

A Numerical Study on the Influence of Geometric Parameters on Tesla Valve Performance within an Automatic Recirculation Control Valve System

Rafat Mohammadi¹ *, Arsalan Rajaei¹, Naser Meyghani²

¹ Department of Mechanical Engineering, Arak University, Arak, Iran.

² Department of Mechanical Engineering, Arak University of Technology, Arak, Iran.

ABSTRACT: In this study, the performance of a Tesla valve, integrated into Automatic Recirculation Control valves used in industrial applications, is investigated through numerical simulation. The primary objective was to analyze the influence of key geometric parameters of the valve on flow characteristics, including flow rate, pressure drop, and cavitation phenomena. The governing equations were solved using the finite volume method in ANSYS CFX, and the numerical results were validated through comparison with experimental data. The parametric study was conducted in two phases. In the first phase, under a constant pressure drop, the effects of body diameter, stage diameter, stage angle, and the number of stages on flow rate were examined. The results indicated that increasing the diameter and reducing the stage angle can enhance the flow rate by up to 45%, whereas variations in the number of stages had minimal impact on flow rate. In the second phase, the effects of the aforementioned parameters were assessed under varying pressure drops. These results also revealed a direct correlation between pressure drop and flow rate, with trends consistent with the first stage. The findings of this study provide valuable insights for the optimal and customized design of Tesla valves in Automatic Recirculation Control systems, contributing to enhanced efficiency and reduced energy losses in industrial pumping applications.

Review History:

Received: Jun. 03, 2025

Revised: Aug. 08, 2025

Accepted: Aug. 21, 2025

Available Online: Aug. 26, 2025

Keywords:

Tesla Valve

Numerical Simulation

Cavitation

Automatic Recirculation Control

Valve

ARC Valve

1- Introduction

Maintaining industrial pump flow above a specified minimum is essential for safe operation. Running below this limit disrupts hydraulic balance, leading to vibration, noise, overheating, and eventual damage. To prevent this, engineering solutions are used to guarantee a minimum suction flow even when demand decreases. A widely adopted method is the Automatic Recirculation Control (ARC) valve system, which automatically diverts part of the flow through a bypass whenever the main-line flow drops below the set threshold, thereby protecting the pump and improving reliability [1].

In ARC systems, a Tesla valve can be placed in the bypass branch to provide the required pressure drop while ensuring minimum flow. Invented by Nikola Tesla in 1920, the valve consists of interconnected loops and obstacles that impose different resistances in forward and reverse directions. With no moving parts, it delivers pressure loss purely through geometry, making it robust and well-suited for industrial use [2]. These features make the Tesla valve an effective candidate for ARC applications.

Previous studies have explored ARC systems and Tesla valves. For instance, Thompson compared ARC valves with conventional methods for maintaining minimum pump flow,

showing that ARC offers the highest level of protection [3]. Other research on Tesla valves has examined geometric modifications that improve rectification performance [4-6]. However, comprehensive evaluations under ARC operating conditions, especially those linking geometry with pressure drop, flow rate, and cavitation, remain scarce.

The novelty of this work lies in the systematic analysis of flow rate, pressure drop, and cavitation index under both constant and variable pressure-drop scenarios, more closely reflecting industrial conditions. A two-phase model is employed to simulate cavitation, allowing numerical identification of vapor formation zones inside the valve. These findings provide a basis for the optimal and practical design of Tesla valves in ARC systems.

2- Problem Statement

Figure 1 illustrates the geometry of an ARC valve system along with the schematic of the baseline Tesla valve under study. The ARC valve consists of two primary parts: the main passage and the bypass passage. Within this bypass, a Tesla valve is embedded, whose geometric structure resembles the well-known Tesla design. As shown in Figure 1b, the horizontal section of the bypass contains several asymmetric stages arranged to produce directional resistance. In the present configuration, the Tesla valve includes three stages,

*Corresponding author's email: r-mohammadi@araku.ac.ir

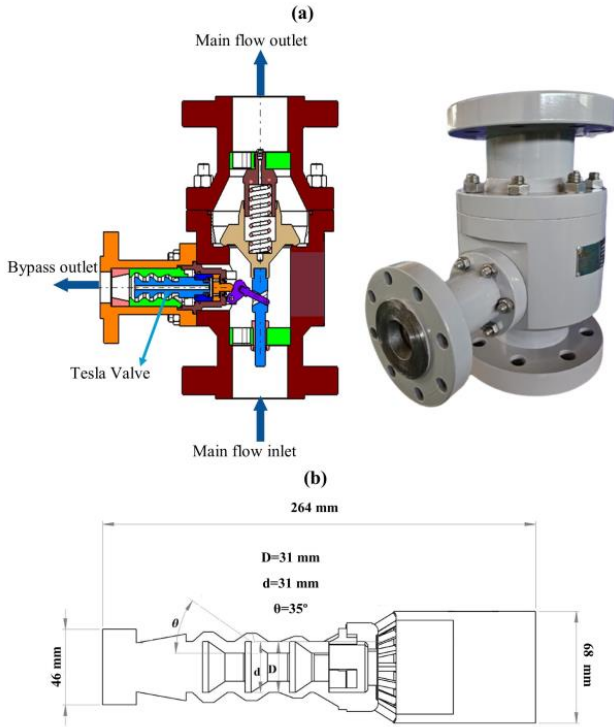


Fig. 1. (a) Geometry of a sample ARC valve system. (b) Schematic of the baseline geometry of the Tesla valve.

each shaped to create fluid diversion and energy dissipation.

3- Governing Equations and Solution Method

In order to investigate the hydraulic performance of the Tesla valve under realistic operating conditions, a numerical approach was adopted in this study. The flow was assumed to be incompressible, turbulent, and two-phase, consisting of liquid water as the primary phase and water vapor as the secondary phase to account for cavitation phenomena. The governing equations included the continuity and momentum equations, which were discretized using the finite volume method (FVM). Turbulence effects were modeled using the $k-\epsilon$ turbulence model, while cavitation was represented by the Rayleigh-Plesset cavitation model to capture interphase mass transfer between liquid and vapor phases. The cavitation index (σ) was employed to characterize cavitation intensity, defined as [7]:

$$\sigma_v = \frac{p_u - p_v}{p_u - p_d} \quad (1)$$

where p_u is the upstream pressure, p_d is the downstream pressure, and σ_v is the vapor pressure of water. This index provides a dimensionless measure of cavitation likelihood within the valve.

The numerical simulations were performed using ANSYS

Table 1. Flow rate and cavitation index for different diameters

$d=D$ (mm)	Q (m ³ /h)	σ_v
27	54.955	1.083
31	64.492	1.096
35	70.247	1.110
40	79.693	1.117

CFX (version 2021) with a pressure-based coupled solver. A high-resolution scheme was adopted for discretization, and the convergence criterion was set at 10^{-5} for all governing equations. To reduce computational cost, only a symmetric half of the geometry was modeled, with appropriate symmetry boundary conditions applied. The inlet boundary condition was specified as a total pressure of 72.2 bar, with liquid water at 25 °C as the working fluid. At the outlet, a static pressure of 3.6 bar was imposed. The liquid water volume fraction at the inlet was set to unity, while the vapor phase fraction was zero. Along the solid walls, a standard no-slip condition was applied.

4- Results

The influence of geometric parameters of the Tesla valve on its performance is systematically examined. The parametric study considers the effects of the body diameter (D), the diameter of the stages (d), the stage angle (θ), and the number of stages. In each sub-study, one parameter is varied within a specified range while the others are kept constant at their baseline values.

4- 1- Effect of geometric parameters on flow rate at constant inlet and outlet pressures

In this section, the inlet and outlet pressures were kept fixed at their baseline values, and the effect of geometric parameters on flow rate was examined.

At first, the effect of the stage diameter (d) and the valve body diameter (D) on the flow pattern is investigated. While varying the diameters, the radial clearance between the outer wall of the stages and the valve body, which serves as the flow passage, is assumed to remain constant. The flow rates and cavitation index values for different diameters are presented in Table 1. As shown in Table 1, increasing the diameters from 27 mm to 40 mm enhanced the outlet flow rate from approximately 55 m³/h to 80 m³/h, representing an increase of about 45%. Moreover, the cavitation index also increases slightly with diameter. Although the changes in cavitation index are not significant, it can be concluded that cavitation occurrence is marginally reduced at larger diameters.

The effect of the number of stages was then investigated. By adjusting the overall valve length in proportion to the number of stages, the hydraulic performance of two-, three-, and four-stage configurations was compared. Results indicated that the number of stages had only a marginal influence on flow rate. Flow variations among the three cases remained within $\pm 5\%$, with the two-stage valve yielding a

small increase (about 4.7%) and the four-stage valve a slight decrease relative to the baseline three-stage configuration. The cavitation index values were also similar, showing only minor differences. This indicates that the stage number is not a dominant factor in determining flow capacity.

Next, the stage angle was varied. Increasing the stage angle from 20° to 42° caused a gradual decrease in outlet flow rate, with reductions of up to 15% compared to the baseline value at 35° . A direct correlation was observed: larger angles increased flow resistance and reduced flow capacity, while smaller angles enhanced flow. At the same time, cavitation indices exhibited a decreasing trend with increasing stage angle, suggesting a higher likelihood of cavitation at larger deflections. These findings indicate that minimizing the stage angle within acceptable limits improves both flow performance and cavitation resistance.

4- 2- Effect of geometric parameters on flow rate under different pressure drops

To assess valve performance under realistic industrial conditions, the effects of geometric parameters were also studied for different levels of pressure drop. For each configuration, the flow rate was simulated across a range of pressure differences between the inlet and outlet, and the corresponding curves are plotted in Figure 2.

The results showed a clear direct relationship between flow rate and pressure drop: as the pressure difference increased, the outlet flow rate increased as well. This trend was consistent across all geometric variations. In particular, larger body diameters, lower stage numbers, and smaller stage angles yielded higher flow rates at any given pressure drop. For instance, with an increase in pressure drop from 56.4 bar to 76.4 bar, enlarging the body diameter from 27 mm to 40 mm increased the flow rate from 49.8 m^3/h to 58.7 m^3/h , corresponding to a growth of about 17%.

5- Conclusion

This study numerically evaluated the performance of a Tesla valve within an ARC system. The results showed that body diameter and stage angle are the dominant design parameters, while the number of stages has little effect. Enlarging the diameter and reducing the stage angle enhanced flow capacity and slightly reduced cavitation risk. Although cavitation was observed in the downstream region, it did not significantly affect overall performance. These findings provide a practical foundation for optimizing Tesla valve design to improve efficiency and reliability in industrial pumping systems.

References

- [1] J. Cone, Pump energy conservation techniques, in: 9th turbomachinery symposium, Texas A & M University, 1980, pp. 83-101.
- [2] A. Purwidyantri, B.A. Prabowo, Tesla valve microfluidics: the rise of forgotten technology, *Chemosensors*, 11(4) (2023) 256.
- [3] M. Thompson, Pump Minimum Flow Protection

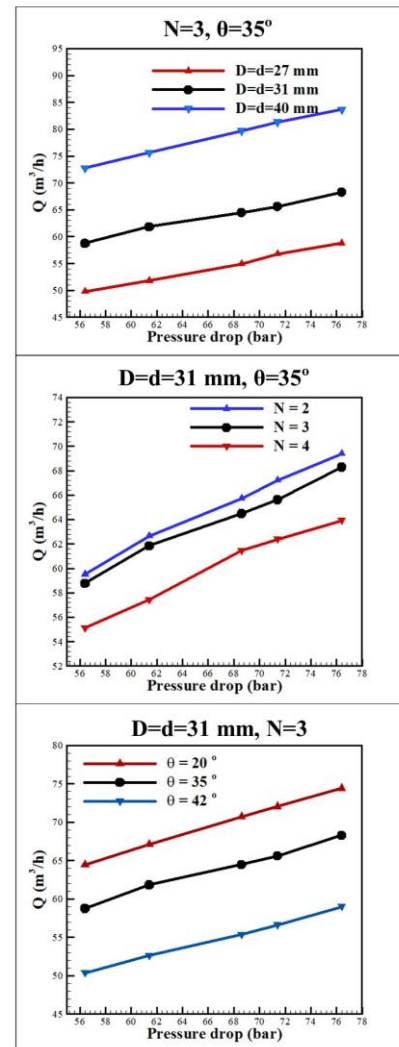


Fig. 2. Volumetric flow rate versus pressure drops for different diameters, number of stages, and stage angles.

Using Automatic Recirculation Valves, in: *Pumps and Compressors Conference*, Perth, 2013.

- [4] Y. Bao, H. Wang, Numerical study on flow and heat transfer characteristics of a novel Tesla valve with improved evaluation method, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 187 (2022) 122540.
- [5] B. Yang, N. Yang, D. Zhao, F. Chen, X. Yuan, B. Kou, Y. Hou, G. Xie, Numerical Simulation of Graphene Growth by Chemical Vapor Deposition Based on Tesla Valve Structure, *Coatings*, 13(3) (2023) 564.
- [6] X. Zhang, Z. Cao, K. Fang, X. Yang, Study on the influence of different structural parameters on the performance of Tesla valve, in: *Journal of Physics: Conference Series*, IOP Publishing, 2024, pp. 012092.
- [7] J.-y. Qian, Z.-x. Gao, C.-w. Hou, Z.-j. Jin, A comprehensive review of cavitation in valves: mechanical heart valves and control valves, *Bio-Design and Manufacturing*, 2 (2019) 119-136.



بررسی عددی تأثیر پارامترهای هندسی بر عملکرد شیر تسلا در سیستم‌های کنترل چرخش خودکار

رفعت محمدی^{۱*}، ارسلان رجایی^۱، ناصر میقانی^۲

۱- گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه اراک، اراک، ایران.

۲- دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اراک، اراک، ایران.

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۴۰۴/۰۳/۱۳

بازنگری: ۱۴۰۴/۰۵/۱۷

پذیرش: ۱۴۰۴/۰۵/۳۰

ارائه آنلاین: ۱۴۰۴/۰۶/۰۴

کلمات کلیدی:

شیر تسلا

شبیه‌سازی عددی

کاویتاسیون

سیستم چرخش خودکار

آرک ولو

خلاصه: در این پژوهش، عملکرد یک نوع شیر تسلا که به عنوان بخشی از سیستم‌های چرخش خودکار در کاربردهای صنعتی مورد استفاده قرار می‌گیرد، به روش عددی مورد بررسی قرار گرفته است. هدف اصلی مطالعه، تحلیل تأثیر پارامترهای هندسی کلیدی این شیر بر مشخصه‌های جریان، از جمله دبی، افت فشار و پدیده کاویتاسیون می‌باشد. معادلات حاکم با استفاده از روش حجم محدود در نرم‌افزار آنسیس سی‌اف‌ایکس حل شده و صحت نتایج عددی از طریق مقایسه با داده‌های تجربی مورد اعتبارسنجی قرار گرفته است. مطالعه پارامتری در دو مرحله انجام شد. در مرحله نخست، با در نظر گرفتن افت فشار ثابت، تأثیر قطر بدنه و مراحل، زاویه مراحل، و تعداد مراحل شیر بر میزان دبی جریان بررسی گردید. نتایج نشان داد که افزایش قطر و کاهش زاویه مراحل می‌تواند موجب افزایش دبی تا ۴۵ درصد گردد، در حالی که تغییر تعداد مراحل تأثیر قابل توجهی بر دبی ندارد. در مرحله دوم، اثر پارامترهای مذکور در مقادیر مختلف افت فشار بررسی شد. نتایج این بخش نیز حاکی از وجود رابطه مستقیم بین افت فشار و دبی جریان و هماهنگی روند تغییرات هندسی مشابه مرحله نخست بود. به علاوه، توزیع فشار و تحلیل کاویتاسیون نشان داد که در ناحیه انتهایی شیر، وقوع پدیده کاویتاسیون به دلیل افت شدید فشار اجتناب‌ناپذیر است، با این حال تأثیر معناداری بر عملکرد کلان شیر ندارد. یافته‌های این مطالعه می‌تواند به عنوان مبنایی برای طراحی بهینه و سفارشی شیر تسلا در سیستم‌های چرخش خودکار به کار رود و نقش مهمی در افزایش بهره‌وری و کاهش تلفات انرژی در سیستم‌های پمپاژ صنعتی ایفا کند.

۱- مقدمه

یکی از عوامل اصلی آسیب‌دیدگی پمپ‌های گریز از مرکز در صنایع، عملکرد آن‌ها در دبی‌هایی کمتر از حداقل دبی مجاز است. کارکرد پمپ در این شرایط می‌تواند منجر به افزایش بیش از حد دما، بروز ارتعاشات و صدای غیرمعمول، اختلال در تعادل هیدرولیکی و در نهایت آسیب به اجزای پمپ شود. راهکارهای متعددی جهت حفظ دبی جریان ورودی پمپ در مقادیری بالاتر از حداقل دبی مجاز وجود دارد. یکی از این روش‌ها، استفاده از سیستم‌های کنترلی ویژه‌ای موسوم به «شیر کنترل چرخش خودکار»^۱ یا آرک ولو است که به طور مؤثری از کاهش دبی جریان پمپ به زیر مقدار مجاز جلوگیری می‌کند [۱]. سیستم‌های کنترل چرخش خودکار معمولاً در نیروگاه‌ها و سایر صنایع، پس از پمپ‌های گریز از مرکز نصب می‌شوند و به گونه‌ای طراحی شده‌اند که اطمینان حاصل شود حداقل دبی عبوری از پمپ

1. Automatic Recirculation Control Valve (Arc Valve)

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: r-mohammadi@araku.ac.ir

همواره حفظ گردد. این سیستم‌ها از دو بخش اصلی شامل مسیر اصلی و مسیر فرعی^۲ عبور جریان سیال تشکیل شده‌اند. زمانی که دبی جریان عبوری از پمپ بالاتر از یک مقدار مشخص باشد، مسیر فرعی سیستم کنترل چرخش خودکار بسته باقی مانده و تمام جریان سیال از مسیر اصلی عبور می‌کند. در مقابل، هنگامی که دبی جریان به کمتر از مقدار تعیین‌شده کاهش یابد، مسیر فرعی باز شده و بخشی از جریان سیال را به ورودی پمپ بازمی‌گرداند. در واقع، سیستم کنترل چرخش خودکار با بازگرداندن خودکار بخشی از مایع پمپ‌شده به ورودی پمپ، از پمپ‌ها در برابر آسیب‌های ناشی از دبی پایین محافظت می‌کند. به این ترتیب، حداقل دبی عبوری از پمپ حفظ شده و این امر موجب افزایش عمر مفید پمپ، صرفه‌جویی در هزینه‌ها و ارتقای ایمنی نیروگاه‌ها و صنایع می‌گردد [۲]. در بخشی از مسیر فرعی سیستم کنترل چرخش خودکار، از قطعه‌ای موسوم به «شیر تسلا»^۳ استفاده می‌شود که در

2. Bypass

3. Tesla Valve

حقوق مؤلفین به نویسندگان و حقوق ناشر به انتشارات دانشگاه امیرکبیر داده شده است. این مقاله تحت لایسنس آفرینندگی مردمی (Creative Commons License) در دسترس شما قرار گرفته است. برای جزئیات این لایسنس، از آدرس <https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode> دیدن فرمائید.

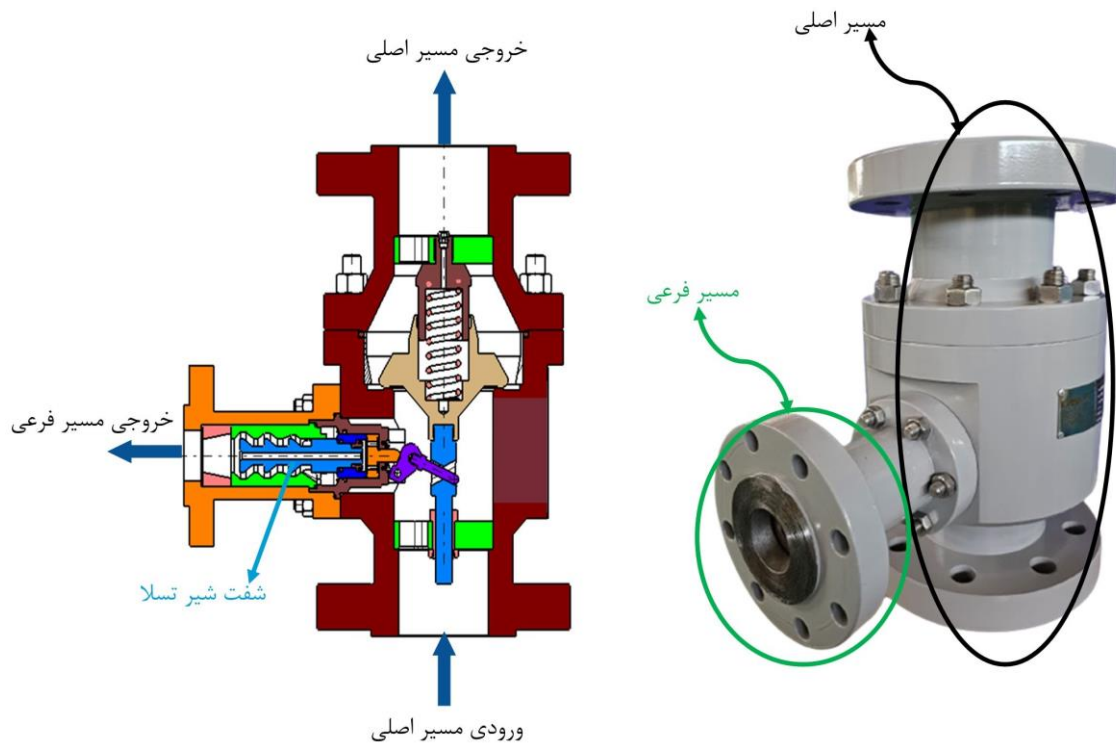


آن فشار جریان به صورت چندمرحله‌ای کاهش می‌یابد؛ به گونه‌ای که علاوه بر تأمین عملکرد یک‌طرفه جریان، میزان سایش و نویز به حداقل می‌رسد. شیر تسلا نخستین بار در سال ۱۹۲۰ توسط نیکولا تسلا^۱ اختراع شد. این شیر برخلاف شیرهای صنعتی متداول، فاقد قطعات متحرک است. ساختار این شیر شامل آرایشی خاص از کانال‌ها و موانع به هم پیوسته است که به سیال اجازه می‌دهد تنها در یک جهت جریان یابد، در حالی که جریان در جهت مخالف را محدود می‌کند [۳]. افت فشار در اغلب شیرآلات صنعتی معمولاً ناشی از وزن اجزای متحرک و نیروهای ناشی از عملکرد فتر است؛ در حالی که در شیر تسلا، افت فشار تنها حاصل از اصطکاک سیال و تغییرات هندسی مسیر جریان است. در بخشی از سیستم کنترل چرخش خودکار که در مسیر فرعی آن تعبیه شده و از نظر ساختاری مشابه شیرهای تسلا است، نیز از اصطلاح «شیر تسلا» برای نام‌گذاری آن استفاده می‌شود.

از جمله تحقیقات انجام شده در زمینه سیستم کنترل چرخش خودکار و شیر تسلا می‌توان به مقاله‌ای اشاره کرد که توسط تامپسون ارائه شده و در آن عملکرد سیستم کنترل چرخش خودکار با سایر روش‌های سنتی حفظ حداقل دبی جریان در پمپ‌ها مورد مقایسه قرار گرفته است. نتایج این تحقیق نشان داد که استفاده از سیستم کنترل چرخش خودکار به عنوان بهترین روش صنعتی، بیشترین محافظت را در حفظ حداقل دبی جریان پمپ فراهم می‌آورد [۱]. در تحقیقی دیگر به منظور دستیابی به عملکرد بهتر یک شیر تسلا، پارامترهای هندسی شامل قطر هیدرولیکی، زاویه شیر و شعاع منحنی داخلی برای طیف وسیعی از سرعت‌های ورودی مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد که در سرعت‌های زیاد، با کاهش قطر هیدرولیکی و شعاع منحنی داخلی و با افزایش زاویه شیر، افت فشار افزایش می‌یابد؛ ولی در سرعت‌های کم، افت فشار با تغییر پارامترهای هندسی تغییر چندانی نمی‌کند [۴]. در مطالعه‌ای دیگر یک نوع شیر تسلا در مقیاس میکرو که نانو سیال آب - اکسید آلومینیوم در آن جریان دارد، به صورت عددی مورد بررسی قرار گرفت. تأثیر سرعت جریان، دما و درصد حجمی نانو ذرات بر عملکرد شیر تسلا بررسی شد. در نهایت، رابطه‌ای برای پیش‌بینی تغییرات نسبت افت فشار با سرعت جریان پیشنهاد شد [۵]. هو و همکاران در مطالعه‌ای عملکرد چهار گروه از شیرهای تسلا را با تغییر دادن زاویه شیر بین ۴۵ تا ۹۰ درجه مورد بررسی قرار دادند. نتایج ارائه شده در این مقاله استراتژی‌هایی را برای طراحی بهینه و پیش‌بینی عملکرد شیرهای تسلا پیشنهاد می‌کند [۶]. در مطالعه‌ای دیگر، نوعی شیر تسلا با هندسه‌ای جدید طراحی شده

و عملکرد آن با استفاده از شبیه‌سازی عددی و اعتبارسنجی تجربی بررسی شده است. این پژوهش نشان داده است که شیر پیشنهادی با وجود هندسه خاص، افت فشار مطلق بالاتری نسبت به سایر مدل‌ها دارد. همچنین اثر عواملی مانند سرعت ورودی، طول نواحی ورودی و خروجی، و تعداد مراحل بر عملکرد جریان و انتقال حرارت نیز تحلیل شده است [۷]. یانگ و همکاران از روش‌های عددی برای مطالعه مدل‌های جریان ثابت دو بعدی در شیرهای مختلف تسلا استفاده کردند. آنها فرمول‌هایی را برای پارامترهای هندسی بهینه شیر استخراج کردند و پارامترهای بهینه شیر مورد نظر را تعیین کردند [۸]. ژانگ و همکاران تأثیر سه پارامتر ساختاری مهم یک شیر تسلا شامل زاویه انحراف، عرض خروجی خم و تعداد مراحل یا استیج‌های شیر را بر عملکرد آن مورد تحلیل و بررسی قرار دادند. نتایج این مطالعه نشان داد که عملکرد شیر تسلا با افزایش زاویه انحراف بهبود می‌یابد. هنگامی که زاویه انحراف بیش از حد بزرگ باشد، میزان افت فشار و اتلاف انرژی در جریان رو به جلو افزایش می‌یابد و در نتیجه بر عملکرد شیر تأثیر می‌گذارد. همچنین، تأثیر انحراف زاویه بر عملکرد شیر تسلا چند مرحله‌ای بیشتر از شیر تسلا تک مرحله‌ای است. همچنین، نتایج در این تحقیق نشان داد که افزایش تعداد مراحل شیر تسلا در جریان معکوس می‌تواند عملکرد شیر را تا حدودی بهتر کند؛ در حالی که تأثیر افزایش تعداد مراحل در جریان رو به جلو بر عملکرد شیر، کمتر از حالت جریان معکوس است [۹].

مرور تحقیقات پیشین نشان می‌دهد که تغییر در برخی پارامترهای هندسی کلیدی شیرهای تسلا می‌تواند عملکرد آن‌ها را تا حد قابل توجهی بهبود بخشد. ساختار این نوع شیر، شامل مراحل پیاپی با دیواره‌های مورب و منحرف‌کننده است که منجر به تغییر در الگوی جریان، ایجاد افت فشار، و شکل‌گیری پدیده‌هایی نظیر کاویتاسیون در برخی نواحی می‌شود. مطالعات قبلی عمدتاً بر تحلیل کیفی عملکرد شیر تسلا یا بررسی تأثیر برخی پارامترها در شرایط خاص محدود بوده‌اند. اما در پژوهش حاضر، عملکرد یک نمونه شیر تسلا مورد استفاده در مسیر فرعی سیستم‌های کنترل چرخش خودکار صنعتی به صورت عددی شبیه‌سازی شده و تحلیل جامعی از تأثیر سه پارامتر کلیدی هندسی شامل قطر، تعداد مراحل، و زاویه مراحل بر عملکرد آن ارائه گردیده است. نوآوری اصلی این تحقیق در تحلیل همزمان و سیستماتیک دبی جریان، افت فشار، و شاخص کاویتاسیون، تحت دو سناریوی مختلف فشار (افت فشار ثابت و متغیر) است که شرایط عملکرد صنعتی را به طور واقع‌گرایانه‌تر بازتاب می‌دهد. افزون بر این، در این مطالعه از مدل دو فازی برای شبیه‌سازی پدیده کاویتاسیون استفاده شده و نواحی بحرانی شکل‌گیری



شکل ۱. هندسه نمونه‌ای از سیستم کنترل چرخش خودکار (آرک ولو)

Fig. 1. Geometry of a sample automatic recirculation control (ARC) valve system

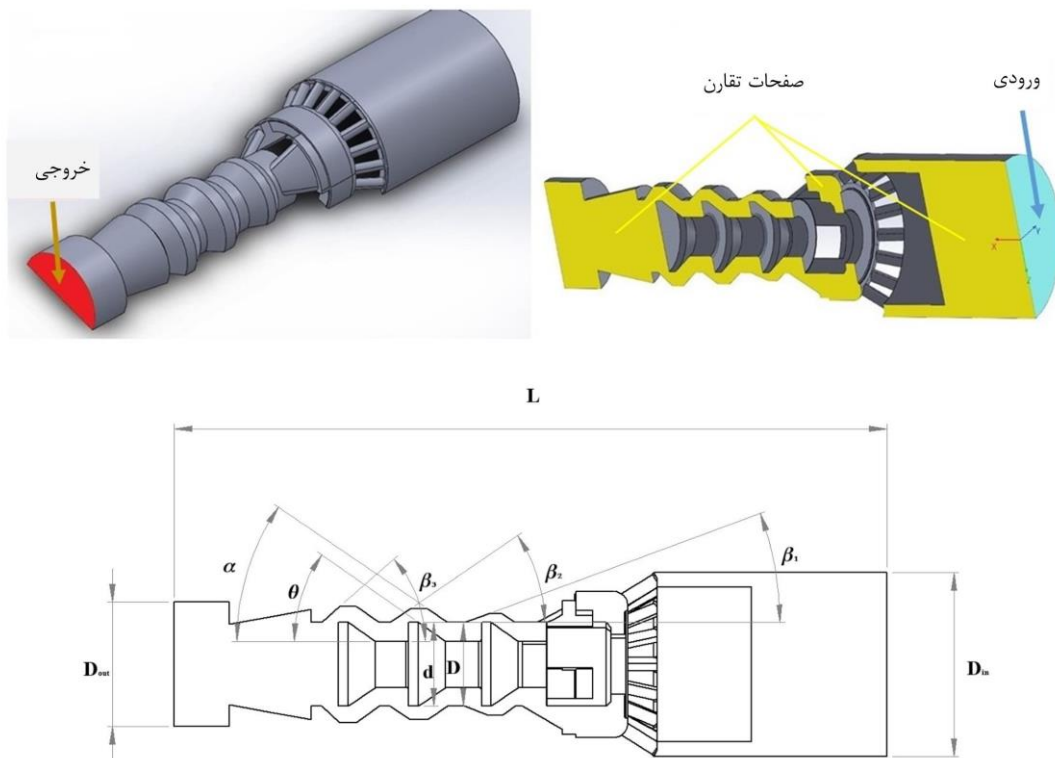
۲- معرفی مسئله

شکل ۱ نمای کلی از هندسه سیستم کنترل چرخش خودکار را، همراه با نمای برش خورده‌ای از نمونه طراحی‌شده این سیستم در شرکت فرا توسعه کیاسا، نمایش می‌دهد.

همان‌طور که در شکل ۱ مشاهده می‌شود، سیستم کنترل چرخش خودکار از دو بخش تشکیل شده که شامل مسیر اصلی و مسیر فرعی عبور جریان سیال می‌باشند. مسیر اصلی با قطر بزرگ‌تر در بخش عمودی شکل ۱ و مسیر فرعی با قطر کوچک‌تر در بخش افقی آن قرار دارد. بخشی از سیستم کنترل چرخش خودکار که در برخی صنایع به‌عنوان «شیر تسلا» شناخته می‌شود، در قسمت مسیر فرعی، یعنی بخش افقی نشان داده شده در شکل ۱، تعبیه شده است. علت این نام‌گذاری، شباهت هندسی این بخش با شیرهای تسلا رایج است؛ هرچند از نظر هدف کاربرد و جزئیات ساختاری با شیرهای تسلا متداول تفاوت‌هایی دارد. با توجه به شکل ۱، مسیر فرعی یا همان شیر تسلا شامل یک شفت جامد است که هندسه خاص آن با انتحنایی که دارد افت فشار لازم را در سیال به وجود می‌آورد. با توجه به هندسه شفت، مسیر عبور سیال در این شیر دارای سه مرحلهٔ موجی

بخار درون شیر به‌طور عددی شناسایی شده‌اند. نتایج حاصل، مبنایی برای طراحی بهینه و کاربردی شیر تسلا در سیستم‌های کنترل چرخش خودکار فراهم می‌کنند.

این پژوهش بر اساس نیاز فنی اعلام‌شده از سوی شرکت «فرا توسعه کیاسا» تعریف شده است. این شرکت در طراحی سیستم‌های کنترل چرخش خودکار، که معمولاً در خط تغذیه آب بویلرهای نیروگاهی و پس از پمپ‌های گریز از مرکز به کار گرفته می‌شوند، با چالش‌هایی در خصوص تعیین ابعاد مناسب شیر تسلا برای شرایط عملیاتی مختلف (دبی و فشار) روبه‌رو بود. هدف اصلی این مطالعه، بررسی تأثیر پارامترهای هندسی بر عملکرد شیر تسلا به منظور طراحی سیستم‌های کنترل چرخش خودکار با اندازه‌های مختلف برای استفاده در دبی‌ها و فشارهای عملیاتی متنوع است. نمونه انتخاب‌شده در این مطالعه، یک شیر صنعتی واقعی است که اطلاعات هندسی و داده‌های عملکردی آن در اختیار پژوهشگران قرار گرفته است. استفاده از این نمونه نه تنها امکان شبیه‌سازی عددی معتبر را فراهم کرده، بلکه در پاسخدهی به یک مسئله طراحی واقعی در صنعت کمک کرده است؛ با این حال ساختار این نمونه مشابه طراحی‌های متداول در سایر صنایع بوده و نتایج به‌دست‌آمده قابلیت تعمیم به سیستم‌های مشابه را نیز داراست.



شکل ۲. شماتیک هندسه شیر تسلا مورد مطالعه در حالت مبنا

Fig. 2. Schematic of the baseline geometry of the Tesla valve under study.

جدول ۱. ابعاد شیر تسلا در حالت مبنا

Table 1. Dimensions of the Tesla valve in the baseline configuration

d (mm)	D (mm)	D_{in} (mm)	D_{out} (mm)	L (mm)	α	θ	β_1	β_2	β_3
۳۱	۳۱	۶۸	۴۶	۲۶۴	$^{\circ}۳۵$	$^{\circ}۳۵$	$۲۰/^{\circ}۲۷$	$۳۴/^{\circ}۳۸$	$۴۱/^{\circ}۴۲$

«شیر تسلا» نامیده می‌شود، مورد بررسی قرار گرفته است. هندسه دقیق بخش مورد بررسی در این مقاله در شکل ۲ و ابعاد آن در جدول ۱ نشان داده شده است.

هندسه نشان داده شده در شکل ۲، نمایانگر نیمی از هندسه کامل شیر تسلا است که به دلیل تقارن هندسه، مدل‌سازی بر اساس این نیمه انجام می‌شود. صفحه ورودی، صفحه خروجی و صفحات تقارن هندسه در شکل مشخص شده‌اند. مبدأ مختصات در مرکز صفحه ورودی تعریف شده و محور x ، راستای طولی شیر را نشان می‌دهد. شبیه‌سازی شیر تسلا به صورت سه بعدی انجام می‌شود. ابتدا با در نظر گرفتن همین هندسه مبنا که در شکل ۲ نشان داده شده یک شبیه‌سازی اولیه انجام می‌شود. سپس پارامترهای هندسی شیر تغییر داده شده و تأثیر تغییر هر پارامتر هندسی بر عملکرد

شکل بوده و به همین دلیل به آن شیر تسلا سه مرحله‌ای گفته می‌شود. همان‌طور که پیش‌تر نیز اشاره شد، سیستم کنترل چرخش خودکار معمولاً پس از پمپ‌های گریز از مرکز نصب می‌شود و در شرایط عادی مسیر فرعی بسته بوده و سیال از مسیر اصلی عبور می‌کند. اما در صورتی که دبی جریان عبوری از مسیر اصلی آن به کمتر از مقدار مجاز کاهش یابد، مسیر فرعی که شامل شیر تسلا مورد مطالعه است، باز شده و جریان سیال از این مسیر به ورودی پمپ هدایت می‌شود تا حداقل دبی عبوری از پمپ حفظ گردد. در مسیر فرعی، جریان سیال با عبور از فضای خالی بین شفت جامد و بدنه شیر تسلا دچار افت فشار می‌شود. به عبارت دیگر، سیستم کنترل چرخش خودکار دارای بای‌پس چند مرحله‌ای برای کاهش فشار است. در این تحقیق، جریان سیال در مسیر فرعی سیستم کنترل چرخش خودکار، که از این پس

شیر بررسی می‌شود. به این منظور ابتدا معادلات حاکم بر مساله مشخص می‌شوند.

۳- معادلات حاکم

به منظور ایجاد یک مدل ریاضی مناسب برای شبیه‌سازی سیستم‌های مختلف مهندسی، لازم است فرضیات مناسبی جهت ساده‌سازی معادلات حاکم اتخاذ شود. در این پژوهش فرض شده است که شیر تسلا در حالت پایدار عمل می‌کند و جریان آب به عنوان سیال عبوری از شیر، غیرقابل تراکم در نظر گرفته شده است. همچنین، فرض بر این است که شرط عدم لغزش در تمامی دیواره‌ها برقرار باشد. بررسی‌ها و شبیه‌سازی‌های اولیه نشان می‌دهند که در بخش‌هایی از این شیر، پدیده کاویتاسیون رخ می‌دهد. بنابراین، شبیه‌سازی‌ها به صورت دو فاز انجام شده، به‌صورتیکه فاز اول آب مایع و فاز دوم بخار آب می‌باشد. معادله پیوستگی برای جریان دو فاز با رابطه زیر نمایش داده می‌شود [۱۰]:

$$\sum_{\alpha} \nabla \cdot (\rho_{\alpha} r_{\alpha} \vec{U}_{\alpha}) = \sum_{\beta=1}^{N_p} \Gamma_{\alpha\beta} \quad (1)$$

که در آن ρ_{α} چگالی فاز آلفا، $\vec{U}_{\alpha}$ بردار سرعت این فاز، r_{α} کسر حجمی فاز آلفا، $\Gamma_{\alpha\beta}$ دبی جرمی انتقالی در واحد حجم از فاز بتا تا فاز آلفا را نشان می‌دهند. معادله بقای مومنتوم به صورت زیر است [۱۰]:

$$\begin{aligned} \nabla \cdot (r_{\alpha} (\rho_{\alpha} \vec{U}_{\alpha} \times \vec{U}_{\alpha})) &= -r_{\alpha} \nabla p_{\alpha} \\ &+ \nabla \cdot (r_{\alpha} \mu_{\alpha} (\nabla \vec{U}_{\alpha} + (\nabla \vec{U}_{\alpha})^T)) \\ &+ \sum_{\beta=1}^{N_p} (\Gamma_{\alpha\beta}^+ \vec{U}_{\beta} - \Gamma_{\beta\alpha}^+ \vec{U}_{\alpha}) + \vec{M}_{\alpha} \end{aligned} \quad (2)$$

که در آن μ_{α} ویسکوزیته دینامیکی فاز آلفا و $\vec{M}_{\alpha}$ نیروهای سطحی وارد بر این فاز به دلیل وجود فازهای دیگر است. عبارت $\Gamma_{\alpha\beta}^+ \vec{U}_{\beta} - \Gamma_{\beta\alpha}^+ \vec{U}_{\alpha}$ انتقال مومنتوم ناشی از انتقال جرم بین فازهای را نشان می‌دهند. رابطه زیر بین کسر حجمی فازهای مختلف برقرار است:

$$\sum_{\alpha=1}^{N_p} r_{\alpha} = 1 \quad (3)$$

منظور از N_p تعداد فازها می‌باشد که در این تحقیق برابر با ۲ است. با توجه به مقادیر عدد رینولدز در این شیر، می‌توان نتیجه گرفت که جریان سیال به صورت آشسته می‌باشد. مدل‌های مختلف آشستگی مورد بررسی و مقایسه قرار گرفتند. نتایج این مقایسه و تحلیل جهت انتخاب مدل مناسب، در بخش روش حل ارائه شده است. این نتایج نشان داد که شبیه‌سازی با استفاده از مدل آشستگی $k-\epsilon$ ، نتایج قابل قبولی ارائه می‌دهد. در مدل‌سازی کاویتاسیون، مدل رایلی-پلست^۱ به عنوان یک مدل انتقال جرم بین فازهای استفاده شده است. معادله رایلی-پلست که رشد یک حباب گاز در یک مایع را توصیف می‌کند، به شکل زیر تعریف می‌شود [۱۰]:

$$R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR_B}{dt} \right)^2 + \frac{2\sigma}{\rho_f R_B} = \frac{p_v - p}{\rho_f} \quad (4)$$

که در آن R_B شعاع حباب، p_v شار بخار در دمای سیال، p فشار مایع اطراف حباب، ρ_f چگالی مایع و σ ضریب کشش سطحی بین مایع و بخار می‌باشد.

جهت بررسی تمایل وقوع کاویتاسیون در جریان سیال از پارامتر بی بعدی به نام شاخص کاویتاسیون^۲ استفاده می‌شود که بر حسب فشارهای بالا دست و پایین دست جریان به صورت زیر تعریف می‌شود [۱۱]:

$$\sigma_v = \frac{p_u - p_v}{p_u - p_d} \quad (5)$$

در این رابطه σ_v شاخص کاویتاسیون، p_u فشار بالا دست جریان، و p_d فشار پایین دست جریان می‌باشد. با کاهش شاخص کاویتاسیون، احتمال وقوع کاویتاسیون افزایش می‌یابد.

۴- روش حل

برای حل مجموعه معادلات حاکم بر مساله به صورت عددی از تقریب حجم محدود^۳ و حل کننده فشار محور^۴ در نرم افزار آنسیس سی‌اف‌ایکس^۵

1. Rayleigh-Plesset
2. Cavitation Index
3. Finite Volume
4. Pressure Based
5. Ansys CFX

جدول ۲. دبی حاصل از شبیه‌سازی برای شبکه‌بندی‌های مختلف.

Table 2. Flow rate obtained from simulations for different mesh configurations.

تعداد گره	دبی (متر مکعب بر ساعت)
۷۱۵۴۴	۶۷/۰۹
۱۰۵۳۰۳	۶۳/۸۶
۱۴۵۹۸۹	۶۴/۴۹
۱۷۴۱۰۶	۶۴/۶۶
۴۴۴۸۸۷	۶۴/۷۰

در راستای شعاعی را برای شبکه‌های با اندازه‌های متفاوت نشان می‌دهد. همچنین موقعیت خط مرکزی تعریف شده در خروجی هندسه جهت نمایش توزیع سرعت جریان بر روی این خط مرکزی نیز در این شکل نشان داده شده است. با توجه به جدول ۲ و نمودار شکل ۳، نتایج بدست آمده به ازای تعداد ۱۴۵۹۸۹ گره دقت خوبی دارد و تقریباً از این تعداد گره به بعد، سرعت جریان تغییر چندانی نکرده و نتایج نزدیک به هم هستند. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که با شبکه‌بندی به تعداد ۱۴۵۹۸۹ گره تقریب خوبی از حل بدست می‌آید و نتایج بدست آمده از این تعداد گره، مستقل از شبکه می‌باشند. به این ترتیب برای شبیه‌سازی هندسه مینا، شبکه با تعداد ۱۴۵۹۸۹ گره انتخاب شده است. شکل ۴ شبکه‌بندی تولید شده برای این هندسه را، که شبکه بندی ترکیبی^۴ شامل دو نوع المان سه بعدی تراهدران^۵ و هرمی شکل^۶ می‌باشد، نشان می‌دهد.

۴-۲- انتخاب مدل آشفتگی

با توجه به ماهیت آشفتگی جریان در محدوده عدد رینولدز مورد بررسی، انتخاب مدل آشفتگی مناسب از اهمیت بالایی برخوردار است. در این پژوهش، سه مدل متداول آشفتگی شامل k-ε استاندارد، k-ω استاندارد و SST^۷ بر روی هندسه مینا و با شبکه‌بندی یکسان اعمال شدند. نتایج شبیه‌سازی برای این مدل‌ها از نظر دبی حجمی خروجی و توزیع سرعت در

ورژن ۲۰۲۱ استفاده شده است. برای ارتباط فشار و سرعت حلگر کوپل^۱ به کار گرفته شده است. همچنین، جهت گسسته سازی معادلات از روش رزولوشن بالا^۲ بهره‌برداری شده است. معیار همگرایی برای حل معادلات حاکم^{۳-۵} در نظر گرفته شده است.

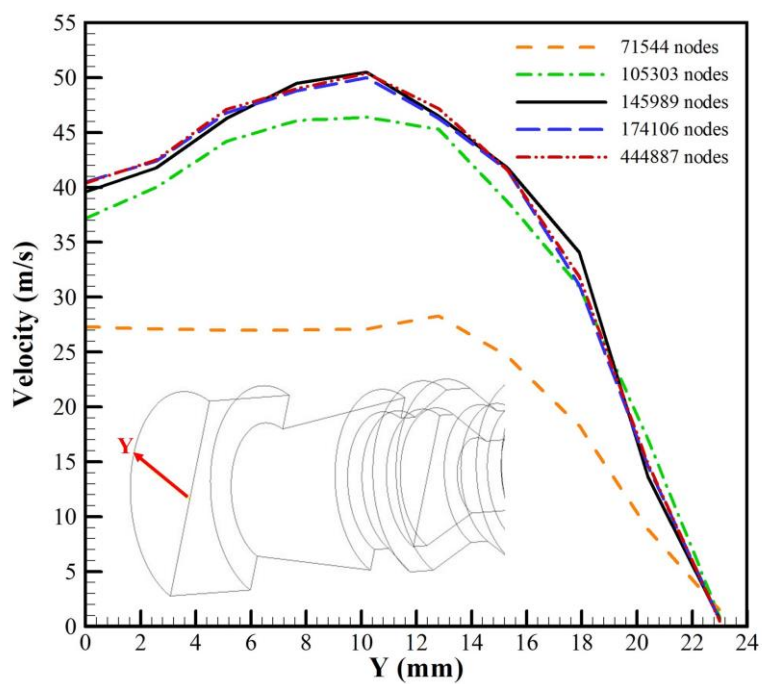
مقایسه نتایج شبیه‌سازی هندسه کامل شیر با نتایج شبیه‌سازی هندسه نیمه آن با شرط تقارن نشان داد که تفاوت معنی‌داری بین نتایج حاصل از این دو شبیه‌سازی وجود ندارد. بنابراین، به منظور کاهش حجم محاسبات، تنها نیمی از هندسه کامل مدل‌سازی شده است. در شکل ۲ صفحات تقارن در نظر گرفته شده برای مدل‌سازی نمایش داده شده‌اند. شرط مرزی ورودی از نوع فشار ورودی بوده و مقدار آن در حالت مینا برابر با ۷۲/۲ بار تعیین شده است. شرط مرزی خروجی نیز از نوع فشار خروجی با فشار ۳/۶ بار می‌باشد. این مقادیر بر اساس داده‌های تجربی و تست‌های انجام شده به دست آمده‌اند. در دیواره‌ها، شرط مرزی عدم لغزش اعمال شده است. شبیه‌سازی به صورت دو فازي و با در نظر گرفتن پدیده کاپیتاسیون انجام شده است. از آنجا که آب در ورودی کاملاً تک‌فازی و در فاز مایع قرار دارد، کسر حجمی آب در ورودی برابر با ۱ و کسر حجمی بخار آب صفر در نظر گرفته شده است. همچنین، فشار اشباع بخار آب در دمای کاری سیال (۲۵ درجه سانتی‌گراد) برابر با ۳ کیلوپاسکال لحاظ شده است.

۴-۱- تحلیل استقلال از شبکه

شبیه‌سازی عددی جریان سیال به شدت وابسته به ابعاد المان‌های شبکه ایجاد شده می‌باشد. به همین علت برای به دست آوردن نتایج قابل اعتماد برای شبیه‌سازی، یک شبکه‌بندی با کیفیت لازم است. ایجاد شبکه با المان‌های بسیار کوچک هزینه محاسباتی را افزایش می‌دهد؛ لذا چگالی تعداد المان در نواحی حساس بالاتر در نظر گرفته شده و با دور شدن از این نواحی المان‌ها بزرگ‌تر می‌شوند. به منظور ایجاد چنین شبکه‌ای از نرم‌افزار انسیس مشینگ^۳ استفاده شده است. جهت بررسی استقلال از شبکه، شبیه‌سازی به ازای چند شبکه با تعداد گره مختلف و با شرایط و تنظیمات یکسان انجام شد. مقدار دبی حجمی حاصل از شبیه‌سازی برای هر شبکه بندی در جدول ۲ نشان داده شده است. به‌منظور ارزیابی دقت شبکه محاسباتی، علاوه بر مقایسه دبی جریان، پروفیل سرعت شعاعی در سطح مقطع خروجی شیر نیز برای شبکه‌های مختلف بررسی شده است. شکل ۳ توزیع سرعت

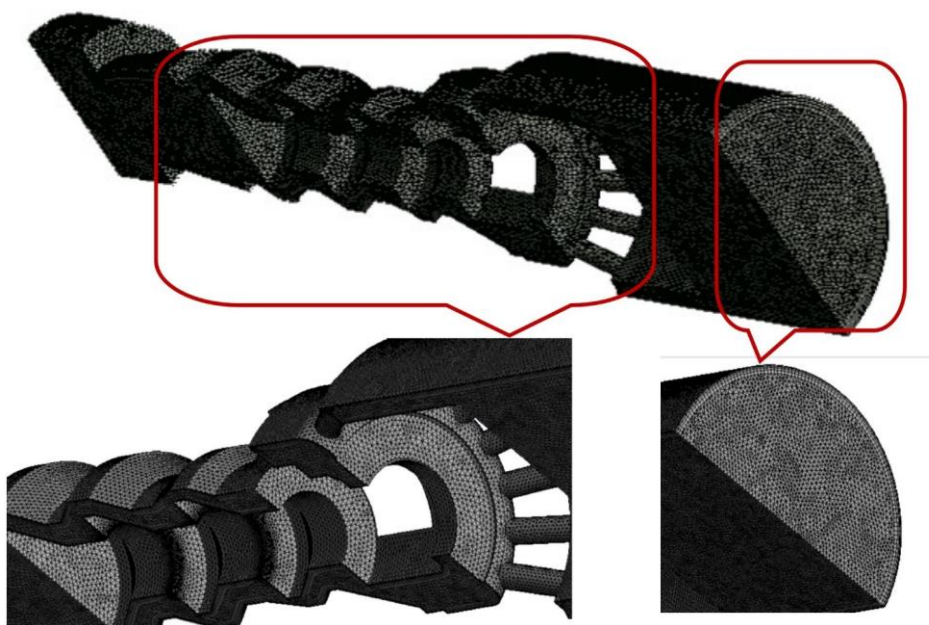
4. Hybrid
5. Tetrahedron
6. Pyramids
7. Shear Stress Transport

1. Coupled Solver
2. High Resolution
3. ANSYS Meshing



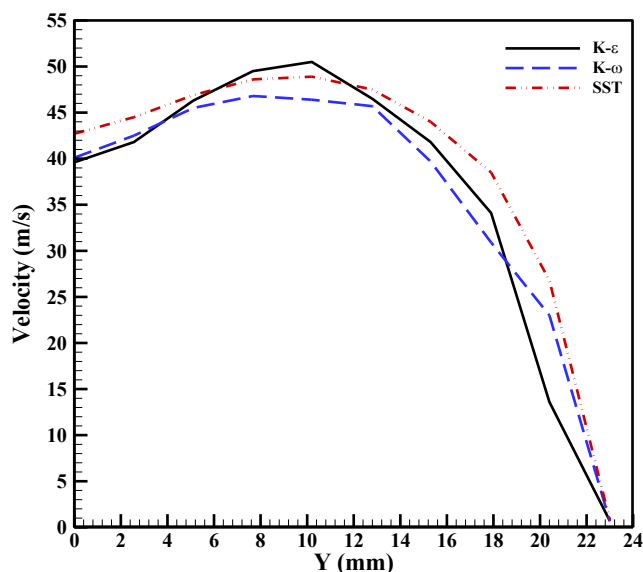
شکل ۳. توزیع سرعت جریان در راستای شعاعی در خروجی هندسه برای شبکه‌بندی‌های مختلف.

Fig. 3. Radial velocity distribution at the outlet of the geometry for different mesh configurations.



شکل ۴. نمایی از شبکه‌بندی هندسه شیر

Fig. 4. Mesh representation of the valve geometry



شکل ۵. توزیع سرعت جریان در راستای شعاعی در خروجی هندسه برای مدل‌های آشفتگی مختلف

Fig. 5. Radial velocity distribution at the outlet of the geometry for different turbulence models.

باقیمانده‌های هر دو فاز را نشان می‌دهند. همان‌طور که در شکل ۶ مشاهده می‌شود، باقیمانده‌های معادلات جرم و مومنتوم به‌طور یکنواخت کاهش یافته و از آستانه همگرایی تعیین‌شده عبور کرده‌اند. باقی‌مانده‌های مربوط به مدل آشفتگی (k و ϵ) و کسر حجمی فازها نیز به‌ترتیب در محدوده‌های 10^{-4} تا 10^{-3} و کمتر از 10^{-4} پایدار شده‌اند که نشان‌دهنده همگرایی عددی مناسب در شبیه‌سازی‌های جریان‌های آشفتگی و چندفازی همراه با پدیده کایتناسیون می‌باشد.

برای بررسی همگرایی فیزیکی حل نیز، تغییرات دبی حجمی خروجی شیر در طول تکرارها به‌وسیله تعریف یک نقطه پایش^۳ ثبت گردید. نمودار شکل ۷ نشان می‌دهد که دبی خروجی قبل از پایان فرآیند حل به مقدار پایدار رسیده است که مؤید پایداری خواص انتگرالی جریان است. این موضوع تأیید می‌کند که با وجود نوسانات جزئی در برخی از باقی‌مانده‌های آشفتگی، حل نهایی از نظر فیزیکی همگرا و قابل اطمینان است.

این نتایج به‌طور کلی نشان می‌دهند که حل عددی به یک حالت پایدار، همگرا از نظر عددی و معتبر از نظر فیزیکی دست یافته و مبنای مناسبی برای تحلیل‌های پارامتری بعدی فراهم می‌آورد.

جدول ۳. دبی حاصل از شبیه‌سازی برای مدل‌های آشفتگی مختلف.

Table 3. Simulated flow rates for different turbulence models.

مدل آشفتگی	دبی (متر مکعب بر ساعت)
k- ϵ	۶۴/۴۹
k- ω	۶۵/۱۴
SST	۶۵/۴۳

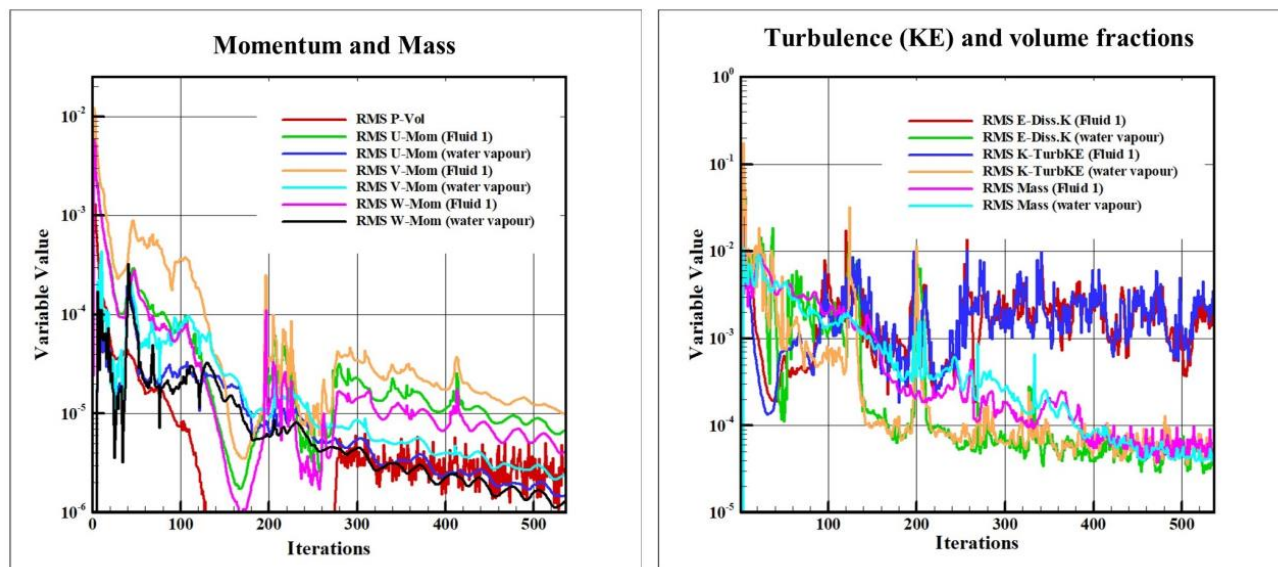
راستای شعاعی در مقطع خروجی مورد مقایسه قرار گرفتند. جدول ۳، مقدار دبی خروجی حاصل از هر مدل و شکل ۵ توزیع سرعت در راستای شعاعی در خروجی شیر را برای مدل‌های آشفتگی مختلف نمایش می‌دهند. موقعیت خط مرکزی مورد استفاده برای استخراج داده‌های سرعت نشان داده شده در شکل ۵، منطبق بر موقعیت خط مرکزی نشان داده شده در خروجی هندسه در شکل ۳ است.

مقایسه نتایج نشان می‌دهد که مدل k- ϵ از نظر الگوی توزیع سرعت و دبی خروجی، نتایجی کاملاً هم‌راستا با سایر مدل‌ها ارائه داده و اختلاف میان مدل‌ها از نظر دبی کمتر از ۱/۵ درصد بوده است. با توجه به پایداری عددی مناسب، هزینه محاسباتی پایین‌تر و دقت قابل قبول، مدل k- ϵ به‌عنوان مدل آشفتگی اصلی در تحلیل‌های بعدی انتخاب شده است.

۳-۴- همگرایی حل

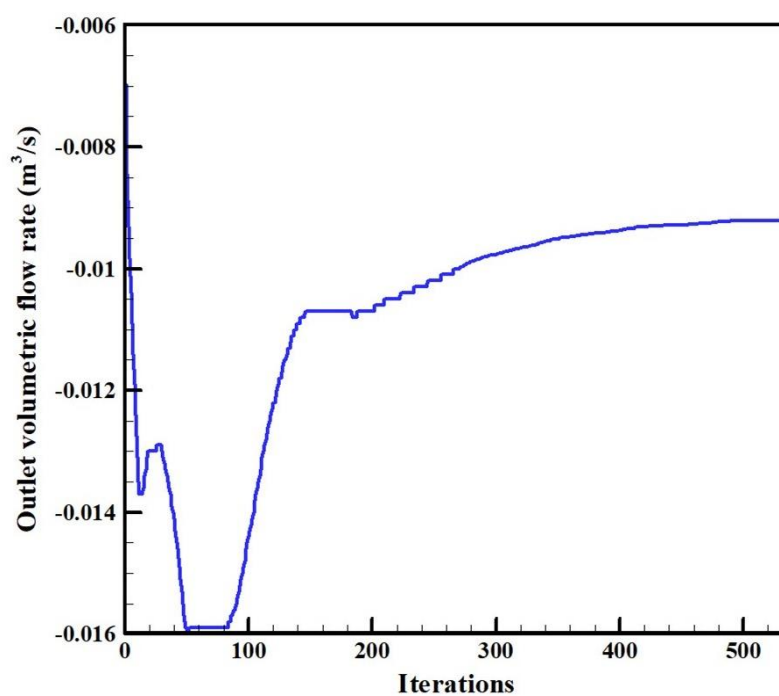
به‌منظور اطمینان از پایداری و دقت حل عددی، رفتار همگرایی باقیمانده‌ها^۱ در طول فرآیند شبیه‌سازی بررسی گردید. نمودارهای مربوط به باقیمانده‌های معادلات حاکم برای مدل مبناء با شبکه مشخص شده در بخش ۳-۴ و مدل اغتشاشی k- ϵ ، در شکل ۶ نمایش شده است. در شبیه‌سازی، حداکثر تعداد تکرارها برابر با ۱۰۰۰ در نظر گرفته شد و حل تا زمانی ادامه یافت که باقیمانده‌های میانگین مربعات^۲ معادلات اصلی به معیار هدف همگرایی (10^{-5}) دست یابند. شبیه‌سازی پس از ۵۳۴ تکرار به‌صورت طبیعی خاتمه یافت. معادلات حاکم شامل بقای جرم، مومنتوم، انرژی جنبشی آشفتگی، نرخ اتلاف انرژی و کسر حجمی فازها بوده و نمودارهای شکل ۶،

1. Residuals
2. Root Mean Square (RMS)



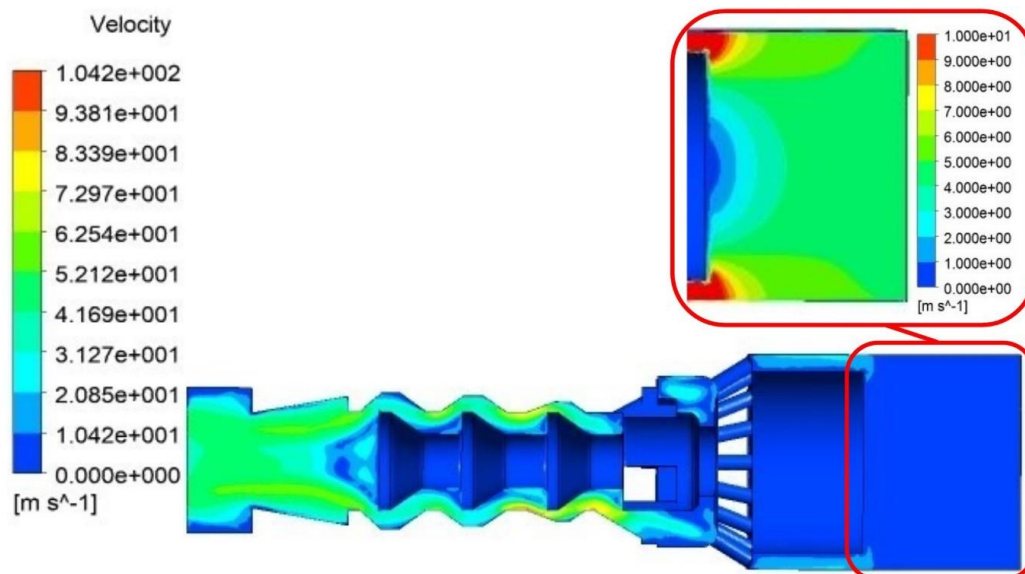
شکل ۶. نمودار همگرایی باقی مانده‌ها برای معادلات پیوستگی، مومنتوم (x, y, z)، مدل آشفتگی، و کسر حجمی فازها

Fig. 6. Residual convergence plots for the continuity, momentum (x, y, z), turbulence model, and phase volume fraction equations



شکل ۷. نمودار همگرایی دبی حجمی خروجی در طول تکرارها

Fig. 7. Convergence plot of the outlet volumetric flow rate over iterations



شکل ۸. کانتور سرعت جریان در شیر تسلا با هندسه مبنا

Fig. 8. Flow velocity contours in the Tesla valve with the baseline geometry

۵- صحت سنجی

صحت سنجی نتایج بر اساس مقایسه نتایج شبیه‌سازی با نتایج حاصل از آزمایش، صورت گرفته است. در آزمایش این شیر با فشار ورودی ۲۷/۲ بار و فشار خروجی ۳/۶ بار، دبی حجمی عبوری برابر با ۶۰ متر مکعب بر ساعت اندازه‌گیری شده است. در شبیه‌سازی انجام شده مقدار دبی جرمی جریان برای این مقادیر فشار ورودی و خروجی، برابر ۱۷/۸۸ کیلوگرم بر ثانیه معادل ۶۴/۴۹ مترمکعب بر ساعت به دست آمد. این نتیجه نشان می‌دهد که دبی حاصل از شبیه‌سازی، با خطای نسبی ۷/۵ درصد، دقت قابل قبولی داشته و با نتیجه حاصل از آزمایش مطابقت دارد.

لازم به توضیح است که با توجه به ماهیت صنعتی آزمایش و محدودیت‌های موجود در ثبت جزئیات میدان جریان، تنها امکان مقایسه دبی حاصل از مدل عددی با مقدار اندازه‌گیری شده فراهم بوده است. سایر پارامترهای جریان نظیر پروفیل سرعت، و یا مقدار دبی در افت فشارهای مختلف، در داده‌های تجربی وجود نداشته و امکان انجام تست تکمیلی نیز در دسترس نبوده است. با این حال، انطباق قابل قبول دبی خروجی مدل عددی با مقدار تجربی، نشان‌دهنده اعتبار قابل قبول مدل در شبیه‌سازی کلی رفتار هیدرودینامیکی شیر می‌باشد.

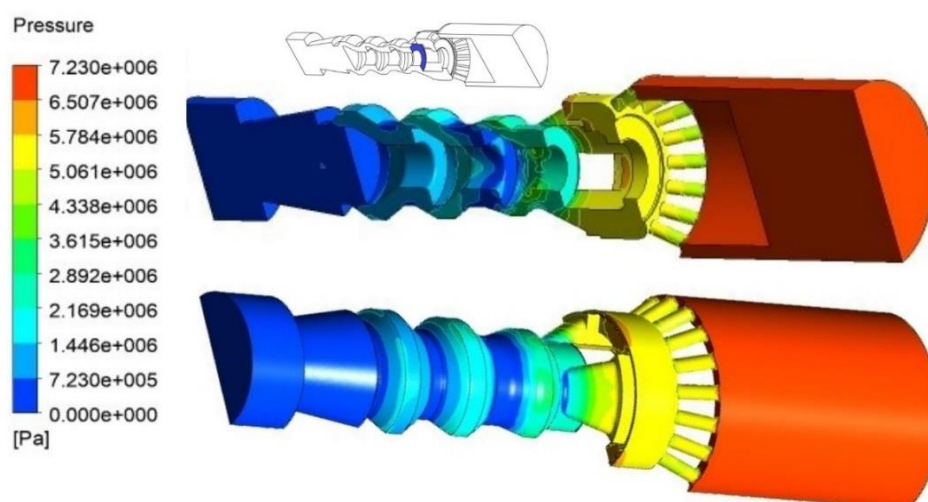
۶- نتایج

۶-۱- نتایج حاصل از شبیه‌سازی هندسه مبنا در حالت مبنا

پس از انجام شبیه‌سازی شیر تسلا با هندسه مبنا و تحت شرایط مرزی تعریف‌شده در بخش ۴ (با فشار ورودی ۷۲/۲ بار و فشار خروجی ۳/۶ بار)، کانتورهای فشار و سرعت جریان از نرم افزار استخراج گردید. شکل ۸ توزیع سرعت جریان سیال درون شیر تسلا را نمایش می‌دهد. در این شکل، توزیع سرعت در ناحیه ابتدایی هندسه با وضوح بیشتری نمایش داده شده است؛ این امر از طریق تنظیم محدوده رنگ‌بندی کانتور سرعت و انتخاب مناسب بازه نمایش سرعت‌ها صورت گرفته است. بر اساس این شکل، مقدار متوسط سرعت جریان در ناحیه ورودی استوانه‌ای شکل تقریباً برابر با ۵ متر بر ثانیه است. با عبور جریان از کوچک‌ترین سطح مقطع، که در انتهای مرحله اول شیر قرار دارد، سرعت جریان به بیشینه مقدار خود می‌رسد. این افزایش سرعت، مطابق با قانون بقای جرم و در نتیجه کاهش سطح مقطع عبور جریان در آن ناحیه، رخ داده است.

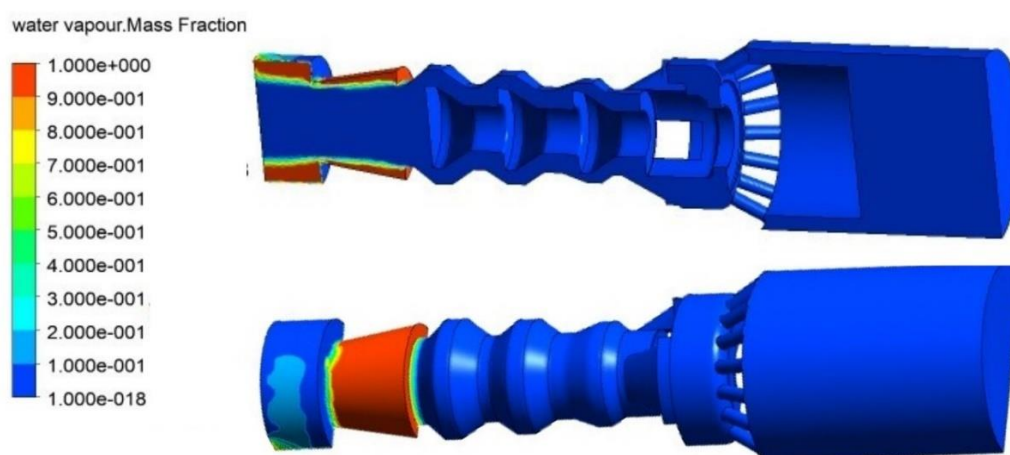
شکل ۹ تغییرات فشار جریان درون شیر را از دو نمای مختلف نشان می‌دهد.

بر اساس شکل ۹، در برخی نواحی شیر، فشار سیال به مقادیری کمتر از



شکل ۹. کانتور فشار جریان در شیر تسلا با هندسه مبنا.

Fig. 9. Flow pressure contours in the Tesla valve with the baseline geometry.



شکل ۱۰. کانتور کسر جرمی بخار آب در شیر تسلا با هندسه مبنا.

Fig. 10. Water vapor mass fraction contours in the Tesla valve with the baseline geometry.

در این صفحه برابر با ۴۰ بار اندازه‌گیری شده و در نتیجه مقدار شاخص کاویتاسیون در حالت مبنا برابر با ۱/۰۹ محاسبه می‌شود. کانتور کسر جرمی بخار آب در شکل ۱۰ ارائه شده است. همان‌طور که در این شکل مشاهده می‌شود، پدیده کاویتاسیون در کانال همگرایی که بعد از مرحله سوم شیر قرار گرفته است، رخ می‌دهد. بر اساس شکل ۱۰، حباب‌های بخار عمدتاً در لایه‌های مجاور دیواره‌های کانال همگرا و همچنین در بخشی

فشار بخار اشباع آب در دمای ۲۵ درجه سانتی‌گراد (۳ کیلوپاسکال) می‌رسد. بنابراین، پیش‌بینی می‌شود که پدیده کاویتاسیون در نقاطی که فشار جریان از فشار اشباع کمتر است، رخ دهد. برای محاسبه شاخص کاویتاسیون بر اساس رابطه (۵)، فشار بالادست به‌صورت میانگین فشار در صفحه‌ای واقع در نزدیکی اولین مرحله شیر در نظر گرفته شده است. این صفحه در شماتیک بالای شکل ۹ با رنگ آبی مشخص شده است. در شرایط مبنا، فشار متوسط

از ناحیه انتهایی هندسه (استوانه انتهایی) تشکیل شده‌اند. بنابراین، این نواحی به‌عنوان مناطق اصلی وقوع کاویتاسیون قابل شناسایی هستند.

۶-۲- مطالعه پارامتری

در این بخش، تأثیر پارامترهای هندسی مختلف بر عملکرد شیر تسلا بررسی شده است. پارامترهای هندسی مورد مطالعه، مطابق با شکل ۲، شامل قطر استیج‌ها یا مراحل شیر (d) که متناظر با بیشینه قطر شفت شیر است، قطر داخلی بدنه شیر (D)، زاویه مراحل در شفت (θ)، زاویه بدنه (α)، و همچنین زوایای β_1 ، β_2 و β_3 می‌باشند. در مطالعه پارامتری، اندازه‌های قطر ورودی (D_{in})، قطر خروجی (D_{out})، و طول کلی هندسه (L) ثابت در نظر گرفته شده و تغییری نمی‌کنند. در بررسی تأثیر هر یک از پارامترها، تنها آن پارامتر در بازه مشخصی تغییر داده شده و سایر پارامترها در مقادیر مبنای خود ثابت نگه داشته شده‌اند. همانطور که در جدول ۲ مشخص است، در حالت مبنا، قطر مراحل و قطر بدنه برابر با ۳۱ میلی‌متر، زاویه مراحل و زاویه بدنه هر دو ۳۵ درجه و تعداد مراحل برابر با سه می‌باشند. همچنین، مقادیر زوایای β_1 ، β_2 و β_3 در حالت مبنا به ترتیب برابر با ۲۰/۲۷ درجه، ۳۴/۳۸ درجه و ۴۱/۴۲ درجه هستند.

علاوه بر پارامترهای مذکور، تأثیر تعداد مراحل نیز به‌طور مجزا بررسی شده است. در این حالت، برخلاف سایر موارد، طول کلی هندسه متناسب با تعداد مراحل تغییر می‌کند.

نتایج حاصل از مطالعه پارامتری نشان داده است که برخی از پارامترهای هندسی تأثیر ناچیزی بر عملکرد شیر دارند [۱۲]. از این‌رو، در این مقاله تنها نتایج مربوط به پارامترهای تأثیرگذار شامل قطر مراحل و بدنه، زاویه مراحل و تعداد مراحل، که نقش بارزتری در عملکرد شیر ایفا می‌کنند، ارائه شده است. در ادامه، ابتدا با فرض ثابت بودن فشارهای ورودی و خروجی در مقادیر مبنا، تأثیر پارامترهای هندسی شیر بر میزان دبی جریان مورد بررسی قرار می‌گیرد. در گام بعدی، رابطه میان افت فشار و دبی جریان تحلیل شده و منحنی‌های افت فشار - دبی به‌منظور ارزیابی تأثیر پارامترهای هندسی در شرایط مختلف افت فشار استخراج و تحلیل می‌گردند.

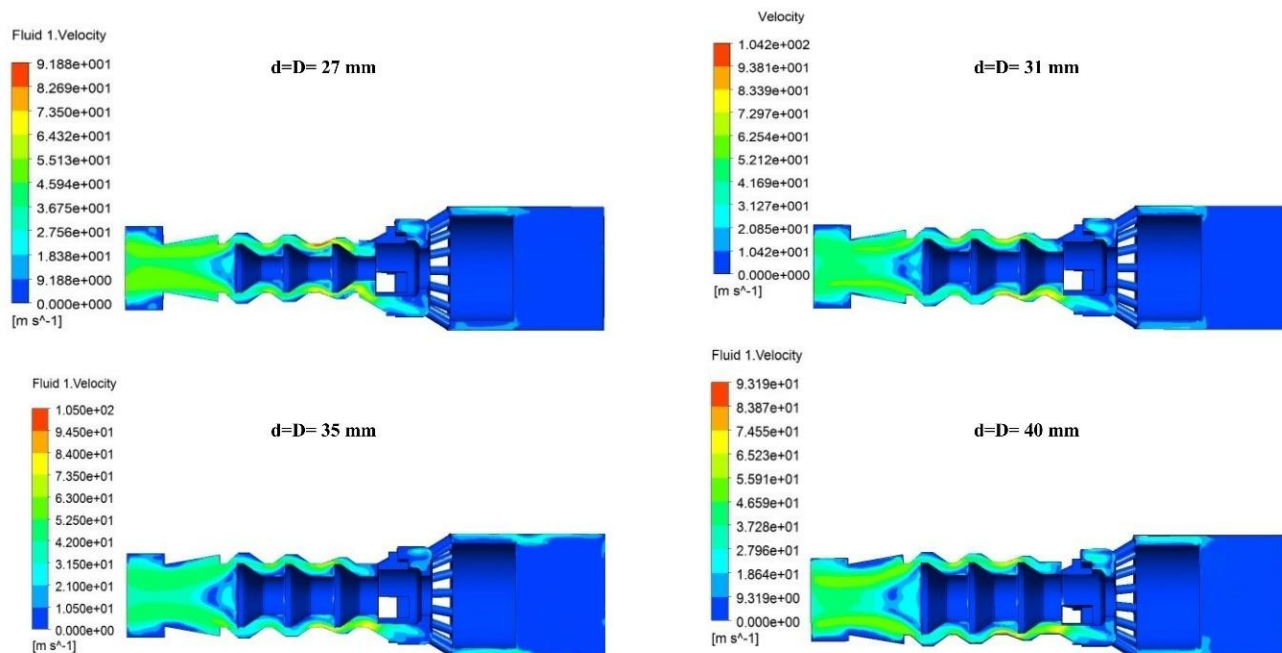
۶-۲-۱- بررسی تأثیر پارامترهای هندسی شیر بر میزان دبی جریان با ثابت ماندن فشارهای ورودی و خروجی

در این بخش، تأثیر پارامترهای هندسی شیر بر دبی جریان در شرایطی که فشار ورودی و خروجی در مقادیر مبنا ثابت هستند، مورد بررسی قرار گرفته است.

در ابتدا، تأثیر قطر مراحل (d) و قطر بدنه شیر (D) بر الگوی جریان بررسی می‌شود. در حین تغییر مقادیر قطرها، فاصله شعاعی (لقی) بین دیواره خارجی مراحل با بدنه شیر، که مجرای عبور سیال است، ثابت فرض شده است. این فرض هندسی باعث می‌شود جریان سیال در نواحی بین مراحل دچار انقباض یا انبساط موضعی نشود و فضای عبور جریان بین بدنه و مراحل ثابت بماند. چنین ساختاری، پایه‌ای مناسب برای تحلیل رفتار کلی سیستم تحت تغییرات هم‌زمان قطرها فراهم می‌سازد. بنابراین، در این بخش، منظور از "قطر"، مقدار برابر $D = d$ در نظر گرفته شده است. شکل ۱۱ کانتور توزیع سرعت جریان درون شیر را برای قطرهای مختلف نمایش می‌دهد. همان‌گونه که مشاهده می‌شود، در تمامی حالات، بیشینه سرعت جریان در ناحیه عبور سیال از کوچک‌ترین سطح مقطع، یعنی فاصله میان مرحله اول و بدنه شیر، رخ می‌دهد. این افزایش سرعت مطابق با اصل بقای جرم، ناشی از کاهش سطح مقطع عبور جریان در این ناحیه است.

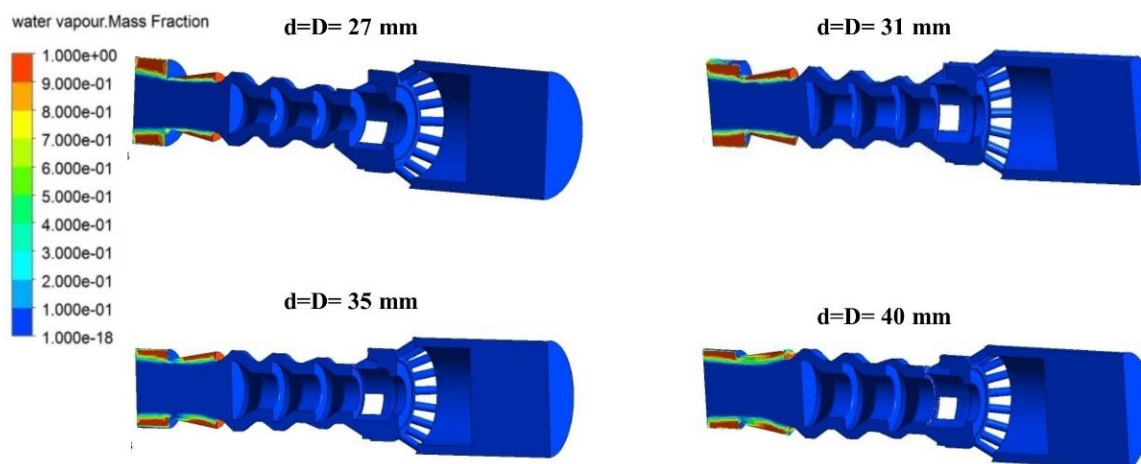
شکل ۱۲ کانتورهای کسر جرمی بخار آب ناشی از پدیده کاویتاسیون را برای قطرهای مختلف مراحل و بدنه شیر نمایش می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، با وجود تغییر در قطرها، پدیده کاویتاسیون همچنان در ناحیه کانال همگرا پس از مرحله سوم رخ می‌دهد. علاوه بر این، میزان تغییرات در کسر جرمی بخار بین حالات مختلف قطر، قابل توجه نبوده و تفاوت محسوسی مشاهده نمی‌شود. چون در بخش انتهایی شیر آب‌بندی انجام نمی‌شود، این ناحیه به عنوان بخشی حساس از لحاظ عملکردی در نظر گرفته نمی‌شود. بنابراین، شکل‌گیری کاویتاسیون در این بخش، تأثیر منفی قابل ملاحظه‌ای بر عملکرد کلی شیر ندارد. با توجه به عملکرد مورد انتظار شیر تسلا، که نیازمند کاهش قابل توجه فشار جریان تا رسیدن به فشار ورودی پمپ است، وقوع کاویتاسیون در بخش کوچکی از انتهای شیر، پدیده‌ای اجتناب‌ناپذیر محسوب می‌شود.

برای بررسی دقیق‌تر اثر تغییر قطرها بر عملکرد هیدرولیکی شیر، مقادیر دبی جریان و شاخص کاویتاسیون در قطرهای مختلف در جدول ۴ ارائه شده‌اند. همانطور که در جدول ۴ مشاهده می‌شود، با افزایش قطر مراحل و بدنه شیر، مقدار دبی جریان نیز افزایش می‌یابد. به طور کلی، بازه تغییرات دبی نسبت به حالت مبنا، در حدود ۲۳/۶ درصد افزایش و ۱۴/۸ درصد کاهش را شامل می‌شود. از آنجا که در این تحلیل، اختلاف فشار در ورودی و خروجی شیر و نیز فاصله (لقی) بین دیواره خارجی مراحل و دیواره داخلی بدنه ثابت فرض شده‌اند، افزایش دبی جریان را می‌توان عمدتاً به افزایش سطح مقطع مؤثر در بخش انتهایی شیر نسبت داد. افزون بر این، با افزایش قطر، شاخص



شکل ۱۱. کانتور سرعت جریان به ازای قطرهای مختلف استیج‌ها (d) و بدنه شیر (D).

Fig. 11. Flow velocity contours for different stage diameters (d) and valve body diameters (D).



شکل ۱۲. کانتور کسر جرمی بخار آب به ازای قطرهای مختلف مراحل (d) و بدنه شیر (D).

Fig. 12. Water vapor mass fraction contours for different stage diameters (d) and valve body diameters (D).

جدول ۴. مقادیر دبی خروجی، فشار متوسط در صفحه بالادست، و شاخص کاویتاسیون به ازای قطرهای مختلف.

Table 4. Outlet flow rate, mean upstream pressure, and cavitation index for different diameters

σ_v	p_u (bar)	Q (m ³ /h)	$d=D$ (mm)
۱/۰۸۳	۴۶/۷۲۴	۵۴/۹۵۵	۲۷
۱/۰۸۸	۴۳/۹۷۷	۶۰/۰۵۹	۲۹
۱/۰۹۶	۴۰/۷۹۶	۶۴/۴۹۲	۳۱
۱/۱۰۷	۳۶/۹۶۹	۶۷/۷۲۵	۳۳
۱/۱۱۰	۳۵/۷۱۴	۷۰/۲۴۷	۳۵
۱/۱۱۴	۳۴/۷۲۸	۷۴/۲۸۷	۳۷
۱/۱۱۷	۳۳/۸۰۴	۷۹/۶۹۳	۴۰

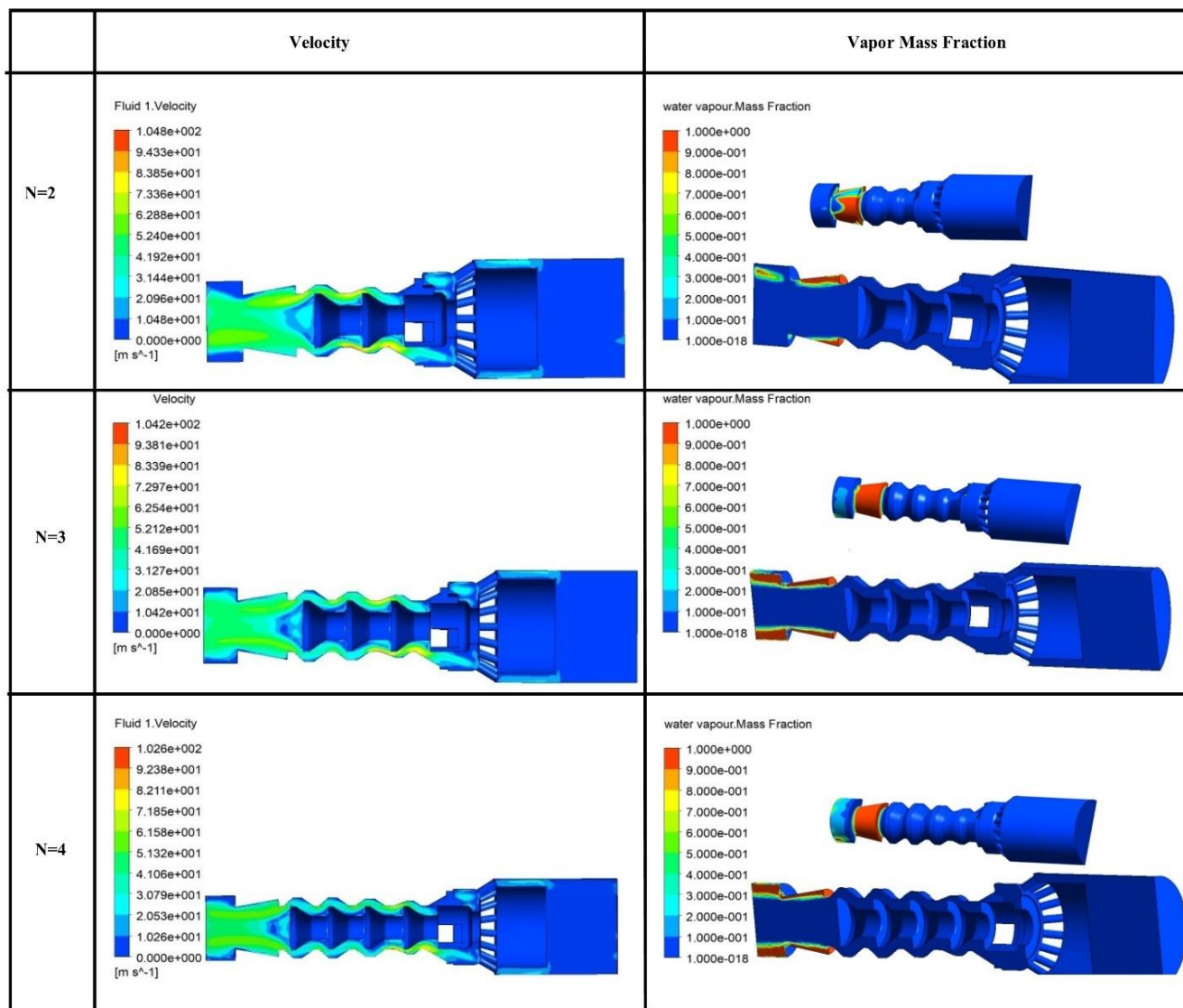
در فرآیند شبیه‌سازی، سایر پارامترهای هندسی از جمله زاویه مراحل، قطر و فاصله شعاعی (لقی) بین مراحل و بدنه اصلی ثابت در نظر گرفته شده‌اند. در این شرایط، افزودن مراحل صرفاً باعث تکرار ساختار هندسی مشابه در طول شیر می‌شود، بدون آنکه تأثیر موضعی بر الگوی جریان ایجاد کند. به عبارت دیگر، جریان از مراحل متوالی با هندسه تقریباً یکسان عبور می‌کند و در نتیجه، ساختار جریان در امتداد مسیر تغییر معناداری نمی‌کند. البته با افزایش تعداد مراحل، طول کلی شیر افزایش یافته و این موضوع منجر به افزایش جزئی در مقاومت هیدرولیکی و کاهش اندک در مقدار دبی شده است.

بر اساس مشاهدات حاصل از شکل ۱۳، با افزایش تعداد مراحل از سه به چهار، پدیده کاویتاسیون همچنان در ناحیه کانال همگرا و در بخش انتهایی هندسه (استوانه‌ای خروجی) رخ می‌دهد. در مقابل، کاهش تعداد مراحل از سه به دو منجر به کاهش نسبی در میزان حباب‌های بخار تشکیل شده در کانال همگرا شده است. این امر نشان‌دهنده کاهش نسبی در شدت وقوع کاویتاسیون است، هرچند که ناحیه‌ای اصلی بروز کاویتاسیون همچنان بدون تغییر، در مجاورت دیواره‌های کانال همگرا باقی مانده است. مطابق با شاخص‌های کاویتاسیون محاسبه‌شده در جدول ۵، تغییر تعداد مراحل تأثیر عمده‌ای بر مقدار این شاخص ندارد. با این حال، در حالت دو مرحله‌ای، شاخص کاویتاسیون اندکی افزایش یافته که بیانگر کاهش جزئی در احتمال بروز کاویتاسیون می‌باشد. بنابراین، جهت دستیابی به دبی‌های بالاتر و کاهش احتمال وقوع کاویتاسیون، کاهش تعداد مراحل شیر می‌تواند به‌عنوان یک راهکار مورد توجه قرار گیرد.

کاویتاسیون نیز به‌طور جزئی افزایش یافته است. اگرچه تغییرات ایجادشده در شاخص کاویتاسیون قابل توجه نیست، اما می‌توان نتیجه گرفت که در قطرهای بزرگ‌تر، وقوع کاویتاسیون تا حد اندکی کاهش می‌یابد. بنابراین، تغییر قطر مراحل و بدنه، تأثیر عمده‌ای بر شدت پدیده کاویتاسیون ندارد، اما از منظر عملکردی می‌تواند موجب بهبود جزئی در کاهش کاویتاسیون شود. در مجموع، جهت دستیابی به دبی‌های بالاتر و کاهش احتمال وقوع کاویتاسیون، افزایش قطر مراحل و قطر بدنه شیر در محدوده مجاز طراحی، می‌تواند به‌عنوان یک راهکار مؤثر مورد توجه قرار گیرد.

در ادامه مطالعه پارامتری، اثر تعداد مراحل شیر بر میزان دبی جریان مورد بررسی قرار گرفته است. برخلاف سایر پارامترهای هندسی، در این بخش طول کلی شیر ثابت در نظر گرفته نشده و به‌تناسب افزایش تعداد مراحل، تغییر یافته است؛ به‌طوری‌که طول کل شیر در حالت دو مرحله‌ای برابر ۲۳۹/۱ میلی‌متر، در حالت سه مرحله‌ای ۲۶۴ میلی‌متر، و در حالت چهار مرحله‌ای برابر ۲۸۸/۹ میلی‌متر می‌باشد. شکل ۱۳ تغییرات میدان سرعت جریان و کانتور کسر جرمی بخار آب را برای شیرهای دو، سه و چهار مرحله‌ای نشان می‌دهد. همچنین، جدول ۵ تأثیر تعداد مراحل را بر روی میزان دبی جریان و شاخص کاویتاسیون نشان می‌دهد.

بر اساس داده‌های ارائه‌شده در جدول ۵، افزایش یا کاهش تعداد مراحل شیر تأثیر قابل‌توجهی بر دبی جریان خروجی ندارد. مقدار دبی در حالات مختلف بین ۶۱ تا ۶۷ متر مکعب بر ساعت متغیر است که نسبت به دبی جریان در هندسه مبنا (شیر سه مرحله‌ای)، تغییراتی در بازه‌ی ۳ درصد افزایش تا ۴/۷ درصد کاهش را نشان می‌دهد. دلیل این رفتار آن است که



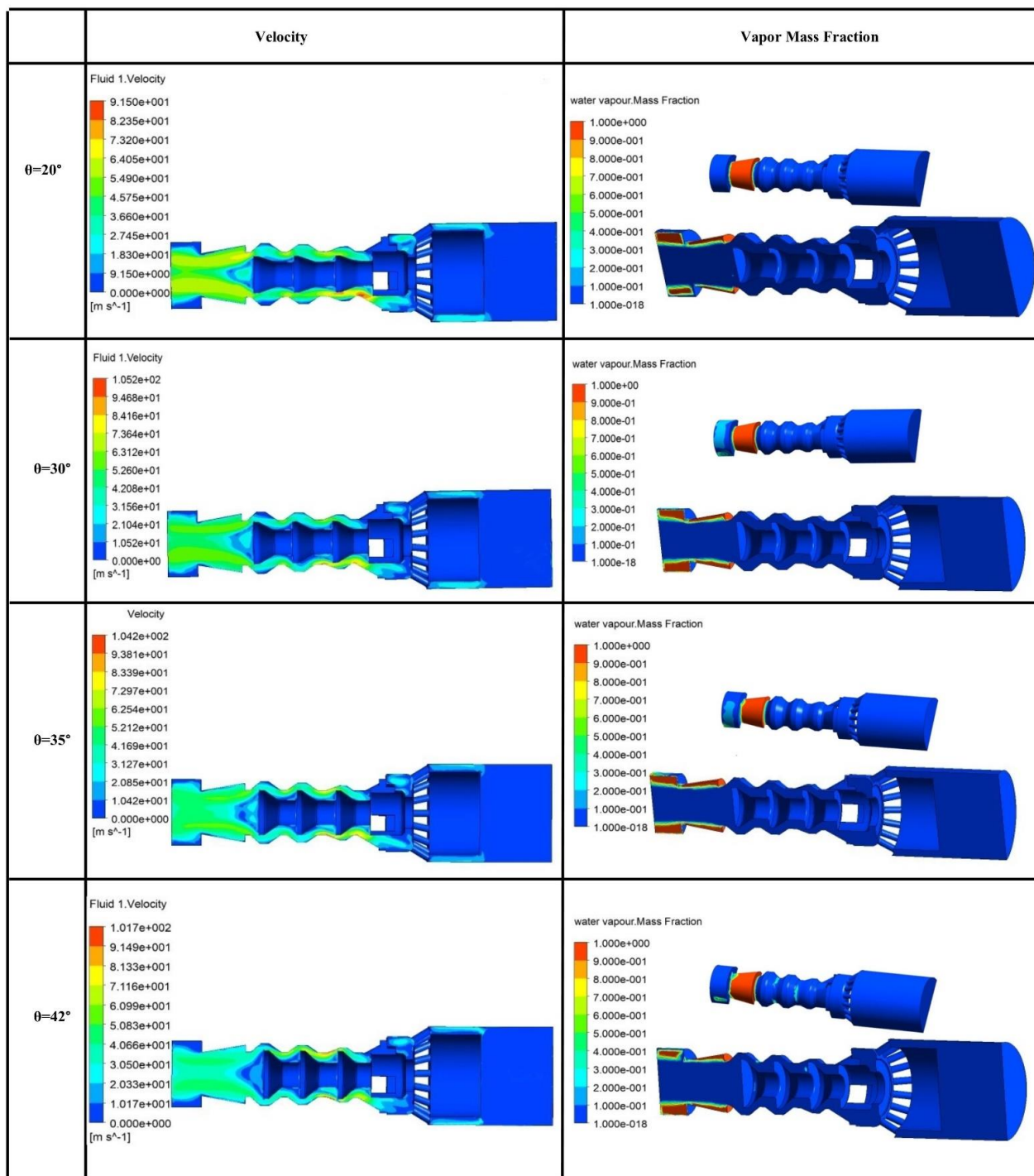
شکل ۱۳. کانتور سرعت جریان و کسر جرمی بخار آب در شیرهای دو، سه و چهار مرحله‌ای.

Fig. 13. Flow velocity and water vapor mass fraction contours in two-, three-, and four-stage valves

جدول ۵. مقادیر دبی خروجی، فشار متوسط در صفحه بالادست، و شاخص کاویتاسیون در شیر دو، سه و چهار مرحله‌ای.

Table 5. Outlet flow rate, mean upstream pressure, and cavitation index for two-, three-, and four-stage valves.s

σ_v	p_u (bar)	Q (m ³ /h)	N
۱/۱۰۵	۳۷/۵۹۶	۶۶/۴۰۷	۲
۱/۰۹۶	۴۰/۷۹۶	۶۴/۴۹۲	۳
۱/۰۹۱	۴۲/۵۰۵	۶۱/۴۷۱	۴



شکل ۱۴. کانتور سرعت جریان و کسر جرمی بخار آب در شیر با زاویه‌های مختلف مراحل

Fig. 14. Flow velocity and water vapor mass fraction contours in the valve with different stage angles

در جدول ۶ ارائه شده‌اند. با استناد به داده‌های ارائه‌شده در جدول ۶ مشاهده می‌شود که با افزایش زاویه مراحل، مقدار دبی جریان به‌صورت پیوسته کاهش می‌یابد. به‌ویژه برای زاویه‌هایی بزرگ‌تر از مقدار مبنای 35° درجه، کاهش دبی محسوس‌تر بوده و شدت افت دبی افزایش می‌یابد. دامنه تغییرات

در مرحله‌ی بعدی از مطالعه پارامتری، تأثیر زاویه مراحل شیر (θ) بر عملکرد شیر مورد بررسی قرار گرفت. شکل ۱۴ کانتورهای سرعت جریان و کسر جرمی بخار آب را در زاویه‌های مراحل مختلف نشان می‌دهد. همچنین، مقادیر دبی جریان و شاخص کاویتاسیون به ازای زاویه‌های مراحل مختلف

جدول ۶. مقادیر دبی خروجی، فشار متوسط در صفحه بالادست، و شاخص کاویتاسیون در شیر دو، سه و چهار مرحله‌ای.

Table 6. Outlet flow rate, mean upstream pressure, and cavitation index for two-, three-, and four-stage valves.s

σ_v	p_u (bar)	Q (m ³ /h)	θ
۱/۱۲۷	۳۱/۴۹۰	۷۰/۷۱۴	۲۰
۱/۱۱۶	۳۴/۲۸۸	۶۷/۸۲۵	۲۵
۱/۱۰۸	۳۶/۶۴۴	۶۶/۱۲۳	۳۰
۱/۰۹۶	۴۰/۷۹۶	۶۴/۴۹۲	۳۵
۱/۰۹۳	۴۱/۹۴۶	۶۱/۱۴۷	۳۸
۱/۰۸۷	۴۴/۳۳۸	۵۸/۹۰۸	۴۰
۱/۰۸۱	۴۷/۵۲۱	۵۵/۳۵۵	۴۲

مقادیر متفاوت افت فشار) انجام گرفته است. شبیه‌سازی‌ها برای هندسه مینا، و برای بیشینه و کمینه مقادیر هر یک از پارامترهای هندسی مورد بررسی در مطالعه پارامتری نیز انجام شده‌اند. برای هر حالت، مقدار دبی جریان محاسبه گردیده و سپس نمودارهای مربوط به دبی حجمی بر حسب افت فشار جریان ترسیم شده‌اند. شکل ۱۵ این نمودارها را برای هر یک از پارامترهای مورد بررسی نمایش می‌دهد.

از بررسی نمودارهای شکل ۱۵، مشخص می‌شود که بین دبی جریان و افت فشار رابطه‌ای مستقیم برقرار است؛ به گونه‌ای که با افزایش افت فشار، دبی عبوری از شیر تسلا نیز افزایش می‌یابد. تأثیر پارامترهای هندسی بر منحنی‌های افت فشار-دبی نیز با نتایج ارائه شده در بخش‌های پیشین هم‌راستا بوده و نشان می‌دهد که افزایش قطر مراحل و بدنه شیر، کاهش تعداد مراحل، و کاهش زاویه مراحل همگی منجر به افزایش دبی جریان در هر مقدار افت فشار می‌شوند.

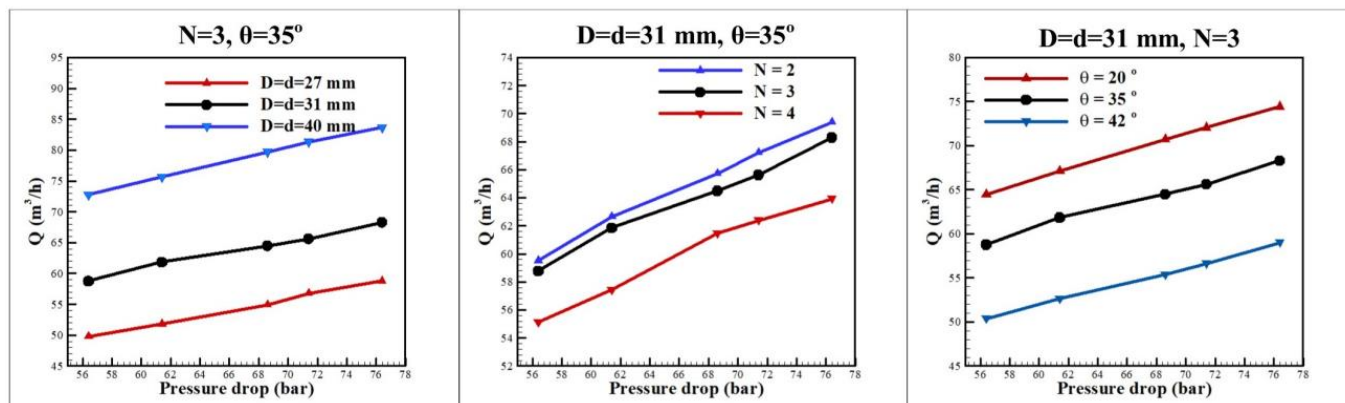
در خصوص قطر مراحل و بدنه شیر، با افزایش افت فشار از ۵۶/۴ بار به ۷۶/۴ بار، مقدار دبی جریان در حالتی که قطر مراحل و بدنه ۲۷ میلی‌متر باشد، از ۴۹/۸ به ۵۸/۷ متر مکعب بر ساعت افزایش یافته که معادل ۱۷ درصد رشد است. در همین بازه‌ی افت فشار، افزایش دبی در قطر ۳۱ میلی‌متر برابر با ۱۶ درصد و در قطر ۴۰ میلی‌متر معادل ۱۴ درصد است. این مقایسه بیانگر حساسیت بیشتر قطرهای کوچکتر به تغییرات افت فشار می‌باشد.

در مورد تأثیر تعداد مراحل شیر نیز مشاهده می‌شود که با کاهش تعداد مراحل، دبی جریان افزایش می‌یابد. در حالت دو و سه مرحله‌ای اختلاف دبی

دبی نسبت به حالت مینا، بین ۹/۷ درصد افزایش و ۱۴/۱۷ درصد کاهش گزارش شده است. بر اساس نتایج حاصل از شکل ۱۴، بیشترین مقدار سرعت جریان در تمامی زوایا، در ناحیه‌ای با کوچک‌ترین سطح مقطع (یعنی بین اولین مرحله و بدنه شیر) رخ می‌دهد. همچنین، به‌وضوح دیده می‌شود که در زوایای بزرگ‌تر از ۳۵ درجه، علاوه بر کانال همگرایی انتهایی، در فضای بین مراحل نیز تشکیل حباب‌های بخار مشاهده می‌شود که بیانگر بروز پدیده کاویتاسیون در این نواحی است. با افزایش زاویه مراحل، تعداد و گستره این حباب‌ها نیز افزایش می‌یابد، که از دیدگاه عملکردی مطلوب نمی‌باشد. از سوی دیگر، بررسی شاخص کاویتاسیون در زوایای مختلف نشان می‌دهد که با افزایش زاویه مراحل، مقدار این شاخص اندکی کاهش یافته و در نتیجه، احتمال وقوع کاویتاسیون افزایش پیدا کرده است. این کاهش هرچند محدود است، اما از نظر طراحی، نشان‌دهنده تأثیر منفی افزایش زاویه بر پایداری جریان در برابر کاویتاسیون می‌باشد. بنابراین، جهت دستیابی به دبی‌های بالاتر و کاهش احتمال وقوع کاویتاسیون، کاهش زاویه مراحل در محدوده مجاز طراحی، می‌تواند به‌عنوان یک راهکار مؤثر مورد توجه قرار گیرد.

۶-۲-۲- بررسی تأثیر پارامترهای هندسی شیر بر میزان دبی جریان در افت فشارهای مختلف

در این بخش، به‌منظور تحلیل دقیق‌تر عملکرد شیر تحت شرایط عملیاتی گوناگون، فشار خروجی شیر در مقدار مبنای تعیین شده ثابت نگه داشته شده و شبیه‌سازی‌ها برای چندین مقدار مختلف فشار ورودی (و در نتیجه برای



شکل ۱۵. نمودار دبی حجمی بر حسب افت فشار برای مقادیر مختلف قطر، تعداد مراحل، و زاویه مراحل.

Fig. 15. Volumetric flow rate versus pressure drop for different diameters, number of stages, and stage angles.

شرایط مرزی و روش حل انتخاب گردید و حل عددی معادلات پیوستگی و مومنتوم با استفاده از روش حجم محدود در نرم افزار آنسیس سی اف ایکس انجام شد. نتایج حاصل از شبیه سازی با داده های تجربی شرکت سازنده مقایسه و اعتبارسنجی شدند که حاکی از تطابق قابل قبول میان نتایج عددی و تجربی بود. نتایج حاصل از شبیه سازی هندسه شیر در حالت مینا شامل کانتورهای سرعت، فشار و کسر جرمی مورد بررسی و تحلیل قرار گرفت. در ادامه، تأثیر پارامترهای هندسی در دو مرحله مطالعات پارامتری مورد ارزیابی قرار گرفت.

در مرحله نخست مطالعه پارامتری، با فرض افت فشار ثابت، تأثیر عواملی همچون قطر مراحل و بدنه شیر، زاویه مراحل و تعداد مراحل شیر بر دبی جریان بررسی شد. نتایج نشان داد که:

- افزایش قطر مراحل و بدنه از ۲۷ به ۴۰ میلی متر، موجب افزایش دبی جریان از حدود ۵۵ به ۸۰ مترمکعب بر ساعت گردید.
- تعداد مراحل تأثیر چشمگیری بر دبی جریان نداشت و کاهش مراحل از ۴ به ۲، تنها افزایش دبی از حدود ۶۱ به ۶۶ مترمکعب بر ساعت ایجاد کرد.
- کاهش زاویه مراحل منجر به افزایش دبی شد؛ به گونه ای که کاهش زاویه از ۴۲ به ۲۰ درجه، موجب افزایش دبی از ۵۵ به ۷۱ مترمکعب بر ساعت گردید. همچنین، تأثیر زاویه بر دبی در زوایای بزرگتر از زاویه هندسه مینا (۳۵ درجه) محسوس تر بود.
- در مجموع، جهت دستیابی به دبی های بالاتر و کاهش احتمال وقوع کاویتاسیون در یک افت فشار ثابت، افزایش قطر مراحل و قطر بدنه

اندک بوده و حداکثر تفاوت آن ها در افت فشار ۷۱/۴ بار، تنها ۱/۶ متر مکعب بر ساعت است. در مقابل، شیر چهار مرحله ای در تمام سطوح افت فشار، دبی کمتری نسبت به حالت سه مرحله ای دارد و در افت فشار ۷۶/۴ بار، حداکثر اختلاف به ۴/۴ متر مکعب بر ساعت می رسد.

در خصوص زاویه مراحل نیز روند مشابهی مشاهده می شود؛ به طوری که با کاهش زاویه مراحل، دبی جریان افزایش می یابد. برای نمونه، در زاویه ۴۲ درجه، افزایش دبی با افزایش افت فشار از ۵۶/۴ بار به ۷۶/۴ بار برابر با ۱۷ درصد است، در حالی که در زاویه ۳۵ درجه این مقدار ۱۵ درصد و در زاویه ۲۰ درجه، معادل ۱۶ درصد می باشد. این امر نشان می دهد که روند افزایش دبی با افت فشار در زاویه های مختلف از الگوی یکنواختی پیروی نمی کند، اما مقادیر به یکدیگر نزدیک هستند.

در مجموع، این نمودارها ابزار تحلیلی مناسبی جهت طراحی بهینه شیر تسلا در کاربردهای صنعتی فراهم می کنند. با توجه به تنوع عملکردی پمپ ها در سامانه های مختلف و لزوم رعایت حداقل دبی مجاز و هد پمپ ها، می توان مقدار دبی مورد نیاز شیر تسلا را بر اساس مشخصات پمپ تعیین کرده و در ادامه، ابعاد بهینه پارامترهای هندسی نظیر قطر، تعداد مراحل و زاویه آن ها را برای دستیابی به عملکرد مطلوب تخمین زد.

۷- نتیجه گیری

در این پژوهش، عملکرد یک نوع شیر تسلا به عنوان بخشی از سیستم کنترل چرخش خودکار در شرایط مختلف هندسی و بهره برداری، مورد بررسی عددی قرار گرفت. با تعیین هندسه و شرایط کاری مورد نظر، معادلات حاکم،

جنبشی آشفته‌گی و نرخ اتلاف آن می‌تواند به درک بهتر رفتار سیال، به‌ویژه در نواحی بحرانی شیر، کمک کند. از این رو، تحلیل کمی میدان آشفته‌گی به‌عنوان مسیر مناسبی برای تعمیق تحلیل‌ها در مطالعات آینده پیشنهاد می‌شود.

در نهایت، می‌توان نتیجه گرفت که نتایج این مطالعه ابزار مؤثری برای طراحی بهینه شیر تسلا در سیستم‌های پمپاژ صنعتی فراهم می‌آورد. با توجه به تنوع مشخصات پمپ‌ها در صنایع مختلف، امکان تنظیم پارامترهای هندسی شیر برای دستیابی به دبی و عملکرد مطلوب بر اساس حداقل دبی مجاز پمپ‌ها، فراهم می‌شود. یافته‌های این پژوهش نشان می‌دهد که انتخاب مناسب پارامترهای هندسی تأثیر قابل‌توجهی بر کارایی سیستم دارد و مبنای علمی برای طراحی بهینه و سفارشی شیر تسلا در سیستم‌های چرخش خودکار در صنایع مختلف ارائه می‌دهد.

۸- تشکر و قدردانی

این تحقیق با کمک و پشتیبانی شرکت فرا توسعه کیاسا واقع در شهرک صنعتی خیرآباد شهر اراک اجرا شده است.

۹- فهرست علائم

علائم انگلیسی

D	قطر بدنه شیر تسلا، m
d	بیشینه قطر شفت شیر تسلا (قطر مراحل شیر تسلا)، m
D_{in}	قطر ورودی شیر تسلا، m
D_{out}	قطر خروجی شیر تسلا، m
h	لقی بین بدنه و مراحل، m
L	طول کلی شیر تسلا، m
N	تعداد مراحل شیر تسلا
N_p	تعداد فازها
p	فشار، Pa
p_v	فشار بخار آب، Pa
p_u	فشار بالادست جریان، Pa
p_d	فشار پایین دست جریان، Pa
Q	دبی حجمی، m ³ /h
R_B	شعاع حباب، m
r_a	کسر حجمی فاز آلفا
$\vec{U}$	بردار سرعت، m/s

شیر، کاهش زاویه مراحل، و کاهش تعداد مراحل شیر می‌تواند به‌عنوان راهکارهای مؤثر مورد توجه قرار گیرد. هرچند پارامترهای مورد بررسی، تأثیر قابل توجهی بر شاخص کاویتاسیون و ناحیه وقوع آن نداشتند و کاویتاسیون در انتهای شیر به دلیل کاهش شدید فشار مشاهده شد. با توجه به اینکه این ناحیه طبق اطلاعات سازنده محل آب‌بندی محسوب نمی‌شود، وقوع کاویتاسیون در آن تأثیر منفی بر عملکرد شیر نخواهد داشت.

در مرحله دوم مطالعه پارامتری، تأثیر پارامترهای هندسی شیر بر دبی جریان در افت فشارهای مختلف بررسی گردید. نتایج نشان داد که دبی جریان با افزایش افت فشار افزایش می‌یابد و اثرات پارامترهای هندسی نیز در تمامی سطوح افت فشار، همسو با یافته‌های مرحله نخست بود. به‌طور مشخص:

- افزایش افت فشار از ۵۶/۴ به ۷۶/۴ بار، منجر به افزایش دبی در قطر ۲۷ میلی‌متر از ۴۹/۸ به ۵۸/۷ مترمکعب بر ساعت (۱۷ درصد) افزایش شد. در حالیکه این افزایش برای قطرهای ۳۱ و ۴۰ میلی‌متر به ترتیب ۱۶ و ۱۴ درصد بود که نشان‌دهنده حساسیت بیشتر قطرهای کوچک‌تر به تغییرات افت فشار است.

- کاهش تعداد مراحل شیر، موجب افزایش دبی در تمامی مقادیر افت فشار گردید. شیرهای دو و سه مرحله‌ای عملکرد نسبتاً مشابهی داشتند، اما شیر چهار مرحله‌ای کاهش محسوسی در دبی نسبت به سه مرحله‌ای نشان داد.

- کاهش زاویه مراحل نیز در هر سطح افت فشار منجر به افزایش دبی شد. اگرچه افزایش نسبی دبی با افزایش افت فشار در زوایای مختلف متفاوت بود، اما روند کلی افزایشی باقی ماند.

بر اساس نتایج به‌دست‌آمده از تحلیل پارامتری، افزایش قطر مراحل و بدنه، کاهش زاویه مرحله، و انتخاب تعداد مراحل در بازه ۲ تا ۳ به‌طور همزمان موجب بهبود عملکرد شیر از نظر دبی جریان و کاهش شاخص کاویتاسیون می‌شود. این ترکیب به‌عنوان یک حالت پیشنهادی اولیه برای طراحی شیر تسلا در سیستم‌های کنترل چرخش خودکار قابل توصیه است. با این حال استخراج نقطه بهینه دقیق، نیازمند اجرای مطالعات چندمتغیره و بهره‌گیری از روش‌های بهینه‌سازی عددی است که می‌تواند در ادامه این پژوهش دنبال شود.

افزون بر این، اگرچه تحلیل میدان سرعت و توزیع فشار تصویری کلی از رفتار جریان ارائه می‌دهد، بررسی دقیق‌تر شاخص‌های آشفته‌گی نظیر انرژی

study on Tesla valve with reverse flow for hydrogen decompression, International Journal of Hydrogen Energy, 43(18) (2018) 8888-8896.

علائم یونانی

α زاویه بدنه شیر

β_1 ,

β_2 , زاویای بدنه شیر

β_3

θ زاویه مراحل در شفت

$\Gamma_{a\beta}$ دبی جرمی انتقالی در واحد حجم از فاز بتا تا فاز آلفا،
kg/s.m³

ρ چگالی، kg/m³

μ ویسکوزیته دینامیکی، Pa.s

σ ضریب کشش سطحی بین مایع و بخار، N/m

σ_v شاخص کاویتاسیون

زیرنویس

α فاز آلفا

β فاز بتا

منابع

- [5] J. Qian, M. Chen, X. Liu, Z. Jin, A numerical investigation of the flow of nanofluids through a micro Tesla valve, J. Zhejiang Univ. Sci. A, 20(1) (2019) 50-60.
- [6] P. Hu, P. Wang, L. Liu, X. Ruan, L. Zhang, Z. Xu, Numerical investigation of Tesla valves with a variable angle, Physics of Fluids, 34(3) (2022).
- [7] Y. Bao, H. Wang, Numerical study on flow and heat transfer characteristics of a novel Tesla valve with improved evaluation method, International Journal of Heat and Mass Transfer, 187 (2022) 122540.
- [8] B. Yang, N. Yang, D. Zhao, F. Chen, X. Yuan, B. Kou, Y. Hou, G. Xie, Numerical Simulation of Graphene Growth by Chemical Vapor Deposition Based on Tesla Valve Structure, Coatings, 13(3) (2023) 564.
- [9] X. Zhang, Z. Cao, K. Fang, X. Yang, Study on the influence of different structural parameters on the performance of Tesla valve, in: Journal of Physics: Conference Series, IOP Publishing, 2024, pp. 012092.
- [10] A. CFX-Solver, Theory guide, Release 11, 11 (2006) 298.
- [11] J.-y. Qian, Z.-x. Gao, C.-w. Hou, Z.-j. Jin, A comprehensive review of cavitation in valves: mechanical heart valves and control valves, Bio-Design and Manufacturing, 2 (2019) 119-136.
- [12] A. Rajaei, Numerical investigation of the effect of geometrical parameters on the performance of a multi-stage Tesla valve, Arak University, 2025. (in Persian).
- [1] M. Thompson, Pump Minimum Flow Protection Using Automatic Recirculation Valves, in: Pumps and Compressors Conference, Perth, 2013.
- [2] J. Cone, Pump energy conservation techniques, in: 9th turbomachinery symposium, Texas A & M University, 1980, pp. 83-101.
- [3] A. Purwidyantri, B.A. Prabowo, Tesla valve microfluidics: the rise of forgotten technology, Chemosensors, 11(4) (2023) 256.
- [4] Z.-j. Jin, Z.-x. Gao, M.-r. Chen, J.-y. Qian, Parametric

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

R. Mohammadi, A. Rajaei, N. Meyghani, A Numerical Study on the Influence of Geometric Parameters on Tesla Valve Performance within an Automatic Recirculation Control Valve System, Amirkabir J. Mech Eng., 57(4) (2025) 473-496.

DOI: [10.22060/mej.2025.24217.7851](https://doi.org/10.22060/mej.2025.24217.7851)



