



Numerical investigation of fluid-structure interaction of a detached flexible plate behind a circular cylinder

I. Zahed, Y. Amini*, E. Izadpanah

Department of Mechanical Engineering, Persian Gulf University, Bushehr, Iran

ABSTRACT: Fluid-structural interaction is one of the most challenging phenomena observed in the surrounding environment, which can play a major role in increasing heat transfer, reducing drag and lift coefficients, energy dissipation, and reducing pressure drop. By inspiration from similar phenomena in nature, the dynamic behavior of flexible structures that interact with fluid is recognized as a novel application in industrial processes such as marine equipment, heat exchangers, and fluid transports. So, this phenomenon should be considered as a way to increase efficiency, eliminate defects, and prevent possible damage in industrial issues on a smaller scale. In this study, the effect of a detached flexible plate, which is placed at a specific distance from a circular cylinder, on aerodynamic and thermal parameters is investigated. This study is simulated by the finite volume method and the finite element method, simultaneously, and also kw-SST model is considered as the turbulent flow model. The fin is placed at different distances of 0.5D, 1D, and 1.5D in upstream and downstream of the circular cylinder, where D is the diameter of the cylinder. The results show that placing the fin at a distance 1D from cylinder downstream increases the Nusselt up to 5%. Moreover, the maximum reduction of the drag coefficient is obtained in this situation.

Review History:

Received: Dec. 29, 2022
Revised: May, 17, 2023
Accepted: Aug. 15, 2023
Available Online: Dec. 04, 2023

Keywords:

Fluid-structure interaction
flexible fin
vortex Shedding
heat transfer
turbulent flow

1- Introduction

Fluid-structure interaction (FSI) is important in engineering because when fluid flows over a bluff body, it can change shape and affect the flow. This makes studying fluid flow for engineering devices complicated. There have been many experimental and numerical studies on the effect of an attached and detached rigid/flexible plate on a circular cylinder. For the detached flexible plate, it was found that placing a flexible splitter plate upstream, downstream, and on both sides of the cylinder reduced drag significantly [1-3]. On the other hand, it is observed that aerodynamic forces caused the plate to move vertically [5], and the maximum oscillations of a flexible plate occurred where the vorticity structure was fully formed [6]. The plate in the wake of the circular cylinder or square cylinder had the benefit of harvesting more energy [7]. This article studies the impact of fin flexibility on heat transfer in turbulent flow, using rigid support to bind the fin in fluid flow. It also discusses the effect of Young's modulus on heat transfer, drag coefficients, and cylinder drag.

2- Methodology

In this study, a fin behind a cylinder with a supporter in the wake of a circular cylinder is investigated (See Fig. 1). The fin length and the thickness are D and 0.02D (where D is the diameter of the cylinder), respectively. The distance

between the beginning of the fin and the closest point to the cylinder is equal to 0.5D, 1D, and 1.5 D.

The stress and strain for linear and isotropic elastic behavior based on Poisson's ratio, Young's modulus, and Kronecker's delta are considered for the structure part.

Also, the $k-\omega$ SST (Shear Stress Transport) model is used for turbulent flow simulation. This model, which uses the $k-\epsilon$ model and the $k-\omega$ model for free-shear layers and near the surface, can predict the beginning and the amount of the flow separation under adverse pressure gradient conditions.

This study assumes constant pressure at the outlet and constant velocity and temperature at the inlet. Non-slip and high-temperature conditions are applied to the bluff body boundaries and symmetry conditions for the upper and lower boundaries. This study utilized the ANSYS workbench with the Arbitrary Lagrangian-Eulerian ALE method and SIMPLE scheme to pressure-velocity coupling while discretizing convection terms with the second-order upwind scheme. The time step for integration is 5-10 based on the Courant number. The Reynolds and Prandtl numbers and Poisson's ratio are $Re=14400$, $Pr\approx 0.74$, and 0.35, respectively. The convergence criterion is 10^{-6} for motion, energy, and continuity equations and 10^{-8} for structure equations.

*Corresponding author's email: aminiyasser@pgu.ac.ir



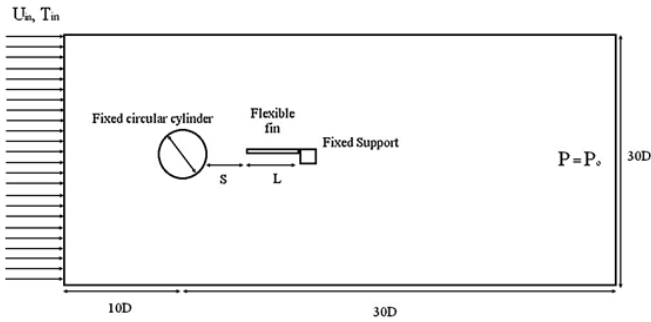


Fig. 1. Schematic of the current geometry and computational domain

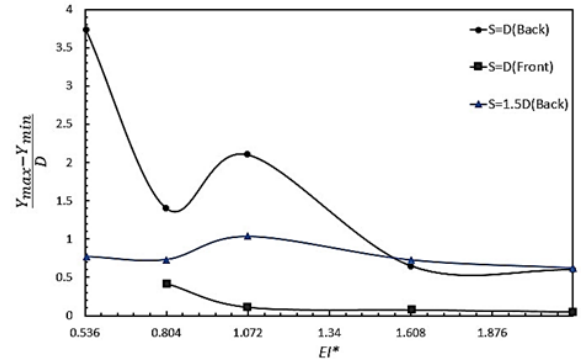


Fig. 2. Comparing the effect of the distance of the fin from the cylinder on the Y-displacement of the fin end

3- Discussion and Results

In this section, we present numerical simulation results for different distances of the flexible fin from the cylinder and various values of Young’s modulus ($0.54 < EI^* < 2.14$).

According to Figure 2, At $EI^* > 1.5$, the fin displacement is farthest downstream from $S=D$. For $EI^* < 1.5$, displacement stays constant despite Young’s modulus increase at all distances. Displacement at $S=0.5D$ is minimal and insignificant in front of the cylinder.

Based on Figure 3, The lowest drag coefficient for the fin is observed when placed at a distance $S=D$ upstream of the cylinder. This value increases for $EI^* < 1.63$. Comparing different distances of fin placement in the downstream flow, it can be seen that at distance $S=D$, where displacement of the fin is more remarkable than distance $D=1.5$, the reduction of the average drag coefficient is the greatest. Comparing the flexible state of the fin with its rigid state at distance $S=D$, the value of this coefficient is higher for $EI^* > 1/1$ for the flexible state but decreases significantly with the increase of Young’s modulus compared to the rigid case. At a distance $D=1.5$, the value of the average drag coefficient in the $EI^* > 1.63$ range is higher for the flexible state than for the rigid case. However, there is not much difference between the two cases.

According to Figure 4. The average Nusselt number decreases at $EI^*=1.6$ for all fin positions. But it increases for $EI^* > 1.6$. Also, the average Nusselt number is higher downstream for $S=D$ due to the fin’s displacement. Increasing Young’s modulus and reducing fin displacement improves the average Nusselt number for the upstream fin position until $EI^*=1.6$. $S=1.5D$ shows a higher Nusselt number for $EI^* < 1.1$ and less fin displacement, while $S=D$ has a higher Nusselt number for $EI^* < 1.096$ due to more fin displacement for Young’s modulus $EI^* < 1.1$. Flexible fin downstream of the cylinder has a higher average Nusselt number than rigid fin with $EI^* < 1.1$. But for $EI^* > 1.096$, rigid fins have better conditions for the average Nusselt number.

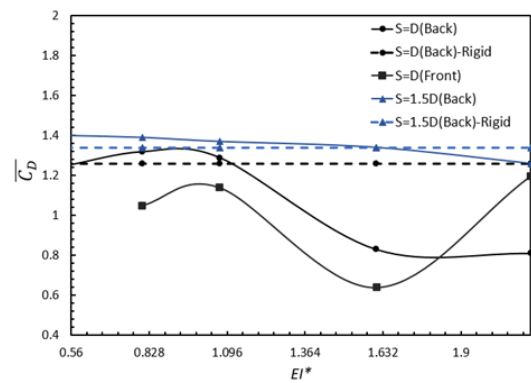


Fig. 3. Averaged-drag coefficient at different distances for Rigid and Flexible cases

4- Conclusion

In this research, the effects of fluid-structure interaction on heat transfer, drag, and lift coefficients were studied. A flexible fin at a different distance from a rigid cylinder with varying values of Young’s modulus was analyzed. Results demonstrate that the distance between the fin and cylinder, Young’s modulus, and the position of the fin affect flow pattern, forces on the cylinder, and heat transfer.

A fin near a cylinder causes vorticity to elongate while displacement is minimal. As the fin moves away, vorticity shedding becomes complex. Also, Young’s modulus affects drag reduction at low fin distances. EI^* increases and reduces the lift coefficient range when the fin is behind the cylinder, but the effect is different when the fin is in front. Flexible fins can reduce hydrodynamic forces but may not increase heat transfer significantly compared to rigid fins (up to 5%). In fact, they may even decrease it by up to 20% in some cases. Therefore, the use of a detached flexible fin is effective in reducing hydrodynamic forces but ineffective in increasing

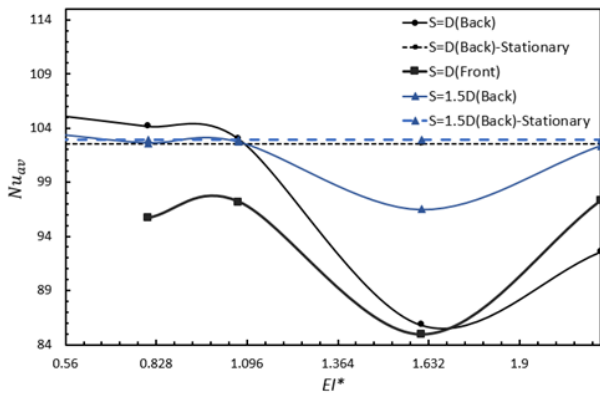


Fig. 4. Averaged-Nusselt Number versus Young Modulus at different distances of the fin from the cylinder for Rigid and Flexible cases

heat transfer.

References

[1] M. Amiraslanpour, J. Ghazanfarian, S.E. Razavi, Drag suppression for 2D oscillating cylinder with various

arrangement of splitters at $Re= 100$: a high-amplitude study with OpenFOAM, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 164 (2017) 128-137.

[2] J. Wu, C. Shu, N. Zhao, Numerical study of flow control via the interaction between a circular cylinder and a flexible plate, *Journal of Fluids and Structures*, 49 (2014) 594-613.

[3] S.U. Islam, H. Rahman, W.S. Abbasi, U. Noreen, A. Khan, Suppression of fluid force on flow past a square cylinder with a detached flat plate at low Reynolds number for various spacing ratios, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 28(12) (2014) 4969-4978.

[4] S.G. Park, B. Kim, H.J. Sung, Self-propelled flexible fin in the wake of a circular cylinder, *Physics of fluids*, 28(11) (2016) 111902.

[5] H. Wang, Q. Zhai, J. Zhang, Numerical study of flow-induced vibration of a flexible plate behind a circular cylinder, *Ocean Engineering*, 163 (2018) 419-430.

[6] N.M. Maruai, M.S. Mat Ali, M.H. Ismail, S.A.Z. Shaikh Salim, Downstream flat plate as the flow-induced vibration enhancer for energy harvesting, *Journal of Vibration and Control*, 24(16) (2018) 3555-3568.

HOW TO CITE THIS ARTICLE

I. Zahed, Y. Amini, E. Izadpanah, Numerical investigation of fluid-structure interaction of a detached flexible plate behind a circular cylinder, *Amirkabir J. Mech Eng.*, 55(7) (2023) 171-174.

DOI: 10.22060/mej.2023.22073.7561





بررسی عددی برهمکنش سیال-سازه برای پره انعطاف پذیر غیرمتصل در پشت یک استوانه دایره‌ای

ایمان زاهد، یاسر امینی^{*}، احسان ایزدپناه

دانشکده مهندسی، دانشگاه خلیج فارس، بوشهر، ایران.

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۴۰۱/۱۰/۰۸
بازنگری: ۱۴۰۲/۰۲/۲۷
پذیرش: ۱۴۰۲/۰۵/۲۴
ارائه آنلاین: ۱۴۰۲/۰۶/۱۳

کلمات کلیدی:

بر همکنش سیال-سازه
پره انعطاف پذیر غیر متصل
ریزش ورتیسیته
انتقال حرارت
جریان آشفته

خلاصه: یکی از چالش بر انگیزترین پدیده‌های مشاهده شده در محیط پیرامون، برهم کنش سیال-سازه است که می‌تواند نقش عمده‌ای در انتقال حرارت، کاهش نیروی پسا و برآ و همچنین برداشت انرژی داشته باشد. امروزه از این پدیده که برگرفته از پدیده‌های مشابه در طبیعت است برای افزایش بازده تجهیزات در حوزه مهندسی همچون توربین‌های بادی استفاده می‌شود. رفتار دینامیکی سازه‌های انعطاف پذیر در کنش با سیالات، به عنوان یک بحث در حال تکامل مهندسی در حوزه‌های صنعتی شامل سازه‌های استاتیکی، وسایل و شناورهای دریایی، مبدل‌های حرارتی و همچنین انتقال سیال شناخته می‌شود. در این پژوهش اثر بکارگیری پره‌ی انعطاف پذیر غیر متصل به استوانه دایره‌ای در جریان تراکم ناپذیر ناپایا با رژیم آشفته در حالت دوبعدی بررسی می‌گردد. همچنین جهت شبیه‌سازی عددی این مسئله، از روش عددی حجم محدود و روش اجزای محدود به صورت هم‌زمان و همچنین برای بررسی جریان آشفته از مدل کا-امگا اس اس تی با توجه به قابلیت‌های آن استفاده می‌شود. اثر فاصله پره منعطف (۰/۵، ۱ و ۱/۵ برابر قطر استوانه)، موقعیت قرار گرفتن آن (بالادست یا پایین دست استوانه) و مدول یانگ بر مشخصات حرارتی و هیدرودینامیکی جسم بررسی گردید. نتایج نشان داد تاثیر موارد بررسی شده بر الگوی جریان، عدد ناسلت و ضرایب پسا و برا قابل توجه است. همچنین مقایسه حالت انعطاف پذیر پره با حالت صلب آن، نشان داد که انتقال حرارت تا ۰/۵٪ افزایش می‌یابد.

۱- مقدمه

استوانه‌ی صلب در جریان آرام و دوبعدی پرداختند. آن‌ها این هندسه را برای سه عدد رینولدز متفاوت به صورت عددی و با روش المان محدود مورد مطالعه قرار دادند [۱]. هندسه مورد استفاده در پژوهش تورک و هیرون، مورد توجه بسیاری از محققین قرار گرفت. هیل و همکاران، دی نایر و همکاران و شی و همکاران از جمله این افراد بودند که از هندسه مشابه با مقاله تورک و هیرون استفاده کردند تا عملکرد دو حل‌گر یک پارچه^۱ و جدا شده^۲ را برای تغییر شکل صفحه الاستیک، نقش مدول یانگ در نوسانات صفحه و همچنین افزایش انتقال حرارت از دیواره‌های کانال را بررسی کنند [۲-۴]. سوتی و همکاران به بررسی انتقال حرارت از دیواره‌ها در چهار مدل کانال خالی، کانال با استوانه صلب، استوانه صلب به همراه ورق صلب متصل به آن و در نهایت استوانه صلب با ورق منعطف متصل به آن، به ترتیب در جریان آرام و با روش المان محدود و حجم محدود پرداختند آن‌ها دریافتند که با حضور یک استوانه صلب و ورق متصل به آن در مسیر جریان داخل کانال، عدد نوسلت را تا دوبرابر نسبت به حالت کانال خالی افزایش می‌یابد

بررسی برهم‌کنش سیال-سازه یکی از موضوعات مهم در مهندسی مکانیک، دریا، عمران، برق و نفت است. هنگامیکه سیال از روی جسم عبور می‌کند نیروهای مختلفی به آن وارد می‌کند. حال اگر جسم انعطاف پذیر باشد در اثر این نیروها می‌تواند دچار تغییر شکل شود که نهایتاً بر جریان نیز تاثیر می‌گذارد. تاثیر متقابل سیال و سازه بر یکدیگر باعث پیچیدگی بررسی جریان سیال می‌شود. با توجه به کاربردهای این موضوع در مبدل‌های حرارتی، کابل‌های برق، پایه پل‌ها، شناورهای سطحی و زیرسطحی و توربین‌های بادی و آبی مطالعات فراوانی به صورت تجربی و یا عددی در این حوزه انجام است.

بررسی عملکرد پره منعطف بر انتقال حرارت و نیروهای وارد شده بر جسم یکی از موضوعاتی است که اخیراً مطالعات زیادی بر روی آن انجام شده که در ادامه مهمترین آن‌ها معرفی می‌شوند. تورک و هیرون به بررسی تغییر شکل‌های بزرگ یک صفحه نازک انعطاف‌پذیر متصل شده به یک

- 1 Monolithic
- 2 Segregated

^{*} نویسنده عهده‌دار مکاتبات: aminiyasser@pgu.ac.ir



و به روش المان محدود مقایسه کردند. نتایج نشان داد که قرارگیری صفحه منعطف در بالادست استوانه نسبت به بقیه حالات، باعث کاهش بیشتر نیروی پسا وارده به استوانه می‌شود و بیشترین کاهش نیروی پسا در فاصله‌ی دو برابر قطر استوانه و به میزان ۲۸٪ نسبت به حالت صلب اتفاق می‌افتد [۱۶].

فرهادی و همکاران در دو بعد جریان آرام اطراف یک استوانه نیمه دایره‌ای نزدیک به یک صفحه نازک به صورت عددی و به روش حجم محدود در سه فاصله مختلف بین صفحه و استوانه و دو طول مختلف صفحه بررسی کردند [۱۷]. برخی از پژوهشگران با تغییر مقطع استوانه از دایره‌ای به مربعی، تأثیر صفحه نازک غیر متصل بر روی آن را مطالعه کردند. رو به بررسی میدان جریان اطراف استوانه مربعی با صفحه نازک غیرمتصل پرداختند. آنها به طور تجربی دریافتند که با افزایش طول پره همانند فاصله بین پره و سیلندر، نیروی پسا بیشتر کاهش می‌یابد. همچنین چرخش جریان به سبب حضور صفحه نازک در کانال، موجب کاهش بیشتر نیروی پسا می‌شود [۱۸].

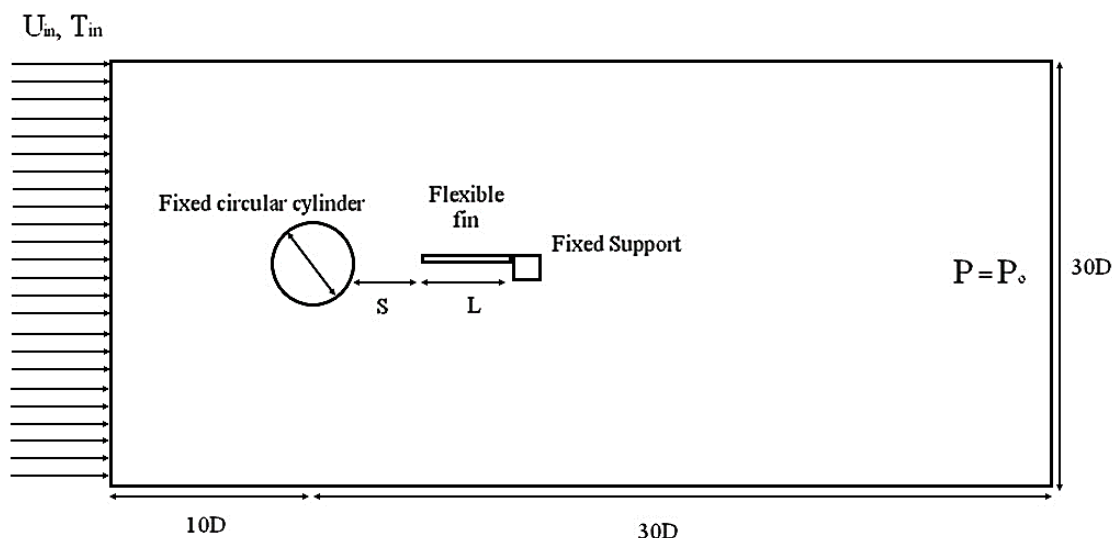
تورکی با یک صفحه نازک غیرمتصل در پشت یک استوانه مربعی، توانست اثرات ریزش ورتیسیتیه را کنترل کند. او همچنین تأثیر طول صفحه نازک و محل قرارگیری آن بر روی عدد استروهال و ضرایب پسا و برآ در جریان آرام ارزیابی کرد [۱۹]. علی و همکاران به بررسی لایه برشی در دو فاصله کوتاه و طولانی بین صفحه تخت و استوانه مربعی پرداختند [۲۰]. اسلام و همکاران ابتدا یک صفحه تخت غیر متصل در پایین دست یک استوانه مربعی قرار دادند تا جریان اطراف و پشت استوانه را به صورت عددی و در دو بعد کنترل کنند. آنها در قالب تغییرات عدد رینولدز، نیروهای وارده از سمت سیال، ساختار ورتیسیتیه و فرکانس ورتیسیتیه را با شبکه لیتز بولتمن ارزیابی کردند [۲۱]. سپس صفحه تخت را به صورت عمودی در بالادست استوانه مربعی قرار دادند تا مناسب‌ترین مکان برای صفحه، که بیشترین کاهش نیروی پسا را در بردارد را بدست آورند [۲۲]. همچنین آن‌ها به مقایسه سه موقعیت قرارگیری صفحه نازک غیرمتصل نسبت به استوانه مربعی که شامل پایین دست، بالادست و دو صفحه در پایین دست و بالادست می‌باشد، پرداختند. نتایج نشان داد که کاهش نیروی پسا نسبت به حالتی که صفحه‌ای در کانال وجود ندارد برای سه موقعیت قرارگیری پره در بالادست، پایین دست و هردو سمت استوانه به ترتیب ۶۲/۲ درصد، ۱۳/۳ درصد و ۷۰/۲ درصد می‌شود [۲۳]. سیدی و همکاران استوانه مربعی با زاویه‌ی حمله ۴۵ درجه نسبت به افق را در چند حالت بدون صفحه نازک، صفحه نازک متصل به آن و صفحه غیر متصل به آن در چند فاصله متفاوت مورد بررسی قرار دادند. مطالعه آن‌ها بر روی انتقال حرارت از دیواره‌های کانال در جریان آرام، ناپایا و به صورت

[۵]. به‌طور مشابه، محمدشاهی و همکاران دریافتند که اضافه کردن ورق انعطاف‌پذیر در پشت استوانه ثابت، عدد نوسلت میانگین را حدود ۲/۳٪ افزایش و دامنه ضریب برآ را تا حدود ۸۶٪ کاهش می‌دهد [۶]. اپلت و وست به مطالعه تجربی بر روی تأثیر فاصله یک صفحه نازک با اندازه‌های مختلف از یک استوانه دایره‌ای بر توزیع فشار و عدد استروهال پرداختند [۷، ۸]. اکیلی و همکاران جریان اطراف یک استوانه دایره‌ای عمودی را با استفاده از یک صفحه نازک در جریان آب کم‌عمق به صورت تجربی کنترل کردند. مطالعات آنها نشان داد اگرچه در فاصله ۱/۷۵ برابر قطر سیلندر، تنش رینولدز اصلاح شده ۸/۵ برابر کوچکتر از سیلندر تنها در جریان آب می‌شود، اما در فاصله‌ی دو برابر قطر سیلندر، این صفحه هیچ تأثیری ندارد [۹]. هوانگ و همکاران نیروهای وارده بر یک استوانه دایره‌ای را با استفاده از یک صفحه نازک غیرمتصل واقع شده در پایین دست استوانه کنترل کردند. آن‌ها مکان مناسبی برای صفحه نازک یافتند که در آن بیشترین کاهش نیروهای برآ و پسا مشاهده می‌شود [۱۰]. در ادامه، صفحه‌ی دیگری در بالادست جریان اضافه کردند و مشاهده کردند که این صفحه فشار را کاهش می‌دهد. این کاهش فشار به‌همراه افزایش فشار توسط صفحه پایین دست، یک تعادل فشاری ایجاد می‌کند که تأثیر بسزایی بر کاهش نیروی پسا دارد [۱۱].

پارک و همکاران رفتار یک پره انعطاف‌پذیر را در پشت استوانه دایره‌ای در یک جریان یکنواخت با استفاده از روش مرز غوطه‌ور مورد بررسی قرار دادند. آنها حرکت عمودی برای پره بر اثر برخورد نیروهای آیرودینامیکی را مشاهده کردند [۱۲]. امینی و همکاران نیز به صورت عددی و با روش‌های حجم محدود و المان محدود به بررسی تولید ولتاژ توسط یک صفحه نازک غیرمتصل به استوانه دایره‌ای در نرم‌افزار اپن فوم^۱ پرداختند [۱۳]. امیراصلان پور و همکاران از چندین تنظیمات صفحه نازک غیرمتصل جهت جلوگیری از نیروی پسا بر روی یک استوانه دایره‌ای استفاده کردند. نتایج نشان داد که تنظیم کردن دو صفحه در بالادست، بیشترین کاهش نیروی پسا را به دنبال دارد [۱۴]. همچنین وانگ و همکاران به صورت عددی و به روش المان محدود به مطالعه ارتعاشات ناشی از جریان^۲ یک صفحه نازک منعطف که در فاصله‌ای معین از استوانه دایره‌ای قرار گرفته است، پرداختند. آن‌ها دریافتند که بیشترین پاسخ نوسانات صفحه در فاصله‌ای از استوانه دایره‌ای اتفاق می‌افتد که ساختار ورتیسیتیه در این فاصله کاملاً تشکیل شود [۱۵]. وو و همکاران صفحه نازک قابل انعطاف غیرمتصل را در چند موقعیت بالادست و پایین دست استوانه دایره‌ای قرار دادند و با حالت صلب آن به‌صورت عددی

1 OPENFOAM

2 Fluid-Induced Vibration (FIV)



شکل ۱. شماتیک هندسه مورد بررسی و دامنه محاسباتی

Fig. 1. Schematic of the current geometry and computational domain

انرژی الکتریکی را به صورت تجربی در جریان آب طبیعی مانند رودخانه‌ها و اقیانوس‌ها مورد مطالعه قرار دادند [۲۸-۳۰].

همانطور که اشاره شد، مطالعات ارزشمندی بر روی برهم‌کنش سیال-سازه برای استوانه شامل صفحه متصل و یا غیر متصل صلب به آن با هدف بررسی اثر نیروهای هیدرودینامیکی و تاثیر گردابه‌های تشکیل شده بر ناحیه پشت سازه در جریان آرام انجام شده است. برخلاف مطالعات پیشین، در این مقاله تاثیر انعطاف‌پذیری پره بر روی انتقال حرارت در جریان آشفته مورد بررسی قرار می‌گیرد. همچنین این پره غیرمتصل به استوانه، با استفاده از یک تکیه‌گاه صلب در جریان سیال مقید شده و در فواصل معین از استوانه‌ای صلب قرار می‌گیرد. تاثیر فاصله بین استوانه و پره، تاثیر پارامتر مدول یانگ بر انتقال حرارت، ضرایب پسا و برآ بر روی استوانه موضوع مورد بحث در مقاله پیش‌رو می‌باشد.

۲- شبیه‌سازی مساله

هندسه مورد بررسی در این پژوهش شامل یک پره منعطف غیر متصل به یک استوانه است. این پره مطابق شکل ۱، توسط یک مهارکننده^۱ در فاصله معین از استوانه مهار شده است. طول پره برابر با قطر استوانه و ضخامت آن برابر با ۰/۰۲ برابر قطر استوانه می‌باشد. فاصله بین ابتدای پره تا نزدیک‌ترین نقطه به استوانه که با نماد K در شکل ۱ نشان داده شده،

دو بعدی با روش حجم محدود انجام پذیرفت تا به موقعیتی بهینه برای صفحه نازک دست یابند که در آن عدد ناسلت بیشترین مقدار خود را دارد [۲۴]. آنها در ادامه به تغییر زاویه صفحه نازک بین صفر تا ۹۰ درجه پرداختند و دریافتند با افزایش زاویه، عدد ناسلت نیز زیاد می‌شود اما ضریب پسا ابتدا کاهش و سپس افزایش می‌یابد [۲۵]. ماروی و همکاران به صورت تجربی به برداشت انرژی از ارتعاشات ناشی از جریان با استفاده از یک استوانه مربعی الاستیک به همراه صفحه تخت پرداختند. در این مطالعه، صفحه تخت در فواصل مختلف از استوانه قرار گرفت تا بیشترین دامنه نوسانات بدست آید. در پژوهش آنها، بیشترین دامنه نوسان در فاصله ۱/۲ برابر ضلع مربع اتفاق افتاد که در این حالت، برداشت انرژی ده برابر بیشتر از استوانه مربعی تنها صورت می‌گیرد [۲۶]. ژو و وانگ صفحه‌ی C شکل را در فواصل معین از استوانه دایره‌ای قرار دادند و به بررسی بهترین مکان برای آن نسبت به استوانه پرداختند. در این بررسی مشخص شد که در فاصله ۱/۵ برابر قطر استوانه، بیشترین جلوگیری از نوسانات ناشی از ورتیسیته اتفاق می‌افتد. همچنین نیروی برآ در این مکان به اندازه ۸۵/۵ درصد کاهش می‌یابد. یکی از کاربردهای صفحه غیرمتصل به جسم دماغه پهن، برداشت انرژی پیزو الکتریک است [۲۷]. در همین راستا، الن و اسمیتس، تیلور و همکاران و همچنین تانگ و همکاران رفتار نوارهای پیزو الکتریک طولانی و بسیار انعطاف‌پذیر را در پشت یک صفحه صاف و تبدیل انرژی مکانیکی جریان به

1 Support

در این معادله، ν ضریب پواسون، E مدول یانگ^۳ و δ دلتای کرونگر می‌باشد. در مطالعه پیش رو، مدول یانگ به صورت بی‌بعد مطابق با رابطه (۴) فرض شده است:

$$EI^* = \frac{EI}{\rho_f u^2 D^4} = 0.10716E \quad (4)$$

معادلات حاکم بر جریان سیال آشفته مطابق زیر است [۳۱]:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (5)$$

$$\left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mathcal{D} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \overline{u'_i u'_j} \right) \quad (6)$$

$$\left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - \overline{u'_j T'} \right) \quad (7)$$

که ρ چگالی، \mathcal{D} ویسکوزیته سینماتیک، t زمان، p فشار، \bar{u}_i و u'_i سرعت متوسط و نوسانی و \bar{T} و T' دمای متوسط و نوسانی است. عبارت $-\rho \overline{u'_i u'_j}$ تنش رینولدز نامیده می‌شود و بصورت زیر تعیین می‌شود:

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k_t \delta_{ij} \quad (8)$$

که μ_t ویسکوزیته ادی، δ_{ij} دلتای کرونگر، k_t انرژی جنبشی جریان آشفته است. برای مدل‌سازی جریان آشفته، از مدل $k-w$ SST استفاده می‌شود، که این مدل بر پایه معادلات ناویر-استوکس به روش

برابر با ۰/۵، ۱ و ۱/۵ برابر قطر استوانه است. همچنین محدوده محاسباتی سیال نیز شامل مستطیل به ابعاد ۳۰ در ۴۰ برابر قطر استوانه است. استوانه در فاصله‌ای یکسان از دو ضلع بالا و پایین بلوک قرار دارد.

۳- معادلات حاکم و شبیه‌سازی

مدل‌سازی و حل مسائل برهم‌کنش سیال-سازه جز پیچیده‌ترین مسائل در حوزه دینامیک سیالات محاسباتی به‌شمار می‌آید. با این حال با پیشرفت علم و تکنولوژی، علاقه به شبیه‌سازی پدیده‌هایی از این دست بیشتر شده است. در این پژوهش به تحلیل و شبیه‌سازی برهم‌کنش سیال-سازه برای هندسه مطابق شکل ۱ انجام می‌شود. برای شبیه‌سازی این دسته از مسائل، که هر دو بخش سیال و سازه بر یکدیگر تاثیر دارند، از شبیه‌سازی دوطرفه استفاده می‌شود. در بخش سازه، هنگامی که سیال با یک سازه انعطاف‌پذیر برخورد می‌کند، نیروهای برشی و فشاری ناشی از حرکت سیال باعث تغییر شکل سازه می‌شود. بین سیال و سازه انعطاف‌پذیر، کوپلینگ الاستیکی^۱ برقرار است که از معادلات تعادل تنش (۱) و کرنش (۲) برای به‌دست آوردن پاسخ سازه به نیروها استفاده می‌شود.

$$\nabla \cdot \sigma + f = \rho a \quad (1)$$

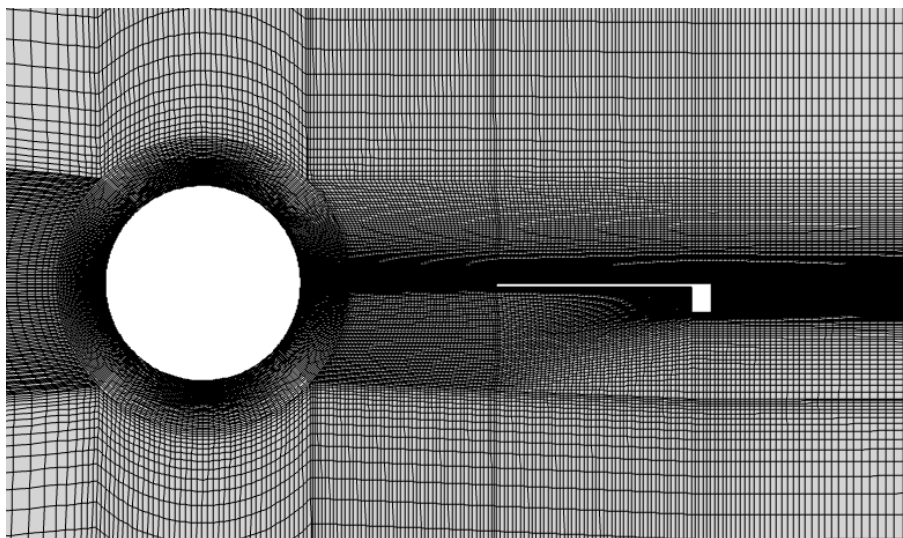
$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_k}{\partial x_i} \frac{\partial u_k}{\partial x_j} \right) \quad (2)$$

در معادله تنش a شتاب هر نقطه از سازه است. همچنین θ ، تانسور تنش کوشی و f نیروهای حجمی است. علاوه بر این دو معادله، برای حل دستگاه معادلات، به معادلات مربوط به خواص ماده نیز نیاز است. با فرض رفتار الاستیک خطی و همسانگرد^۲ برای سازه، از رابطه (۳) برای ارتباط تنش و کرنش می‌توان استفاده کرد:

$$\sigma_{ij} = \frac{E}{1+\nu} \left(\varepsilon_{ij} + \delta_{ij} \frac{\nu}{1-2\nu} \varepsilon_{kk} \right) \quad (3)$$

1 Elastic coupling
2 Isotropic

3 Young's Modulus



شکل ۲. شبکه‌بندی سازمان یافته محیط سیال در نزدیکی استوانه و پره

Fig. 2. Structural mesh for the fluid domain near the cylinder and fin

ثابت اعمال شد. برای مرزهای بالا و پایین از شرط تقارن استفاده شد. برای شبیه‌سازی این پژوهش از نرم‌افزار انسیس استفاده شده است. ابتدا هندسه مسئله و محدوده شبیه‌سازی در نرم‌افزار ایجاد شده و سپس شبکه‌بندی مناسب تولید گردید. برای بررسی جریان سیال از حلگر سیال و برای تحلیل سازه از حلگر سازه استفاده شده و سپس هردو حل‌گر با استفاده از بخش سیستم کوپلینگ بهم کوپل شده‌اند. در حل‌گر میدان سیال (فلوئنت)، برای کوپل سرعت-فشار^۲ روش سیمپل^۳ استفاده شده است. معادلات مومنتوم، انرژی جنبشی جریان آشفته و نرخ اتلاف ویژه به‌روش پیشرو مرتبه دوم^۴ گسسته‌سازی می‌شوند. همچنین گام زمانی بر اساس عدد کورانت کمتر از ۱ برابر با 10^{-3} می‌باشد. برای مساله مورد بررسی عدد رینولدز، عدد پراتنل و ضریب پواسون به ترتیب ۱۴۴۰۰، ۰/۷۴، ۰/۳۵ در نظر گرفته شد. معیار همگرایی برای معادلات حرکت، انرژی و پیوستگی برابر با 10^{-6} و برای معادلات سازه برابر با 10^{-8} می‌باشد.

۴- بررسی استقلال از شبکه

به منظور شبیه‌سازی و حل مساله پیش‌رو، ناحیه حل به چند بلوک تقسیم بندی شد و نهایتاً شبکه با سازمان یکنواخت مطابق شکل ۲ ایجاد شد. از شبکه‌بندی ریزتر در نزدیکی پره و استوانه و همچنین ناحیه بین آن

میانگین‌گیری رینولدز^۱ می‌باشد. در این مدل، معادله انرژی جنبشی و معادله نرخ ویژه اتلاف مطابق با روابط (۹) و (۱۰) تعیین می‌شوند:

$$\frac{\partial(k_t)}{\partial t} + \frac{\partial(k_t u_i)}{\partial x_i} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k_t}{\partial x_j} \right) + \frac{P_k}{\rho} - \beta^* k_t \omega \quad (9)$$

$$\frac{\partial(\omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\omega u_i)}{\partial x_i} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + \frac{P_\omega}{\rho} - \beta \omega^2 + 2 \frac{(1-F_1)}{\sigma_{\omega^2}} \frac{\partial k_t}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}$$

تمام ضرایب و ثابت‌های معادلات (۹) و (۱۰) در مرجع [۳۲] معرفی شده است. در مطالعه پیش‌رو، شرایط مرزی در ورودی، سرعت و دما و در خروجی شرط فشار ثابت و همچنین گرادیان در جهت‌های X و Y صفر در نظر گرفته شد. همچنین برای مرزهای جامد شرط عدم لغزش و شرط دما

2 Pressure-Velocity Coupling

3 SIMPLE

4 Second Order Upwind

1 Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS)

جدول ۱. مشخصات شبکه و نتایج استقلال شبکه برای مقادیر میانگین عدد ناسلت، ضریب پسا و ماکزیمم مقدار ضریب برآ

Table 1. The different mesh specifications and the mesh independence results for the averaged-Nusselt number, drag coefficient, and maximum value of the Lift coefficient

CL_{max}	$\overline{C_d}$	\overline{Nu}	تعداد شبکه	شبکه بندی
۱/۳۴	۱/۲۵۱	۱۰۴/۹۳	۴۵۴۰۰	درشت
۱/۴۳	۱/۱۹۵	۱۰۸/۳۳	۹۵۴۳۰	متوسط
۱/۴۴	۱/۱۸۹	۱۰۹/۴۵	۱۷۴۳۳۰	ریز

جدول ۲. مقایسه مقادیر محاسبه شده برای استوانه ساکن در دو عدد رینولدز با پژوهش های قبل

Table 2. Comparison between results of the current study and previous studies for the stationary cylinder at two Reynolds numbers

St	\overline{Nu}	CL	C_d	پژوهش	Re
۰/۱۷۹	۶/۴۲۹	±۰/۴۹۸	۱/۳۴۳	کار حاضر	۱۵۰
۰/۱۸۷	۶/۳۹۵	±۰/۵۳۴	۱/۳۵۵	ایزدپناه و همکاران [۳۳]	
-	۶/۳۸۳	-	-	ماهیر والتاچ [۳۴]	
-	۶/۲۶	-	-	معادله ۱-۴ [۳۶]	
-	۶/۲۶	-	-	معادله ۲-۴ [۳۷]	
۰/۲۰۳	-	±۰/۴۲۹	۱/۰۲۷	کار حاضر	۳۹۰۰
۰/۲۱	-	-	۱/۰۴	کراوچنکو و معین [۳۵]	

(رابطه ۱۰) و نادسن و کتر [۳۷] (رابطه ۱۱) مقایسه شده است.

$$Nu = 0.3 + \frac{0.62 Re^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282000}\right)^{5/8}\right]^{4/5} \quad (11)$$

$$Nu = 0.638 Re^{0.466} Pr^{1/3} \quad (12)$$

طبق جدول ۲، اختلاف کمی بین مقادیر بدست آمده از کار حاضر و مقاله های پیشین مشاهده می شود. در اعتبارسنجی دوم، استوانه ای صلب به همراه پره متصل به آن در حالت صلب و منعطف با نتایج [۱] مطابق جدول ۳ و شکل ۳ مقایسه شد. مقایسه نتایج نشان می دهد تطابق خوبی

ها در نظر گرفته شده است. با شبیه سازی حالت پره صلب و فاصله ID از سیلندر در سه شبکه درشت، متوسط و ریز، استقلال از شبکه مساله پیش رو مورد بررسی قرار گرفت. همانطور که در جدول ۱ مشاهده می شود، نتایج شبکه متوسط و ریز به یکدیگر مشابه می باشد. بنابراین، با توجه به هزینه محاسبات شبکه متوسط جهت ادامه کار انتخاب شد.

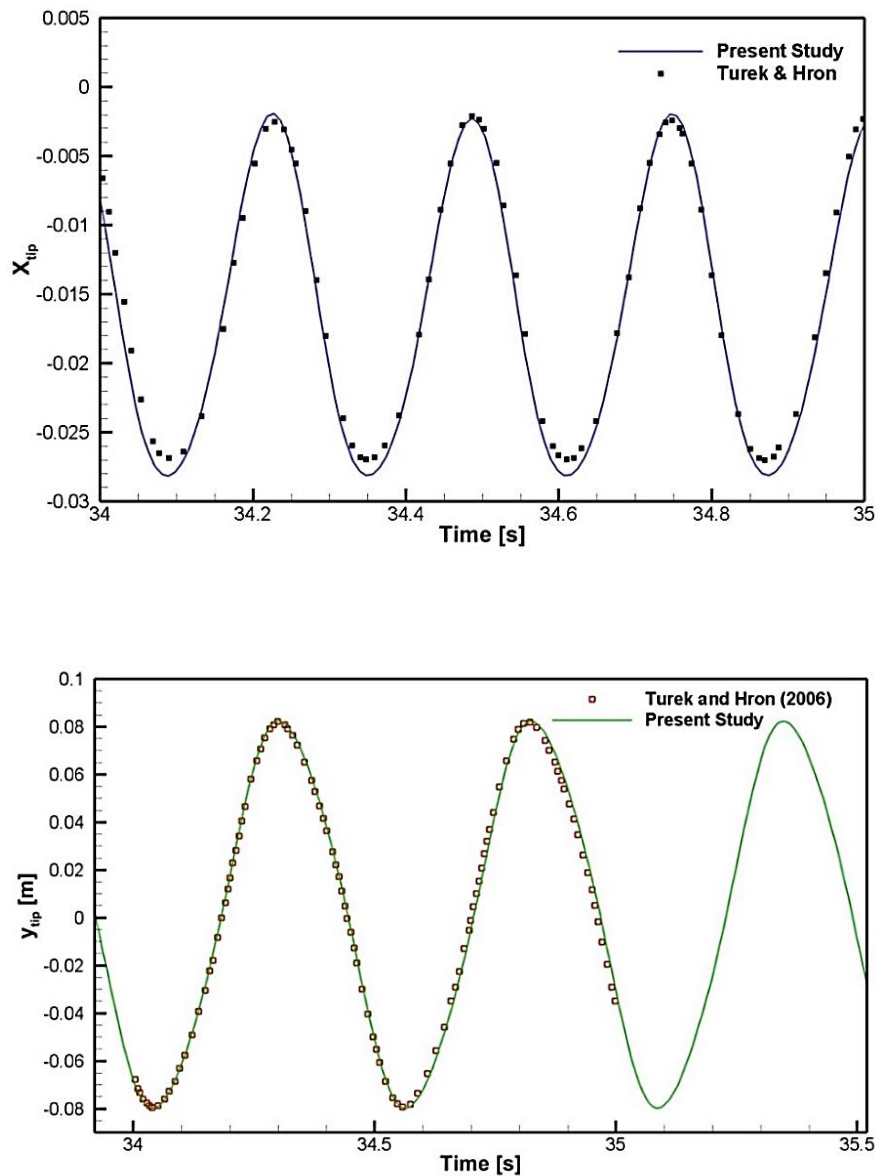
۵- اعتبار سنجی

جهت اعتبار سنجی کار حاضر دو مساله مختلف مورد بررسی قرار گرفت. اولین اعتبارسنجی برای یک استوانه ساکن انجام شد. ضریب پسا و برآ، عدد ناسلت و عدد استروهال برای استوانه ساکن در دو عدد رینولدز ۱۵۰ و ۳۹۰۰ محاسبه و طبق جدول ۲ با مقادیر بدست آمده ایزد پناه و همکاران [۳۳]، ماهیر والتاچ [۳۴]، کراوچنکو و معین [۳۵] و روابط چرچیل و برنستین [۳۶]

جدول ۳. مقایسه مقادیر بدست آمده برای نیروی پسا و برآ بین کار حاضر مقاله تورک و هیرون [۱]

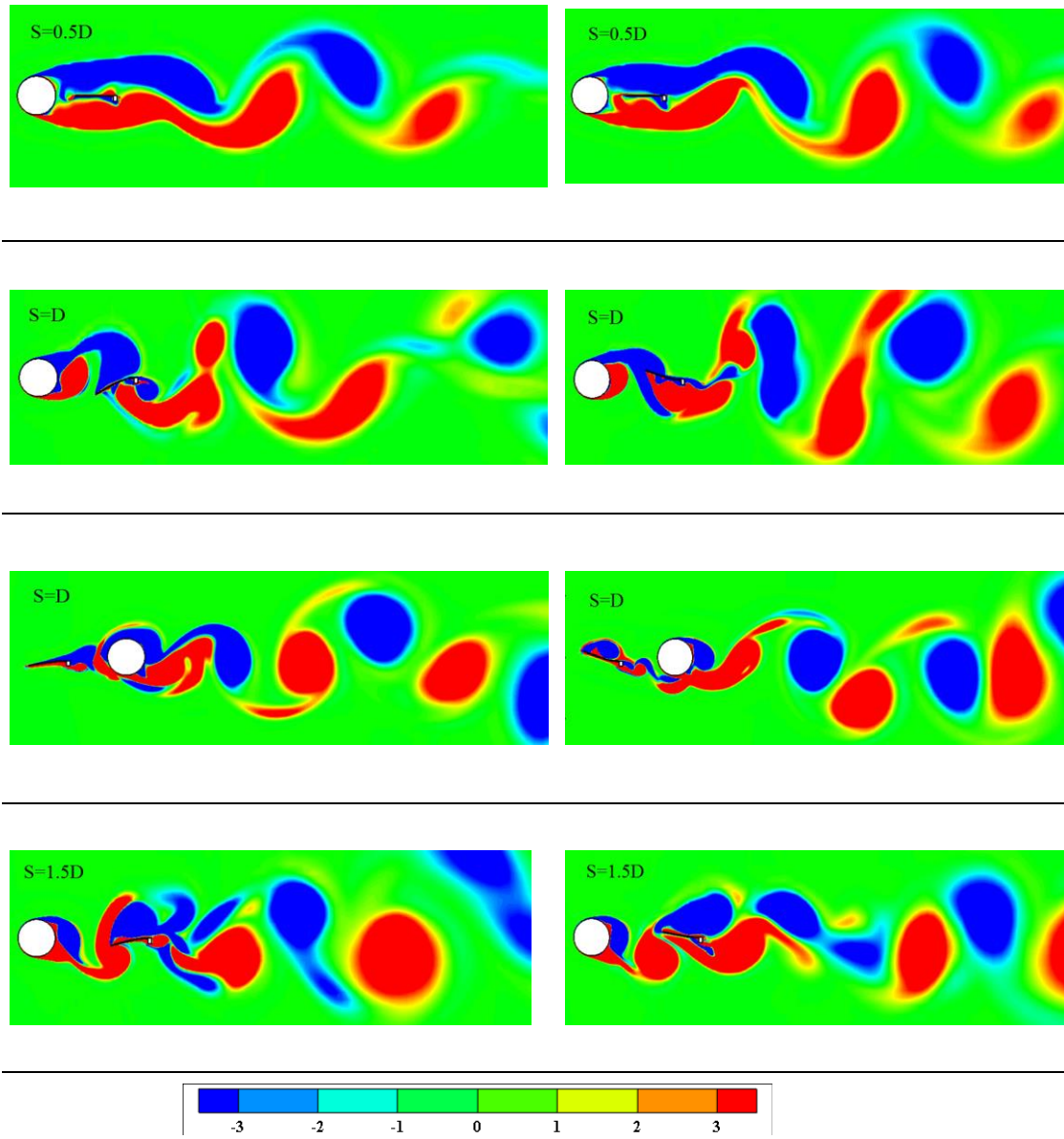
Table 3. Comparison between results between the current study and Turek and Hron [1]

نیروی پسا	نیروی برآ	
۱۳۶/۹	۱۰/۴۸	کار حاضر
۱۳۶/۷	۱۰/۵۳	تورک و هیرون [۱]



شکل ۳. مقایسه نتایج جابجایی انتهای پره در راستاهای x و y برای کار حاضر و پژوهش تورک و هیرون [۱]

Fig. 3. Comparing the X-displacement and Y-displacement of the fin end for the present work and the Turek and Hron [1]



شکل ۴. مقایسه نتایج جابجایی انتهایی پره در راستاهای x و y برای کار حال حاضر و پژوهش تورک و هیرون [۱]

Fig. 4. Comparing the X-displacement and Y-displacement of the fin end for the present work and the Turek and Hron [1]

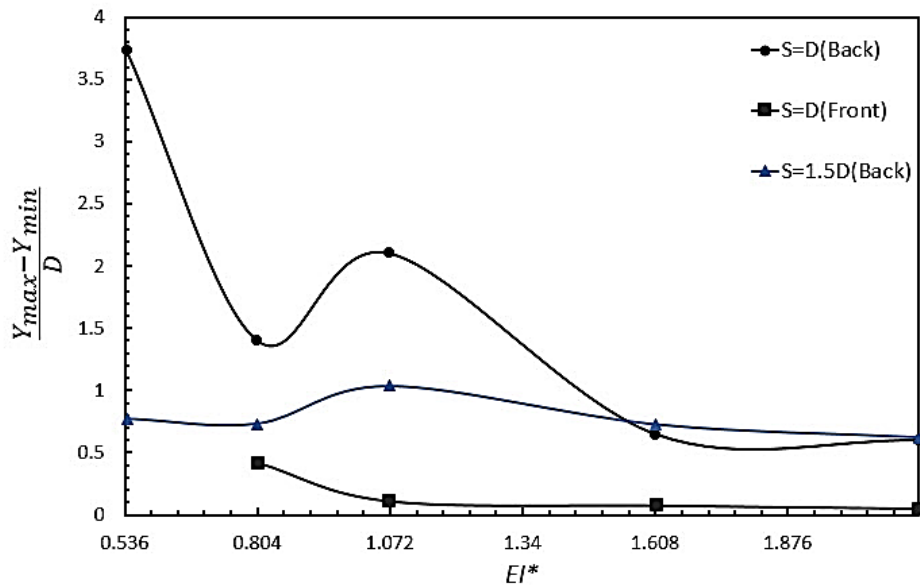
بین کار حاضر و نتایج مرجع مورد نظر وجود دارد.

سه فاصله قرارگیری پره نسبت به استوانه برای $EI = 0.1804$ * نمایش داده شده است. در حالت D تاثیر موقعیت پره نیز بررسی شده است. همانطور که در این شکل قابل مشاهده است، ریزش ورتیسیتته در حالت اول $S = 0.5D$ در پشت پره اتفاق می افتد، علت آن نزدیک بودن پره به جسم و تاثیر بر کشیدگی ورتیسیتته است بنابراین انتظار می رود این موضوع بر جابجایی پره نیز تاثیر بگذارد. در حالت D بعلا افزایش فاصله پره از استوانه ریزش ورتیسیتته در ناحیه بین این دو جسم رخ می دهد و مطابق شکل پره دارای

بین کار حاضر و نتایج مرجع مورد نظر وجود دارد.

۶- نتایج

در این بخش نتایج شبیه سازی عددی برای فواصل مختلف پره منعطف از استوانه (0.5 ، 1 و 1.5 برابر قطر استوانه) و مقادیر مختلف مدول یانگ ($2/14$ $< EI < 0.54$) ارائه شده است. بررسی دقیق میزان و علت جابجایی پره، مستلزم بررسی دقیق کانتور ورتیسیتته می باشد. در شکل ۴ کانتور ورتیسیتته برای



شکل ۵. مقایسه تأثیر فاصله پره از استوانه بر بیشینه جابجایی نوک پره در راستای عمودی

Fig. 5. Comparing the effect of the distance of the fin from the cylinder on the Y-displacement of the fin end

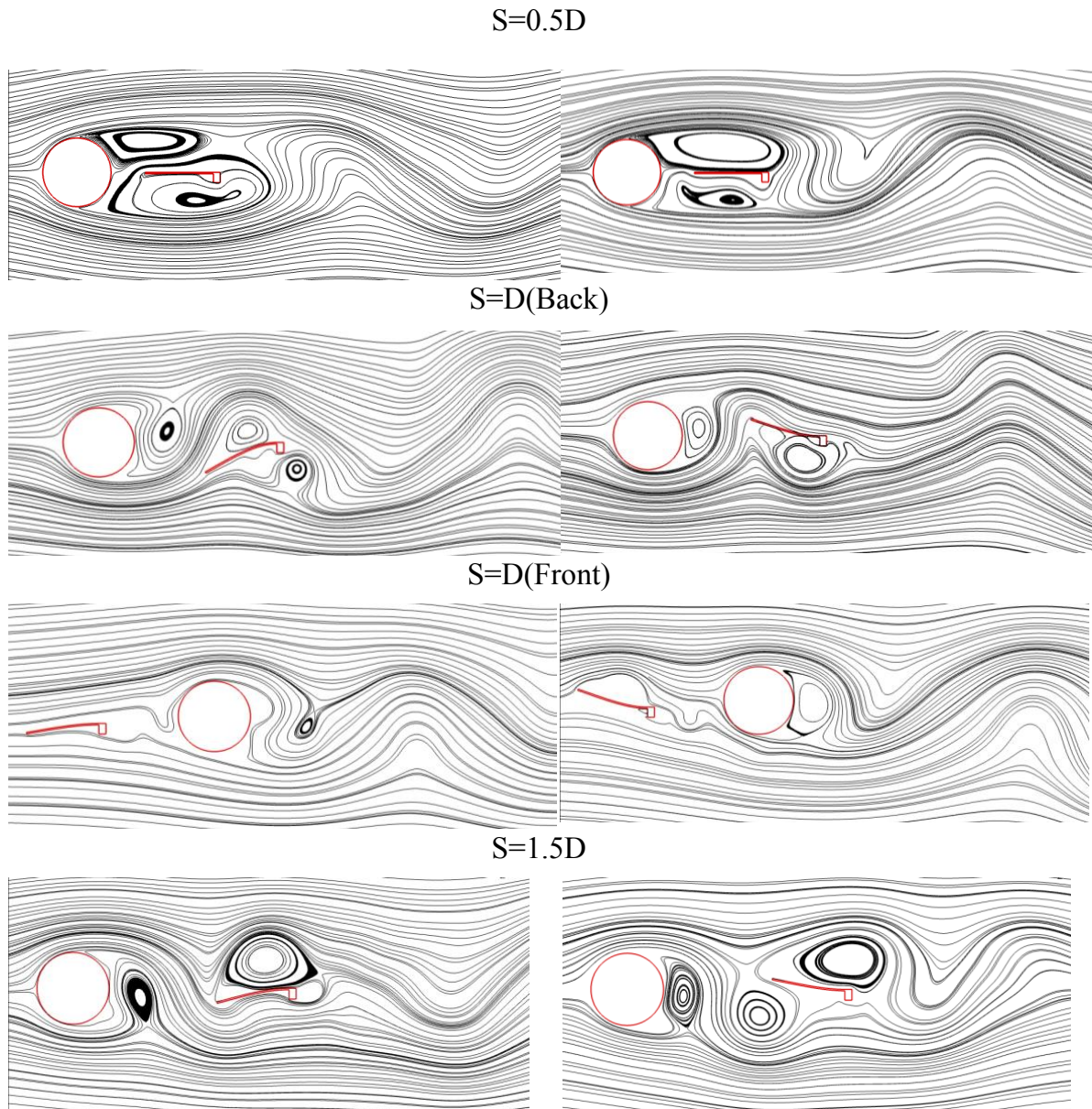
شده برای $EI^* = 0.1804$ در شکل ۶ نشان داده شده است. همانطور که بیان شد، وقتی پره در فاصله $0.5D$ برابر قطر از استوانه قرار دارد، تغییر مکان آن بسیار ناچیز و تقریباً برابر صفر می‌باشد. این تغییر مکان ناچیز باعث کشیده‌تر شدن ورتیسسته پشت جسم می‌شود. با افزایش فاصله پره از استوانه و در حالت $S=D$ پره شروع به تغییر مکان می‌دهد. تغییر مکان زیاد پره باعث تغییر مسیر خطوط جریان می‌شود. در این حالت خطوط جریان در ناحیه بین استوانه و پره با حرکت پره از پایین استوانه به سمت بالای پره هدایت می‌شوند. این روند در حالت $S=1/5 D$ نیز تکرار شده و با جابجایی پره، خطوط جریان به بالا و پایین پره هدایت می‌گردد. زمانیکه پره در جلوی استوانه قرار می‌گیرد جریان بالاست جسم با حرکت پره تحت تأثیر قرار گرفته و با تغییر الگوی جریان می‌شود.

همچنین در شکل ۷، کانتور فشار برای دو فاصله $S=D$ (دو حالت جلو و عقب استوانه) و $S=1/5 D$ نشان داده شده است. با افزایش فاصله پره از استوانه که با افزایش تغییر مکان پره همراه است، فشار پشت استوانه کاهش پیدا می‌کند. این کاهش فشار در نواحی پایین دست، برای حالت قرارگیری پره در بالادست استوانه بیشتر از حالت قرارگیری پره در پایین دست استوانه مشاهده شد.

تغییر شکل قابل توجهی است. بعلا تأثیر پره بر ورتیسسته جدا شده از استوانه یک الگوی ورتیسسته نامنظم در پشت آن ایجاد می‌شود. در حالت سوم که پره در جریان بالادست استوانه و در فاصله $1 D$ از آن قرار دارد، تغییر مکان پره باعث تأثیر بر جریان عبوری از استوانه و الگوی ریزش ورتیسسته می‌شود. در حالت آخر که پره در فاصله $1/5 D$ نسبت به استوانه و در پشت آن نصب شده است الگوی ریزش ورتیسسته نامنظم شده است. بنابراین موقعیت و فاصله قرار گرفتن پره بر الگوی ریزش و در نتیجه میزان تغییر شکل پره تأثیرگذار است. همچنین مشاهده شد در تمامی فواصل، الگوی گردابه تشکیل شده در پشت سازه به صورت S ، ۲ می‌باشد.

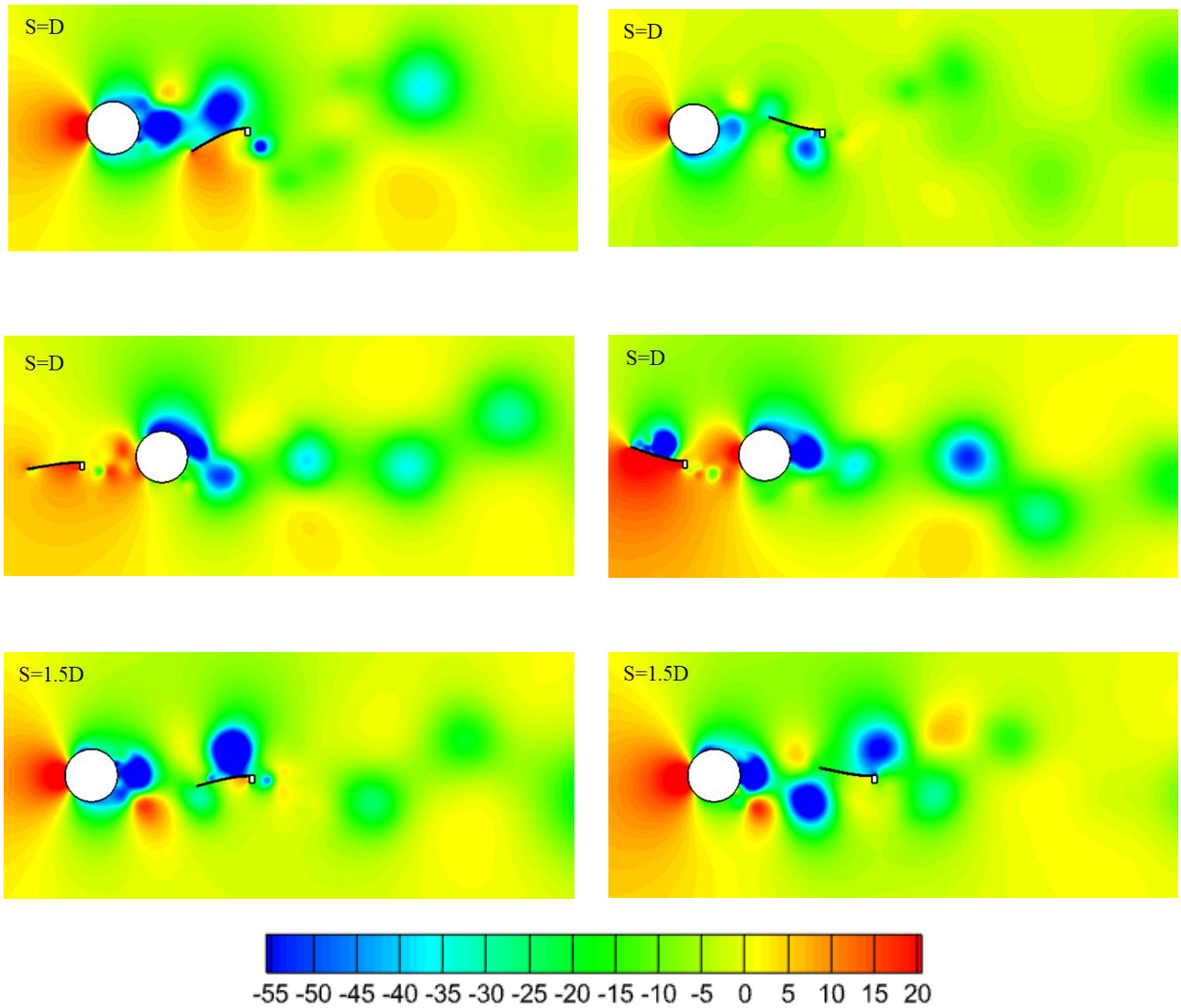
شکل ۵ بیشینه تغییر مکان پره بر حسب مدول یانگ بدون بعد برای فواصل $S=D$ و $S=1/5 D$ نشان می‌دهد. همانطور که در این شکل مشخص است، بیشترین تغییر مکان برای مقادیر $EI^* < 1/5$ متعلق به $S=D$ با موقعیت قرارگیری پشت استوانه می‌باشد. برای مقادیر $EI^* > 1/5$ ، با افزایش مدول یانگ بدون بعد جابجایی پره در تمامی فواصل تقریباً ثابت می‌ماند. نتایج نشان می‌دهد مقدار جابجایی پره در حالت قرارگیری آن در جلوی استوانه نسبت به پشت آن ناچیز می‌باشد. در حالت $S=0.5 D$ نیز مقدار جابجایی پره ناچیز است.

همچنین تأثیر جابجایی پره بر خطوط جریان مربوط به چهار حالت ذکر



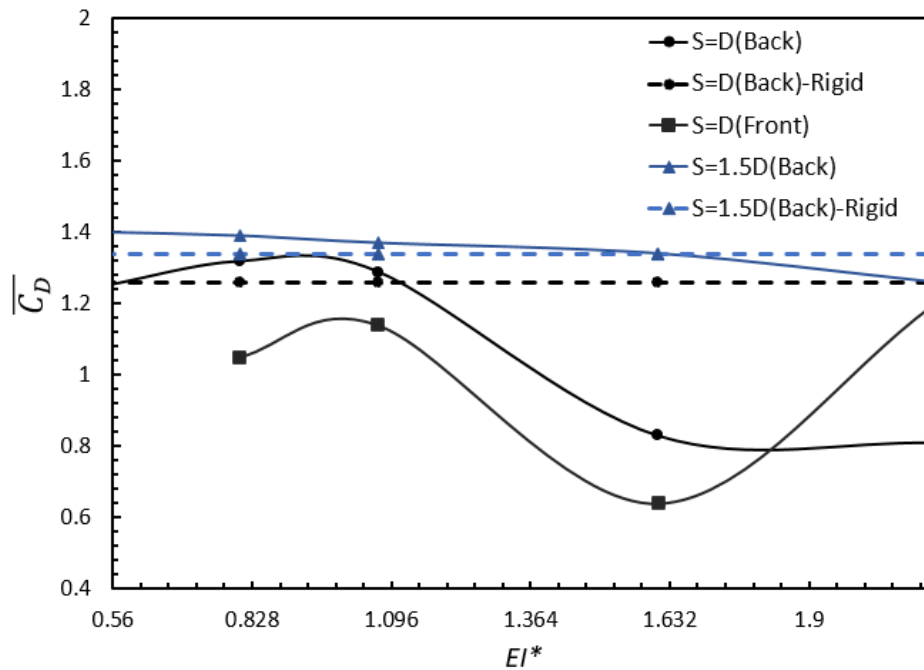
شکل ۶. خطوط جریان برای چهار حالت مختلف در $EI^* = 0.804$

Fig. 6. The streamline for four different cases of fin position from the cylinder at $EI^* = 0.804$



شکل ۷. کانتور فشار برای سه حالت مختلف در $EI^*=+0.804$

Fig. 7. Pressure contours for three different cases at $EI^*=0.804$



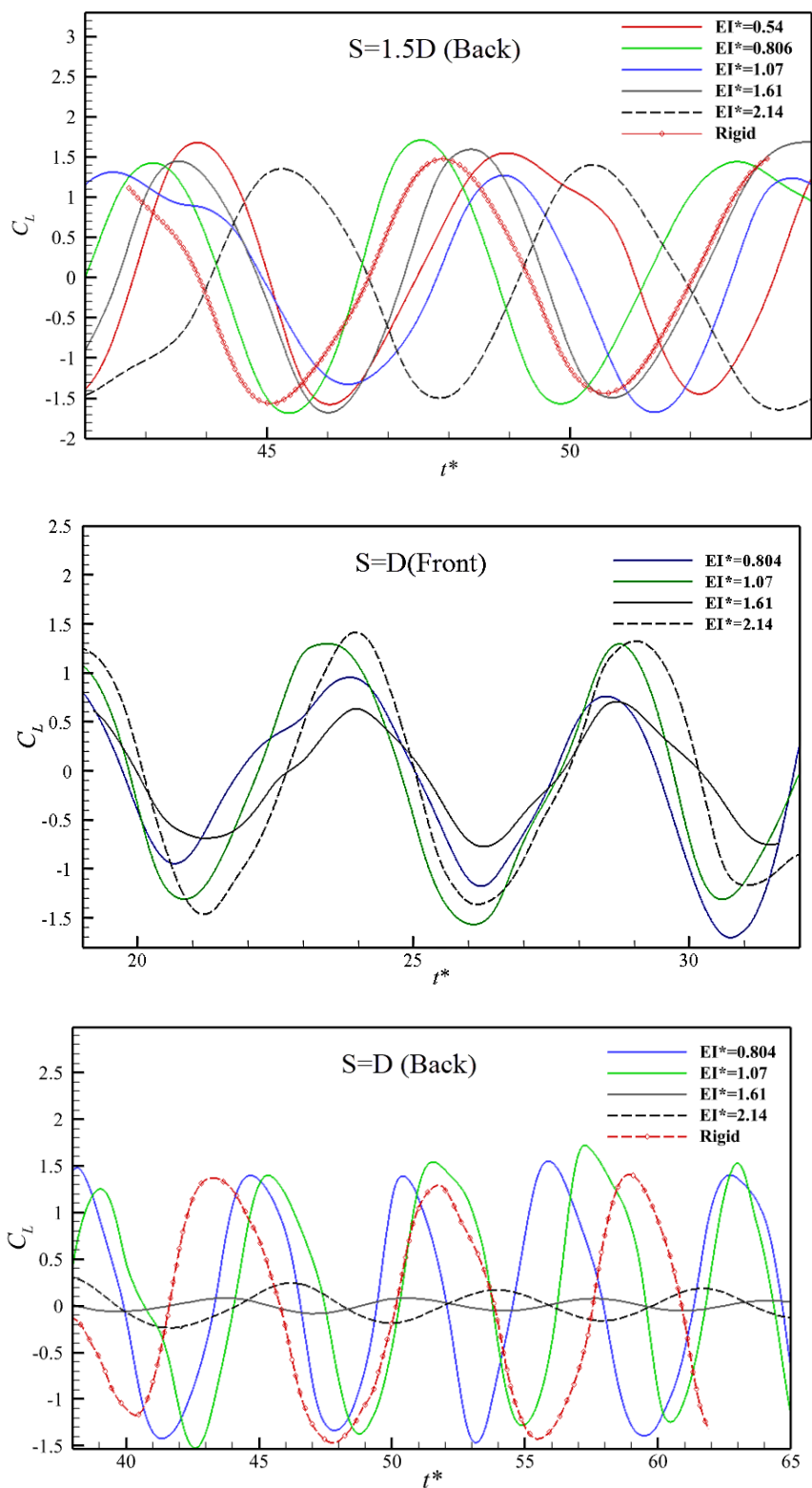
شکل ۸. ضریب پسا میانگین در فواصل مختلف برای دو حالت صلب و انعطاف‌پذیر

Fig. 8. Averaged-drag coefficient at different distances for Rigid and Flexible cases

شکل ۹ تغییرات ضریب برآ برحسب زمان برای حالت‌های مختلف را نشان می‌دهد. مقدار متوسط زمانی ضریب برآ در تمام فواصل و برای همه مدول یانگ‌ها تقریباً برابر صفر بدست می‌آید. همانطور که مشاهده می‌شود برای حالتیکه پره در پشت استوانه است با افزایش EI^* دامنه ضریب برآ در بیشتر موارد کاهش می‌یابد ولی این روند برای حالتیکه پره جلوی استوانه است کاملاً متفاوت است. نکته قابل توجه کاهش قابل توجه ضریب برآ برای طول $1 D$ با افزایش EI^* است. همچنین نتایج نشان می‌دهد با افزایش طول پره ضریب برآ افزایش می‌یابد.

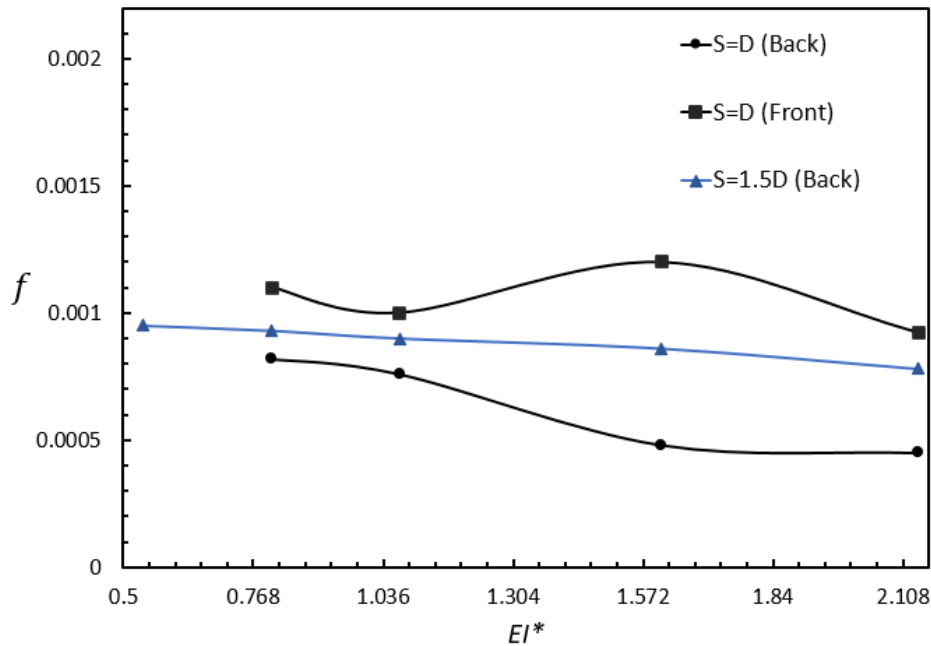
شکل ۱۰ تغییرات فرکانس را برای مدول یانگ‌های مختلف برای سه حالت را نشان می‌دهد. فرکانس نوسانات در این پژوهش از یک دوره تناوب ضریب برآ بدست آمده است. بنابراین نوسانات پره نقش مهمی در تعیین عدد استروهال دارد. همانطور که در شکل ۱۰ مشاهده می‌شود، فرکانس نوسانات پره در فاصله $S=D$ در جلوی استوانه به دلیل برخورد مستقیم با جریان اولیه بیشترین مقدار را دارد. با افزایش مدول یانگ، تغییرات فرکانس برای هر سه حالت قرارگیری پره کاهش می‌یابد. همچنین با مقایسه فاصله قرارگیری پره

شکل ۸ ضریب پسای میانگین بر حسب مدول یانگ بدون بعد برای فواصل مختلف قرارگیری پره نسبت به استوانه را نشان می‌دهد. در این شکل، مقدار ضریب پسا میانگین برای پره در حالت صلب نیز مورد بررسی قرار گرفته است. کمترین مقدار ضریب پسا برای پره در فاصله $S=D$ و در جریان بالادست استوانه مشاهده می‌شود. البته این مقدار در بازه $EI^* > 1/63$ افزایش می‌یابد. همچنین با مقایسه فواصل مختلف قرارگیری پره در جریان پایین دست، مشاهده می‌شود که در فاصله $S=D$ که جابجایی پره بیشتر از فاصله $S=1/5 D$ است، میزان کاهش ضریب پسا میانگین نیز بیشتر است. با مقایسه حالت انعطاف‌پذیر پره با حالت صلب آن در فاصله $S=D$ مشاهده می‌شود که مقدار این ضریب برای $EI^* < 1/11$ برای حالت انعطاف‌پذیر بیشتر است، اما با افزایش مدول یانگ این مقدار به طور قابل توجهی نسبت به حالت صلب کاهش می‌یابد. برای فاصله $S=1/5 D$ نیز مقدار ضریب پسا میانگین در بازه $EI^* < 1/63$ برای حالت انعطاف‌پذیر بیشتر از حالت صلب است. با این وجود تفاوت چندانی بین دو حالت صلب و انعطاف‌پذیر دیده نمی‌شود.



شکل ۹. تاریخچه زمانی ضریب برآ برای مقادیر مختلف مدول یانگ‌های بدون بعد

Fig. 9. Lift coefficient for different dimensionless Young Modulus versus time



شکل ۱۰. تغییرات فرکانس در مدول یانگ‌های بی بعد برای حالت‌های مختلف قرارگیری پره

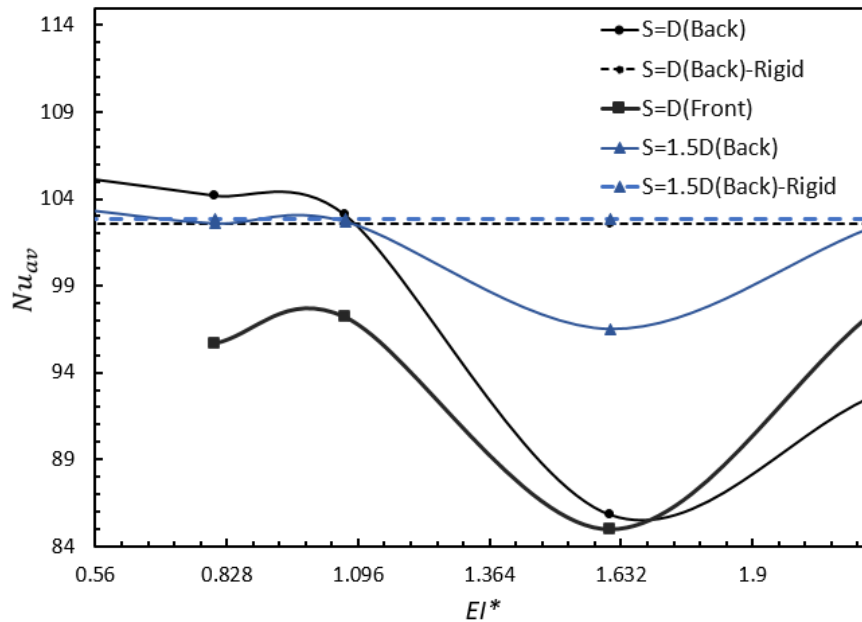
Fig. 10. Frequency versus dimensionless Young Modulus for different distances

ناسلت میانگین خواهد داشت. همچنین با مقایسه فاصله قرارگیری پره D با $S=1/5$ در جریان پایین دست استوانه، مشاهده می‌شود که برای مقادیر $EI < 1/0.96$ عدد ناسلت برای حالت $S=D$ بیشتر از حالت $S=1/5$ می‌باشد. این برتری به دلیل تغییرمکان بیشتر پره در حالت $S=D$ نسبت به $S=1/5$ در مدول یانگ‌های $EI < 1/1$ می‌باشد. این روند برای $EI > 1/1$ تغییر کرده و با کاهش جابجایی پره، حالت $S=1/5$ در عدد ناسلت میانگین بیشتری نسبت به $S=D$ نشان می‌دهد. با مقایسه حالت صلب و انعطاف‌پذیر پره و برای مقادیر $EI < 1/1$ ، قرارگیری پره منعطف در جریان پایین دست استوانه، مقدار عدد ناسلت میانگین بیشتری نسبت به حالت قرارگیری پره صلب در مکانی یکسان با حالت قبل نشان می‌دهد. اما با افزایش مدول یانگ بدون بعد و برای مقادیر $EI > 1/0.96$ ، قرارگیری پره صلب در جریان پایین دست استوانه از حیث عدد ناسلت میانگین شرایط بهتری نسبت به پره منعطف دارد.

تغییرات دمای سیال را می‌توان برای تمامی حالت‌ها در $EI = 0.1/0.06$ مطابق شکل ۱۲ مشاهده کرد. با توجه به اینکه موقعیت و فاصله پره بر

در پشت استوانه، مشاهده می‌شود که افزایش فاصله موجب افزایش فرکانس پره در مدول یانگ یکسان می‌شود.

در شکل ۱۱ تغییرات عدد ناسلت بر حسب مدول یانگ بدون بعد برای حالت‌های مختلف رسم شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، برای تمامی حالات قرارگیری پره، عدد ناسلت میانگین تا مدول یانگ بدون بعد $EI = 1/6$ کاهش می‌یابد. اما برای مقادیر $EI > 1/6$ ، با افزایش مدول یانگ، عدد ناسلت میانگین نیز افزایش می‌یابد. در مقایسه قرارگیری پره در جریان بالادست استوانه با قرارگیری آن در جریان پایین دست برای فاصله $S=D$ ، مشاهده می‌شود که در مدول یانگ‌های بدون بعد یکسان، مقدار عدد ناسلت میانگین برای حالت قرارگیری پره در جریان پایین دست استوانه بیشتر از مقدار آن در جریان بالا دست می‌باشد. این روند می‌تواند به دلیل تغییرمکان بیشتر پره در حالت قرارگیری آن در جریان پایین دست استوانه باشد. این روند تا $EI = 1/6$ ادامه دارد و در نهایت برای مقادیر $EI > 1/6$ ، با افزایش مدول یانگ و کاهش جابجایی پره، پره در موقعیت قرارگیری در جریان بالا دست استوانه شرایط بهتری از جهت مقدار عدد



شکل ۱۱. تغییرات عدد ناسلت میانگین در فواصل مختلف قرارگیری پره نسبت به استوانه در دو حالت صلب و انعطاف‌پذیر بر حسب مدول یانگ بدون بعد

Fig. 11. Averaged-Nusselt Number versus Young Modulus at different distances of the fin from the cylinder for Rigid and Flexible cases

میدهد. در این حالت جابجایی پره ناچیز است. با فاصله گرفتن پره از جسم الگوی ریزش ورتیسیده تغییر کرده و پیچیده می‌شود. بیشترین جابجایی پره برای $S=D$ در موقعیت پشت استوانه و در مدول یانگ پایین مشاهده می‌شود. زمانیکه پره جلوی استوانه قرار می‌گیرد جابجایی آن قابل توجه نمی‌باشد. بطورکلی نتایج نشان می‌دهد تاثیر مدول یانگ در فواصل کم پره بر کاهش ضریب پسا قابل توجه است. برای حالتیکه پره در پشت استوانه است با افزایش EI^* دامنه ضریب برا در بیشتر موارد کاهش می‌یابد ولی این روند برای حالتیکه پره جلوی استوانه است کاملاً متفاوت است. نتایج نشان می‌دهد بکارگیری پره انعطاف‌پذیر تاثیر چشمگیری بر افزایش انتقال حرارت نسبت به حالت صلب ندارد (حداکثر ۰.۵٪). حتی در برخی حالات تا حدود ۲۰ درصد می‌تواند باعث کاهش انتقال حرارت شود. بنابراین بکارگیری پره منعطف غیر متصل در کاهش نیروهای هیدرودینامیکی موثر ولی در افزایش انتقال حرارت ناکارآمد است.

الگوی جریان تاثیرگذار است بنابراین دامنه تغییرات دما در سیال را نیز تحت تاثیر قرار می‌دهد. در $S=0.5D$ بعلا کشیده شدن ورتیسیده محدوده تغییرات دما بیشتر می‌شود. با افزایش فاصله پره از استوانه و با حرکت آن جریان بسمت بالا و پایین هدایت شده و دامنه تغییرات دما پشت جسم کاهش می‌یابد.

۷- نتیجه‌گیری

در این پژوهش به بررسی برهم‌کنش سیال-سازه و تأثیر آن بر انتقال حرارت، ضرایب پسا و برآ پرداخته شد. هندسه مورد بررسی شامل یک پره منعطف بوده که در فواصل $0.5 < S/D < 1.5$ از استوانه‌ای صلب قرار دارد و دارای مقادیر مختلف مدول یانگ است. نتایج نشان می‌دهد فاصله پره از جسم، مدول یانگ و موقعیت قرار گرفتن پره بر الگوی جریان، نیروهای وارده بر جسم و میزان انتقال حرارت تاثیرگذار است. در حالت $S=0.5D$ ورتیسیده پشت استوانه کشیده تر شده و ریزش ورتیسیده پشت پره رخ

۸- فهرست علائم

ورودی	<i>in</i>
خروجی	<i>out</i>
سیال	<i>f</i>
سازه	<i>s</i>

علائم انگلیسی

<i>U</i>	سرعت متوسط، m/s
<i>T</i>	دما، K
<i>P</i>	فشار، Pa
<i>Re</i>	عدد رینولدز
<i>Pr</i>	عدد پرانتل
<i>St</i>	عدد استروهل
<i>Nu</i>	عدد ناسلت
<i>h</i>	ضریب انتقال حرارت جابجایی، W/m ² .K
<i>E</i>	مدول یانگ، Pa
<i>I</i>	ممنتوم دوم سطح
<i>C_d</i>	ضریب پسا
<i>C_l</i>	ضریب برآ
<i>k</i>	ضریب هدایت گرمایی
<i>C_P</i>	ضریب گرمای ویژه
<i>EI*</i>	مدول یانگ بدون بعد
<i>D</i>	قطر استوانه، m
<i>L</i>	طول پره، m
<i>H</i>	ضخامت پره، m
<i>S</i>	فاصله پره تا استوانه، m
<i>t</i>	زمان، s
<i>t*</i>	زمان بدون بعد
\bar{X}	میانگین جابجایی در راستای x، m
\bar{Y}	میانگین جابجایی در راستای y، m
\overline{Nu}	عدد ناسلت میانگین
$\overline{C_d}$	ضریب پسا میانگین

علائم یونانی

ρ	چگالی، kg/m ³
σ	تنش، N/m ²
τ	تنش برشی، N/m ²
θ	زاویه
μ	ویسکوزیته، kg/m.s
ε	کرنش
ϑ	ضریب پواسون
α	ضریب نفوذ حرارتی
ω	نرخ اتلاف انرژی
<i>k</i>	انرژی جنبشی جریان آشفته

زیرنویس

<i>av</i>	میانگین
-----------	---------

منابع

- [1] [1] S. Turek, J. Hron, Proposal for numerical benchmarking of fluid-structure interaction between an elastic object and laminar incompressible flow, in: Fluid-structure interaction, Springer, (2006), pp. 371-385.
- [2] M. Heil, A.L. Hazel, J. Boyle, Solvers for large-displacement fluid-structure interaction problems: segregated versus monolithic approaches, Computational Mechanics, 43(1) (2008) 91-101.
- [3] G. De Nayer, A. Kalmbach, M. Breuer, S. Sicklinger, R. Wüchner, Flow past a cylinder with a flexible splitter plate: A complementary experimental-numerical investigation and a new FSI test case (FSI-PfS-1a), Computers & Fluids, 99 (2014) 18-43.
- [4] J. Shi, J. Hu, S.R. Schafer, C.-L.C. Chen, Numerical study of heat transfer enhancement of channel via vortex-induced vibration, Applied Thermal Engineering, 70(1) (2014) 838-845.
- [5] A.K. Soti, R. Bhardwaj, J. Sheridan, Flow-induced deformation of a flexible thin structure as manifestation of heat transfer enhancement, International Journal of Heat and Mass Transfer, 84 (2015) 1070-1081.
- [6] S. Mohammadshahi, M. Nili-Ahmadabadi, H. Samsam-Khayani, M.R. Salimpour, Numerical study of a vortex-induced vibration technique for passive heat transfer enhancement in internal turbulent flow, European Journal of Mechanics-B/Fluids, 72 (2018) 103-113.
- [7] C. Apelt, G. West, A. Szewczyk, The effects of wake splitter plates on bluff-body flow in the range $104 < R < 5 \times 10^4$, Journal of Fluid Mechanics, 61(1) (1973) 187-198.
- [8] C. Apelt, G. West, The effects of wake splitter plates on bluff-body flow in the range $10 < R < 5 \times 10^4$. Part 2, Journal of Fluid Mechanics, 71(1) (1975) 145-160.

- vortex shedding behind square cylinder using splitter plate, *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 2(4) (2008) 514-524.
- [20] M.S.M. Ali, C.J. Doolan, V. Wheatley, Flow around a square cylinder with a detached downstream flat plate at a low Reynolds number, In 17th Australasian Fluid Mechanics Conference, (2010). 308-311.
- [21] S.U. Islam, H. Rahman, W.S. Abbasi, U. Noreen, A. Khan, Suppression of fluid force on flow past a square cylinder with a detached flat plate at low Reynolds number for various spacing ratios, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 28(12) (2014) 4969-4978.
- [22] S.-U. Islam, R. Manzoor, A. Tareen, Numerical investigation of flow around square cylinder with an upstream control plate at low Reynolds numbers in tandem, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 39(4) (2017) 1201-1223.
- [23] S.U. Islam, R. Manzoor, Z.C. Ying, M.M. Rashdi, A. Khan, Numerical investigation of fluid flow past a square cylinder using upstream, downstream and dual splitter plates, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 31(2) (2017) 669-687.
- [24] S. Seyyedi, H. Bararnia, D. Ganji, M. Gorji-Bandpy, S. Soleimani, Numerical investigation of the effect of a splitter plate on forced convection in a two dimensional channel with an inclined square cylinder, *International Journal of Thermal Sciences*, 61 (2012) 1-14.
- [25] S. Seyyedi, D. Ganji, M. Gorji, H. Bararnia, S. Soleimani, Forced convection heat transfer due to different inclination angles of splitter behind square cylinder, *Applied Mathematics and Mechanics*, 34(5) (2013) 541-558.
- [26] N.M. Maruai, M.S. Mat Ali, M.H. Ismail, S.A.Z. Shaikh Salim, Downstream flat plate as the flow-induced vibration enhancer for energy harvesting, *Journal of Vibration and Control*, 24(16) (2018) 3555-3568.
- [27] H. Zhu, K. Wang, Wake adjustment and vortex-induced vibration of a circular cylinder with a C-shaped plate at a low Reynolds number of 100, *Physics of Fluids*, 31(10) (2019) 103602.
- [9] H. Akilli, B. Sahin, N.F. Tumen, Suppression of vortex shedding of circular cylinder in shallow water by a splitter plate, *Flow Measurement and Instrumentation*, 16(4) (2005) 211-219.
- [10] J.-Y. Hwang, K.-S. Yang, S.-H. Sun, Reduction of flow-induced forces on a circular cylinder using a detached splitter plate, *Physics of Fluids*, 15(8) (2003) 2433-2436.
- [11] J.-Y. Hwang, K.-S. Yang, Drag reduction on a circular cylinder using dual detached splitter plates, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 95(7) (2007) 551-564.
- [12] S.G. Park, B. Kim, H.J. Sung, Self-propelled flexible fin in the wake of a circular cylinder, *Physics of fluids*, 28(11) (2016) 111902.
- [13] Y. Amini, H. Emdad, M. Farid, An accurate model for numerical prediction of piezoelectric energy harvesting from fluid structure interaction problems, *Smart Materials and Structures*, 23(9) (2014) 095034.
- [14] M. Amiraslanoor, J. Ghazanfarian, S.E. Razavi, Drag suppression for 2D oscillating cylinder with various arrangement of splitters at $Re=100$: a high-amplitude study with OpenFOAM, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 164 (2017) 128-137.
- [15] H. Wang, Q. Zhai, J. Zhang, Numerical study of flow-induced vibration of a flexible plate behind a circular cylinder, *Ocean Engineering*, 163 (2018) 419-430.
- [16] J. Wu, C. Shu, N. Zhao, Numerical study of flow control via the interaction between a circular cylinder and a flexible plate, *Journal of Fluids and Structures*, 49 (2014) 594-613.
- [17] M. Farhadi, K. Sedighi, E. Fattahi, Effect of a splitter plate on flow over a semi-circular cylinder, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*, 224(3) (2010) 321-330.
- [18] K.-D. Ro, Experimental characterization of the flow field of square prism with a detached splitter plate at high Reynolds number, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 28(7) (2014) 2651-2657.
- [19] S. Turki, Numerical simulation of passive control on

- [33] E. Izadpanah, Y. Amini, A. Ashouri, A comprehensive investigation of vortex induced vibration effects on the heat transfer from a circular cylinder, *International Journal of Thermal Sciences*, 125 (2018) 405-418.
- [34] N. Mahir, Z. Altaç, Numerical investigation of convective heat transfer in unsteady flow past two cylinders in tandem arrangements, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 29(5) (2008) 1309-1318.
- [35] A.G. Kravchenko, P. Moin, Numerical studies of flow over a circular cylinder at $Re D= 3900$, *Physics of fluids*, 12(2) (2000) 403-417.
- [36] S.W. Churchill, M. Bernstein, A correlating equation for forced convection from gases and liquids to a circular cylinder in crossflow, (1977). 300-306.
- [37] J.G. Knudsen, D.L. Katz, R.E. Street, Fluid dynamics and heat transfer, *Physics Today*, 12 (1959) 40.
- [28] J. Allen, A. Smits, Energy harvesting eel, *Journal of fluids and structures*, 15(3-4) (2001) 629-640.
- [29] G.W. Taylor, J.R. Burns, S. Kammann, W.B. Powers, T.R. Welsh, The energy harvesting eel: a small subsurface ocean/river power generator, *IEEE journal of oceanic engineering*, 26(4) (2001) 539-547.
- [30] L. Tang, M.P. Paidoussis, J. Jiang, Cantilevered flexible plates in axial flow: energy transfer and the concept of flutter-mill, *Journal of Sound and Vibration*, 326(1-2) (2009) 263-276.
- [31] D.C. Wilcox, *Turbulence modeling for CFD*. La Canada, CA: DCW Industries, Inc, November, (2006).
- [32] H. Zhu, Y. Zhao, T. Zhou, Numerical investigation of the vortex-induced vibration of an elliptic cylinder free-to-rotate about its center, *Journal of Fluids and Structures*, 83 (2018) 133-155.

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

I. Zahed, Y. Amini, E. Izadpanah, Numerical investigation of fluid-structure interaction of a detached flexible plate behind a circular cylinder, Amirkabir J. Mech Eng., 55(7) (2023) 819-836.

DOI: 10.22060/mej.2023.22073.7561

