



Semnan University

# Journal of Modeling in Engineering

Journal homepage: <https://modelling.semnan.ac.ir/>

ISSN: 2783-2538



## Research Article

# Numerical Investigation of the Effect of the Number of Blades and the Twist Ratio of the Twisted tape on the Performance of the Double-Pipe Heat Exchanger

Saeed Mohebi <sup>a</sup>, Mohammad Reza Tavakoli <sup>a,\*</sup>

<sup>a</sup> Department of Mechanical Engineering, Isfahan University of Technology, Isfahan, Iran

## PAPER INFO

### Paper history:

Received: 2022-09-15

Revised: 2024-03-11

Accepted: 2024-04-07

### Keywords:

Heat exchanger;  
Nusselt number;  
Friction coefficient;  
Overall performance coefficient;  
Twisted-tape.

## ABSTRACT

In this paper, the effect of a fixed twisted-tape placed in the inner tube of a double-pipe heat exchanger is investigated using numerical simulation. A twisted-tape with three and four blades with different twist ratios is placed in the inner tube of the heat exchanger, and the Nusselt number, friction coefficient, and overall performance coefficient of the heat exchanger are studied. The flow velocity in the outer tube is considered constant, but the Reynolds number of the flow at the inlet of the inner tube is changed in the range of 5000 to 12000. The results showed that in all cases, placing a twisted-tape inside increases the Nusselt number and friction coefficient. The highest increase of these two parameters is 244 and 490 percent, respectively. By increasing the Reynolds number, the friction coefficient and the overall performance coefficient decreased, while the Nusselt number increased. This increase reaches about 80% in the case that has a twisted-tape with a twist ratio of 4. Also, reducing the twist ratio increases the turbulence of the flow and thus increases the Nusselt number, pressure drop, friction coefficient, and the overall performance coefficient. The maximum increase in the friction coefficient due to the reduction of the twist ratio from 8 to 4 was equal to 43%, occurred in the Reynolds number of 5000 and the three-bladed twisted-tape. Increasing the number of blades of the twisted tape has a direct effect on the pressure drop and friction coefficient and causes a decrease in the overall performance coefficient.

DOI: <https://doi.org/10.22075/jme.2024.28425.2335>

© 2024 Published by Semnan University Press.

This is an open access article under the CC-BY 4.0 license. (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>)

\* Corresponding author.

E-mail address: [mrtavak@iut.ac.ir](mailto:mrtavak@iut.ac.ir)

## How to cite this article:

Tavakoli, M. R., & Mohebi, S. (2024). Numerical investigation of the effect of the number of blades and the twist ratio of the twisted tape on the performance of the double-pipe heat exchanger. *Journal of Modeling in Engineering*, 22(79), 1-15. doi: 10.22075/jme.2024.28425.2335

## بررسی عددی اثر تعداد پره و نسبت پیچش نوار مارپیچ بر عملکرد مبدل حرارتی دو لوله‌ای

سعید محبی<sup>۱</sup>، محمد رضا توکلی<sup>۱\*</sup>

اطلاعات مقاله	چکیده
دریافت مقاله: ۱۴۰۱/۰۶/۲۴	در این مقاله به کمک شبیه‌سازی عددی به بررسی اثر نوار مارپیچ ثابت در لوله داخلی در یک مبدل حرارتی دو لوله‌ای پرداخته شده است. از این رو نوار مارپیچ دارای سه و چهار پره با نسبت‌های پیچش مختلف در لوله داخلی مبدل حرارتی قرار داده شده و پارامترهای عدد ناسلت، ضریب اصطکاک و ضریب عملکرد کلی مبدل حرارتی بررسی شده است. سرعت جریان در لوله خارجی ثابت در نظر گرفته شده ولی عدد رینولدز جریان در ورودی لوله داخلی در محدوده ۵۰۰ تا ۱۲۰۰۰ متغیر اختیار شده است. نتایج نشان داد در تمامی نمونه‌ها اضافه کردن نوار مارپیچ به درون لوله داخلی باعث افزایش عدد ناسلت و ضریب اصطکاک می‌شود و بیشترین افزایش این دو پارامتر به ترتیب ۲۴۴ و ۴۹۰ درصد است. با افزایش عدد رینولدز ضریب اصطکاک و ضریب عملکرد کلی مبدل حرارتی کاهش یافته در حالی که عدد ناسلت در همه نمونه‌ها افزایش می‌یابد. این افزایش در نمونه دارای نوار مارپیچ با نسبت پیچش ۴ به حدود ۸۰ درصد می‌رسد. همچنین کاهش نسبت پیچش نوار مارپیچ باعث افزایش آشفستگی جریان شده و از این رو باعث افزایش عدد ناسلت، افت فشار، ضریب اصطکاک و ضریب عملکرد کلی مبدل حرارتی می‌شود. بیشترین افزایش ضریب اصطکاک در اثر کاهش نسبت پیچش از ۸ به ۴، برابر با ۴۳ درصد بوده که در عدد رینولدز ۵۰۰۰ و نوار مارپیچ سه پره رخ داده است. افزایش تعداد پره نوار مارپیچ اثر مستقیمی بر روی افت فشار و ضریب اصطکاک داشته و باعث کاهش ضریب عملکرد کلی مبدل می‌شود.
بازنگری مقاله: ۱۴۰۲/۱۲/۲۱	
پذیرش مقاله: ۱۴۰۳/۰۱/۱۹	
<b>واژگان کلیدی:</b>	
مبدل حرارتی،	
عدد ناسلت،	
ضریب اصطکاک،	
ضریب عملکرد کلی،	
نوار مارپیچ.	

DOI: <https://doi.org/10.22075/jme.2024.28425.2335>

© 2024 Published by Semnan University Press.

This is an open access article under the CC-BY 4.0 license. (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>)

### ۱- مقدمه<sup>۱</sup>

بوده که در هر کدام سیال گرم یا سرد به صورت همسو یا ناهمسو جریان دارد. از گذشته تا به امروز محققین روش‌های مختلفی مانند استفاده از نانوسیال [۱، ۲]، استفاده از ماده متخلخل [۳]، استفاده از فین یا مواد تغییر فاز دهنده [۴] یا قرار دادن نوار مغشوش کننده در جریان را برای افزایش انتقال حرارت در این نوع مبدل پیشنهاد کرده‌اند. با توجه به این که استفاده از نوارهای مغشوش کننده از روش‌های آسان، مقرون به صرفه و کارآمد در بهبود عملکرد مبدل‌های حرارتی است [۵]، موضوع مورد بحث در این مقاله تحقیق و بررسی در مورد اثر اضافه کردن نوار

با توجه به اهمیت تبادل حرارت در بسیاری از فرآیندهای مهم صنعتی و خانگی، استفاده از وسایل و روش‌هایی که باعث افزایش جابه‌جایی انرژی می‌شوند روز به روز در حال افزایش است. یکی از این راه‌ها استفاده از مبدل‌های حرارتی است. مبدل‌های حرارتی انواع مختلفی دارند و در شکل‌ها و ابعاد متفاوتی برای اهداف خاص خود ساخته می‌شوند. از این بین مبدل حرارتی دو لوله‌ای به علت آن که در فضاهای کوچک یا بزرگ قابل استفاده می‌باشد مورد توجه محققین قرار گرفته است. این نوع از مبدل دارای دو لوله هم مرکز

\* پست الکترونیک نویسنده مسئول: [mrtavak@iut.ac.ir](mailto:mrtavak@iut.ac.ir)

۱. دانشکده‌ی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان، ایران

استناد به این مقاله:

توکلی، محمد رضا، و محبی، سعید. (۱۴۰۳). بررسی عددی اثر تعداد پره و نسبت پیچش نوار مارپیچ بر عملکرد مبدل حرارتی دو لوله‌ای. مدل سازی در مهندسی، ۲۲(۷۹)، ۱-۱۵.

doi: 10.22075/jme.2024.28425.2335

همراه است. در این مطالعه ثابت شد نوار مارپیچ رو به جلو با برش‌های ۷ شکل با زاویه حمله‌ی ۴۵ درجه بهترین عملکرد را داراست. در این هندسه ضریب عملکرد حرارتی مبدل به ۱/۳۵ رسید. سلطانی و همکاران [۱۱] به صورت تجربی اثر وجود نوار مارپیچ مغشوش کننده را در یک مبدل حرارتی دو لوله‌ای بررسی کردند. ایشان شش نوار مارپیچ دارای زائده‌های مختلف را در لوله داخلی قرار داده و مشاهده کردند عدد ناسلت و ضریب اصطکاک به صورت قابل توجهی نسبت به مبدل‌های ساده افزایش می‌یابد. پراشانت و همکاران [۱۲] به صورت تجربی نوارهای مارپیچ دارای برش‌های مستطیلی، مثلثی و ذوزنقه‌ای را در مبدل حرارتی قرار داده و افزایش ۳۰ تا ۴۰ درصدی انتقال حرارت نسبت به مبدل ساده را گزارش کردند. کومار و همکاران [۱۳] به بررسی عددی مبدل حرارتی دو لوله‌ای دارای نوار مارپیچ با برش‌های w شکل در محدوده‌ای از اعداد رینولدز پرداختند. ایشان با بررسی توامان عدد ناسلت و ضریب عملکرد حرارتی مشاهده کردند بیشترین میزان عدد ناسلت در عدد رینولدز ۱۵۳۰۰ به دست می‌آید اما حداکثر ضریب عملکرد حرارتی در عدد رینولدز ۵۵۰۰ به دست می‌آید. نوربخش و همکاران [۱۴] به صورت عددی به بررسی اثر وجود نوار مارپیچ در هر دو لوله داخلی و خارجی پرداختند. ایشان همچنین بررسی اثر استفاده از نانوسیال را نیز بررسی کردند و مشاهده کردند استفاده از نانوسیال باعث افزایش عملکرد حرارتی مبدل می‌شود. سومین و همکاران [۱۵] از نوار مارپیچ دارای برش‌های ۷ شکل به همراه نانوسیال هیبرید به جهت افزایش عملکرد حرارتی مبدل حرارتی دو لوله‌ای استفاده کردند. ایشان برش‌های مختلفی را بررسی کردند و در انتها حالت بهینه را معرفی کردند. محمد و همکاران [۱۶] به مطالعه مبدل حرارتی دو لوله‌ای با لوله‌های مخروطی همگرا و اگر همراه با نوار مارپیچ پرداختند. نتایج ایشان نشان داد لوله مخروطی دارای بیش‌ترین کارایی است. مویا و همکاران [۱۷] به صورت تجربی به بررسی اثر نوار مارپیچ ناپیوسته با سه نرخ پیچش و سه نرخ ناپیوستگی در مبدل حرارتی دو لوله‌ای پرداختند. ایشان ذکر کردند استفاده از نوارهای مارپیچ دارای فاصله دهنده‌های کوتاه‌تر منجر به اعداد ناسلت و ضریب اصطکاک بالاتر می‌شود. وایسی و همکاران [۱۸] به بررسی اثر نوارهای مارپیچ پیوسته و ناپیوسته دارای سوراخ و بدون سوراخ در مبدل حرارتی دو لوله‌ای پرداختند. نتایج ایشان نشان داد

مغشوش کننده (نوار مارپیچ، نوار پیچ خورده و یا توربولاتور- twisted tape) در لوله‌ی داخلی مبدل حرارتی دو لوله‌ای می‌باشد. از این رو در ادامه به برخی از مهم‌ترین تحقیقات انجام شده در این زمینه پرداخته شده است.

بون سونگ و همکاران [۶] به بررسی تجربی افزایش انتقال حرارت در لوله همراه با درج نوار مارپیچ با دندان‌های اره‌ای شکل با زاویه دندان‌های متفاوت (۲۰ درجه تا ۷۰ درجه با افزایش ۱۰ واحدی در هر مرحله) پرداختند. سیال عامل در این مطالعه هوا در اعداد رینولدز ۶۰۰۰ تا ۲۰۰۰۰ مورد بررسی قرار گرفت. بیشترین عدد ناسلت در این مطالعه زمانی بدست آمد که هوا با عدد رینولدز ۲۰۰۰۰ در لوله همراه با نوار مارپیچ با زاویه دندان‌های ۷۰ درجه جریان داشت. نور و همکاران [۷] در یک مطالعه تجربی و عددی به بررسی افزایش انتقال حرارت در یک لوله همراه با درج نوار مغشوش کننده با استفاده از نانوسیال هیبریدی آلومینیوم اکسید و مس اکسید با غلظت‌های متفاوت ۰/۶ و ۱/۲۲ درصد پرداختند. نتایج نشان داد که حداکثر افزایش انتقال حرارت و بیش‌ترین ضریب عملکرد حرارتی (۲/۱۸) در مقایسه با لوله بدون نوار مارپیچ و استفاده از آب به عنوان سیال عامل) در غلظت ۱/۸ بدست آمد. ساندار و همکاران [۸] در مطالعه‌ای مشابه، به مطالعه‌ی تاثیر نانوسیال هیبریدی الماس- آهن اکسید و نوار مارپیچ با سه نسبت پیچش پنج، ده و پانزده بر افزایش انتقال حرارت در لوله پرداختند. محدوده‌ی عدد رینولدز در این مطالعه ۲۰۰۰ تا ۲۲۰۰۰ بود. نتایج نشان داد با استفاده از نانوسیال و درج نوار مارپیچ با نسبت پیچش پنج در لوله در مقایسه با لوله بدون نوار مارپیچ و استفاده از آب به عنوان سیال عامل، عدد ناسلت تا ۷۳/۰۴ درصد قابل افزایش است. کومار و همکاران [۹] به تجزیه و تحلیل تجربی مبدل حرارتی با استفاده از حلقه‌های مخروطی سوراخ‌دار با هندسه‌های متفاوت، نوار مارپیچ و نانوسیالات CuO/H<sub>2</sub>O با غلظت‌های ۰/۲۵ تا ۱ درصد پرداختند. در این پژوهش ضریب عملکرد حرارتی مبدل در غلظت ۱ درصد نانوسیال، تا ۱/۴۵ با افزایش همراه بود. ایامسا و همکاران [۱۰] به ارزیابی حرارتی یک لوله همراه با درج نوار مارپیچ اصلاح شده با برش‌های ۷ شکل با زوایای ۴۵، ۶۰، ۷۵ و ۹۰ درجه پرداختند. در این پژوهش تاثیر آرایش رو به جلو و عقب نوار مارپیچ نیز مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد با کاهش زاویه حمله برش‌های ۷ شکل، انتقال حرارت با افزایش

می‌یابد. اسمیت و همکاران [۲۶] به بررسی تجربی عدد ناسلت و ضریب اصطکاک در یک مبدل حرارتی دو لوله‌ای بدون نوار مارپیچ و در حضور نوار مارپیچ دو پره‌ای با دو نسبت پیچش ۶ و ۸ پرداختند و مشاهده کردند نوار مارپیچ باعث افزایش عدد ناسلت و ضریب اصطکاک می‌شود.

در پژوهش‌های پیشین محققین به بررسی نوارهای مارپیچ دو پره‌ای توجه داشته و برای بهبود آن تلاش‌های بسیاری کرده‌اند. یکی از مواردی که در پژوهش‌های پیشین بررسی نشده است، استفاده از نوار مارپیچ چند پره و مقایسه‌ی اثر تعداد پره‌های نوار مارپیچ بر جریان سیال می‌باشد. به همین منظور به جهت پوشش این خلا تحقیقاتی، در این پژوهش نوارهای مارپیچ سه و چهار پره‌ای در مبدل حرارتی قرار داده شدند. همچنین از دیگر نوآوری‌های این پژوهش بررسی اثر توامان تغییر تعداد پره نوار مارپیچ و نسبت پیچش آن می‌باشد. بنابراین در این پژوهش به بررسی یک مبدل حرارتی دو لوله‌ای که در لوله داخلی آن نوار مارپیچ سه پره و چهار پره که برای هر کدام سه نسبت پیچش ۴، ۶ و ۸ در نظر گرفته شده، قرار داده شده است و در نرم‌افزار انسیس فلونت<sup>۲</sup> شبیه‌سازی شده است.

## ۲- مدل فیزیکی

هندسه مورد نظر مطابق شکل (۱)، یک مبدل حرارتی دو لوله‌ای است که در لوله داخلی آن یک نوار مارپیچ جهت افزایش آشفتگی قرار گرفته شده است. در این مسئله دو نوار مارپیچ با سه و چهار پره و هر کدام در سه عدد پیچش مدل‌سازی شده و جهت بررسی انتقال حرارت در لوله داخلی مبدل دو لوله‌ای قرار داده شده است. مشخصات دیگر هندسه در جدول ۱ آورده شده است. هندسه مورد نظر در نرم‌افزار سالیدورک<sup>۳</sup> رسم شده و در نرم‌افزار انسیس مشینگ<sup>۴</sup> شبکه بندی شده است. لازم به ذکر است نسبت پیچش مطابق رابطه (۱) تعریف شده است.

$$y = \frac{p}{D_i} \quad (1)$$

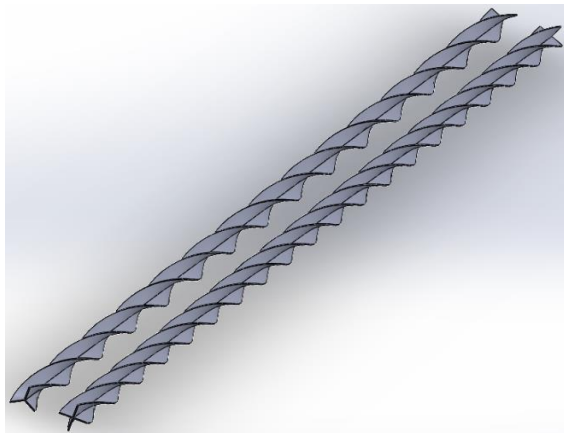
در این معادله  $y$  نسبت پیچش،  $p$  طول گام نوار مارپیچ و  $D_i$  قطر لوله داخلی مبدل حرارتی است. بنابراین هر چه نسبت پیچش کوچک‌تر باشد، تعداد چرخش‌های نوار مارپیچ بیشتر است.

نوار مارپیچ دارای ناپیوستگی دارای عملکرد بهتری نسبت به نوار مارپیچ پیوسته می‌باشد و علاوه بر افزایش ۸/۲ درصدی عدد ناسلت باعث کاهش ۹/۸ افت فشار می‌شود. سیواکومار و همکاران [۱۹] به مطالعه عددی انتقال حرارت در مبدل حرارتی دو لوله‌ای دارای نوار مارپیچ با سوراخ‌های مثلثی و دایره‌ای پرداختند و بیان کردند این دو نوع نوار مارپیچ عدد ناسلت را نسبت به نوار مارپیچ ساده به ترتیب ۱/۳ و ۱/۱ برابر افزایش می‌دهند. شارما و همکاران [۲۰] به بررسی عددی مبدل حرارتی دو لوله‌ای دارای نوار مارپیچ اصلاح شده پرداختند. ایشان از دندانه‌های نیم کره شکل بر روی نوار مارپیچ خود استفاده کردند و همچنین پیچش نوار مارپیچ را نیز در محدود ۱ تا ۱/۴ تغییر دادند. نتایج نشان داد مبدل دارای نوار مارپیچ با نرخ پیچش ۱/۳ دارای بهترین عملکرد حرارتی می‌باشد. کومار سینگ و همکاران [۲۱] به صورت تجربی به بررسی اثر نوار مارپیچ ساده و نوار مارپیچ دارای فرورفتگی پرداختند و نتیجه گرفتند اضافه کردن گودی بر روی نوار مارپیچ باعث افزایش میزان انتقال حرارت می‌شود. ژانگ و همکاران [۲۲] به بررسی تجربی انتقال حرارت و ضریب اصطکاک لوله داخلی مبدل حرارتی دو لوله‌ای دارای نوار مارپیچ چرخان پرداختند. ایشان چهار نسبت پیچش برای نوار مارپیچ خود در نظر گرفته و بیان کردند استفاده از نوار مارپیچ چرخان انتقال حرارت بیشتری را نسبت به نوار مارپیچ ثابت به دست می‌دهد. ژانگ و همکاران [۲۳] به مطالعه تجربی مبدل حرارتی دو لوله‌ای مجهز به نوار مارپیچ با قابلیت چرخش پرداختند. همچنین ایشان با ایجاد سوراخ‌هایی با قطرهای مختلف بر روی نوار مارپیچ نشان دادند نوارهای مارپیچ چرخان سوراخ‌دار عملکرد بهتری نسبت به نوارهای ساده دارند. کانگ کیو و همکاران [۲۴] به صورت تجربی به بررسی مبدل حرارتی دو لوله‌ای دارای نوار مارپیچ ثابت و چرخان در محدوده عدد رینولدز ۶۰۰ تا ۷۰۰۰ پرداختند. نتایج ایشان نشان داد ترکیب استفاده از نوار مارپیچ چرخان با نانوسیال تیتانیوم اکسید همراه با آب میزان انتقال حرارت را ۱۰۱/۶ درصد افزایش می‌دهد. راوی کومار و همکاران [۲۵] به صورت تجربی اثر نوار مارپیچ با سه نسبت پیچش ۵، ۱۰ و ۱۵ را بر انتقال حرارت مبدل دو لوله‌ای U شکل بررسی کردند و مشاهده کردند عدد ناسلت با کاهش نسبت پیچش افزایش

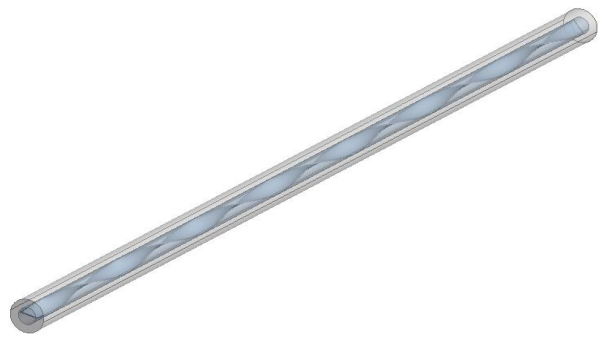
<sup>4</sup> Ansys Meshing

<sup>2</sup> Ansys Fluent

<sup>3</sup> Solidworks



(ب)



(الف)

شکل ۱- نمایی از هندسه در نظر گرفته شده برای مبدل حرارتی دو لوله‌ای (الف) نمای کلی مبدل (ب) نوار مارپیچ

جدول ۱- مشخصات هندسی مبدل و نوار مارپیچ

نماد	مقدار (میلی‌متر)	پارامتر هندسی
$D_i$	۲۵/۸	قطر لوله داخلی مبدل
$D_o$	۵۰/۶	قطر لوله خارجی مبدل
$L$	۱۵۰۰	طول مبدل
$l$	۱۴۹۰	طول نوار مارپیچ
$W$	۲۳/۸	پهنای نوار مارپیچ
$\delta$	۱	ضخامت نوار مارپیچ
$y$	۸-۶-۴	نسبت پیچش نوار مارپیچ
$TT$	۴-۳	تعداد پره نوار مارپیچ

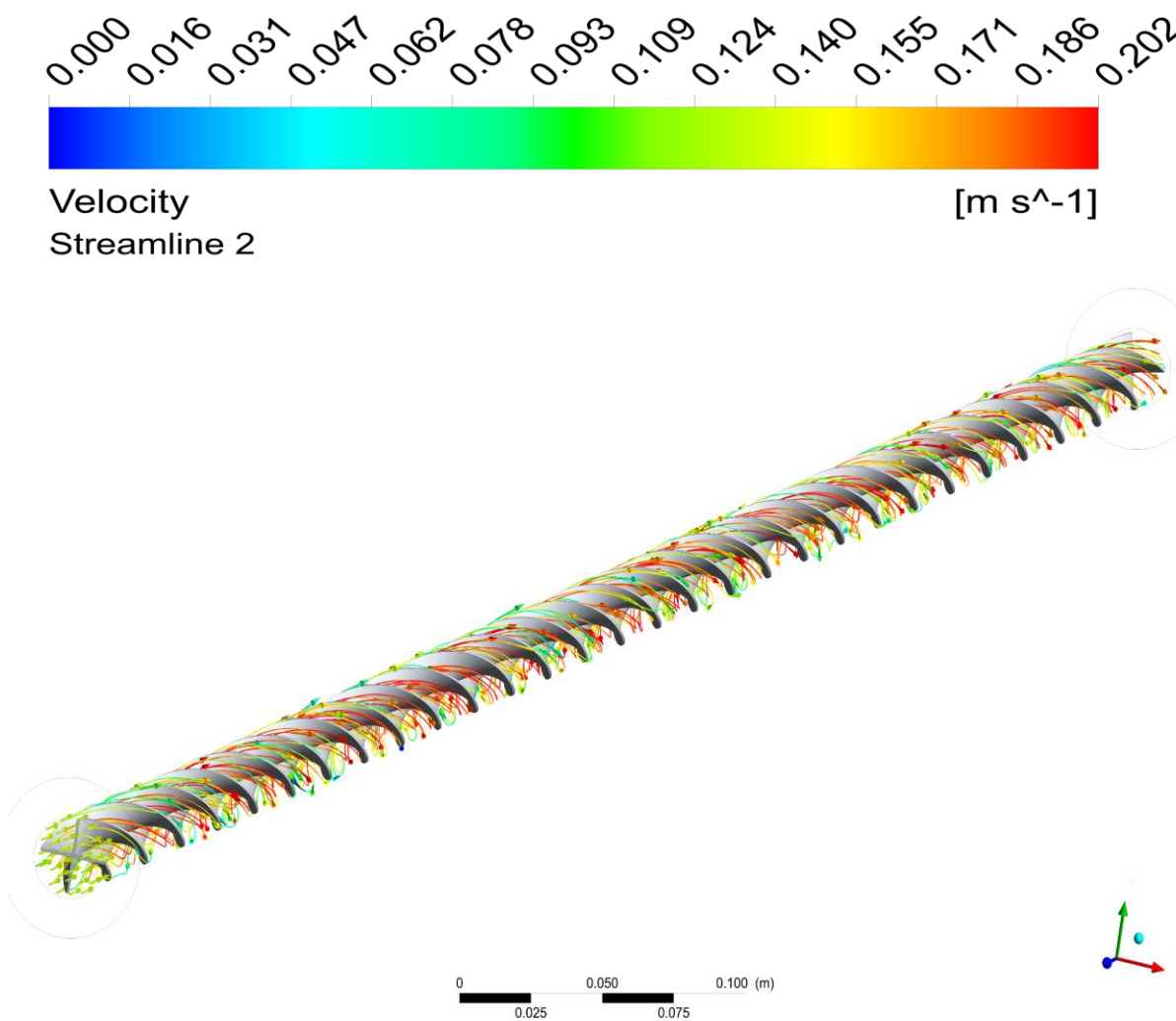
همچنین به علت آن که فاصله بین لبه نوار مارپیچ و جداره لوله یک میلی‌متر است، به جهت مدل‌سازی دقیق‌تر جریان و تمامی زیرلایه‌های لایه مرزی برای مدل‌سازی آشفتگی از مدل آشفتگی (SST)  $k-\omega$  که از محدود مدل‌های توربولانسی است که نیاز به توابع دیواره ندارد و خود جواب‌های بسیار دقیقی حتی برای جریان نزدیک دیواره ارائه می‌دهد، استفاده شده است. دیواره‌ی نوار مارپیچ و لوله خارجی عایق بوده و مرز بین دو لوله از نوع دیواره کوپل در نظر گرفته شده است. عدد رینولدز در داخل لوله طبق رابطه (۲) به صورت زیر بیان می‌شود. [۲۷]

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (2)$$

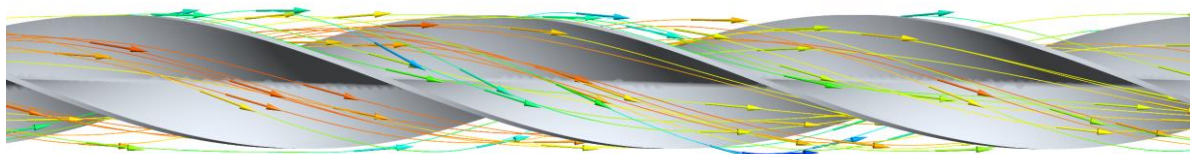
در این رابطه  $\rho$  چگالی سیال،  $V$  سرعت سیال،  $D_h$  قطر هیدرولیکی لوله و  $\mu$  ویسکوزیته سیال است. در شکل (۲) خطوط جریان در عدد رینولدز ۹۰۰۰ اطراف نوار مارپیچ چهار و سه پره با نسبت پیچش چهار به صورت دو بعدی و سه بعدی نشان داده شده است.

## ۲-۱- شرایط مرزی، مدل‌ها و مواد

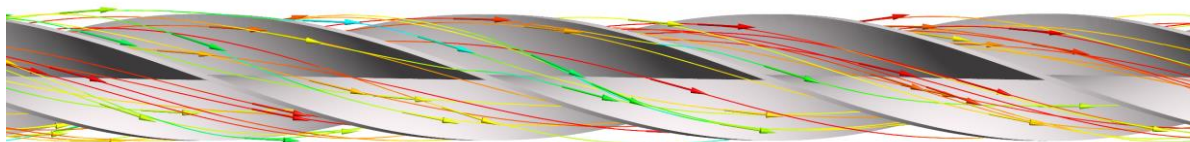
جریان مورد بررسی با توجه به ثابت بودن نوار مارپیچ به صورت پایا بررسی شده است. سیال سرد در لوله خارجی و سیال گرم در لوله داخلی در جریان می‌باشد. عدد رینولدز لوله خارجی ثابت برابر با ۵۷۷ بوده و عدد رینولدز لوله داخلی از ۵۰۰۰ تا ۱۲۰۰۰ تغییر داده شده است. جریان در دو لوله ناهمسو بوده، مرز خروجی لوله‌ها فشار خروجی و مرز ورودی هر دو لوله از نوع سرعت ورودی در نظر گرفته شده و سرعت از عدد رینولدز مطابق رابطه (۲) محاسبه شده است. جریان در لوله خارجی آرام می‌باشد در صورتی که در لوله داخلی جریان آشفته است. سیال در هر دو لوله کاملاً عمود بر سطح مقطع لوله اعمال شده و به منظور شبیه سازی دقیق‌تر، جلوگیری از به وجود آمدن جریان برگشتی در ورودی لوله و جریان توسعه یافته هیدرولیکی و حرارتی نوار مارپیچ ۵ میلی‌متر در ورودی و خروجی لوله وجود ندارد. با توجه به این‌که وجود نوار مارپیچ باعث می‌شود جریان درون لوله داخلی چرخش زیادی را تجربه کند و



(الف)



(ب)



(ج)

شکل ۲- خطوط جریان در عدد رینولدز ۹۰۰۰ اطراف نوار مارپیچ با نسبت پیچش چهار الف) چهار پره به صورت سه بعدی ب) سه پره به صورت دو بعدی ج) چهار پره به صورت دو بعدی

(SST)  $k-\omega$  نیز که یکی از پر کاربردترین مدل‌های

توربولانسی است با رابطه (۶) و (۷) بیان می‌شود. [۲۸]

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tilde{G}_k - Y_k \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega \quad (7)$$

در این روابط  $k$  انرژی جنبشی توربولانس،  $\Gamma_k$  و  $\Gamma_\omega$  به ترتیب ضریب پخش موثر  $k$  و  $\omega$ ،  $\tilde{G}_k$  و  $G_\omega$  به ترتیب ترم تولید انرژی جنبشی توربولانس و  $\omega$ ،  $D_\omega$  ترم کراس-دیفیوژن و  $Y_k$  و  $Y_\omega$  به ترتیب ترم دیفیوژن  $k$  و  $\omega$  هستند. جهت محاسبه ضریب اصطکاک مطابق رابطه (۸) ابتدا افت فشار درون لوله داخلی از نرم‌افزار انسیس فلونت دست استخراج شده و سپس طبق این رابطه ضریب اصطکاک به دست آورده شده است. [۲۷]

$$f = \frac{\Delta P}{\left(\frac{L}{D_i}\right) \left(\frac{\rho h V^2}{2}\right)} \quad (8)$$

در این رابطه  $\Delta P$  افت فشار جریان،  $L$  طول لوله و  $D_i$  قطر داخلی لوله است.

با توجه به این که جریان سیال در دو لوله تراکم‌ناپذیر می‌باشد حلگر فلونت از نوع فشار مبنا تنظیم شده است. همچنین از الگوریتم SIMPLE جهت کوپل کردن معادلات سرعت و فشار استفاده شده است. به جهت افزایش دقت شبیه‌سازی معادلات ممنوم، انرژی و توربولانس توسط الگوریتم مرتبه دوم بالادستی گسسته‌سازی شده‌اند. معیار همگرایی برای معادلات پیوستگی، ممنوم و توربولانس برابر با  $10^{-4}$  و برای معادله انرژی برابر با  $10^{-6}$  در نظر گرفته شده است و در همه حالت‌ها، شبیه‌سازی‌ها تا حصول همگرایی کامل همه معادلات ادامه یافته است.

### ۳- اعتبارسنجی و استقلال حل از شبکه

#### ۳-۱- اعتبارسنجی

به منظور اعتبارسنجی پژوهش حاضر، بخش تجربی پژوهش اسمیت و همکاران [۲۶] در نرم‌افزار انسیس فلونت شبیه‌سازی شده و نتایج به دست آمده با نتایج ایشان مقایسه شده است. از این رو آزمایش‌هایی که ایشان بر روی مبدل حرارتی دو لوله‌ای بدون نوار ماریچ و در حضور نوار ماریچ دو پره‌ای با نسبت پیچش ۸ انجام داده‌اند، شبیه‌سازی شده،

با توجه به خطوط جریان رسم شده به خوبی افزایش سرعت در پی افزایش تعداد پره و همچنین نحوه حرکت سیال در لوله داخلی مبدل و حول نوار ماریچ قابل ملاحظه است. دمای ورودی سیال گرم ۸۰ درجه سانتی‌گراد و دمای سیال سرد ۳۰ درجه سانتی‌گراد در نظر گرفته شده است و با توجه به این اختلاف دما بین سیال در دو لوله، خواص آب در دمای میانگین به نرم‌افزار اعمال شده است که در جدول ۲ آورده شده است.

جدول ۲- خواص ترموفیزیکی آب

پارامتر	مقدار	بُعد
چگالی	۹۸۵/۷	kg/m <sup>3</sup>
گرمای ویژه	۴۱۸۲	J/kg.K
هدایت حرارتی	۰/۶۳۶	W/m <sup>2</sup> K
ویسکوزیته	۰/۰۰۰۵۰۴۲	Kg/m.s

#### ۲-۲- معادلات حاکم

معادله بقای جرم در حالت پایا با توجه به این که چگالی سیال ثابت بوده و تولید جرم وجود ندارد، با رابطه (۳) بیان می‌شود. [۲۷]

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (3)$$

در معادله فوق  $\rho$  چگالی و  $\vec{v}$  بردار سرعت می‌باشد. معادله بقای ممنوم برای جریان تراکم‌ناپذیر با رابطه (۴) بیان می‌شود. [۲۷]

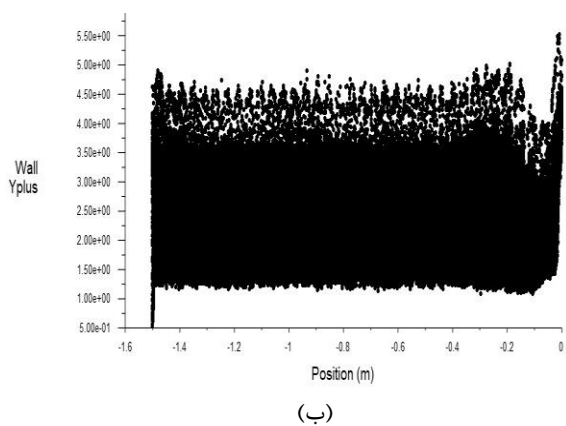
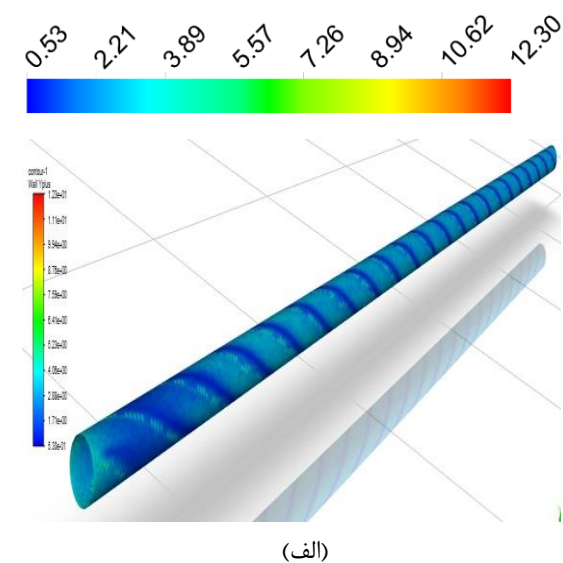
$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] + \frac{\partial(-\rho u_i' u_j')}{\partial x_j} \quad (4)$$

در معادله فوق  $\mu$  ویسکوزیته سیال،  $P$  فشار متوسط،  $u_i$  سرعت متوسط و  $u_i'$  مولفه نوسانی سرعت می‌باشد. معادله بقای انرژی نیز با رابطه (۵) بیان می‌شود. [۲۷]

$$\frac{\partial}{\partial x_i} [u_i(\rho E + P)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (5)$$

در معادله فوق  $T$  دما،  $k_{eff}$  ضریب هدایتی موثر برابر مجموع ضریب هدایت حرارتی توربولانس و ضریب هدایت حرارتی سیال می‌باشد و  $E$  انرژی کل سیال است. معادلات مدل

لوله‌ی داخلی مبدل همراه با نوار مارپیچ چهار پره و نسبت پیچش چهار که ریزترین شبکه‌بندی در مقایسه با دیگر مدل‌های مورد بررسی را دارد، قابل ملاحظه است. با توجه به پیچیدگی شبکه‌بندی و شبکه بی‌سامانی که در مدل‌های مورد بررسی استفاده شد و شکل (۴)، شبکه‌بندی انجام شده از کیفیت بسیار مطلوبی برخوردار است که در ادامه نیز مورد ارزیابی قرار گرفته است. لازم به ذکر است در شکل‌هایی که در ادامه آورده شده است، TT نمایانگر تعداد پره نوار مارپیچ بوده و PT نشان دهنده مبدل حرارتی دو لوله‌ای بدون نوار مارپیچ است.

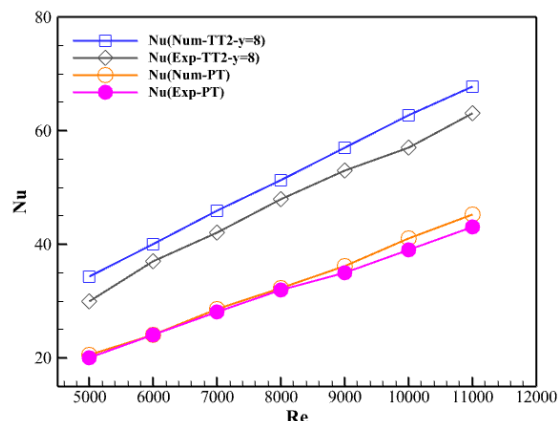


شکل ۴- مقدار  $Y^+$  بر روی سطح درونی لوله‌ی داخلی مبدل همراه با نوار مارپیچ چهار پره و نسبت پیچش چهار الف) کانتور سه بعدی ب) نمایش دو بعدی در امتداد طول لوله

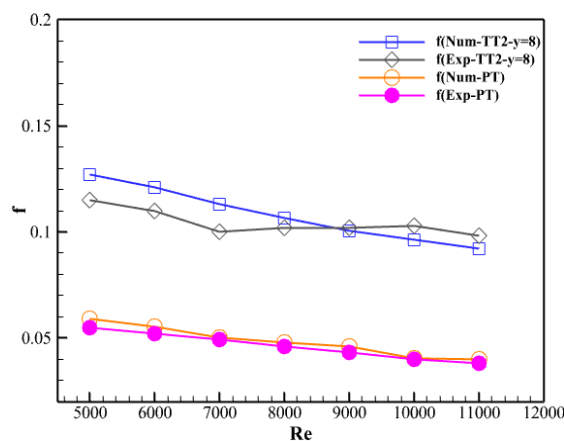
### ۳-۲- استقلال حل از شبکه

همچنین لازم به ذکر است جهت اطمینان از درستی و مناسب بودن شبکه‌بندی ایجاد شده، بر روی این حالت به بررسی استقلال حل از شبکه نیز پرداخته شد. به این منظور

عدد ناسلت و ضریب اصطکاک به دست آمده از شبیه‌سازی با نتایج ایشان در شکل (۳) مقایسه شده است.



(الف)



(ب)

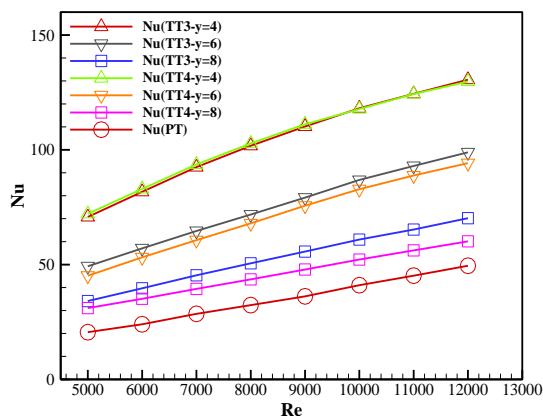
شکل ۳- مقایسه نتایج به دست آمده از شبیه‌سازی با نتایج اسمیت و همکاران [۲۶] الف) عدد ناسلت ب) ضریب اصطکاک مطابق شکل (۳) مشاهده می‌شود نتایج به دست آمده برای عدد ناسلت و ضریب اصطکاک از تطابق خوبی برخوردار بوده و می‌توان از اعتبار نتایجی که در ادامه آورده شده است اطمینان حاصل کرد. بیشترین خطای ضریب اصطکاک و عدد ناسلت در مدل شبیه‌سازی شده و مدل تجربی به ترتیب حدود  $12/3$  و  $9/2$  درصد بدست آمد و همانطور که از شکل (۳) قابل برداشت است، در جریان‌های با عدد رینولدز کم‌تر اختلاف ضریب اصطکاک در مدل شبیه‌سازی شده و مدل تجربی بیش‌تر از جریان‌های با عدد رینولدز بالاتر است. علت را می‌توان اینگونه جویا شد که هر چه مقدار عدد رینولدز کاهش یابد جریان از حالت مغشوش به حالت گذرا نزدیک‌تر شده و شبیه‌سازی با خطای بیشتری همراه است. در شکل (۴) مقدار  $Y^+$  بر روی سطح درونی



#### ۴- تحلیل نتایج

##### ۴-۱- تاثیر نوار مارپیچ بر عدد ناسلت

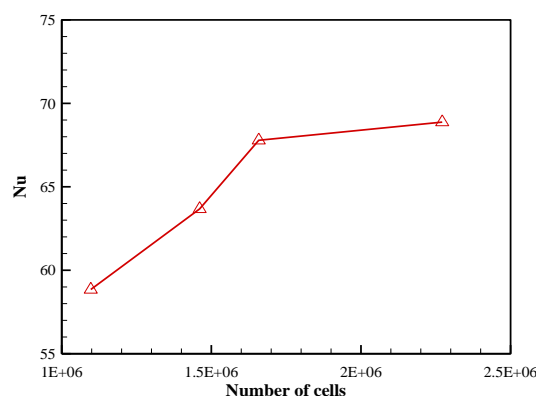
عدد ناسلت نمایانگر عملکرد حرارتی مبدل حرارتی است و به همین جهت در شکل (۷) عدد ناسلت در لوله داخلی بدون نوار مارپیچ و با نوار مارپیچ سه و چهار پره در نسبت‌های مختلف پیچش نشان داده شده است.



شکل ۷- عدد ناسلت به دست آمده از شبیه‌سازی در نمونه‌ها و اعداد رینولدز مختلف

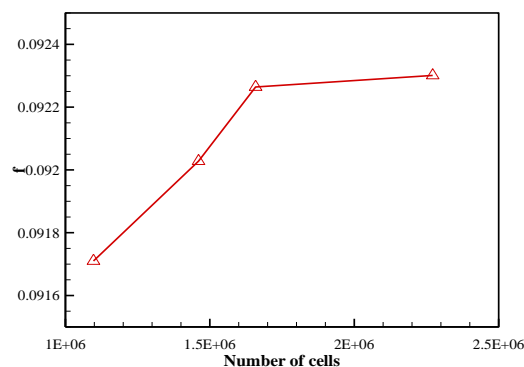
مطابق انتظار همان‌گونه که مشاهده می‌شود کم‌ترین عدد ناسلت مربوط به لوله بدون نوار مارپیچ می‌باشد. بنابراین اضافه کردن نوار مارپیچ به علت آن که باعث افزایش میزان آشفتگی جریان درون لوله شده و مخصوصاً چرخش جریان را افزایش می‌دهد، باعث بهبود تبادل حرارت شده است. همچنین با افزایش عدد رینولدز، باز هم به علت افزایش میزان آشفتگی و اغتشاشات جریان، عدد ناسلت افزایش یافته است که این امر با توجه به روابط تجربی که رابطه مستقیم عدد رینولدز و عدد ناسلت را بیان کرده‌اند قابل پیش بینی بود. نکته دیگر این است که کاهش نسبت پیچش که به معنای افزایش تعداد پیچش‌های نوار مارپیچ است، باعث افزایش عدد ناسلت شده است. این امر به دلیل آن است که افزایش تعداد پیچش‌ها نوار مارپیچ باعث افزایش میزان آشفتگی و چرخش جریان شده است. همچنین مطابق شکل (۷) مشاهده می‌شود بیش‌ترین عدد ناسلت مربوط به نوار مارپیچ چهار پره با نسبت پیچش ۴ می‌باشد. بیشینه عدد ناسلت در عدد رینولدز ۱۲۰۰۰ به دست آمده که مقداری برابر با ۱۳۰/۶ را به خود اختصاص داده است و نسبت به حالت متناظر خود در مبدل حرارتی بدون نوار مارپیچ ۱۶۳/۸ درصد بیش‌تر است. البته قابل ذکر است بیش‌ترین میزان افزایش مربوط به حالتی است که

چهار شبکه‌بندی با اندازه‌های مختلف در نرم‌افزار انسیس مشینگ تولید شده و شبیه‌سازی انجام شده است. عدد ناسلت و ضریب اصطکاک در لوله داخلی مطابق روابط ذکر شده در بخش معادلات حاکم محاسبه شده و در شکل‌های (۵) و (۶) نشان داده شده است. مطابق این دو شکل مشاهده می‌شود نتایج شبیه‌سازی با دو شبکه سوم و چهارم که به ترتیب دارای ۱۶۵۰۰۰۰ و ۲۲۵۰۰۰۰ سلول می‌باشند نزدیک به یکدیگر می‌باشد و به همین دلیل شبکه‌بندی سوم به عنوان شبکه‌بندی نهایی جهت انجام شبیه‌سازی‌ها انتخاب شده است.



شکل ۵- بررسی عدد ناسلت در فرآیند استقلال حل از شبکه در چهار شبکه‌بندی با سایز مختلف

با توجه به اینکه شبیه‌سازی انجام شده به منظور مقایسه عدد ناسلت، ضریب اصطکاک و همچنین ضریب عملکرد کلی مبدل در هندسه‌های مختلف از نوار مارپیچ در لوله‌ی داخلی مبدل انجام گرفت، به منظور بررسی استقلال حل از شبکه از دو پارامتر عدد ناسلت و همچنین ضریب اصطکاک استفاده شد که در هر دو شکل مشخص است که شبکه‌بندی در مرحله سوم مناسب بوده و نیاز به ریزتر کردن شبکه نیست.



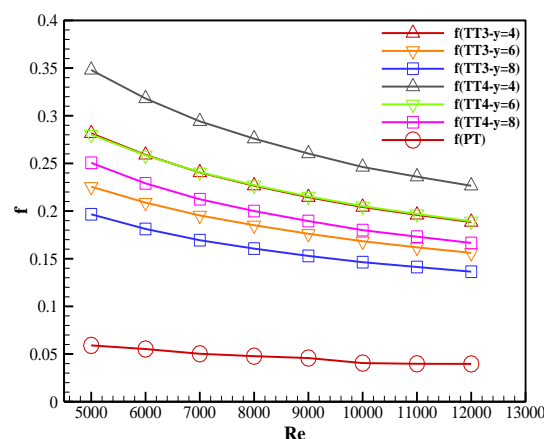
شکل ۶- بررسی ضریب اصطکاک در فرآیند استقلال حل از شبکه در چهار شبکه‌بندی با سایز مختلف

دارای نوار مارپیچ با سه پره است. دلیل این رخداد نیز آن است که افزایش تعداد پره باعث افزایش سطح تماس سیال و جامد شده که به افزایش میزان افت فشار و اصطکاک منجر شده است. نکته از پیش قابل انتظار دیگر این است که با افزایش عدد رینولدز ضریب اصطکاک در همه حالت‌ها کاهش می‌یابد. علاوه بر آن چه ذکر شد، با کاهش نسبت پیچش، ضریب اصطکاک افزایش می‌یابد زیرا همان‌گونه که گفته شد با کاهش نسبت پیچش نوار مارپیچ، طول گام نوار مارپیچ کاهش می‌یابد و در یک طول مشخص، افزایش تعداد چرخش نوار مارپیچ را در پی دارد که این امر آشفتگی جریان در داخل لوله را افزایش داده و جریان عبوری داخل لوله مسیر پیچیده‌تری را طی می‌کند. از طرف دیگر این امر باعث افزایش سطح تماس سیال و جامد می‌شود و این نیز به افزایش ضریب اصطکاک کمک می‌کند. مطابق شکل بیشترین ضریب اصطکاک متعلق به حالتی است که عدد رینولدز ۵۰۰۰ بوده و نوار مارپیچ دارای چهار پره با نسبت پیچش چهار می‌باشد. در این حالت ضریب اصطکاک نسبت به حالت متناظر خود در مبدل حرارتی بدون نوار مارپیچ، تقریباً ۴۹۰ درصد افزایش یافته است که مقدار بسیار قابل توجهی است. به جهت بررسی دقیق‌تر کانتور فشار نسبی در شش حالت شبیه‌سازی شده در شکل (۹) نشان داده شده است. مطابق شکل (۹) مشاهده می‌شود میزان افت فشار در مبدل حرارتی دارای نوار مارپیچ سه پره در هر نسبت پیچش از میزان افت فشار نمونه متناظر خود در حالتی که نوار مارپیچ چهار پره داشته باشد، کمتر است. همچنین می‌توان دید با افزایش نسبت پیچش نوار مارپیچ میزان افت فشار لوله داخلی مبدل حرارتی، کاهش می‌یابد. در این بین بیشترین میزان افت فشار که برابر با ۱۵۷/۵ پاسکال است، مربوط به لوله دارای نوار مارپیچ چهار پره‌ای با نسبت پیچش چهار بوده و کمترین میزان افت فشار که برابر با ۶۵/۳ پاسکال است، مربوط به نمونه‌ای است که در آن از نوار مارپیچ سه پره با نسبت پیچش هشت استفاده شده باشد. بنابراین با دقت در این کانتورها به راحتی می‌توان اثر وجود نوار مارپیچ و پارامترهای هندسی آن را بر روی افت فشار درون لوله مشاهده کرد.

عدد رینولدز برابر با ۵۰۰۰ است که عدد ناسلت افزایش ۲۴۴ درصدی را تجربه کرده است. در مورد مقایسه تعداد پره نیز می‌توان دید به طور کلی در نسبت‌های پیچش ۶ و ۸، نوار مارپیچی که تعداد پره کمتر دارد، عدد ناسلت بزرگ‌تری خواهد داشت اما در نسبت پیچش ۴، عدد ناسلت به دست آمده در مبدل حرارتی دارای نوار مارپیچ سه و چهار پره بسیار نزدیک یکدیگر هستند.

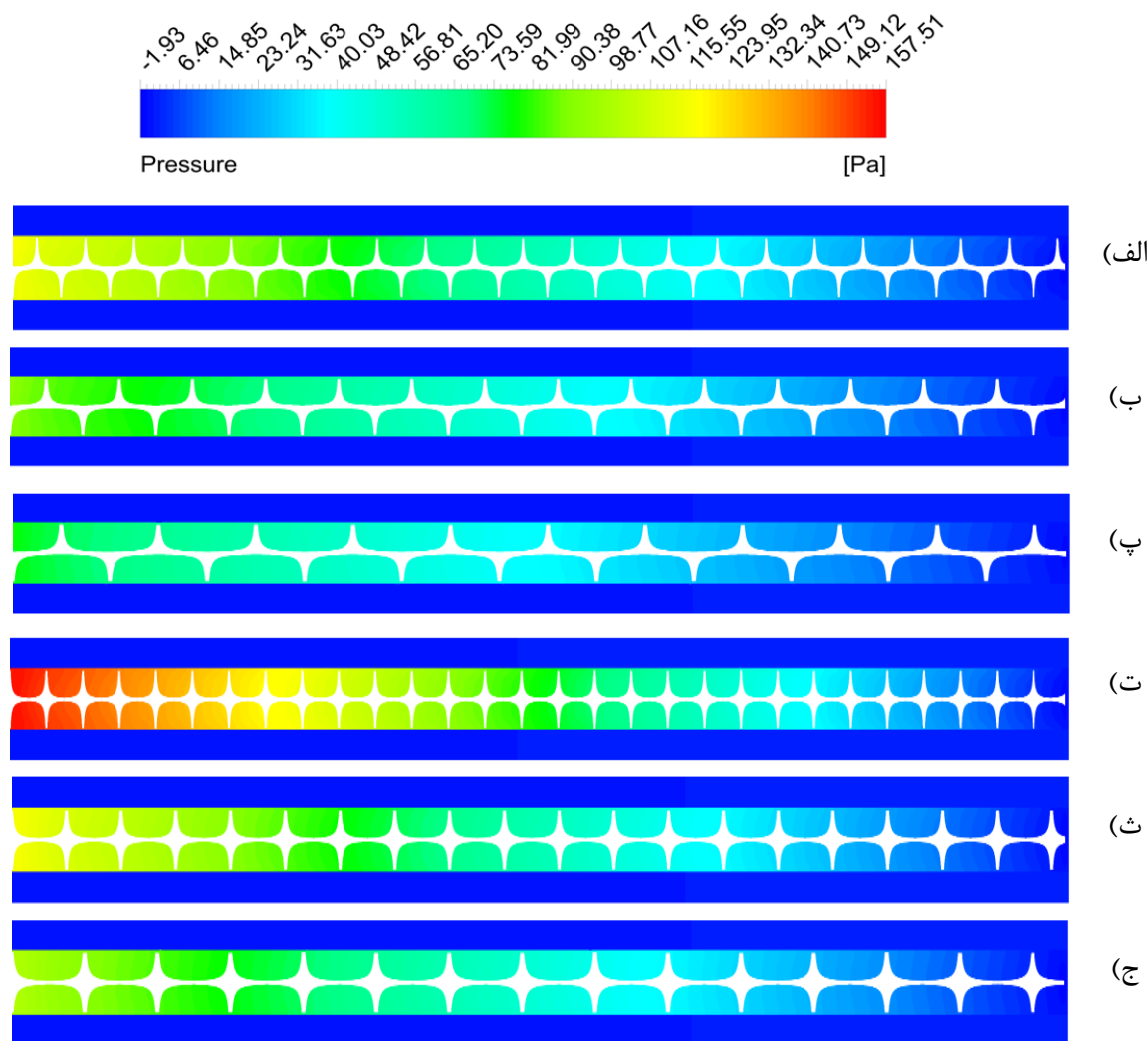
#### ۴-۲- تاثیر نوار مارپیچ بر ضریب اصطکاک

عامل مهم بعدی در بررسی عملکرد یک مبدل حرارتی ضریب اصطکاک می‌باشد. این ضریب مطابق با رابطه (۸) که در بخش‌های قبلی توضیح داده شد، در لوله داخلی مبدل حرارتی محاسبه شده و در شکل (۸) نشان داده شده است.



شکل ۸- ضریب اصطکاک به دست آمده از شبیه‌سازی در نمونه‌ها و اعداد رینولدز مختلف

مطابق انتظار دیده می‌شود حضور نوار مارپیچ باعث افزایش شدید ضریب اصطکاک یا همان افت فشار نسبت به حالتی که لوله دارای نوار مارپیچ نباشد، شده است. این امر به این دلیل است که این نوار از طرفی به عنوان یک مانع جلوی جریان عمل می‌کند و از طرف دیگر باعث افزایش سطح تماس سیال و جسم جامد می‌شود که هر دو این‌ها به افزایش افت فشار و در نتیجه ضریب اصطکاک منجر می‌شود. همچنین مشاهده می‌شود در اعداد پیچش ثابت، ضریب اصطکاک در لوله‌ای که دارای نوار مارپیچ با چهار پره است بیشتر از ضریب اصطکاک در لوله‌ای است که



شکل ۹- کانتور فشار به دست آمده از شبیه‌سازی در نمونه‌های مختلف در عدد رینولدز ۹۰۰۰ (الف) سه پره نسبت پیش‌شش چهار پره (ب) سه پره نسبت پیش‌شش شش پره (پ) سه پره نسبت پیش‌شش هشت پره (ت) چهار پره نسبت پیش‌شش چهار پره (ث) چهار پره نسبت پیش‌شش شش پره (ج) چهار پره نسبت پیش‌شش هشت

در این رابطه،  $Nu$  معرف عدد ناسلت،  $f$  معرف ضریب اصطکاک و زیرنویس  $s$  نمایانگر پارامتر مورد نظر در لوله بدون نوار مارپیچ می‌باشد. این ضریب اثر توانان عدد ناسلت و ضریب اصطکاک را نشان می‌دهد و نمایانگر بهبود عملکرد کلی مبدل حرارتی دارای نوار مارپیچ نسبت به مبدلی است که دارای نوار مارپیچ نمی‌باشد. ضریب عملکرد کلی برای مبدل حرارتی حاضر در شکل (۱۰) نشان داده شده است. با دقت در شکل دریافته می‌شود ضریب عملکرد کلی مبدل با نسبت پیش‌شش نوار مارپیچ، رابطه معکوس داشته و کاهش نسبت پیش‌شش باعث افزایش ضریب عملکرد کلی شده است. در واقع در این حالت، میزان افزایش عدد ناسلت به افزایش ضریب اصطکاک غلبه کرده و بنابراین هرچه میزان چرخش نوار مارپیچ بیشتر باشد مبدل حرارتی عملکرد بهتری

### ۴-۳- تاثیر نوار مارپیچ بر ضریب عملکرد کلی

با توجه به این‌که ضریب اصطکاک و عدد ناسلت معمولاً با تغییرات عدد رینولدز رفتاری عکس یکدیگر دارند، (با افزایش عدد رینولدز ضریب اصطکاک کاهش می‌یابد در صورتی که عدد ناسلت با افزایش همراه است)، جهت بررسی بهتر عملکرد حرارتی و هیدرودینامیکی مبدل در حالت‌های کلاسیک و مقایسه آن با مبدل ساده (مبدل بدون تغییرات هندسی در داخل و روی پوسته مبدل) از پارامتری به نام ضریب عملکرد کلی مبدل حرارتی که مطابق رابطه (۹) تعریف می‌شود استفاده شده است. [۲۹]

$$PEC = \eta = \frac{\frac{Nu}{Nus}}{\left(\frac{f}{f_s}\right)^{0.333}} \quad (9)$$

چهار پره‌ای در نسبت‌های پیچش بزرگ‌تر از ۸ توصیه نمی‌شود.

### ۵- نتیجه گیری

در این پژوهش به صورت عددی و به کمک نرم‌افزار انسیس فلوئنت جریان سیال در یک مبدل حرارتی دو لوله‌ای بررسی شده است. جهت بهبود عملکرد مبدل حرارتی یک نوار مارپیچ ثابت در لوله داخلی مبدل قرار داده شد و در اعداد رینولدز مختلف جریان در لوله داخلی به بررسی تغییر پارامترهای هندسی این نوار مارپیچ اعم از تعداد پره و نسبت پیچش پرداخته شد. پس از بررسی عدد ناسلت، ضریب اصطکاک و ضریب عملکردی کلی مبدل حرارتی نتایج حاصل شده شامل موارد زیر است.

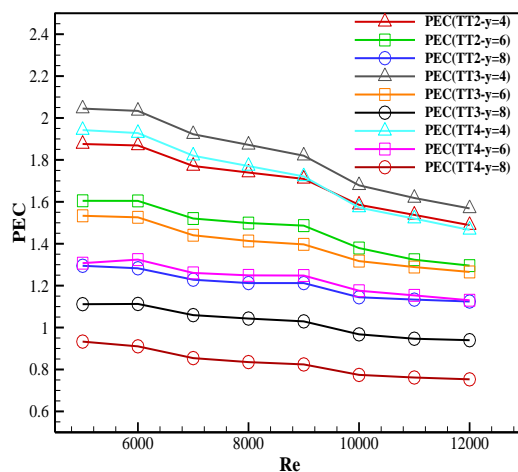
۱- با بررسی خطوط جریان سرعت می‌توان دریافت، با افزایش تعداد پره‌های نوار مارپیچ میزان سیال عبوری بین دو پره مجاور با کاهش همراه است، اما سرعت عبور جریان بین دو پره مجاور افزایش می‌یابد و در نهایت افزایش میانگین سرعت را در پی دارد. با کاهش نسبت پیچش نوار مارپیچ، سرعت جریان در لوله مبدل افزایش می‌یابد.

۲- با بررسی کانتورهای فشار می‌توان دریافت، با افزایش تعداد پره‌های نوار مارپیچ تغییرات فشار در لوله داخلی مبدل، افزایش می‌یابد و هر چه تعداد پره‌های نوار مارپیچ افزایش یابد، افت فشار بیشتری در لوله مبدل رخ می‌دهد. کاهش نسبت پیچش نوار مارپیچ (کاهش طول گام نوار مارپیچ در یک طول مشخص) افت فشار بیشتری را به همراه دارد و افزایش عدد رینولدز سیال در ورودی لوله مبدل، تغییرات فشار سیال در داخل لوله مبدل را افزایش می‌دهد.

۳- با بررسی نمودارهای ضریب اصطکاک نتیجه می‌شود که کاهش نسبت پیچش نوار مارپیچ (کاهش طول گام نوار مارپیچ در یک طول مشخص)، افزایش ضریب اصطکاک در لوله داخلی مبدل را در پی دارد. افزایش تعداد پره‌های نوار مارپیچ افزایش ضریب اصطکاک را به همراه دارد و افزایش عدد رینولدز سیال در ورودی لوله داخلی مبدل با وجود افزایش افت فشار، ضریب اصطکاک را کاهش می‌دهد.

۴- با بررسی نمودارهای عدد ناسلت می‌توان دریافت که با کاهش نسبت پیچش نوار مارپیچ عدد ناسلت که رابطه مستقیم با ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی و ضریب عملکرد حرارتی دارد، با افزایش همراه است و از طرفی این افزایش با تعداد پره‌های نوار مارپیچ رابطه مستقیم دارد یعنی با

خواهد داشت. لازم به ذکر است به منظور مقایسه بهتر عملکرد مبدل حرارتی در حالت‌های مختلف استفاده از نوار مارپیچ و تاثیر آن بر عملکرد مبدل، نتایج مبدل حرارتی همراه با نوار مارپیچ دو پره در سه نسبت پیچش چهار، شش و هشت نیز ارائه شد. با بررسی بیشتر شکل (۱۰) می‌توان دریافت زمانی که نسبت پیچش پایین باشد (نسبت پیچش چهار) نوارهای مارپیچ با تعداد پره بیشتر (سه پره و چهار پره) عملکرد بهتری نسبت به نوار مارپیچ دو پره دارند و از طرفی زمانی که نسبت پیچش افزایش یابد و به عدد هشت برسد، نوار مارپیچ دو پره عملکرد بهتری نسبت به نوار مارپیچ سه و چهار پره خواهد داشت. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت عملکرد نوار مارپیچ با تعداد پره بالا در اعداد پیچش کوچک بهتر می‌باشد. در نتیجه در صورتی که امکان تولید نوار مارپیچ با نسبت پیچش پایین نباشد، بهتر است تعداد پره‌های نوار مارپیچ کاهش یابد. همچنین می‌توان دریافت افزایش عدد رینولدز با کاهش ضریب عملکرد کلی مبدل حرارتی همراه است بدین علت که در سرعت‌های بالا تاثیر نوار مارپیچ بر آشفتگی جریان کاهش یافته و آشفتگی ایجاد شده به سبب افزایش سرعت در داخل لوله مبدل است نه استفاده از نوار مارپیچ.



شکل ۱۰- ضریب عملکرد کلی مبدل حرارتی به دست آمده از شبیه‌سازی در نمونه‌ها و اعداد رینولدز مختلف

نکته قابل توجه این است که نوار مارپیچ چهار پره با نسبت پیچش ۸ دارای ضریب عملکرد کوچک‌تر از یک می‌باشد در صورتی که در مابقی نمونه‌ها ضریب عملکرد کلی مبدل حرارتی بیشتر از یک است. همچنین برای نوار مارپیچ سه پره‌ای با نسبت پیچش ۸ ضریب عملکرد کلی تقریباً در حدود یک می‌باشد. بنابراین استفاده از نوار مارپیچ سه و

ضریب عملکرد را به همراه ندارند بلکه باعث کاهش ضریب عملکرد می‌شوند. به عنوان مثال استفاده از نوار مارپیچ چهار پره با نسبت پیچش هشت به جای نوار مارپیچ دو پره با همین نسبت پیچش نه تنها ضریب عملکرد را افزایش نمی‌دهد بلکه باعث کاهش ضریب عملکرد می‌شود. نهایتاً نتیجه می‌شود که تغییرات مناسب در نسبت پیچش و تعداد پره نوار مارپیچ بایستی در کنار یکدیگر اعمال شود و با تغییر هر یک به تنهایی ممکن است نتیجه مطلوب حاصل نشود.

### فهرست علائم

#### علائم لاتین

$C_p$	ظرفیت گرمایی ویژه، $J/kg \text{ } ^\circ C$
D	قطر لوله، $m$
$D_h$	قطر هیدرولیکی، $m$
E	انرژی کل، J
f	ضریب اصطکاک
k	انرژی جنبشی توربولانس
L	طول لوله‌های مبدل، $m$
Nu	عدد ناسلت
p	فشار، Pa
PEC	ضریب عملکرد کلی مبدل حرارتی
Re	عدد رینولدز
T	دما، K

#### علائم یونانی

$\gamma$	نسبت پیچش نوار پیچ‌خورده
$\delta$	ضخامت نوار پیچ‌خورده، $m$
$\eta$	ضریب عملکرد کلی
$\mu$	ویسکوزیته دینامیکی، $kg/m.s$
$\rho$	چگالی، $kg/m^3$
$\lambda$	ضریب هدایت گرمایی، $W/m.K$

افزایش تعداد پره‌های نوار مارپیچ تغییرات عدد ناسلت در پی تغییرات نسبت پیچش افزایش می‌یابد. همچنین با افزایش عدد رینولدز سیال در ورودی لوله داخلی مبدل، عدد ناسلت افزایش می‌یابد.

۵- با بررسی نمودارهای ضریب عملکرد حرارتی نتیجه می‌شود، کاهش نسبت پیچش، ضریب عملکرد حرارتی را افزایش می‌دهد، اما با افزایش تعداد پره‌های نوار مارپیچ نمی‌توان در مورد افزایش و یا کاهش ضریب عملکرد حکم قطعی داد و در صورتی افزایش تعداد پره‌های نوار مارپیچ گزینه مناسبی به منظور استفاده در داخل لوله مبدل است و ضریب عملکرد را افزایش می‌دهد که نسبت پیچش به اندازه کافی کوچک باشد. به عنوان نمونه نوار مارپیچ چهار پره با نسبت پیچش هشت گزینه مناسبی در هیچ عدد رینولدزی نمی‌باشد و ضریب عملکردی زیر یک دارد اما به وضوح مشخص است که همین نوار مارپیچ با نسبت پیچش چهار کاملاً گزینه مناسبی به منظور استفاده در داخل لوله مبدل در هر عدد رینولدزی است و در تمام اعداد رینولدز ضریب عملکردی بالای  $1/43$  دارد. که بسیار مناسب است. همچنین با افزایش عدد رینولدز سیال در ورودی لوله مبدل، ضریب عملکرد کاهش می‌یابد.

۶- با بررسی انجام شده می‌توان دریافت که استفاده از نوار مارپیچ در داخل لوله مبدل حرارتی با ضریب عملکرد بالا لزوماً عدد ناسلت بالاتر و نهایتاً انتقال حرارت بیشتر را در پی ندارد و بیشترین انتقال حرارت در حالتی رخ می‌دهد که، عدد ناسلت بزرگ‌تر باشد و در برخی موارد عدد ناسلت بزرگ‌تر اهمیت بیشتری در مقایسه با ضریب عملکرد حرارتی بزرگ‌تر دارد.

۷- با تحلیل نتایج می‌توان دریافت هیچ کدام از تغییرات اعمال شده به تنهایی نمی‌توانند باعث افزایش ضریب عملکرد حرارتی شوند و حتی اگر تغییرات مثبتی را به وجود بیاورند ناچیز است. به عنوان مثال، نشان داده شد که کاهش نسبت پیچش در هر حالتی افزایش ضریب عملکرد حرارتی را در پی دارد اما نتایج نشان می‌دهند که این تغییرات با افزایش تعداد پره‌های نوار مارپیچ، افزایش می‌یابد به عبارت دیگر اگر بخواهیم از نوار مارپیچ با نسبت پیچش کوچک (چهار) استفاده کنیم، برای به دست آوردن ضریب عملکرد بزرگ‌تر بایستی از نوار مارپیچ با تعداد پره‌های بیشتر استفاده نمود. در بعضی از مواقع اگر تغییرات اعمال شده در جای مناسب استفاده نشوند، نه تنها افزایش

زیر نویس‌ها	o	لوله خارجی
i	s	مبدل بدون نوار مارپیچ

## مراجع

- [1] K. Kamani, R. Rafai. "Investigation of heat transfer and laminar flow of nanofluids from the perspective of the second law of thermodynamics in a counterflow heat exchanger." *Modeling in Engineering* 13, no. 41(2015): 47-57. (in Persian)
- [2] M. Ziaei-Rad, M. Beigi Harchegani. "Numerical study of heat transfer and pressure drop in forced flow of nanofluid inside a toothed tube." *Modeling in Engineering* 15, no. 49 (2017): 65-76. (in Persian)
- [3] M. Dehghan, N. Tirandaz, M.S. Valipour. "Spiral two-tube heat exchanger filled with porous medium under asymmetric heat flux." *Modeling in Engineering* 16, no. 52 (2018): 409-418. (in Persian)
- [4] A. Nematpour Keshtali, M. Sheikholeslami. "Numerical investigation of freezing behavior inside a three-pipe heat exchanger containing phase change materials using fins." *Modeling in Engineering* 17, no. 57 (2019): 327-338. (in Persian)
- [5] M. Omid, M. Farhadi, and M. Jafari. "A comprehensive review on double pipe heat exchangers." *Applied Thermal Engineering* 110 (2017): 1075-1090.
- [6] B. Samutpraphut, S. Eiamsa-ard, V. Chuwattanakul, C. Thianpong, N. Maruyama, and M. Hirota. "Influence of sawtooth twisted tape on thermal enhancement of heat exchanger tube." *Energy Reports* 9 (2023): 696-703.
- [7] N.F. Hamza, and S. Aljabair. "Numerical and experimental investigation of heat transfer enhancement by hybrid nanofluid and twisted tape." *Engineering and Technology Journal* 41, no. 1 (2023): 69-85.
- [8] L.S. Sundar. "Heat transfer, friction factor and exergy efficiency analysis of nanodiamond-Fe<sub>3</sub>O<sub>4</sub>/water hybrid nanofluids in a tube with twisted tape inserts." *Ain Shams Engineering Journal* 14, no. 9 (2023): 102068.
- [9] A. Kumar, M. Ashraf Ali, R. Maithani, N. Kumar Gupta, S. Sharma, S. Kumar, L. Sharma et al. "Experimental analysis of heat exchanger using perforated conical rings, twisted tape inserts and CuO/H<sub>2</sub>O nanofluids." *Case Studies in Thermal Engineering* 49 (2023): 103255.
- [10] V. Chuwattanakul, K. Wongcharee, P. Ketain, S. Chamoli, C. Thianpong, and S. Eiamsa-ard. "Aerothermal performance evaluation of a tube mounted with broken V-ribbed twisted tape: effect of forward/backward arrangement." *Case Studies in Thermal Engineering* 41 (2023): 102642.
- [11] M.M. Soltani, M. Gorji-Bandpy, A. Vaisi, and R. Moosavi, "Heat transfer augmentation in a double-pipe heat exchanger with dimpled twisted tape inserts: an experimental study." *Heat and Mass Transfer* (2022): 1-16.
- [12] P.B. Dehankar, K. Joshi, V.A. Bhosale, and R.N. Mulik. "Assessment of twist tape thermal performance in heat transfer passive augmentation technique." *Beni-Suef University Journal of Basic and Applied Sciences* 11, no. 1 (2022): 1-19.
- [13] B.K. Dandoutiya and A. Kumar. "W-cut twisted tape's effect on the thermal performance of a double pipe heat exchanger: a numerical study." *Case Studies in Thermal Engineering* 34 (2022): 102031.
- [14] M. Noorbakhsh, S.S.M. Ajarostaghi, M. Zaboli, and B. Kiani. "Thermal analysis of nanofluids flow in a double pipe heat exchanger with twisted tapes insert in both sides." *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry* (2022): 1-12.
- [15] S.K. Singh and J. Sarkar. "Improving hydrothermal performance of double-tube heat exchanger with modified twisted tape inserts using hybrid nanofluid." *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry* 143, no. 6 (2021): 4287-4298
- [16] M. A. Hassan, M. A. Kassem, and A. Kaood, "Numerical investigation and multi-criteria optimization of the thermal-hydraulic characteristics of turbulent flow in conical tubes fitted with twisted tape insert," *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, pp. 1-22, 2021.
- [17] J. Moya-Rico, A. Molina, J. Belmonte, J. C. Tendero, and J. Almendros-Ibáñez. "Experimental characterization of a double tube heat exchanger with inserted twisted tape elements." *Applied Thermal Engineering* 174 (2020): 115234.

- [18] A. Vaisi, R. Moosavi, M. Lashkari, and M.M. Soltani. "Experimental investigation of perforated twisted tapes turbulator on thermal performance in double pipe heat exchangers." *Chemical Engineering and Processing-Process Intensification* 154 (2020): 108028.
- [19] K. Sivakumar, K. Rajan, T. Mohankumar, and P. Naveenchnadran. "Analysis of heat transfer characteristics with triangular cut twisted tape (TCTT) and circular cut twisted tape (CCTT) inserts." *Materials Today: Proceedings* 22 (2020): 375-382.
- [20] S. Sharma, A. Kumar, and R. Maithani. "Influence of twisted tape with collective protruded rib parameters of thermal-hydraulic performance of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O nanofluid flow in heat exchanger tube." *Materials Today: Proceedings* 50 (2022): 1129-1133.
- [21] S.K. Singh and A. Kumar. "Experimental study of heat transfer enhancement from dimpled twisted tape in double pipe heat exchanger." *Int. J. Mech. Prod. Eng. Res. Dev* 10 (2020): 469-482.
- [22] S. Zhang, L. Lu, C. Dong, and S.H. Cha. "Performance evaluation of a double-pipe heat exchanger fitted with self-rotating twisted tapes." *Applied Thermal Engineering* 158 (2019): 113770.
- [23] S. Zhang, L. Lu, C. Dong, and S.H. Cha. "Thermal characteristics of perforated self-rotating twisted tapes in a double-pipe heat exchanger." *Applied Thermal Engineering* 162 (2019): 114296.
- [24] C. Qi, G. Wang, Y. Yan, S. Mei, and T. Luo. "Effect of rotating twisted tape on thermo-hydraulic performances of nanofluids in heat-exchanger systems." *Energy Conversion and Management* 166 (2018): 744-757.
- [25] N.R. Kumar, P. Bhramara, A. Kirubeil, L.S. Sundar, M.K. Singh, and A.C. Sousa. "Effect of twisted tape inserts on heat transfer, friction factor of Fe<sub>3</sub>O<sub>4</sub> nanofluids flow in a double pipe U-bend heat exchanger." *International Communications in Heat and Mass Transfer* 95 (2018): 53-62.
- [26] S. Eiamsa-ard, C. Thianpong, and P. Promvonge. "Experimental investigation of heat transfer and flow friction in a circular tube fitted with regularly spaced twisted tape elements." *International Communications in Heat and Mass Transfer* 33, no. 10 (2006): 1225-1233.
- [27] Lienhard, John H. *A heat transfer textbook*. Phlogistron, 2005.
- [28] ANSYS Fluent Theory Guide 2015.
- [29] M.M. Elias, I.M. Shahrul, I.M. Mahbulul, R. Saidur, and N.A. Rahim. "Effect of different nanoparticle shapes on shell and tube heat exchanger using different baffle angles and operated with nanofluid." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 70 (2014): 289-297.