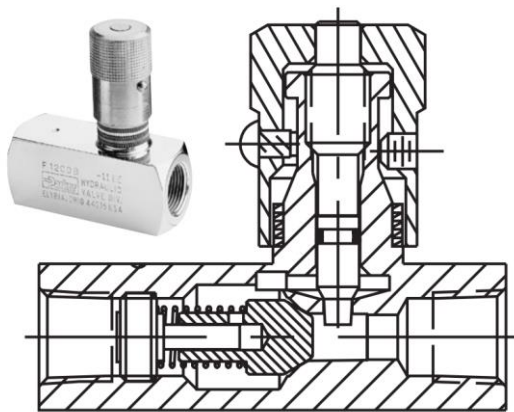
مطالعات اخیر نشان داده‌اند که هندسه شیر و ویژگی‌های گذرای جریان، نقش تعیین‌کننده‌ای در شدت و ناحیه تشکیل کاویتاسیون دارند. در این راستا، (Lee & Park (2023)، با معرفی مفهوم هندسه تطبیقی در شیرهای هیدرولیکی، نشان دادند که تغییرپذیری هندسی می‌تواند به‌طور مؤثری کاویتاسیون و افت فشار نامطلوب را مهار کند. هم‌چنین، (Wang & He (2024)، نشان دادند که ایجاد شیارهای جانبی بر سطح جزء متحرک پاپتی شکل، با فراهم کردن مسیره‌های ثانویه برای عبور جریان روغن، موجب کاهش ۱۵ درصدی شدت کاویتاسیون، می‌گردد. در مطالعه‌ای دیگر، (Qiu *et al.*, 2024)، نشان دادند که شیب نشیمنگاه در ساختار شیرهای فشارشکن با عملکرد مستقیم، بر آلودگی صوتی و شدت کاویتاسیون تأثیرگذار است. علاوه بر این، (Lu *et al.*, 2024)، به بررسی تأثیر هندسه پاپت مخروطی، بر پدیده کاویتاسیون، ناشی از حرکت چرخشی (گردابه‌ای) و انسداد جریان در شیرهای پاپتی، پرداختند. نتایج آنها نشان داد که نسبت طول به قطر روزنه حاصل از جابجایی جزء متحرک مخروطی شکل، در نوع و پایداری گردابه‌ها، تأثیرگذار است؛

به‌گونه‌ای که افزایش این نسبت، موجب ایجاد حفره‌های پایدارتر، و انسداد شدیدتر جریان می‌شود. در ادامه، (Chen *et al.*, 2025)، تأثیر انبساط ناگهانی مقطع عبور جریان در شیرهای هیدرولیکی را بر رفتار کاویتاسیون بررسی کرده و گزارش کردند که شکل هندسی ناحیه انبساط نقش کلیدی در محل آغاز و شدت توسعه کاویتاسیون دارد. از سوی دیگر، (Zhang *et al.*, 2025)، با تحلیل الگوی جریان و رفتار

مواد و روش‌ها

مدل هندسی شیر پایش جریان

مدل هندسی شیر پایش جریان شامل یک جزء متحرک سوزنی شکل، نشیمنگاه و مجاری ورودی و خروجی است (شکل ۱). عملکرد شیر مبتنی بر حرکت محوری جزء متحرک بوده که موجب ایجاد روزنه با سطح مقطع متغیر بین جزء متحرک و نشیمنگاه می‌شود. این روزنه، نقش گلوگاه جریان را ایفا کرده و تنظیم دبی روغن خروجی یا ارسالی به عملگر هیدرولیکی را بر عهده دارد. در ناحیه گلوگاه به دلیل شکل‌گیری گرادبان‌های شدید فشار، شرایط برای وقوع کاویتاسیون مستعدتر است.



شکل ۱- ساختار درونی شیر پایش جریان

در شکل ۲، ابعاد کلیدی و دامنه محاسباتی شیر پایش جریان، شامل جزء متحرک سوزنی شکل (زاویه رأس ۶۰ درجه یا زاویه شیب ۳۰ درجه) و نشیمنگاه‌های ساده (الف) و انحنادار با شعاع R (ب) به تصویر کشیده شده است.

معادلات حاکم

در این پژوهش، به‌منظور شبیه‌سازی پدیده کاویتاسیون، جریان سیال در شیر پایش هیدرولیکی شامل جزء متحرک سوزنی شکل، به‌عنوان جریان دو حالته، با تراکم‌پذیری اندک، متشکل از حالت مایع (روغن) و حالت گاز (بخار)، مدل‌سازی گردید. برای این منظور، از مدل مخلوط استفاده شد که در آن، هر دو حالت، به‌صورت هم‌مکان در نظر گرفته شده و تبادل جرم بین آن‌ها از طریق معادلات انتقال جرم محاسبه می‌گردد. خواص مؤثر مخلوط، شامل چگالی (ρ_m) و گرانیوی (μ_m)، به‌صورت میانگین‌گیری وزنی بر اساس کسر حجمی هر حالت به شرح زیر تعریف می‌شوند (Gao et al., 2022):

کاهش پایداری سامانه انتقال توان هیدرولیکی، می‌گردد. این اثرات، به‌ویژه برای شیرهای به کار رفته در ساختار ماشین‌های کشاورزی و سامانه‌های انتقال توان هیدرواستاتیک با پاسخ سریع، به دلیل تأثیر ارتعاشات ناشی از کاویتاسیون، بر دقت عملکرد، و طول عمر اجزاء، اهمیت ویژه‌ای دارند. هم‌چنین، کاهش اثرات مخرب کاویتاسیون و بهبود عملکرد شیرهای پاپتی، موضوع اصلی مطالعات متعددی بوده است. در همین زمینه، پژوهش‌گران، رویکردهای متفاوتی را برای کاهش کاویتاسیون دنبال کرده‌اند. (Kumar et al., 2022). با بررسی پوشش‌های سطحی نشان دادند که، استفاده از پوشش تیتانیوم نیتريد (TiN)، مقاومت شیر، در برابر سایش ناشی از فروپاشی حباب را به میزان ۳۵ درصد افزایش می‌دهد. (Osterland & Weber (2025) نیز، با استفاده از روش شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ و داده‌های تجربی، تحلیل دقیقی از تخریب ناشی از کاویتاسیون در شیرهای هیدرولیکی ارائه کرده‌اند که امکان پیش‌بینی بهتر اثرات مخرب و طراحی مقاوم‌تر آن‌ها را فراهم می‌کند.

با وجود پیشرفت‌های قابل توجه در تحلیل جریان و کاویتاسیون در شیرهای هیدرولیک، پژوهش‌های گذشته، به طور عمده، بر شیرهای پایش فشار با ساختار پاپتی و شیرهای پایش جهت با ساختارهای اسپولی و پاپتی تمرکز داشته‌اند و بررسی اثر شعاع انحنای نشیمنگاه و تغییرات فشار در بازشدگی‌های مختلف، به‌ویژه در شیرهای پایش جریان با جزء متحرک سوزنی شکل، به طور جامع انجام نشده است. این شکاف پژوهشی، منجر به عدم شناخت کافی از تأثیر هم‌زمان هندسه نشیمنگاه و شرایط عملیاتی، بر کسر حجمی بخار و کمیت‌های مرتبط با شدت کاویتاسیون در شیرهای پایش جریان شده است. بنابراین، پژوهش حاضر، با هدف پر کردن این خلأ علمی، به طور مشخص، اثر شعاع‌های مختلف انحنای نشیمنگاه و فشارهای متنوع در بازشدگی‌های گوناگون را بر مشخصه‌های مرتبط با رفتار جریان و تشکیل کاویتاسیون در شیرهای پایش جریان، شامل جزء متحرک سوزنی شکل، مورد ارزیابی قرار می‌دهد و اعتبارسنجی نتایج عددی را با داده‌های تجربی مقایسه می‌کند. این رویکرد، امکان شناسایی دقیق حساسیت جریان و شدت کاویتاسیون به کمیت‌های هندسی و عملیاتی را فراهم می‌کند. نتایج این مطالعه می‌تواند در طراحی و بهبود عملکرد شیرهای پایش جریان، کاهش شدت کاویتاسیون و افزایش پایداری جریان نقش مؤثری داشته باشد.

در این رابطه، نرخ‌های تبخیر و تراکم بین دو حالت (\dot{m}_{evap} و \dot{m}_{cond})، بر اساس مدل سنر-زاور، و با فرض رشد و فروپاشی کروی حباب‌ها، تعریف می‌شوند:

$$\dot{m}_{evap} = C_{evap} \frac{3\alpha_{nuc}(1 - \alpha_v)\rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2p_v - p}{3\rho_l}} \quad (7)$$

$$\dot{m}_{cond} = C_{cond} \frac{3\alpha_v\rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2p - p_v}{3\rho_l}} \quad (8)$$

در این مدل، شعاع میانگین حباب‌ها برای روغن‌های هیدرولیکی (R_B)، کسر حجمی هسته‌های اولیه بخار (α_{nuc})، ضریب تجربی تبخیر (C_{evap}) و ضریب تجربی تراکم (C_{cond})، به ترتیب برابر با، $1 \times 10^{-6} m$ ، 5×10^{-4} ، 50 و 0.1 ، در نظر گرفته می‌شوند (Sun & Zhao, 2025). همچنین، مقدار اولیه کسر حجمی بخار در سراسر دامنه حل، صفر فرض گردید ($\alpha_v = 0$)، و هسته‌های بخار، تنها در مناطق با افت فشار موضعی قابل توجه، در نظر گرفته شدند (Lisowski et al., 2024). به منظور افزایش دقت شبیه‌سازی، تأثیر تراکم‌پذیری جزئی روغن نیز در مدل لحاظ گردید (He et al., 2025). با توجه به ماهیت کاملاً آشفته جریان در مجرای شیر، پایش ناشی از گرادیان‌های شدید سرعت و افت فشار، و احتمال وقوع پدیده جدایش جریان، از مدل آشفتگی $k-\omega$ SST استفاده شد. این مدل با ترکیب ویژگی‌های مدل $k-\varepsilon$ در نواحی دور از دیواره و دقت بالای مدل $k-\omega$ در لایه مرزی، یک ابزار قدرتمند برای پیش‌بینی دقیق جریان‌های آشفته پیچیده محسوب می‌شود. معادلات حاکم بر این مدل به شرح زیر است (Chen & Fang, 2022):

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho k \mathbf{u}_m) = \quad (9)$$

$$\begin{aligned} & P_k - \beta^* \rho k \omega + \nabla \cdot [(\mu + \sigma_k \mu_t) \nabla k] \\ \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \omega \mathbf{u}_m) &= \frac{\alpha}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 + \nabla \cdot [(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \nabla \omega] + \\ & 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \nabla k \cdot \nabla \omega \end{aligned} \quad (10)$$

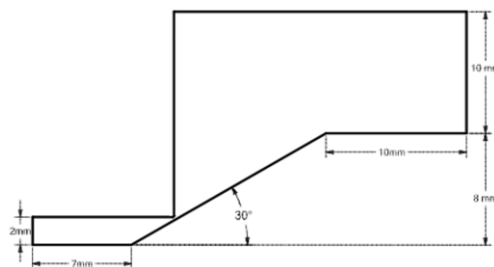
ثابت‌های تجربی این مدل بر اساس مقادیر استاندارد تعیین شدند ($\alpha = 0.52$ ، $\beta = 0.072$ ، $\beta^* = 0.09$ ، $\sigma_k = 0.85$ و $\sigma_\omega = 0.5$).

شرایط مرزی و اولیه

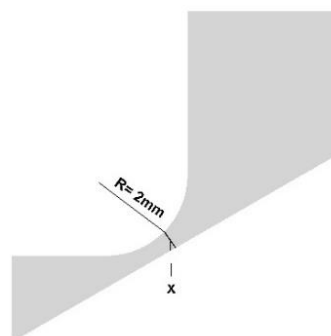
این پژوهش به بررسی تأثیر فشار ورودی روغن و شعاع انحنای نشیمنگاه، بر الگوهای جریان و پدیده کاویتاسیون در یک شیر پایش جریان هیدرولیکی (شکل ۱) می‌پردازد. در تمامی شبیه‌سازی‌ها، سیال کاری، از نوع روغن هیدرولیک ISO VG

$$\rho_m = \alpha_v \rho_v + (1 - \alpha_v) \rho_l \quad (1)$$

$$\mu_m = \alpha_v \mu_v + (1 - \alpha_v) \mu_l \quad (2)$$



الف



ب

شکل ۲- مدل‌سازی هندسی شیر پایش جریان شامل جزء متحرک سوزنی شکل با نشیمنگاه‌های مختلف

بر این اساس، معادلات حاکم بر جریان، شامل معادله پیوستگی و مومنتوم برای حالت مخلوط، به شرح زیر بازنویسی می‌شوند (Lee & Park, 2023):

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \mathbf{u}_m) = 0 \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho_m \mathbf{u}_m)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m \mathbf{u}_m \mathbf{u}_m) &= -\nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} + \rho_m \mathbf{g} \end{aligned} \quad (4)$$

که در آن، تانسور تنش ویسکوزی مخلوط ($\boldsymbol{\tau}$)، به شکل زیر تعریف می‌شود (Lee & Park, 2023):

$$\boldsymbol{\tau} = \mu_m (\nabla \mathbf{u}_m + (\nabla \mathbf{u}_m)^T) - \frac{2}{3} \mu_m (\nabla \cdot \mathbf{u}_m) \mathbf{I} \quad (5)$$

برای شبیه‌سازی دقیق فرآیند تشکیل و فروپاشی حباب‌های بخار در روغن عبوری از شیر پایش جریان هیدرولیکی، از مدل سنر-زاور، مبتنی بر، معادله ریلی-پلسه، استفاده شد. این مدل به دلیل توانایی بالا در بازتولید پویایی حباب‌ها، در نواحی با افت فشار شدید، انتخاب گردید. بر این اساس، معادله انتقال کسر حجمی بخار به صورت زیر بازنویسی شد (Zhang et al., 2025):

$$\frac{\partial \alpha_v}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_v \mathbf{u}_m) = \frac{\dot{m}_{evap} - \dot{m}_{cond}}{\rho_v} \quad (6)$$

جزء متحرک مخروطی و محفظه مرتبط با مجرای خروجی، اعمال گردید. این مجموعه فرض‌ها با مطالعات عددی مشابه در شیرهای پایش هیدرولیکی منطبق است و امکان تمرکز دقیق بر اثرات فشار ورودی و هندسه نشیمنگاه بر رفتار گذرا و شدت کاویتاسیون را فراهم می‌کند (Zhang et al., 2025).

روش حل عددی و معیارهای ارزیابی

در این پژوهش، حل معادلات حاکم بر جریان گذرا با استفاده از حل گر مبتنی بر فشار نرم‌افزار Ansys Fluent نسخه ۲۰۲۴، انجام گرفت. به منظور هم‌پیوندی فشار و سرعت، الگوریتم PISO (Pressure Implicit with Splitting of Operators) به کار گرفته شد که برای شبیه‌سازی‌های گذرا، به دلیل دستیابی به همگرایی سریع و پایدار، شناخته شده است (Chen & Fang, 2022). برای گسسته‌سازی معادلات، از طرح مرتبه دوم بالادست، برای معادلات مومنتوم، و روش PRESTO (Pressure Staggering Option) برای معادله فشار استفاده گردید، تا دقت مکانی بالا و نوسانات عددی حداقل تضمین شود (Chen et al., 2025). به منظور ثبت دقیق تغییرات سریع جریان و فرآیند تشکیل و فروپاشی حباب‌ها، گام زمانی، 10^{-5} ثانیه، انتخاب شد (Sun et al., 2024) و معیار همگرایی در هر گام زمانی، رسیدن پسماند تمام معادلات به کم‌تر از 10^{-5} ، تعیین گردید. ارزیابی استقلال نتایج از گام زمانی نشان داد که با کاهش گام زمانی به نصف مقدار اولیه، منجر به اختلافی کم‌تر از ۱/۵ درصد در دبی روغن عبوری از شیر پایش جریان می‌شود.

این یافته، بر اساس معیارهای پذیرفته شده (Wang & He, 2024)، دقت و پایداری عددی گام زمانی انتخابی را به خوبی تأیید می‌کند. پس از حصول همگرایی در حل عددی، کمیت‌های مرتبط با مشخصه‌های جریان و کاویتاسیون، در شیرپایش جریان، استخراج گردیدند. این کمیت‌ها شامل، کمینه فشار روغن در محفظه شیر پایش جریان، دبی حجمی عبوری، کسر حجمی بخار و شاخص‌های مرتبط با شدت کاویتاسیون، بودند.

به منظور ارائه یک تحلیل جامع، از دو شاخص مکمل، شامل عدد کاویتاسیون (σ) و شاخص کاویتاسیون (CI)، بهره‌گیری شد. عدد کاویتاسیون، یک کمیت بدون بعد، که به صورت، $\sigma = (p - p_v) / 0.5\rho v^2$ ، تعریف می‌شود، قابلیت وقوع کاویتاسیون را با در نظر گرفتن شرایط محلی ارزیابی می‌کند (Gao et al., 2022). در مقابل، شاخص کاویتاسیون

46، در نظر گرفته شد. خواص ترمودینامیکی و فیزیکی این روغن در دمای مرجع 40°C ، شامل، گرانشی دینامیکی (μ)، چگالی (ρ) و فشار بخار (p_v)، به ترتیب برابر با، $0.42\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ ، $898\text{ kg}/\text{m}^3$ و 3 kPa ، در نظر گرفته شد. این مقادیر، با داده‌های به کار رفته در پژوهش‌های معتبر در زمینه کاویتاسیون در شیرهای پاپتی، سازگاری کامل دارد (Yuan et al., 2021). به منظور جداسازی و تحلیل اثر هر یک از عامل‌های مورد نظر، مطالعه در دو مرحله، طراحی شد:

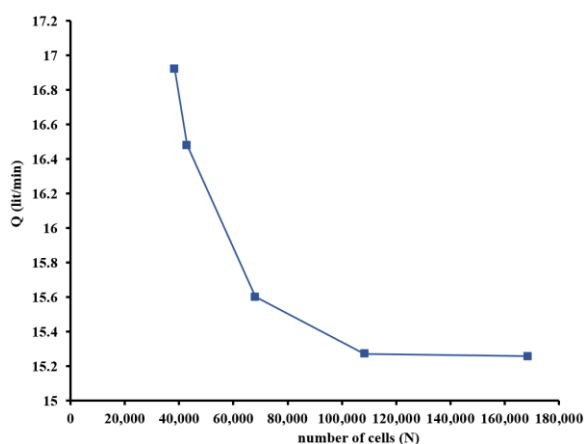
- تحلیل اثر فشار ورودی: در این مرحله، هندسه شیر با نشیمنگاه ساده (بدون شعاع انحناء) در نظر گرفته شد. شبیه‌سازی‌ها برای سه سطح فشار ورودی، ۲۰، ۴۰ و ۶۰ بار و در محدوده جابجایی جزء متحرک (۱/۱ تا ۶/۱ میلی‌متر)، انجام گردید. این رویکرد، امکان ارزیابی وابستگی شدت کاویتاسیون و مشخصه‌های جریان به فشار کاری و میزان بازشدن شیر را فراهم می‌سازد.

- تحلیل اثر هندسه نشیمنگاه: در این بخش، فشار روغن ورودی ثابت و برابر با، ۲۰ بار، در نظر گرفته شد. سپس، اثر چهار شعاع انحنای مختلف برای نشیمنگاه (۰، ۲، ۴ و ۶ میلی‌متر)، بر مشخصه‌های عملکردی شیر پایش جریان مورد بررسی قرار گرفت. این رویکرد، در مطالعات هندسه محور کاویتاسیون، رایج است و امکان جداسازی اثر تغییرات هندسی از کمیت‌های هیدرولیکی را فراهم می‌کند (Lu et al., 2024). برای هر مقدار شعاع انحناء، شبیه‌سازی در موقعیت‌های مختلف جزء متحرک انجام گرفت تا روند تغییرات کمینه فشار، دبی روغن عبوری، کسر حجمی بخار، عدد و شاخص کاویتاسیون در شرایط هندسی متفاوت قابل ارزیابی باشد.

در تحلیل عددی جریان روغن عبوری از شیر پایش جریان، چند فرض اساسی به کار گرفته شد تا تمرکز بر اثر هندسه و فشار ورودی بر رفتار جریان و وقوع کاویتاسیون، حفظ گردد. شبیه‌سازی‌ها به صورت گذرا انجام شد تا فرآیند تشکیل، رشد و نابودی حباب‌های بخار، به طور دقیق شبیه‌سازی گردد. روغن به عنوان سیال تراکم‌ناپذیر، با خواص فیزیکی ثابت، در دمای مرجع 40°C ، در نظر گرفته شد. هم‌چنین فرض شد که هیچ‌گونه نشت روغن در شیر پایش جریان رخ نمی‌دهد و سطح دیواره‌های ثابت و متحرک آن، صاف و بدون زبری است. انتقال حرارت بین روغن و دیواره‌ها نادیده گرفته شده و اثرات حرارتی بر تغییرات گرانشی و چگالی روغن لحاظ نشده است. فشار روغن در خروجی شیر برابر صفر در نظر گرفته شد و شرط مرزی بدون لغزش، در تمامی دیواره‌ها، شامل نشیمنگاه، سطح

محاسبه شده بین دو شبکه ریز (با ۱۰۸۲۸۲ و ۱۶۸۴۵۴ سلول) تنها ۰/۱ درصد است. در حالی که اختلاف میان درشت‌ترین و ریزترین شبکه، حدود ۹/۸ درصد است. این روند، همگرایی تدریجی حل عددی به سمت یک مقدار مستقل از شبکه را به‌وضوح نشان می‌دهد.

برای ارزیابی این همگرایی، نتایج با معیارهای استاندارد در مقالات مرتبط مقایسه شد. بر اساس معیار (Lisowski *et al.*, 2024)، شبکه‌بندی زمانی مستقل از شبکه تلقی می‌شود که اختلاف نتایج بین دو شبکه متوالی کم‌تر از ۱٪ باشد. همچنین، Gao *et al.* (2022)، آستانه ۲٪ تغییر در دبی یا نیروی محوری را به‌عنوان شرط کافی برای همگرایی معرفی کرده‌اند. در پژوهش حاضر، اختلاف ۰/۱٪ بین دو شبکه نهایی، به‌مراتب پایین‌تر از هر دو آستانه مذکور بوده و دقت بسیار بالایی حل عددی را تأیید می‌نماید. همچنین، به منظور ارائه یک تحلیل خطای گسسته‌سازی عددی مستند و استاندارد، از رویه اعتبارسنجی و تأیید (ASME V&V20 (2009)، استفاده گردید. بر این اساس، شاخص عدم قطعیت گسسته‌سازی شبکه (GCI) محاسبه شد که مقدار آن حدود ۰/۵ درصد به‌دست آمد. این مقدار، نشان‌دهنده خطای عددی ناچیز و دستیابی به سطح قابل قبول دقت در شبیه‌سازی پدیده جریان و کاویتاسیون است. بر اساس نتایج تحلیل همگرایی و ارزیابی خطا، شبکه‌بندی با ۱۶۸۴۵۴ سلول و اندازه متوسط سلول ۰/۰۲ میلی‌متر به‌عنوان شبکه بهینه و مستقل از شبکه انتخاب گردید.



شکل ۳- روند تغییرات دبی روغن عبوری از شیر پایش جریان (Q) بر حسب تعداد سلول‌ها (N)

(CI)، که به صورت نسبت حجمی حالت بخار به حجم کل سیال در یک ناحیه تعریف می‌شود، میزان شدت وقوع این پدیده را در شیرهای پایش هیدرولیکی، کمی می‌سازد (Li *et al.*, 2023). به‌طور خلاصه، کمیت σ ، به عنوان یک معیار پیش‌بینی شونده، برای طراحی بهینه و پیشگیری از کاویتاسیون در شیرهای پایش هیدرولیکی، به کار می‌رود و کمیت CI، یک معیار توصیفی، برای ارزیابی عملکرد واقعی شیر پایش هیدرولیکی و میزان تأثیرپذیری آن از این پدیده است (He *et al.*, 2025).

شبکه‌بندی و تحلیل حساسیت

به‌منظور تضمین پایداری و دقت حل عددی، یک مطالعه جامع استقلال از شبکه‌بندی، برای شبیه‌سازی جریان سیال از شیر پایش جریان، شامل جزء متحرک مخروطی (شکل ۳)، صورت گرفت. در این راستا، دبی حجمی خروجی به‌عنوان معیار اصلی ارزیابی همگرایی انتخاب گردید. این انتخاب بر اساس مطالعه (Gao *et al.*, 2022) استوار است که نشان داده‌اند دبی حجمی به دلیل حساسیت بالا به تغییرات ساختار جریان، هندسه روزنه و افت فشار موضعی، شاخصی قابل‌اعتماد برای سنجش دقت شبکه‌بندی در مسائل مربوط به کاویتاسیون در شیرهای پایش هیدرولیکی است. برای این منظور، پنج شبکه‌بندی با تراکم‌های متفاوت در محفظه عبور سیال ایجاد شد. کیفیت هندسی تمام شبکه‌ها با استفاده از دو معیار کلیدی شامل، اعوجاج سلول و درستی زاویه‌ای، پایش و تأیید گردید، به‌طوری‌که میانگین اعوجاج سلول برای تمامی موارد، کم‌تر از ۰/۲۵ و درستی زاویه‌ای، بزرگ‌تر از ۰/۸۰ بود که این مقادیر، کیفیت مطلوب شبکه‌ها را تأیید می‌کند.

به‌منظور افزایش دقت در پیش‌بینی ناحیه کاویتاسیون، از پالایش موضعی در نواحی حیاتی، از جمله نشیمنگاه و مناطق با حداکثر گرادبان فشار، بهره‌گیری شد. در این مناطق، اندازه سلول‌ها در محدوده ۰/۱۵ - ۰/۰۸ میلی‌متر کاهش یافت تا جزئیات پیچیده جریان، به‌طور دقیق‌تری، حل شود. نتایج حاصل از این مطالعه، که در نمودار همگرایی (شکل ۳) ارائه شده است، نشان‌دهنده یک روند کاهشی یکنواخت در دبی حجمی خروجی، با افزایش تراکم شبکه است.

مطابق شکل ۳، با افزایش تعداد سلول‌ها از ۳۸۳۱۷ به ۱۶۸۴۵۴، دبی حجمی روغن خروجی از شیر پایش جریان، از ۱۶/۹۳ *lit/min* به ۱۵/۲۴ *lit/min*، کاهش یافت. تحلیل کمی نتایج حاکی از آن است که اختلاف در دبی حجمی

عملکرد غیرمستقیم، برای تنظیم دقیق فشار، یک انباره هیدرولیکی برای جذب نوسانات فشار و یک مبدل حرارتی برای تثبیت دمای روغن، و در نتیجه پایداری گرانروی، استفاده شد.

علاوه بر این، مطابق شکل ۴، ارسال روغن خروجی از پمپ هیدرولیکی به شیر پایش جریان، توسط شیر پایش جهت ۴ دهانه ۳ وضعیته، مدل 4WE10G، از شرکت Rexroth، انجام گرفت. بر این اساس، در صورت تغییر وضعیت شیر پایش جهت، امکان هدایت جریان روغن خروجی پمپ هیدرولیکی به شیر پایش جریان فراهم می‌گردد. کمیت‌های کلیدی مدار هیدرولیکی، شامل فشار و دمای روغن در مجاری ورودی و خروجی شیر پایش جریان، با استفاده از حسگرهای مدل SCPT-400 (با دقت $\pm 0.5\%$ درصد از مقیاس کامل) و دبی جریان عبوری با حسگر مدل SCFT-060 (با دقت $\pm 1\%$ درصد خوانش) اندازه‌گیری شدند. سیگنال‌های خروجی این حسگرها، به واحد داده‌برداری و نمایش‌گر مدل SCM600، از شرکت Parker، منتقل شده و بدین ترتیب، امکان ثبت داده‌ها به صورت رایانه فراهم گردید. بر این اساس، مدار هیدرولیکی نشان داده شده در شکل ۴، با پایش دقیق بر متغیرها، واحد اندازه‌گیری هم‌تنظیم شده، امکان مقایسه کمی و معتبر میان پیش‌بینی‌های عددی و مشاهدات تجربی را فراهم می‌سازد.

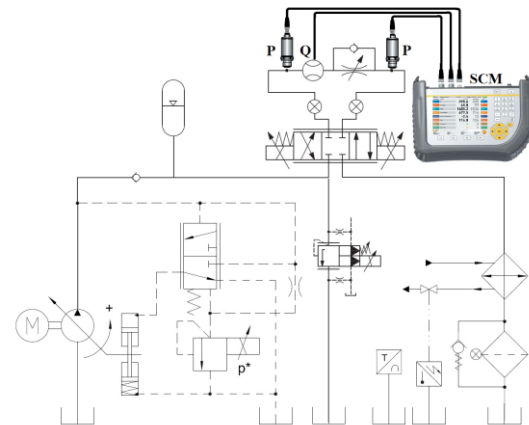
نتایج و بحث

اعتبارسنجی نتایج حاصل از تحلیل عددی جریان عبوری از شیر پایش جریان

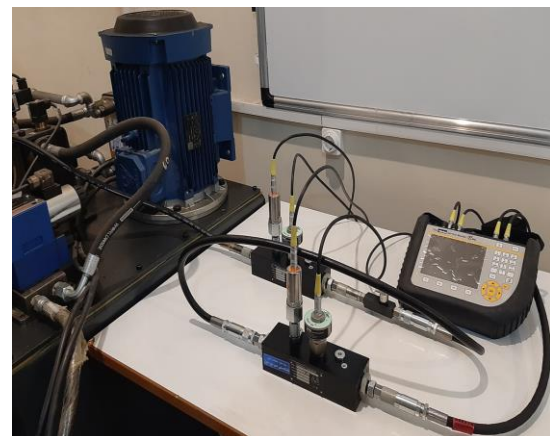
شکل ۵، اعتبارسنجی مدل عددی شیر پایش جریان شامل جزء متحرک سوزنی شکل با زاویه راس 60° درجه و نشیمنگاه ساده (بدون شعاع انحناء) را از طریق مقایسه نتایج شبیه‌سازی عددی با داده‌های تجربی، آرایه می‌دهد. مطابق شکل ۵، روند تغییرات دبی روغن عبوری از شیر پایش جریان، بر حسب اختلاف فشار روغن در مجاری آن، در شرایطی که جزء متحرک مخروطی، به فاصله 0.3 میلی‌متر از نشیمنگاه قرار دارد، تصویر شده است. تحلیل عددی جریان روغن عبوری از شیر پایش جریان سوزنی، در دو حالت مجزا، اجرا گردید. در حالت اول، پدیده کاویتاسیون در جریان روغن عبوری از شیر پایش جریان نادیده گرفته شد (جریان تک حالت روغن). در حالت دوم، جریان روغن عبوری از شیر پایش جریان، به صورت دو حالت، مدل‌سازی گردید. بررسی نتایج حاکی از آن است که، با افزایش فشار روغن ورودی، از 5 تا 60 بار، دبی روغن

طراحی و ساخت مدار هیدرولیکی برای ارزیابی تجربی عملکرد شیر پایش جریان

به منظور اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی عددی جریان روغن عبوری از شیر پایش جریان، طراحی یک مدار هیدرولیکی، مطابق شکل ۴الف، انجام گرفت. بدین ترتیب، بر اساس طرح واژه اختصاری در شکل ۴الف، مدار هیدرولیکی ساخته شد (شکل ۴ب).



الف



ب

شکل ۴- مدار هیدرولیکی شامل شیر پایش جریان

در مدار هیدرولیکی نشان داده شده در شکل ۴، قطعه اصلی تحت آزمایش و ارزیابی، شیر پایش جریان مجهز به جزء متحرک سوزنی شکل با زاویه راس 60° درجه، مدل F1200B، از شرکت Parker، بود. تأمین روغن مورد نیاز مدار هیدرولیکی، توسط پمپ تیغه‌ای، با جابجایی متغیر، مدل PV2V4، از شرکت Rexroth انجام گرفت. این پمپ هیدرولیکی، به یک جبران‌کننده فشار و شیر اطمینان داخلی، با فشار شکست قابل تنظیم p^* ، جهت تضمین یک جریان ورودی پایدار و دقیق برای شیر پایش جریان، از یک شیر فشارشکن با

پایش جریان در حالت‌های دو حالت و تک حالت جریان، در حدود ۳/۳۵ درصد برآورد می‌گردد. از سوی دیگر، اختلاف نتایج حاصل از تحلیل عددی جریان دو حالت جریان روغن عبوری از شیر پایش جریان با داده‌های تجربی، به طور متوسط، در حدود ۴/۶۱ درصد گزارش می‌شود.

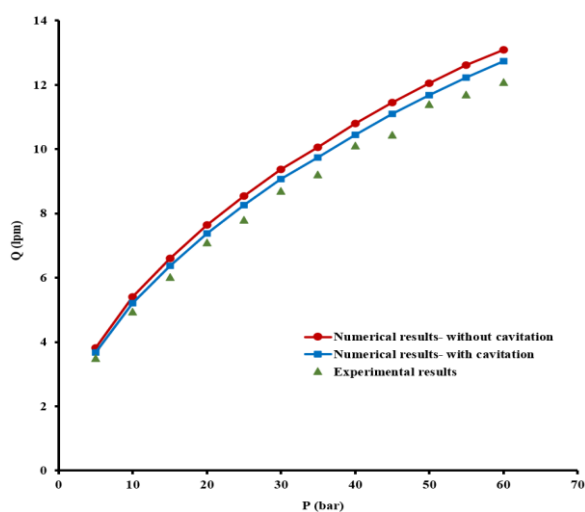
بررسی‌های بیش‌تر نشان می‌دهد که در کل بازه فشار، اختلاف میان نتایج حاصل از تحلیل عددی با داده‌های تجربی، کم‌تر از ۶ درصد تعیین می‌گردد (بیشینه اختلاف میان نتایج عددی با نتایج تجربی: ۵/۶ درصد). با این حال، تحلیل جزئی‌تر حاکی از آن است که، در فشارهای پایین‌تر (۵ تا ۱۵ بار)، انحراف نتایج عددی از داده‌های تجربی، اندکی بیش‌تر است. در حالی‌که در فشارهای بالاتر، همگرایی بیش‌تری مشاهده می‌شود. این امر به حساسیت بالای میدان جریان به تغییرات موضعی و فرضیات به کار رفته در مدل عددی (مانند دمای یکنواخت و فشار بخار ثابت) نسبت داده می‌شود که باعث تأخیر در پیش‌بینی آغاز کاویتاسیون می‌گردد. این اختلاف در نواحی کم‌فشار سوپاپ‌های پایش هیدرولیکی، پیش‌تر، توسط Osterland & Weber (2025) و Wang & He (2024)، نیز گزارش شده است، که نشان دادند مدل‌های عددی گرایش دارند آغاز بخارزایی را در فشارهای پایین، کم‌تر از واقعیت برآورد کنند.

در مقابل، در فشارهای بالاتر از ۳۰ بار، مدل دو حالت دقت بالایی از خود نشان می‌دهد که این امر، کفایت شبکه‌بندی و صحت مدل‌سازی دو حالت در بازتولید مشخصات جریان را تأیید می‌کند. بر این اساس، نتایج حاکی از آن است که فرض جریان دو حالت در شیرهای پایش جریان هیدرولیکی شامل نشیمنگاه‌های ساده، منجر به کاهش ۳ تا ۴ درصدی دبی در فشارهای عملیاتی می‌شود، اثری که با افزایش فشار ورودی به تدریج تضعیف می‌گردد. کاهش اختلاف نتایج مربوط به فرض جریان عبوری تک حالت به حالت واقعی در فشارهای بالای روغن ورودی، رفتار گذرای بخارزایی موضعی را در مجاورت جزء متحرک مخروطی آشکار می‌سازد. این یافته‌ها که با مطالعات Lisowski *et al.* (2024) همسو هستند، بر اهمیت اثرات کاویتاسیون در شبیه‌سازی عددی، به‌ویژه در فشارهای پایین و فواصل اندک جزء متحرک از نشیمنگاه، تأکید دارند.

شکل ۶، ارزیابی دقت مدل عددی را برای یک شیر پایش جریان شامل جزء متحرک سوزنی با زاویه راس ۶۰ درجه و نشیمنگاه با شعاع انحنای ۴ میلی‌متری، به تصویر می‌کشد. در

عبوری از شیر پایش جریان، در هر سه حالت (تجربی و شبیه‌سازی‌های دو حالت و تک حالت)، روندی غیرخطی و صعودی را طی می‌کند.

در این بازه فشار روغن ورودی به شیر پایش جریان، دبی در حالت تک حالت جریان، از ۳/۸۱ به ۱۳/۰۸ لیتر بر دقیقه، و در حالت دو حالت، از ۳/۶۷ به ۱۲/۷۳ لیتر بر دقیقه، افزایش می‌یابد. نکته قابل توجه، کاهش اختلاف بین این دو مدل عددی، با افزایش فشار روغن است. اختلاف بین دو مدل تحلیلی، در فشارهای اندک روغن در حدود ۳/۶ درصد، و در فشارهای بالای روغن، به حدود ۲/۶ درصد می‌رسد.



شکل ۵- روند تغییرات دبی روغن عبوری از شیر پایش جریان با نشیمنگاه ساده بر حسب فشار

بر این اساس، با افزایش فشار روغن ورودی، داده‌های مربوط به فرض تک حالت جریان عبوری از شیر پایش جریان، به مقادیر مربوط به فرض دو حالت آن، نزدیک‌تر می‌شوند. این همگرایی فیزیکی، به دلیل کاهش نسبت فشار بخار به فشار مطلق، در فشارهای بالای جریان روغن ورودی به شیر پایش جریان است که منجر به ناپایداری حباب‌های بخار و محدود شدن ناحیه بخارزایی می‌گردد. بدین ترتیب، جریان روغن عبوری از شیر پایش جریان شامل جزء متحرک سوزنی شکل، به تدریج، به رفتار تک‌حالت نزدیک می‌گردد.

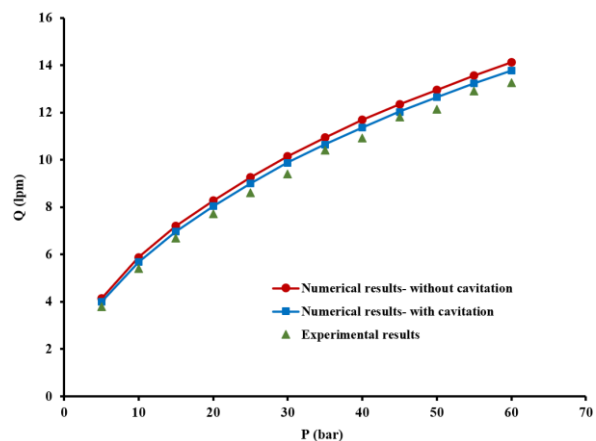
چنین روندی در مطالعات Chen & Lu *et al.* (2024) و Fang (2022)، نیز گزارش شده است، که نشان دادند در هندسه‌های لبه‌تیز در سوپاپ‌های پایش هیدرولیکی، افزایش فشار روغن ورودی موجب کاهش شدت کاویتاسیون و کاهش تأثیر بخارزایی بر دبی جریان می‌شود. لازم به ذکر است که مطابق شکل ۵، متوسط اختلاف دبی روغن عبوری از شیر

آن کاهش می‌یابد. علت فیزیکی این روند، افزایش انرژی جنبشی سیال و کاهش نسبت فشار بخار به فشار مطلق است که علاوه بر محدودیت در تشکیل و پایداری حباب‌های بخار، روند تغییرات دبی روغن عبوری از شیر پایش جریان سوزنی در حالت دو حالت جریان، به حالت تک حالت جریان، نزدیک می‌شود. از سوی دیگر، مقایسه داده‌های عددی با نتایج تجربی نشان می‌دهد که اختلاف داده‌های حاصل از تحلیل عددی جریان دو حالت عبوری از شیر پایش جریان با نتایج تجربی، به طور متوسط، در حدود $3/81$ درصد، تعیین می‌گردد. همچنین، در محدوده فشار کاری جریان ورودی، اختلاف نتایج حاصل از تحلیل عددی جریان دو حالت عبوری از شیر پایش جریان سوزنی با داده‌های تجربی، کم‌تر از 5 درصد، برآورد می‌گردد.

لازم به ذکر است که، در فشارهای پایین‌تر جریان روغن ورودی به شیر پایش جریان سوزنی (5 تا 15 بار)، اختلاف میان نتایج عددی و تجربی بیش‌تر بوده و در فشارهای بالاتر همگرایی نتایج، افزایش می‌یابد. همان‌گونه که پیش‌تر نیز اشاره شد، افزایش انحراف نتایج حاصل از تحلیل عددی با داده‌های تجربی در فشار ورودی پایین و افزایش همگرایی بین آنها، در فشارهای بالا، به دلیل حساسیت میدان جریان، به تغییرات موضعی فشار و دمای روغن در شرایط واقعی است. در مجموع، نتایج نشان می‌دهد که وقوع کاویتاسیون در شیرهای پایش جریان سوزنی شامل نشیمنگاه با شعاع انحنای 4 میلی‌متری، موجب کاهش $2/9$ درصدی دبی جریان عبوری در فشارهای کاری مختلف می‌شود. این در حالی است که، افزایش فشار روغن در مجرای ورودی، موجب تضعیف تدریجی اثر کاویتاسون بر دبی روغن عبوری از شیر پایش جریان سوزنی می‌گردد. همچنین، انطباق نزدیک داده‌های عددی و نتایج تجربی در فشارهای مختلف، نشان‌دهنده درستی مدل‌سازی دو حالت و توانایی پیش‌بینی دقیق جریان، در محدوده عملیاتی شیر است. این تحلیل، تأکید بر اهمیت در نظر گرفتن اثرات کاویتاسیون در مدل‌سازی‌های عددی، به‌ویژه در فشارهای پایین و فواصل بازشدگی کوچک دارد.

مقایسه شکل‌های 5 و 6 آشکار می‌سازد که ایجاد انحناء در نشیمنگاه، به افزایش قابل توجه دبی جریان در تمامی فشارهای عملیاتی، منجر می‌شود. این بهبود عملکرد، به‌طور مستقیم، به کاهش افت فشار و مقاومت در برابر جریان نشیمنگاه شامل انحناء، نسبت به نشیمنگاه ساده، در ساختار شیر پایش جریان، مرتبط است. تحلیل دقیق‌تر کاویتاسیون در

این نمودار، مشخصه دبی-فشار پیش‌بینی شده توسط شبیه‌سازی جریان عبوری از شیر پایش جریان سوزنی، با داده‌های آزمایشگاهی مقایسه شده است. این ارزیابی در شرایطی که جزء متحرکی سوزنی شکل، با سطح نشیمنگاه، $0/3$ میلی‌متر فاصله دارد، انجام گرفته است. در این بخش، به‌طور مشابه، شبیه‌سازی‌های عددی جریان روغن عبوری از شیر پایش جریان سوزنی، برای دو حالت مختلف، شامل، جریان تک حالت و دو حالت (با لحاظ کاویتاسیون) اجرا شده‌اند.

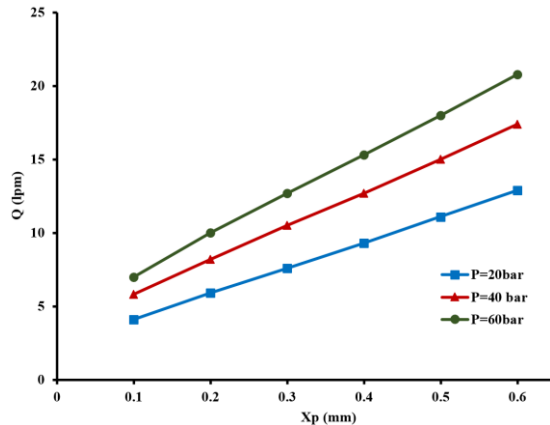


شکل ۶- روند تغییرات دبی عبوری از شیر پایش جریان شامل نشیمنگاه با شعاع انحنای 4 میلی‌متری

بررسی نتایج در شکل ۶ نشان می‌دهد که با افزایش فشار ورودی در محدوده کاری 5 تا 60 بار، دبی عبوری از شیر پایش جریان سوزنی، در هر دو مدل عددی، به صورت غیرخطی، افزایش می‌یابد. در این محدوده کاری فشار روغن در مجرای ورودی، در حالتی که جریان عبوری از شیر پایش جریان سوزنی، تک حالت در نظر گرفته شود، دبی، از $4/15$ لیتر بر دقیقه در فشار 5 بار، به حدود $14/12$ لیتر بر دقیقه در فشار 60 بار، افزایش یافته است. در مقابل، در صورت استفاده از فرض دو حالت جریان در شیر پایش جریان سوزنی، دبی از 4 به $13/78$ لیتر بر دقیقه، تغییر می‌کند. بر این اساس، در فشارهای پایین روغن ورودی به شیر پایش جریان (5 تا 15 بار)، اثر کاویتاسیون بر دبی بیش‌تر است ($3/7-3/4$ درصد). در حالی که، در فشارهای بالاتر روغن ورودی به شیر پایش جریان (50 تا 60 بار)، این اختلاف، به حدود $2/5-2/4$ درصد کاهش می‌یابد.

این مقایسه‌ها نشان می‌دهد که اثر کاویتاسیون بر کاهش دبی در فشارهای کم برجسته‌تر است و با افزایش فشار، تأثیر

تأثیر فشار روغن بر عملکرد شیر پایش جریان در شکل ۷ روند تغییرات دبی روغن عبوری از شیر پایش جریان، بر حسب موقعیت جزء متحرک سوزنی شکل، در سه فشار کاری متفاوت (۲۰ و ۴۰ و ۶۰ بار)، نشان داده شده است.



شکل ۷- تغییرات دبی روغن عبوری از شیر پایش جریان بر حسب جابجایی جزء متحرک سوزنی شکل تحت تأثیر سه فشار ورودی مختلف

مطابق شکل ۷، افزایش فشار روغن، از ۲۰، به ۴۰ و ۶۰ بار، در موقعیت‌های مختلف جزء متحرک سوزنی شکل، موجب افزایش معنی‌دار دبی عبوری از شیر پایش جریان با نشیمنگاه ساده می‌شود. بر این اساس، میزان حساسیت دبی به فشار در شیر پایش جریان، به طور مستقیم، به موقعیت جزء متحرک سوزنی وابسته است. در جابجایی‌های اندک این جزء (۰/۲-۰/۱ میلی‌متر)، سطح مقطع عبور جریان به شدت محدود شده و دبی، متناسب با ریشه دوم اختلاف فشار، تغییر می‌کند. در این شرایط، افزایش فشار ورودی می‌تواند منجر به جهش دبی روغن، تا حدود ۴۰ درصد گردد. این حساسیت قابل توجه، ناشی از تشکیل ناحیه انقباض جریان و وابستگی ضریب تخلیه به عدد رینولدز است؛ موضوعی که پیش‌تر، توسط Tanaka et al. (2021) نیز، گزارش شده است.

در مقابل، با افزایش جابجایی جزء متحرک به محدوده متوسط بازه کاری (۰/۳ تا ۰/۴ میلی‌متر)، اگرچه افزایش فشار همچنان منجر به رشد دبی می‌شود، اما حساسیت دبی به فشار، به شکل محسوسی کاهش می‌یابد. علت این امر، کاهش اثر محدودکنندگی جزء متحرک سوزنی شکل، به دلیل افزایش سطح مقطع عبور جریان، و هم‌زمان، برجسته شدن نقش پدیده‌های دیگری نظیر کاپیتاسیون جزئی، جدایش لایه مرزی و افت‌های موضعی است. همسو با یافته‌های Lu et al. (2024)، در این شرایط، افزایش فشار، حتی به تضعیف شدت

شیر پایش جریان نشان می‌دهد که اختلاف بین نتایج مدل‌های عددی تک‌حالت و دو‌حالت، همواره برای نشیمنگاه ساده، اندکی بیش‌تر از نشیمنگاه با شعاع انحنای ۴ میلی‌متر است.

این اختلاف در فشارهای پایین، بازه‌ای بین ۳/۹-۳/۴ درصد، برای نشیمنگاه ساده، و ۳/۷-۳/۴ درصد، برای نشیمنگاه با شعاع انحنای ۴ میلی‌متری، دارد. با افزایش فشار، این اختلاف برای هر دو هندسه کاهش می‌یابد؛ به‌گونه‌ای که، در فشارهای بالاتر روغن در شیرهای پایش جریان شامل نشیمنگاه ساده و نشیمنگاه با شعاع انحنای ۴ میلی‌متر، به ترتیب به ۲/۸-۲/۴ و ۲/۵-۲/۴ درصد می‌رسد. علت بنیادین این رفتار را می‌توان در تأثیر مثبت انحنای نشیمنگاه بر پروفیل جریان، جستجو کرد. انحنای ایجادشده، ضمن کاهش مقاومت در برابر جریان، موجب کاهش افت فشار موضعی در شیر پایش می‌گردد. بر این اساس، قابلیت وقوع و شدت کاپیتاسیون محدود گردیده و جریان، رفتاری نزدیک‌تر به حالت تک‌حالت از خود نشان می‌دهد. علاوه بر این، داده‌های عددی مربوط به شیر پایش جریان سوزنی با نشیمنگاه دارای شعاع انحنای ۴ میلی‌متری، انطباق بهتری با نتایج تجربی دارند. این همخوانی، به‌ویژه در فشارهای پایین که اختلاف‌ها کاهش می‌یابد، بارزتر است و نشان‌دهنده کاهش حساسیت جریان، به ناپایداری‌های موضعی، در مقایسه با شیرهای شامل نشیمنگاه ساده است.

در نهایت، این تحلیل بر اهمیت دو عامل کلیدی برای پیش‌بینی دقیق دبی روغن عبوری از شیر پایش جریان، شامل، طراحی بهینه هندسه نشیمنگاه، و لحاظ کردن اثرات کاپیتاسیون در مدل‌سازی‌های عددی، تأکید دارد. این ضرورت، به‌ویژه در فشارهای ورودی پایین، و جابجایی‌های اندک، جزء متحرک سوزنی شکل در ساختار درونی شیرهای پایش جریان، احساس می‌شود. به‌منظور ارزیابی دقت داده‌های آزمایشگاهی ارائه‌شده در شکل‌های ۵ و ۶، عدم قطعیت اندازه‌گیری دبی و فشار با در نظر گرفتن دقت اسمی حسگرها و تکرارپذیری نتایج در شرایط عملیاتی یکسان برآورد شد. محاسبات بر اساس روش انتشار خطا انجام گرفت. نتایج نشان داد حداکثر عدم قطعیت نسبی اندازه‌گیری دبی کم‌تر از $\pm 3\%$ درصد و برای فشار کم‌تر از $\pm 1/5\%$ درصد است. با توجه به اینکه دامنه تغییرات مشاهده‌شده در نمودارها به مراتب بزرگ‌تر از مقادیر مذکور است، عدم قطعیت اندازه‌گیری تأثیر معناداری بر روند تغییرات نتایج نداشته است.

نشان داده شده است. مطابق شکل ۸، با افزایش جابجایی متحرک سوزنی شکل از ۰/۱ تا ۰/۶ میلی‌متر، در شیر پایش جریان، با نشیمنگاه ساده و زاویه رأس 60° ، فشار کمینه روغن (P_{min})، به صورت غیرخطی و وابسته به فشار ورودی افزایش می‌یابد. در فشار ورودی ۲۰ بار، با افزایش جابجایی جزء متحرک سوزنی شکل در بازه ۰/۱ تا ۰/۶ میلی‌متر، فشار کمینه روغن در محفظه سوپاپ پایش جریان، در محدوده ۰/۱۸ تا ۰/۱۳۲ بار افزایش می‌یابد. بدین ترتیب، در شرایطی که فاصله جزء متحرک از نشیمنگاه، کم‌تر از ۰/۲ میلی‌متر باشد، کمینه فشار روغن در شیر پایش جریان، پایین‌تر از فشار بخار روغن قرار گرفته که نشان‌دهنده شروع کاویتاسیون شدید و پایدار، در ناحیه پشت لبه نشیمنگاه است.

با افزایش فاصله جزء متحرک شیر پایش جریان در محدوده‌های ۰/۳ تا ۰/۴ میلی‌متر، فشار کمینه، به تدریج از فشار بخار فاصله می‌گیرد. همچنین، در این محدوده کاری شیر پایش جریان، شیب روند تغییرات کمینه فشار بر حسب موقعیت جزء متحرک سوزنی شکل ($\Delta P_{min}/\Delta X_p$)، کاهش می‌یابد، که نشان‌دهنده کاهش محدودیت‌های موضعی ناشی از کاویتاسیون و افزایش مسیر مؤثر جریان است. در فشار ورودی ۴۰ بار، در شرایطی که فاصله جزء متحرک از نشیمنگاه، کم‌تر از ۰/۱ میلی‌متر باشد، کمینه فشار روغن در شیر پایش جریان، اندکی بالاتر از فشار بخار قرار دارد و با جابجایی بیش‌تر جزء متحرک، فاصله آن از فشار بخار بیش‌تر شده و شدت کاویتاسیون کاهش می‌یابد. در این شرایط، شیب روند تغییرات کمینه فشار بر حسب موقعیت جزء متحرک سوزنی شکل ($\Delta P_{min}/\Delta X_p$)، به طور نسبی کم‌تر از حالت ۲۰ بار است، که نشان می‌دهد، اثر فشار ورودی بر کاهش افت موضعی فشار در جابجایی‌های پایین برجسته است، و در جابجایی‌های بیش‌تر، تأثیر آن، محدود می‌شود. لازم به ذکر است که بر اساس مشاهدات (Lu et al. (2024)، افزایش فشار باعث کاهش تشکیل هسته‌های بخار و بهبود پایداری جریان می‌شود.

در فشار ورودی ۶۰ بار، فشار کمینه روغن (P_{min})، در تمام بازه جابجایی جزء متحرک شیر پایش جریان، بالاتر از فشار بخار قرار دارد و کاویتاسیون تنها به صورت خفیف و گذرا مشاهده می‌شود. از این رو، همسو با یافته‌های He et al. (2025) و Wang & He (2024)، افزایش فشار ورودی، با گسترش مسیر مؤثر جریان، اثرات محدودکننده ناشی از افت‌های موضعی فشار و تشکیل حباب‌ها را تضعیف می‌کند.

کاویتاسیون و کاهش تلاطم ناشی از هسته‌های بخار می‌انجامد. در نتیجه، نرخ تغییرات دبی در این محدوده، علی‌رغم کاهش مقاومت هیدرولیکی کلی، کم‌تر از نرخ آن، در جابجایی‌های اندک است، که این امر، مؤید وجود یک رفتار غیرخطی پیچیده در عملکرد شیر پایش جریان، در این ناحیه کاری است.

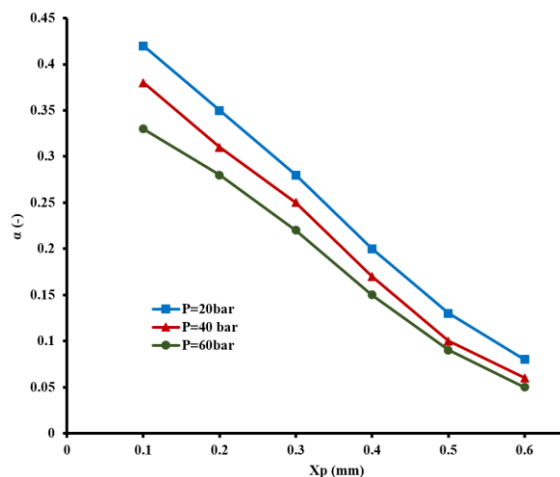
در بازه جابجایی‌های بزرگ‌تر جزء متحرک سوزنی شکل شیر پایش جریان (۰/۵ تا ۰/۶ میلی‌متر)، رژیم جریان به یک حالت پایدار و چسبیده به دیواره منتقل می‌شود. در این شرایط، عوامل غالب در رفتار دینامیکی سیال، تلفات ناشی از تنش برشی، گسترش جت و پدیده جدایش جریان هستند. در نتیجه، حساسیت دبی به فشار، در این محدوده کاهش یافته و حداکثر رشد آن به حدود ۲۰ درصد محدود می‌گردد. این یافته با نتایج پژوهش‌های Liu et al. و Wang & He (2024) و (2025)، همخوانی دارد، که بر اساس آن، در دهانه‌های بازتر شیرهای پایشی، افزایش فشار، به طور عمده، به تقویت پایداری جریان و کاهش نوسانات چندحالتی منجر می‌شود. تحلیل حاضر نشان می‌دهد که اگر چه، رابطه کهن جریان در روزه‌های هیدرولیکی ($Q \propto C_d A \sqrt{\Delta p}$)، افزایش دبی را بر حسب اختلاف فشار، به صورت تئوری پیش‌بینی می‌کند، نتایج این پژوهش انحراف قابل توجهی از این مدل ایده‌آل را آشکار می‌سازد.

رفتار واقعی جریان به دلیل برهم‌کنش چندوجهی میان آشفتگی‌های شدید، انبساط جت، وابستگی غیرخطی ضریب تخلیه به عدد رینولدز، و به‌ویژه، پدیده کاویتاسیون، به‌شدت از این مدل ایده‌آل، منحرف می‌شود. در بازه‌های فشار پایین، ظهور کاویتاسیون با ایجاد حباب‌های بخار، سازوکاری برای تلفات انرژی فراهم آورده و رشد دبی را سرکوب می‌کند. در مقابل، با افزایش فشار و سرکوب تدریجی کاویتاسیون، جریان به سمت یک رژیم پایدارتر حرکت کرده که این امر، ضمن بهبود بازده هیدرودینامیکی، موجب افزایش دبی عبوری از شیر می‌گردد. بنابراین، می‌توان نتیجه گرفت که اگرچه افزایش فشار ورودی همواره دبی عبوری را تقویت می‌کند، اما نرخ افزایش دبی عبوری از شیر پایش جریان، به‌شدت تحت تأثیر متغیرهایی، نظیر جابجایی جزء متحرک و برهم‌کنش پیچیده میان اختلاف فشار، هندسه جریان، تلاطم و وضعیت کاویتاسیون قرار دارد.

در شکل ۸، روند تغییرات کمینه فشار روغن، در محفظه عبوری شیر پایش جریان، بر حسب موقعیت جزء متحرک سوزنی شکل، در سه فشار کاری متفاوت (۲۰ و ۴۰ و ۶۰ بار)،

بررسی‌های بیشتر حاکی از آن است که در جابجایی‌های اندک جزء متحرک سوزنی شکل سوپاپ پایش جریان (۰/۱ تا ۰/۲ میلی‌متر)، افزایش فشار ورودی، موجب رشد نسبی کمینه فشار روغن می‌شود، در حالی که در جابجایی‌های بیش‌تر (جابجایی‌های بیش‌تر از ۰/۵ میلی‌متر)، اثر فشار، بیش‌تر به صورت افزایش مطلق فشار، ظاهر شده و درصد افزایش نسبی کاهش می‌یابد. این روند با اشباع فشار در بازشدگی‌های بزرگ‌تر و کاهش اثرات افت‌های موضعی فشار و جدایش جریان همخوانی دارد.

به طور کلی، روند غیرخطی کمینه فشار روغن در محفظه شیر پایش جریان بر حسب جابجایی جزء متحرک و وابستگی آن به فشار ورودی با نتایج عددی و مطالعات تجربی گزارش‌شده توسط He et al. (2025) و Lu et al. (2024) مطابقت دارد.

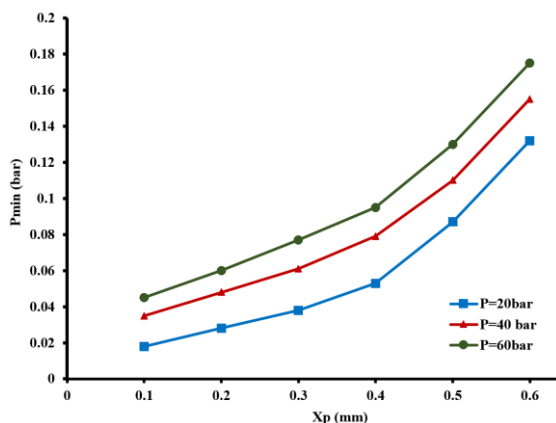


شکل ۹- تغییرات کسر حجمی بخار (α_p) در محفظه شیر پایش جریان بر حسب جابجایی متحرک سوزنی شکل (X_p)، تحت تأثیر سه فشار ورودی مختلف

مطابق شکل ۹، افزایش فشار ورودی از ۲۰ به ۴۰ بار، تنها کاهش ۱۰/۴۷ درصدی در کسر حجم بخار به همراه دارد. این مقدار حاکی از آن است که افت فشار موضعی به قدری بزرگ است که بخش قابل توجهی از جریان، هم‌چنان در فشار بخار یا پایین‌تر از آن، باقی می‌ماند. در مقابل، افزایش فشار به ۶۰ بار، میانگین کاهش را به ۲۰/۷۱ درصد می‌رساند. این تغییر نشان می‌دهد که فشار ورودی بالا می‌تواند بخشی از افت‌های موضعی را جبران کرده و پدیده کاویتاسیون را تا حدی سرکوب نماید. این رفتار با یافته‌های Gao et al. (2022) همسو است که بر لزوم نسبت‌های فشار بالا برای مهار کاویتاسیون در مجاری با سطح مقطع اندک تأکید دارند. در جابجایی متوسط جزء متحرک شیر پایش جریان (۰/۳-۰/۴ میلی‌متر)، کاهش کسر حجمی در محفظه شیر، هم‌چنان محسوس است و جریان به تدریج، از حالت دو حالت پر حجم به دو حالت محدود نزدیک می‌شود.

در جابجایی متوسط جزء متحرک شیر پایش جریان، میانگین کاهش کسر حجمی در فشار ۴۰ بار برابر ۱۲/۸۵٪ و در فشار ۶۰ بار، برابر ۲۳/۲۱٪ است. این اعداد نشان می‌دهند که با افزایش بازشدگی مقطع عبور روغن در شیر پایش جریان

روند غیرخطی کمینه فشار روغن در محفظه شیر پایش جریان بر حسب جابجایی جزء متحرک و وابستگی آن به فشار ورودی با نتایج عددی و مطالعات تجربی گزارش‌شده توسط He et al. (2025) و Lu et al. (2024) مطابقت دارد.



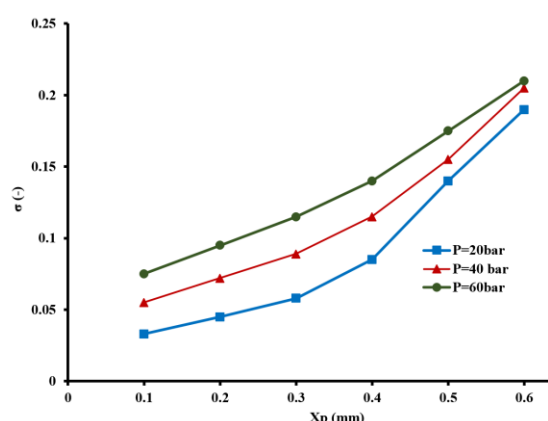
شکل ۸- تغییرات کمینه فشار روغن (P_{min}) در محفظه شیر پایش جریان بر حسب جابجایی متحرک سوزنی شکل (X_p)، تحت تأثیر سه فشار ورودی مختلف

در شکل ۹، روند تغییرات کسر حجمی بخار (α_p) در محفظه عبور روغن در شیر پایش جریان بر حسب موقعیت جزء متحرک سوزنی شکل در سه فشار کاری متفاوت (۲۰ و ۴۰ و ۶۰ بار)، نشان داده شده است. در شکل ۹، روند تغییرات کسر حجمی بخار در سه فشار ورودی ۲۰، ۴۰ و ۶۰ بار، نشان می‌دهد که بروز کاویتاسیون، در شیر پایش جریان با نشیمنگاه ساده، به شدت تابع جابجایی جزء متحرک سوزنی شکل آن است و افزایش فشار ورودی در تمامی شرایط کاری، موجب کاهش حجم حالت بخار می‌شود.

لازم به ذکر است که، میزان این کاهش، در وضعیت‌های کاری مختلف شیر پایش جریان، رفتاری کاملاً غیرخطی دارد. در جابجایی‌های اندک جزء متحرک شیر پایش جریان

ایفا می‌کند. در نتیجه، این یافته‌ها، نه تنها ماهیت غیرخطی کاویتاسیون در شیرهای پایش جریان را تأیید می‌کنند، بلکه بر اهمیت حیاتی طراحی هندسه و پایش دقیق بازشدگی برای مدیریت این پدیده، تأکید می‌ورزند.

در شکل ۱۰، روند تغییرات عدد کاویتاسیون (σ) مرتبط با جریان روغن عبوری از شیر پایش جریان، بر حسب موقعیت جزء متحرک سوزنی شکل آن، در سه فشار کاری متفاوت (۲۰ و ۴۰ و ۶۰ بار) نشان داده شده است.



شکل ۱۰- تغییرات عدد کاویتاسیون (σ) مرتبط با جریان روغن عبوری از شیر پایش جریان بر حسب موقعیت جزء متحرک سوزنی شکل آن (X_p) در سه فشار کاری متفاوت

بررسی داده‌ها در شکل ۱۰، نشان می‌دهد که در هر فشار ثابت (۲۰، ۴۰ و ۶۰ بار)، جابجایی جزء متحرک شیر پایش جریان در محدوده ۰/۱ تا ۰/۶ میلی‌متر، موجب افزایش پیوسته و غیر خطی عدد کاویتاسیون می‌گردد. بر این اساس، افزایش عدد کاویتاسیون مرتبط با جریان روغن عبوری از شیر پایش جریان در هر فشار ورودی معین، بیان‌گر کاهش احتمال رسیدن فشار موضعی، به فشار بخار و محدود شدن تشکیل بخار در ناحیه انقباض جریان، و در نهایت، کاهش شدت کاویتاسیون و بهبود شرایط پایدار جریان است. این روند غیرخطی، که با یافته‌های Chen & Fang (2022) مطابقت دارد، ناشی از کاهش افت موضعی فشار در ناحیه انقباض است که مانع رسیدن فشار به آستانه بخار شده و به افزایش عدد کاویتاسیون می‌انجامد.

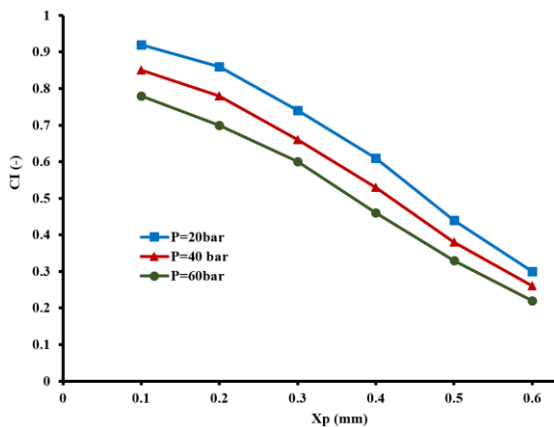
به‌طور خاص، در جابجایی‌های اندک جزء متحرک شیر پایش جریان، عدد کاویتاسیون، مقادیر پایینی دارد، که این امر، نشان‌دهنده ناپایداری جریان و قابلیت بالای تشکیل حفره‌های بخار بزرگ و مخرب است. در مقابل، با افزایش

حساسیت به فشار ورودی، به دلیل کاهش شدت انقباض موضعی جریان، افزایش می‌یابد. در این شرایط، افزایش فشار ورودی، باعث کاهش قابل‌توجه تشکیل بخار در محفظه عبور روغن در شیر پایش جریان، می‌شود. دلایل فیزیکی این کاهش، شامل کاهش افت موضعی فشار روغن در محفظه شیر، در اثر افزایش سطح مقطع عبور جریان، پایدارسازی لایه مرزی به سبب فشار بالاتر، و کاهش گسترش نواحی کم فشار و شدت تلاطم، ناشی از هسته‌های بخار است. این الگو کاملاً مطابق با نتایج گزارش شده توسط He et al. (2025) است که اشاره می‌کند افزایش سطح مقطع عبور جریان، موجب کاهش نوسانات فشار و تضعیف شرایط هسته‌زایی بخار می‌شود.

در نهایت، در جابجایی‌های زیاد جزء متحرک شیر پایش جریان (۰/۶-۰/۵ میلی‌متر)، مسیر جریان تقریباً باز بوده و کاویتاسیون، به طور عمده، از نوع گردابه‌ای است که نسبت به فشار ورودی حساسیت کم‌تری دارد. در جابجایی‌های زیاد جزء متحرک شیر پایش جریان، اثر فشار ورودی، بسیار برجسته‌تر است. میانگین کاهش کسر حجمی در ۴۰ بار، به ۲۴/۰۳٪ می‌رسد و در ۶۰ بار، به مقدار قابل‌توجه ۳۴/۱۳٪ افزایش می‌یابد. این یافته، حاکی از آن است که در جابجایی‌های زیاد جزء متحرک شیر پایش جریان، جریان عبوری روغن از حالت محدودشده خارج می‌شود. در این شرایط، افزایش فشار ورودی به طور مستقیم منجر به افزایش فشار موضعی، کاهش شدت انبساط جریان و سرکوب تشکیل بخار می‌گردد. در نتیجه، عملکرد شیر پایش جریان، در این شرایط کاری، تحت تأثیر روابط پایدار فشار-سرعت قرار می‌گیرد. به بیانی دیگر، در جابجایی‌های زیاد جزء متحرک، ناپایداری‌های گذرای جریان، تأثیر معنی‌داری بر عملکرد شیر پایش جریان ندارند. چنین الگویی با نتایج تجربی Tanaka et al. (2021) و شبیه‌سازی‌های Osterland & Weber (2025)، همخوانی دارد.

به طور خلاصه، تحلیل میانگین کاهش کسر حجمی نشان می‌دهد که تأثیر فشار ورودی در بازشدگی‌های کوچک شیر پایش جریان محدود است، در حالی که در بازشدگی‌های بزرگ، این تأثیر چشمگیر است. دلیل این امر آن است که در جابجایی‌های پایین، افت‌های موضعی ناشی از انقباض شدید آن‌قدر بزرگ هستند که افزایش فشار مطلق نیز نمی‌تواند به طور کامل مانع رسیدن فشار به مقادیر نزدیک به فشار بخار شود. در مقابل، در جابجایی‌های بالا، ساختار جریان پایدارتر شده و فشار ورودی نقش تعیین‌کننده‌تری در مهار کاویتاسیون

نشان‌دهنده کاهش اثرات مخرب پدیده کاویتاسیون، بر عملکرد شیر پایش جریان است.



شکل ۱۱- تغییرات شاخص کاویتاسیون مرتبط با جریان عبوری از شیر پایش جریان بر حسب موقعیت جزء متحرک سوزنی شکل در فشارهای کاری متفاوت

مطابق شکل ۱۱، فشار ورودی نیز نقشی تعیین‌کننده در روند تغییرات شاخص کاویتاسیون جریان روغن عبوری از شیر پایش جریان، ایفا می‌کند. در هر موقعیت جزء متحرک شیر پایش جریان، افزایش فشار ورودی، باعث کاهش این شاخص می‌شود. در واقع، فشار ورودی بالاتر، فاصله بین فشار موضعی و فشار بخار را افزایش داده و از تشکیل شدید حباب‌های بخار جلوگیری می‌کند. این تأثیر، در جابجایی‌های اندک جزء متحرک شیر پایش جریان، به دلیل جریان محدودتر و افت فشار موضعی شدید، بسیار برجسته‌تر است. در مقابل، در بازشدگی‌های متوسط و بزرگ، بازتر بودن مسیر جریان، به کاهش افت موضعی کمک کرده و اثر فشار ورودی بر شاخص کاویتاسیون، تدریجی‌تر می‌شود.

تأثیر شعاع انحنای نشیمنگاه بر عملکرد و مشخصه‌های مرتبط با کاویتاسیون در شیر پایش جریان

بررسی مشخصه‌های جریان در شیرهای شامل جزء متحرک سوزنی شکل، نقش موثر هندسه نشیمنگاه را آشکار می‌سازد. در شکل ۱۲، تأثیر شعاع انحنای نشیمنگاه، بر روند تغییرات دبی روغن عبوری از شیر پایش جریان، در شرایطی که فشار روغن در مجرای ورودی آن برابر ۲۰ بار است، مشاهده می‌گردد.

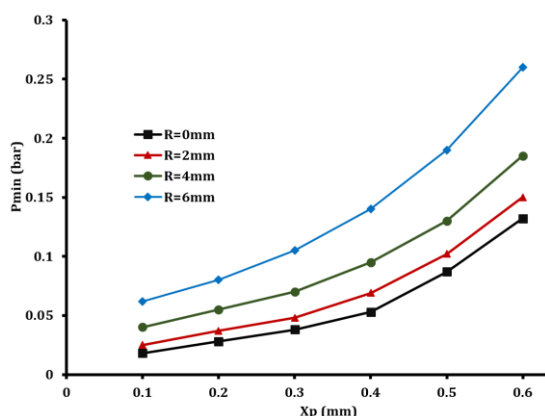
مطابق شکل ۱۲، تحلیل داده‌ها نشان می‌دهد که شعاع انحنای نشیمنگاه، دبی عبوری را در تمام بازه‌های جابجایی

جابجایی جزء متحرک شیر پایش جریان، گسترش سطح مقطع عبور روغن و کاهش تنش‌های موضعی موجب افزایش عدد کاویتاسیون می‌گردد، که بیان‌گر کاهش احتمال وقوع کاویتاسیون مخرب است. از سوی دیگر، اثر فشار ورودی، در جابجایی‌های مختلف جزء متحرک شیر پایش جریان، به طور کامل مشهود است. در جابجایی‌های اندک، افزایش فشار از ۲۰ به ۶۰ بار، عدد کاویتاسیون (σ) را از ۰/۰۳ به حدود ۰/۰۷۵ ارتقا می‌دهد. این امر نشان می‌دهد که فشار بالاتر، فشار موضعی را افزایش داده و شدت کاویتاسیون اولیه را کاهش می‌دهد.

در جابجایی‌های متوسط و بزرگ جزء متحرک شیر پایش جریان، اثر فشار روغن ورودی، بسیار برجسته‌تر است. با افزایش فشار، عدد کاویتاسیون، به بازه ۰/۱۴ تا ۰/۲۱، می‌رسد. این نشان می‌دهد که فشار بالاتر، می‌تواند افت‌های موضعی را جبران کرده و جریان را به سمت پایداری سوق دهد. به بیان دیگر، افزایش جابجایی جزء متحرک شیر پایش جریان، شدت کاویتاسیون را در هر فشاری کاهش می‌دهد. در مقابل، افزایش فشار ورودی، عدد کاویتاسیون را بالا برده و احتمال وقوع حفره‌های بخار شدید را محدود می‌سازد.

در شکل ۱۱، روند تغییرات شاخص کاویتاسیون (CI) مرتبط با جریان روغن عبوری از شیر پایش جریان، بر حسب موقعیت جزء متحرک سوزنی شکل، در سه فشار کاری متفاوت (۲۰ و ۴۰ و ۶۰ بار)، نشان داده شده است. مطابق شکل ۱۱، در هر یک از فشارهای ثابت (۲۰، ۴۰ و ۶۰ بار)، افزایش جابجایی جزء متحرک شیر، منجر به کاهش پیوسته شاخص کاویتاسیون (CI) می‌شود. این شاخص، به طور مستقیم، تحت تأثیر کسر حجمی بخار و افت فشار موضعی، در ناحیه انقباض قرار دارد. از این رو، کاهش آن، بیان‌گر کاهش شدت کاویتاسیون و افزایش پایداری جریان است. در جابجایی‌های اندک جزء متحرک شیر پایش جریان، مسیر محدود عبور روغن، باعث افت فشار موضعی شدید می‌شود. این امر، فشار را به نزدیکی فشار بخار رسانده و منجر به افزایش شاخص کاویتاسیون و وقوع کاویتاسیون شدید و پایدار، در جریان عبوری از محفظه شیر پایش جریان می‌گردد. در مقابل، با افزایش جابجایی جزء متحرک شیر پایش جریان، مسیر جریان بازتر شده و افت فشار موضعی کاهش می‌یابد. بدین ترتیب، تشکیل بخار در محفظه شیر پایش جریان محدود می‌شود و شاخص کاویتاسیون، با کاهش همراه می‌گردد. این وضعیت،

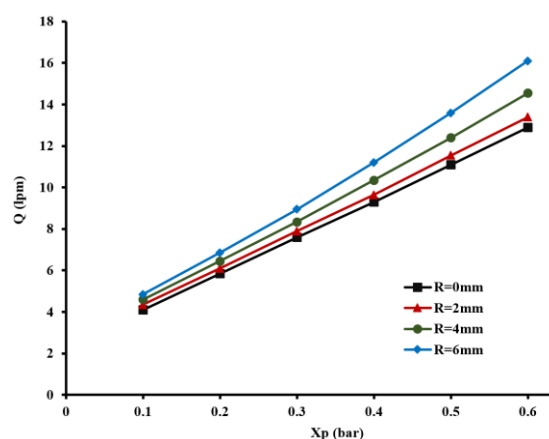
شکل ۱۳، تأثیر شعاع انحنای نشیمنگاه بر کمینه فشار موضعی (P_{min}) در محفظه شیر پایش جریان را نشان می‌دهد. مطابق شکل ۱۳، در جابجایی‌های اندک جزء متحرک شیر پایش جریان (۰/۱ میلی‌متر)، افزایش شعاع انحنای نشیمنگاه از ۰ به ۶ میلی‌متر، کمینه فشار را از ۰/۱۸ به ۰/۶۲ بار T ارتقا می‌دهد (افزایش ۳/۴ برابری). در مقابل، در جابجایی بیشینه جزء متحرک، کمینه فشار روغن در محفظه درونی شیر پایش جریان، از ۰/۱۳۲ به ۰/۲۶۰ بار، افزایش می‌یابد (افزایش ۲ برابری). این روند نشان می‌دهد که حساسیت فشار به هندسه نشیمنگاه و شعاع انحنای آن، در جابجایی‌های اندک بیش‌تر است. ساز و کار فیزیکی این پدیده، در دینامیک جریان نهفته است. انحنای نشیمنگاه، با مهار جدایش جریان، خطوط جریان عبوری از محفظه درونی شیر پایش جریان را هموار می‌سازد. این بهبود در پروفیل جریان، افت فشار موضعی را کاهش می‌دهد.



شکل ۱۳- تأثیر شعاع انحنای (R) نشیمنگاه شیر پایش جریان هیدرولیکی بر روند تغییرات کمینه فشار موضعی روغن (P_{min})

بدین ترتیب، ضریب تخلیه جریان، در روزنه حاصل از جابجایی جزء متحرک شیر پایش جریان، افزایش یافته و فرآیند بازیابی فشار، بهبود می‌یابد. به عبارت دیگر، روغن، انرژی جنبشی خود را با بازده بیش‌تری به انرژی فشاری تبدیل می‌کند. این فرآیند، مقادیر کمینه فشار را بالا می‌برد و حاشیه ایمنی در برابر کاویتاسیون را افزایش می‌دهد. مقایسه شعاع‌های انحنای مختلف نشیمنگاه شیر پایش جریان، یک رفتار غیرخطی قابل توجه را آشکار می‌سازد. در حالی که اثر مثبت انحنای ۲ میلی‌متری در نشیمنگاه شیر پایش جریان، نسبت به نشیمنگاه ساده (نشیمنگاه با شعاع انحنای صفر) چشم‌گیر است، در برخی شرایط، عملکرد انحنای ۴ میلی‌متری

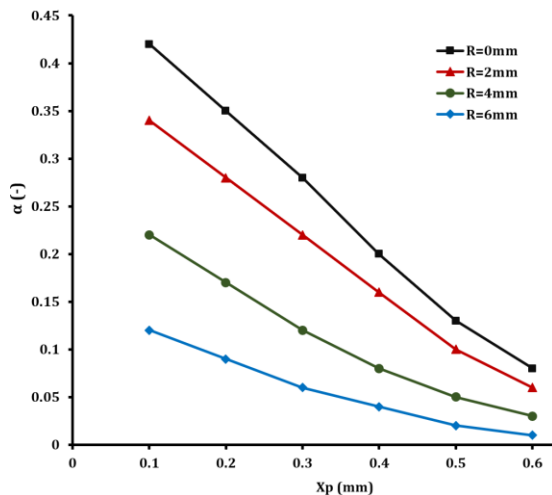
جزء متحرک سوزنی شکل، تحت تأثیر قرار می‌دهد. این تأثیر در جابجایی‌های بزرگ‌تر جزء متحرک، چشمگیرتر است. بررسی‌های بیش‌تر نشان می‌دهد که دبی روغن عبوری از شیرهای پایش جریان، با شعاع‌های انحنای ۲، ۴ و ۶ میلی‌متر در نشیمنگاه، به طور متوسط و به ترتیب، ۴، ۱۲ و ۲۱ درصد، بیش‌تر از شیر مشابه شامل نشیمنگاه ساده، گزارش می‌گردد. این افزایش دبی، در جابجایی‌های بیش‌تر جزء متحرک شیر پایش جریان، به دلیل کاهش مقاومت در برابر جریان روغن، به ۲۳/۸ درصد نیز می‌رسد. سازوکار فیزیکی این پدیده، به دینامیک جریان در ناحیه انقباض مرتبط است. انحنای نشیمنگاه با بهبود پروفیل خطوط جریان، از جدایش و تشکیل گردابه‌های شدید جلوگیری می‌کند.



شکل ۱۲- تأثیر شعاع انحنای نشیمنگاه (R) شیر پایش جریان بر روند تغییرات دبی روغن عبوری از آن

در نتیجه، افت فشار موضعی کاهش یافته و ضریب تخلیه افزایش می‌یابد. در نهایت، بهبود مشخصه‌های مرتبط با پروفیل خطوط جریان در محفظه درونی شیر پایش جریان، به طور مستقیم، به افزایش دبی روغن عبوری از آن منجر می‌گردد. از سوی دیگر، رشد شتابان دبی در جابجایی‌های بزرگ نیز، قابل توجه است. این رفتار، ناشی از تسلط الگوی جریان یکنواخت بر الگوی گردابه‌ای در ساختار داخلی شیر پایش جریان شامل جزء متحرک سوزنی شکل است. بر این اساس، بهینه‌سازی شعاع انحنای نشیمنگاه، یک استراتژی مؤثر در اصلاح عملکرد شیر پایش جریان شامل جزء متحرک سوزنی شکل به حساب می‌آید. ایجاد انحنای نشیمنگاه در بازه ۴-۶ میلی‌متر، عملکرد شیر پایش جریان را از نظر ظرفیت انتقال روغن، بدون ایجاد پدیده‌های نامطلوبی مانند کاویتاسیون، بهبود می‌بخشد.

میلی‌متر)، اختلاف کسر حجمی بین هندسه‌های مختلف نشیمنگاه، به دلیل افزایش سطح مقطع و کاهش افت فشار متمرکز، کم‌تر می‌شود. در این شرایط، ضریب تخلیه در همه شرایط کاری، به مقادیر معینی نزدیک می‌شود و بدین ترتیب، نقش شعاع انحنا نشیمنگاه کم‌رنگ‌تر می‌گردد؛ به طوری که در جابجایی ۰/۶ میلی‌متری جزء متحرک سوزنی شکل، این اختلاف، به حدود ۱۰ تا ۱۵ درصد، محدود می‌شود.



شکل ۱۴- تأثیر شعاع انحنا نشیمنگاه (R) شیر پایش جریان بر تغییرات بیشینه کسر حجمی بخار (α)

از این رو، فاصله قابل توجه بین منحنی‌های کسر حجمی بخار در جابجایی‌های اندک جزء متحرک شیر پایش جریان، ناشی از تأثیر هندسه نشیمنگاه بر میدان فشار است. از سوی دیگر، با افزایش جابجایی جزء متحرک، فاصله میان منحنی‌های مربوط به کسر حجمی بخار در جریان روغن عبوری از محفظه شیر پایش جریان، به‌طور محسوسی کاهش می‌یابد.

در شکل ۱۵، تأثیر شعاع انحنا نشیمنگاه شیر پایش جریان، بر روند تغییرات عدد کاویتاسیون (σ)، در جابجایی مختلف جزء متحرک سوزنی شکل، نشان داده شده است. بررسی تغییرات عدد کاویتاسیون بر حسب جابجایی جزء متحرک سوزنی شکل شیر پایش جریان (X_p)، در شکل ۱۵، نشان‌دهنده یک روند قاعده‌مند، در اثر افزایش شعاع انحنا نشیمنگاه است؛ به طوری که با افزایش شعاع انحنا، نه تنها عدد کاویتاسیون، در تمامی دامنه جابجایی جزء متحرک شیر پایش جریان ارتقا می‌یابد، بلکه شیب نمودار، که بیان‌گر حساسیت عدد کاویتاسیون به جابجایی جزء متحرک است، نیز به شکل معناداری تشدید می‌گردد. این افزایش عدد کاویتاسیون، مؤید

نشیمنگاه، حتی از انحنا ۶ میلی‌متری آن نیز، مؤثرتر ظاهر می‌شود. این امر نشان‌دهنده یک توازن بهینه، میان کاهش مقاومت هیدرولیکی و جلوگیری از ایجاد الگوهای جریان ثانویه در شعاع‌های انحنا بیش‌تر، است.

در شکل ۱۴، تأثیر شعاع انحنا نشیمنگاه شیر پایش جریان هیدرولیکی بر روند تغییرات بیشینه کسر حجمی بخار (α)، در جابجایی مختلف جزء متحرک سوزنی شکل، نشان داده شده است. بررسی بیشینه کسر حجمی بخار، در شکل ۱۴، نشان می‌دهد که افزودن شعاع انحنا نشیمنگاه اثر چشمگیری بر کسر حجمی بخار مرتبط با جریان روغن عبوری از شیر پایش جریان، به ویژه در جابجایی‌های اندک جزء متحرک سوزنی شکل دارد. به طوری که، در جابجایی ۰/۱ میلی‌متری جزء متحرک شیر پایش جریان، ایجاد انحناهای ۲، ۴ و ۶ میلی‌متری بر گوشه نشیمنگاه، به ترتیب، موجب کاهش ۲۵، ۴۵ و ۶۵ درصدی کسر حجمی بخار نسبت به نشیمنگاه ساده می‌گردند. دلیل این امر، وابستگی شدید مشخصه‌های جریان روغن عبوری، به هندسه مجرای ورودی شیر پایش جریان، در جابجایی‌های اندک جزء متحرک سوزنی شکل، است.

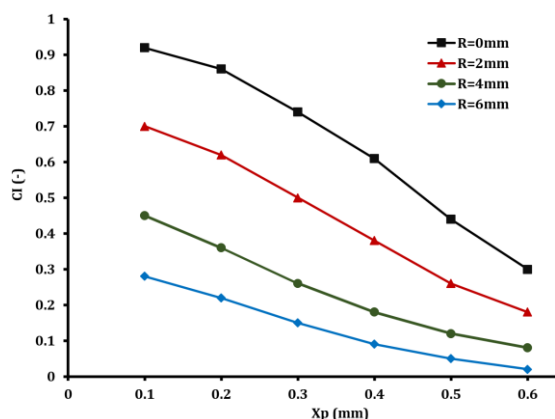
در واقع، انحنا نشیمنگاه، از انبساط و گسترش ناگهانی جریان روغن عبوری از محفظه شیر پایش جریان، در بالادست روزه حاصل از جابجایی جزء متحرک سوزنی شکل، جلوگیری به عمل می‌آورد. بر این اساس، تأخیر در جدایش لایه مرزی جریان روغن عبوری از محفظه درونی شیر پایش جریان، به وجود می‌آید. بدین ترتیب، در بالادست روزه، در ساختار شیر پایش جریان، انبساط بسیار شدید جریان پیش‌بینی می‌گردد و در نتیجه، شعاع انحنا نشیمنگاه، به طور مستقیم حداقل فشار را تحت تأثیر قرار می‌دهد. از این رو، در جابجایی‌های اندک جزء متحرک شیر پایش جریان، فاصله بین منحنی‌های مربوط به بیشینه کسر حجمی، قابل توجه است.

مطابق شکل ۱۴، در محدوده جابجایی ۰/۴-۰/۳ میلی‌متری جزء متحرک سوزنی شکل، حساسیت کسر حجمی بخار به شعاع انحنا نشیمنگاه تضعیف می‌گردد. دلیل این امر آن است که جریان روغن، فاصله بیش‌تری از نشیمنگاه گرفته و تأثیر هندسه آن، بر میدان فشار، کاهش می‌یابد. با این وجود، ایجاد شعاع انحنا ۶ میلی‌متری در نشیمنگاه شیر پایش جریان، هم‌چنان بیشینه کسر حجمی را نسبت به نشیمنگاه ساده، به میزان ۳۰ تا ۴۰ درصد، کاهش می‌دهد. در جابجایی‌های بیش‌تر جزء متحرک سوزنی شکل (۰/۶-۰/۵)

سطوح بالاتری برقرار می‌شود که خود را به صورت هم‌زمان در افزایش عدد کاویتاسیون و شیب نمودار منعکس می‌نماید.

برجسته‌ترین تحول، در حالتی ایجاد می‌گردد که در ساختار درونی شیر پایش جریان، از نشیمنگاه با شعاع انحنا ۶ میلی‌متری، استفاده شود. در این حالت، روند تغییرات عدد کاویتاسیون، بر حسب جابجایی جزء متحرک سوزنی شکل شیر پایش جریان، علاوه بر قرار گرفتن در بالاترین سطح، دارای بیش‌ترین شیب نیز است. این رفتار را می‌توان به کاهش چشم‌گیر چگالی انرژی تلاطم، افت گرادیان سرعت موضعی و تسهیل فرآیند انبساط تدریجی جریان، نسبت به شعاع‌های انحنا کوچک‌تر، نسبت داد. بنابراین، یافته‌ها به صورت کمی و کیفی تأیید می‌کنند که افزایش شعاع انحنا نشیمنگاه، هم مقدار مطلق عدد کاویتاسیون را در کل بازه عملکردی ارتقا می‌بخشد و هم حساسیت آن را به تغییرات بازشدگی جزء متحرک شیر پایش جریان تقویت می‌نماید. این نتیجه با سازوکارهای فیزیکی منتشرشده در پژوهش‌های عددی معتبر پیرامون بهبود بازیابی فشار و تضعیف پدیده کاویتاسیون در هندسه‌های با لبه‌های قوس‌دار، هم‌راستا است (Osterland & Weber 2025).

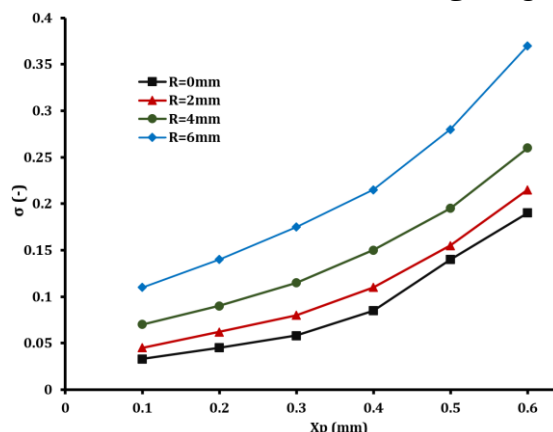
در شکل ۱۶، تأثیر شعاع انحنا نشیمنگاه شیر پایش جریان هیدرولیکی، بر روند تغییرات شاخص کاویتاسیون (CI)، در جابجایی مختلف جزء متحرک سوزنی شکل نشان داده شده است.



شکل ۱۶- تأثیر شعاع انحنا نشیمنگاه شیر پایش جریان بر روند تغییرات شاخص کاویتاسیون (CI)

بررسی نتایج ارائه‌شده در شکل ۱۶، تأثیر قابل توجه شعاع انحنا نشیمنگاه، بر کاهش شاخص کاویتاسیون (CI)، مرتبط با جریان روغن عبوری از شیر پایش جریان را در محدوده

کاهش ریسک وقوع پدیده کاویتاسیون و افزایش پایداری فشار در مقطع بحرانی است.



شکل ۱۵- تأثیر شعاع انحنا نشیمنگاه شیر پایش جریان بر روند تغییرات عدد کاویتاسیون (σ)

مطابق شکل ۱۵، در شرایطی که در ساختار شیر پایش جریان، از نشیمنگاه ساده استفاده شود، عدد کاویتاسیون، در پایین‌ترین سطح ممکن قرار داشته و نرخ رشد آن، با افزایش جابجایی جزء متحرک سوزنی شکل، اندک است (۰/۳۱۴) به ازای هر میلی‌متر جابجایی جزء متحرک). در واقع در شیرهای پایش جریان با نشیمنگاه ساده، برخورد جریان سیال به لبه ناهموار و قائم، منجر به جدایش ناگهانی و شدید خطوط جریان، می‌گردد. این پدیده، تشکیل یک منطقه انقباض، با سطح مقطع بسیار محدود در بالادست روزه را به دنبال دارد. بر اساس اصل برنولی، افزایش شدید سرعت سیال در این ناحیه، تقریباً کل انرژی فشار ایستا را به انرژی جنبشی تبدیل کرده و فشار موضعی را به مقادیری نزدیک به فشار بخار سیال، کاهش می‌دهد.

این افت فشار شدید، عدد کاویتاسیون را به سطح بسیار پایینی (در حدود ۰/۰۳۳)، می‌رساند که به مراتب کم‌تر از آستانه شروع پدیده کاویتاسیون در روغن هیدرولیک ISO VG46 است. این مقدار، بیان‌گر وقوع کاویتاسیون توسعه‌یافته است، که در آن، فروپاشی حباب‌های بخار، در نواحی پایین‌دستی با فشار بالاتر، منجر به تولید امواج ضربه‌ای شده و عامل اصلی فرسایش شیر پایش جریان به حساب می‌آید. با ایجاد انحناهای ۲ و ۴ میلی‌متری، الگوی انقباض جریان تعدیل می‌شود و شدت جدایش لایه مرزی و گردابه‌های ناشی از آن، کاهش می‌یابد. در پی این تغییر، فشار استاتیک، در ناحیه پس از انقباض، برای تمامی مقادیر بازشدگی شیر پایش جریان، در

گردابه‌های موضعی، توزیع همگن‌تر حالت بخار، کاهش شدت جدایش جریان و افزایش سطح تماس سیال با پروفیل نشیمنگاه، جستجو کرد.

این عوامل، به‌طور هم‌زمان، سبب افت شدید شاخص کاویتاسیون، در بازه جابجایی‌های کوچک، و کاهش نرخ این افت، در بازه‌های بزرگ‌تر می‌گردند. در نهایت، این تحلیل نشان می‌دهد که هندسه نشیمنگاه، نه تنها مقدار مطلق شاخص کاویتاسیون، بلکه حساسیت و نرخ تغییرات آن را نیز تحت پایش قرار می‌دهد. این ویژگی، نقشی تعیین‌کننده در بهینه‌سازی عملکرد هیدرولیکی و کاهش قابلیت تخریب ناشی از کاویتاسیون ایفا می‌نماید.

نتیجه‌گیری

این پژوهش با هدف تبیین رفتار گذرای کاویتاسیون در شیرهای پایش جریان سوزنی و ارائه یک راهکار عملی برای مهار این پدیده، به بررسی عددی-تجربی اثر هم‌زمان فشار ورودی و هندسه نشیمنگاه بر عملکرد هیدرودینامیکی این شیرها پرداخت. مهمترین دستاورد این مطالعه، تأیید دقت بالای مدل عددی و گذرای توسعه یافته بود که با تطابق قابل توجهی (خطای کم‌تر از ۰/۶٪) با داده‌های تجربی اختصاصی اعتبارسنجی گردید. تحلیل جامع داده‌ها نشان داد که اگرچه افزایش فشار ورودی و جابجایی جزء متحرک، به صورت کلی با کاهش شدت کاویتاسیون همراه است، اما این کمیت‌ها در مقایسه با هندسه نشیمنگاه، تأثیر کم‌تری بر مشخصه‌های مرتبط با عملکرد شیرهای پایش جریان سوزنی دارند. در واقع، نتیجه‌گیری بنیادین این پژوهش، نقش تعیین‌کننده و راهبردی هندسه نشیمنگاه، در پایش کاویتاسیون در جریان روغن عبوری از شیرهای پایش جریان سوزنی است.

بررسی و ارزیابی نتایج نشان داد که ایجاد انحنای بهینه در نشیمنگاه، به‌ویژه با شعاع ۶ میلی‌متر، با تعدیل پروفیل خطوط جریان، مهار جدایش لایه مرزی و کاهش شدید افت فشار موضعی، قابلیت وقوع و توسعه کاویتاسیون را به‌طور قابل توجهی کاهش می‌دهد. دستاوردهایی، شامل، کاهش ۹۱ درصدی شاخص کاویتاسیون (CI) در شرایط بحرانی، و افزایش هم‌زمان ۲۳ درصدی دبی جریان، نتیجه این بهینه‌سازی هندسی به‌شمار می‌آیند. این موضوع نشان می‌دهد که می‌توان بدون نیاز به تغییر فشار کاری یا افزایش ابعاد شیر، صرفاً با اصلاح هندسه نشیمنگاه، عملکرد هیدرولیکی شیر پایش جریان سوزنی را به شکل معناداری بهبود بخشید و پایداری و

جابجایی جزء متحرک سوزنی شکل، تأیید می‌کند. در بازه جابجایی اندک جزء متحرک شیر پایش جریان (۰/۱ تا ۰/۲ میلی‌متر)، افزایش شعاع انحنای نشیمنگاه از ۰ به ۲، ۴ و ۶ میلی‌متر، شاخص کاویتاسیون را به ترتیب، با کاهش‌های ۲۴، ۵۱ و ۷۰ درصدی همراه می‌سازد. این روند در بازه جابجایی متوسط جزء متحرک شیر پایش جریان (۰/۳ تا ۰/۴ میلی‌متر)، نیز ادامه یافته و کاهش‌های ۳۲، ۶۳ و ۸۰ درصدی را ثبت می‌نماید. تأثیرگذاری این کمیت، در بازه جابجایی بیش‌تر جزء متحرک شیر پایش جریان (۰/۵ تا ۰/۶ میلی‌متر)، به اوج خود می‌رسد و به ترتیب، منجر به کاهش‌های قابل توجه ۴۱، ۷۳ و ۹۱ درصدی در شاخص کاویتاسیون می‌گردد.

دلیل این کاهش معنادار در شاخص کاویتاسیون را می‌توان در چند سازوکار فیزیکی کلیدی جستجو کرد. افزایش شعاع انحنای نشیمنگاه، با کاهش ناپیوستگی هندسی، منجر به تضعیف جدایش لایه مرزی، و کاهش گرادیان سرعت، در ناحیه روزنه می‌گردد. این دو پدیده، فشار استاتیک کمینه را ارتقا داده و به‌طور مستقیم، شاخص کاویتاسیون را کاهش می‌دهند. علاوه بر این، انحنای بزرگ‌تر نشیمنگاه شیر پایش جریان، بیشینه سرعت جریان را در مقطع بحرانی کاهش داده و هسته‌های گردابه‌ای کم‌فشار، که منشأ اصلی افت فشار ناگهانی و آغاز کاویتاسیون هستند، را تضعیف می‌کند. از سوی دیگر، یکنواختی بیش‌تر مسیر جریان، تنش برشی را کاهش داده و نرخ تشکیل هسته‌های اولیه کاویتاسیون را محدود می‌سازد.

در مجموع، هم‌افزایی این اثرات (افزایش فشار کمینه، کاهش سرعت موضعی، تضعیف گردابه‌ها و پایش جدایش جریان)، به‌طور هماهنگ، سبب کاهش قابل توجه شاخص کاویتاسیون و بهبود عملکرد هیدرودینامیکی شیر پایش جریان شامل نشیمنگاه دارای شعاع انحناء می‌گردد. از سوی دیگر، در شیر پایش جریان با نشیمنگاه ساده، شاخص کاویتاسیون، با افزایش جابجایی جزء متحرک، به‌طور یکنواخت، کاهش می‌یابد. این در حالی است که، با افزایش شعاع انحنای نشیمنگاه، شیب روند تغییرات شدت کاویتاسیون در شیر پایش جریان، در جابجایی‌های اندک جزء متحرک سوزنی شکل، تندتر و در جابجایی‌های بیش‌تر، ملایم‌تر می‌شود. این تغییر در الگو، مؤید وقوع پدیده اشباع، در اثربخشی انحنای نشیمنگاه است؛ به‌گونه‌ای که با افزایش جابجایی جزء متحرک شیر پایش جریان، تأثیر هندسه نشیمنگاه، بر شاخص کاهش می‌یابد. سازوکارهای فیزیکی حاکم بر این پدیده را می‌توان در عواملی چون تضعیف

منابع

- American Society of Mechanical Engineers. (2009). Standard for Verification and Validation in Computational Fluid Dynamics and Heat Transfer (ASME V&V 20-2009). ASME.
- Chen, Y., & Fang, Z. (2022). CFD investigation of transient cavitation control in hydraulic poppet valves. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 16(1), 231–245. <https://doi.org/10.1080/19942060.2022.2038836>
- Chen, Y., Liu, H., & Zhang, Q. (2025). Influence of sudden expansion geometries on cavitation behavior of control valves. *Scientific Reports*, 15(3), 987–1003. <https://doi.org/10.1038/s41598-025-43183-4>
- Gao, R., Wang, S., & Zhang, D. (2022). CFD-based cavitation analysis in high-pressure poppet valves using Rayleigh–Plesset model. *Tribology International*, 173, 107719. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2021.107719>
- He, Q., Zhang, L., & Wang, Y. (2025). Dynamic interaction between cavitation and valve motion in hydraulic systems. *Journal of Fluids and Structures*, 138, 104982. <https://doi.org/10.1016/j.jfluidstru.2023.104982>
- Kumar, A., Patel, V., & Singh, R. (2022). Visualization and numerical prediction of cavitation erosion in hydraulic poppet valves. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 135, 110693. <https://doi.org/10.1016/j.jfluidstructs.2023.104982>
- Lee, C., & Park, S. (2023). Investigation of cavitation suppression by adaptive valve geometry. *Flow Measurement and Instrumentation*, 92, 102042. <https://doi.org/10.1016/j.flowmeas.2023.102042>
- Li, F., Zhao, Y., & Wang, L. (2023). Optimization of poppet valve geometry for cavitation suppression using multi-objective algorithms. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 189, 110150. <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2023.110150>
- Lisowski, E., Pawlak, M., & Rajda, R. (2024). Numerical analysis of cavitation erosion in hydraulic spool and poppet valves. *Energy Conversion and Management*, 306, 118622. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2024.118622>
- Liu, M., Wu, D., & Chen, J. (2025). Design of a novel pump cavitation valve and study of its cavitation characteristics. *Water*, 17(10), 1503. <https://doi.org/10.3390/w17101503>
- Lu, L., Liang, Z., Liu, Y. (2024). Geometrical transition properties of vortex cavitation and associated flow-choking characteristics in poppet valves. *Journal of Zhejiang University-Science*, 25, 455–469. <https://doi.org/10.1631/jzus.A2300114>
- Systems; Jundi-Shapur University of Technology, 2023. (In Persian)
- Osterland, S., & Weber, J. (2025). CFD prediction and experimental visualisation of cavitation and its erosion in hydraulic valves. *Flow*, 5. <https://doi.org/10.3389/fflow.2025.00001>
- Qiu, T., Yang, L., Zhang, J., Wang, Z., Song, Y., Ai, C. (2024). Investigation of valve seat cone angle on

طول عمر مفید آن را افزایش داد. این مطالعه، با فراتر رفتن از تحلیل‌های سنتی، به درک کمی از برهم‌کنش پیچیده میان پویایی سیال و هندسه کمک شایانی نمود.

بر این اساس، از دیدگاه تئوری، یافته‌ها، سازوکار فیزیکی تأثیر انحنای نشیمنگاه را بر کاهش انرژی تلاطم و افزایش فشار ایستای کمینه در ناحیه بحرانی شیر پایش جریان سوزنی روشن، ساخت. از دیدگاه کاربردی، پژوهش حاضر به ارائه یک راهنمای طراحی عملی و کم‌هزینه برای متخصصان حوزه سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی می‌پردازد. مطابق با این راهنما، به‌کارگیری انحنای بهینه در نشیمنگاه، راهکاری مؤثر جهت کاهش ارتعاشات، صدا، خوردگی و در نهایت، کاهش هزینه‌های نگهداری و تعمیرات سامانه‌های انتقال توان هیدرولیکی محسوب می‌گردد.

مشارکت نویسندگان

نحوه و میزان مشارکت نویسندگان در انجام این پژوهش به صورت زیر است:

- رضا خسروزاده: پژوهش، نرم‌افزار، روش‌شناسی، تصویرسازی، اعتبارسنجی، تحلیل، نگارش پیش‌نویس اولیه.
- پژمان نیک‌اندیش: مفهوم‌سازی، نظارت، نگارش، بازبینی و ویرایش.

دسترسی به داده‌ها

همه اطلاعات و نتایج در متن مقاله ارائه شده است.

اصول اخلاقی

در انجام و انتشار این اثر علمی، اصول اخلاقی توسط نویسندگان رعایت شده است.

تضاد منافع نویسندگان

نویسندگان اعلام می‌کنند که هیچ‌گونه منافع مالی رقابتی یا روابط شخصی شناخته‌شده‌ای که ممکن است بر کار گزارش‌شده در این مقاله تأثیر گذاشته باشد، ندارند.

حمایت مالی

نویسندگان، هیچ حمایت مالی خاصی برای انجام این پژوهش دریافت نکرده‌اند.

- Yao, J., Li, M., Li, X., & Kong, D. (2025). Cavitation evolution mechanism and periodic flow of aviation pressure poppet valve. *Journal of Hydraulic Engineering*, 149(4), 04023018. <https://doi.org/10.1515/jfp-2025-0004>
- Yuan, C., Zhu, L., Liu, S., & Li, H. (2021). Examination of Viscosity Effect on Cavitating Flow inside Poppet Valves Based on a Numerical Study. *Applied Sciences*, 11(23), 11205. <https://doi.org/10.3390/app112311205>
- Zhang, Q., Li, Y., & Zhao, X. (2021). Transient cavitation modeling in proportional hydraulic valves. *Energy Conversion and Management*, 246, 114673. <https://doi.org/10.1016/j.encon.2021.114673>
- Zhang, R., Yang, F., & Li, Y. (2025). Investigation on flow and cavitation characteristics in water hydraulic poppet valve. *Journal of Systems and Control Engineering*, 239 (10), 1812–1826. <https://doi.org/10.1177/0959651823117369>
- Zhu, D., Tian, H., Xu, Y., Li, X., Peng, Y., & Wang, J. (2024). Transient cavitation characteristics in high-speed hydraulic valves under dynamic operation. *Mechanical Engineering Science*, 238(6), 1342–1358. DOI: 10.1243/09544062MES358.
- small opening direct-acting relief valve cavitation noise. *Machines*, 12, 434. <https://doi.org/10.3390/machines12070434>
- Sun, X., Zhou, L., & Chen, J. (2024). Transient flow and cavitation in high-response directional valves. *International Journal of Multiphase Flow*, 172, 104523. <https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2024.104523>
- Sun, P., & Zhao, H. (2025). Performance analysis of poppet valves in deep-sea hydraulic systems considering viscosity–pressure characteristics. *Journal of Marine Science and Engineering*, 13(6), 1177. <https://doi.org/10.3390/jmse13061177>
- Tanaka, M., Suzuki, Y., & Kato, T. (2021). Experimental investigation of vapor bubble formation in hydraulic control valves. *Journal of Fluids Engineering*, 143(8), 081201. <https://doi.org/10.1115/1.4050157>
- Wang, J., Li, X., & Zhao, K. (2025). Cavitation evolution mechanism and periodic flow of aviation pressure poppet valve. *International Journal of Fluid Power*, 26(1), 33–45. <https://doi.org/10.1515/jfp-2025-0004>
- Wang, Y., & He, Q. (2024). Coupled CFD–FEM study of cavitation-induced vibration in hydraulic poppet valves. *Computers & Fluids*, 274, 106101. <https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2023.106101>
- Wang, J., Liu, H., & Chen, Z. (2020). Numerical analysis of cavitation flow in poppet valves using a multiphase CFD model. *Applied Thermal Engineering*, 176, 115403. <https://doi.org/10.1016/j.applther.2020.115403>

