



بررسی عددی جریان رفت و برگشتی در خنک کن پوسته و لوله‌ای موتور استرلینگ گاما

اسما دهقان¹، علی کشاورز ولیان^{2*}، علیرضا بتویی³ حجت صابری نژاد³

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

2- استاد مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

3- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

* تهران، صندوق پستی 19395-1999، keshavarz@kntu.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 09 مرداد 1396

پذیرش: 21 شهریور 1396

ارائه در سایت: 05 آبان 1396

کلید واژگان:

جریان نوسانی

خنک کن

مبدل پوسته و لوله

عدد ناسلت

ضریب اصطکاک

چکیده

یکی از مهم‌ترین مشخصه‌های جریان در مبدل‌های حرارتی موتور استرلینگ، نوسانی بودن جریان است. در این تحقیق جریان رفت و برگشتی در خنک‌کن موتور استرلینگ به صورت عددی مورد بررسی قرار گرفته است. حل عددی براساس روش حجم محدود و الگوریتم فشار مینا در کد تجاری نرم‌افزار فلونتنت انجام شده است. مبدل حرارتی از نوع پوسته و لوله، مایع-گاز است. سیال عامل به صورت گاز، در داخل لوله‌ها و سیال خنک‌کننده، آب در اطراف لوله‌ها در جریان است. ضریب انتقال حرارت، اختلاف دمای سیال عامل و دیواره، عدد ناسلت و ضریب اصطکاک در فشار کاری و فرکانس نوسان متفاوت برای سه سیال هلیوم، کربن‌دی‌اکسید و نیتروژن به‌دست آورده شده است. عدد ناسلت، ضریب انتقال حرارت و اختلاف دمای سیال عامل و دیواره، با افزایش فرکانس نوسان و فشار کاری افزایش می‌یابد و ضریب اصطکاک کاهش می‌یابد. هلیوم دارای بیشترین ضریب انتقال حرارت و ضریب اصطکاک و کمترین اختلاف دما بین سیال عامل و دیواره است. در بیشترین فشار کاری و فرکانس نوسان، بیشترین عدد ناسلت و کمترین ضریب اصطکاک برای کربن دی‌اکسید به‌دست آمد. در انتها، رابطه‌ای برای عدد ناسلت و ضریب اصطکاک برای هلیوم، کربن‌دی‌اکسید و نیتروژن برای محدوده عدد رینولدز جنبشی 2.96-212.50 با مقدار خطا 0.23-8.07% پیشنهاد شده است.

Numerical investigation of reciprocating flow in a shell and tube heat exchanger used as a cooler in gamma Stirling engine

Asma Dehghan, Ali Keshavarz Valian*, Alireza Batooei, Hojjat Saberinejad

Department of Mechanical Engineering, Khaje Nasir Toosi University of Technology, Tehran, Iran

* P.O.B. 19395-1999, Tehran, Iran, keshavarz@kntu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper

Received 31 July 2017

Accepted 12 September 2017

Available Online 27 October 2017

Keywords:

Oscillating flow

Cooler

Shell and tube heat exchanger

Nusselt number

Friction coefficient

ABSTRACT

Oscillating flow is one of the most important characteristics of flow in stirling engine heat exchangers. In this study reciprocating flow in stirling engine cooler is investigated numerically. Numerical solution is based on finite volume and pressure based algorithm by using the commercial CFD code fluent. A Shell and tube type heat exchanger used as cooler. The working fluid, gas flows inside the tubes while the cooling fluid, water flows around the tubes. The heat transfer coefficient, temperature difference between tube walls and working fluid, Nusselt number and friction coefficient are calculated for Helium, Carbon dioxide and Nitrogen at different operating pressure and oscillating frequency. The Nusselt number, heat transfer coefficient and temperature difference between tube walls and working fluid increase with increase of operating pressure or oscillating frequency while Friction coefficient decreases. Helium has the highest heat transfer coefficient and friction coefficient and the lowest temperature difference between tube walls and working fluid. At the highest operating pressure and oscillating frequency, Carbon dioxide has the highest Nusselt number and the lowest Friction coefficient. Finally empirical equations for Nusselt number and friction coefficient are proposed for Helium, Carbon dioxide and Nitrogen, the error of the equations are within 0.23-8.07% when the range of kinetic Reynolds number is 2.96-212.50.

1- مقدمه

پالسی³ دسته‌بندی می‌شود. در جریان پالسی جهت جریان ثابت بوده و میانگین سرعت نوسانی در آن صفر نیست، مثل جریان خون در رگ‌ها، اما در جریان‌های رفت و برگشتی جهت جریان تغییر کرده و میانگین سرعت در آن‌ها، صفر است. جریان در موتور استرلینگ از نوع رفت و برگشتی است. ریچاردسون و تیلور [1] با مطالعه جریان نوسانی در لوله نشان دادند که

از جمله مشخصه‌های اصلی جریان در خنک‌کن موتور استرلینگ، جریان نوسانی¹ است. نوسانی بودن جریان تأثیر زیادی بر روی ضریب انتقال حرارت و افت فشار دارد. جریان نوسانی به دو دسته جریان رفت و برگشتی² و جریان

³ Pulsating

¹ Oscillating flow

² Reciprocating flow

Please cite this article using:

A. Dehghan, A. Keshavarz Valian, A. Batooei, H. Saberinejad, Numerical investigation of reciprocating flow in a shell and tube heat exchanger used as a cooler in gamma Stirling engine, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 10, pp. 359-366, 2017 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

یک طرفه را به‌عنوان تقریبی برای بررسی انتقال حرارت جابجایی جریان نوسانی در مبدل دو لوله‌ای به عنوان گرم‌کن و خنک‌کن موتور استرلینگ به صورت عددی مورد بررسی قرار دادند و نشان دادند ضریب اصطکاک به‌دست آمده از روابط جریان نوسانی کمتر از تقریب‌های جریان های یک طرفه است. آن‌ها با افزودن صفحات جانبی^۴ به داخل لوله نشان دادند که انتقال حرارت و افت‌های اصطکاک افزایش یافته است. تانگ [15] معیار تشابهی برای توصیف جریان و مشخصات انتقال حرارت جریان نوسانی براساس معادلات جریان تراکم پذیر ویسکوز ناپایا به‌دست آورد. اکسیاو و همکاران [16] مدل سرعت پیچیده‌ای را برای جریان آرام توسعه یافته نوسانی پیشنهاد کردند. نشان دادند ماکزیمم سرعت بی‌بعد با افزایش عدد رینولدز جنبشی کاهش می‌یابد و سرعت در مرکز منبسط‌تر می‌گردد در نتیجه لایه استوکس باریک‌تر می‌گردد. اکسیاو و همکاران [17] با بررسی انتقال حرارت جریان نوسانی در گرم‌کن چند لوله‌ای موتور استرلینگ نشان دادند افزایش فشار کاری باعث بهبود اثر حرارت ورودی و کاهش دمای دیواره گرم‌کن می‌شود. پن و همکاران [18] به صورت عددی براساس معادله ناویر استوکس افت فشار و انتقال حرارت جریان نوسانی را در یک مبدل حرارتی لوله حلقوی مارپیچی بررسی کردند. نتایج حاکی از آن است که در فرکانس‌های پایین انتقال حرارت و افت فشار مبدل لوله حلقوی مارپیچی نسبت به لوله صاف بیشتر است. قیث و همکاران [19] با بررسی پارامترهای مختلف به بهینه‌سازی عملکرد موتور استرلینگ نوع گاما پرداختند. نی و همکاران [20] انتقال حرارت در جریان نوسانی در لوله یو شکل در موتور استرلینگ را برای سیال عامل‌های مختلف به صورت تجربی بررسی کردند و نشان دادند ضریب انتقال حرارت با افزایش فشار و سرعت دورانی افزایش و با افزایش درجه حرارت کاهش می‌یابد. فرضی و همکاران [21] عدد ناسلت و ضریب اصطکاک را در جریان رفت و برگشتی در گرم‌کن موتور استرلینگ به صورت عددی بررسی کردند و نشان دادند در جریان رفت و برگشتی با انتقال جریان از آرام به آشفته مقدار عدد ناسلت و افت فشار بهبود می‌یابند. کاتو و همکاران [22] با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی برای یک موتور استرلینگ گاما با مبدل حرارتی صفحه‌ای تأثیر هندسه و سرعت را بر روی دما بررسی کردند. آن‌ها توزیع دما در محفظه انبساط، رابطه میان دمای ورودی و دمای میانگین و دما در مبدل‌های حرارتی را با استفاده از مدل اشیمیت به‌دست آوردند. در اکثر مطالعات گذشته در مبدل‌های موتور استرلینگ برای دیواره شرط دما ثابت و یا شار ثابت در نظر گرفته شده است. در این تحقیق با بررسی جریان رفت و برگشتی در مبدل پوسته و لوله، دمای دیواره به‌عنوان یک متغیر به‌دست آورده شده است.

2- بیان مسئله

در این پژوهش جریان رفت و برگشتی در خنک‌کن موتور استرلینگ ST500 به‌صورت عددی مورد بررسی قرار گرفته است. این موتور استرلینگ از نوع گاما است. "شکل 1" نمایی از این موتور را نشان می‌دهد. مشخصات محفظه تراکم و خنک‌کن این موتور در جدول 1 آورده شده است. در این تحقیق برای خنک‌کن موتور، مبدل پوسته و لوله به‌کار برده شده است. با توجه به بار حرارتی که باید در خنک‌کن موتور ST500 از سیال عامل دفع شود، 91 لوله با قطر 2 میلی‌متر در مبدل پوسته و لوله موردنیاز است. سیال کاری در موتور استرلینگ، در هر سیکل بین محفظه انبساط و محفظه تراکم جابجا می‌گردد. در نتیجه خصوصیات جریان مثل فشار، سرعت، انتقال حرارت و غیره تابع زمان بوده و عموماً به‌صورت سینوسی تغییر می‌کنند [4]. جریان در

ماکزیمم سرعت در مرکز لوله رخ نمی‌دهد بلکه در نزدیکی دیواره رخ می‌دهد. به این اثر، اثر حلقوی^۱ یا اثر ریچاردسون گفته می‌شود. کانزاکا و ایوبوآچی [2] انتقال حرارت جریان نوسانی در مبدل‌های حرارتی یک موتور استرلینگ را بررسی کردند و اثر دور موتور، فشار و اختلاف فاز پیستون‌ها را براساس مدل اشیمیت بر روی انتقال حرارت بررسی کردند. کانزاکا و ایوبوآچی [3] نشان دادند اختلاف فاز پیستون‌ها بر روی سرعت گاز در لوله‌ها تأثیر دارد. سیمون و سیومی [4] انتقال حرارت در مبدل‌های موتور استرلینگ را مورد بررسی قرار دادند و تفاوت معادله‌های حاکم بر جریان پایدار و جریان نوسانی را بیان کردند. آن‌ها نشان دادند که موتورهای استرلینگ امروزی در ناحیه گذار آرام به مغشوش کار می‌کنند. تانگ و چنگ [5] آنالیز آماری چند متغیره برای انتقال حرارت در جریان رفت و برگشتی در لوله انجام دادند. آن‌ها رابطه‌ای برای عدد ناسلت متوسط سیکل براساس سه پارامتر تشابهی عدد رینولدز، عدد رینولدز جنبشی^۲ و دامنه بی‌بعد سیال برای هوا ارائه کردند. ژائو و چنگ [6] با حل عددی جریان نوسانی در یک لوله با طول محدود نشان دادند که در جریان نوسانی 3 نوع رژیم جریان وجود دارد: رژیم جریان ورودی، رژیم جریان خروجی و رژیم جریان توسعه یافته. ژائو و چنگ [7] به‌صورت تجربی جریان نوسانی در لوله گرم شده را مورد مطالعه قرار دادند و نشان دادند که گذار به جریان مغشوش در جریان نوسانی به دو پارامتر، دامنه بی‌بعد نوسان و عدد رینولدز جنبشی بستگی دارد. آن‌ها معیاری را برای گذار به جریان مغشوش طبق رابطه (1) ارائه کردند.

$$A_0 \sqrt{Re_\omega} > 761 \quad (1)$$

ژائو و چنگ [8] به‌صورت عددی انتقال حرارت در جریان رفت و برگشتی در لوله گرم شده با طول محدود و دمای دیواره ثابت را مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها نشان دادند که اثرات حلقوی در پروفیل دما در نزدیکی ورودی و خروجی جریان، در هر نیم سیکل در اعداد رینولدز جنبشی بالا مشاهده می‌شود. ماکلی و استون استریت [9] جریان نوسانی و جریان پایدار را در لوله بافل‌دار^۳ و لوله صاف مقایسه کردند و نشان دادند جریان نوسانی در لوله بافل‌دار انتقال حرارت بیشتری دارد و جریان نوسانی در اعداد رینولدز کم عملکرد انتقال حرارت بهتری دارد. بویر و همکاران [10] به‌صورت تجربی انتقال حرارت جریان نوسانی در داخل لوله استوانه‌ای را مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها پروفیل دما را در نزدیک دیواره و در سیال، در شرایط مختلف جریان نوسانی به‌دست آوردند. آکداگ و ازگوک [11] انتقال حرارت در جریان نوسانی حلقوی در یک لوله عمودی را به‌صورت تجربی مورد بررسی قرار دادند و نشان دادند انتقال حرارت جریان نوسانی به طور چشم‌گیری به فرکانس و دامنه نوسان بستگی دارد. الاحوانی و همکاران [12] عملکرد مبدل پوسته و لوله به‌صورت خم زانویی را برای خنک‌کن و گرم‌کن ماشین استرلینگ نوع آلفا به‌صورت تجربی مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها سه چیدمان متفاوت برای لوله‌های مبدل در قالب هشت هندسه متفاوت به‌صورت تجربی مورد آزمایش قرار دادند. الاحوانی و همکاران [13] به‌منظور توسعه کار قبلی خود، همان مبدل خم زانویی با هشت هندسه متفاوت را برای یک موتور استرلینگ نوع آلفا به‌کار بردند و افت فشار و ضریب انتقال حرارت را مورد مطالعه قرار دادند. یک برنامه کامپیوتری برای حل عددی سیکل استرلینگ براساس تئوری اشیمیت انجام شده و برای سیال عامل نیتروژن مناسب‌ترین نسبت کورس به قطر، زاویه فاز و سرعت در فشار کاری 40 بار به‌دست آورده شد. کوسا و همکاران [14] روابط جریان کاملاً آرام و مغشوش جریان پایدار

¹ Annular effect

² Kinetic Reynolds

³ Baffled tube

⁴ slot

شده در معادله (4) نشان داده شده است. معادله‌های بقای جرم، مومنتم و انرژی برای جریان رفت و برگشتی به صورت معادله‌های (5) تا (7) است [6].

$$P = \frac{p}{\rho u_{\max}^2}, \tau = \omega t, V = \frac{u_m}{u_{\max}}, \theta = \frac{(T-T_i)}{(T_w-T_i)} \quad (4)$$

$$\nabla \cdot \bar{V} = 0 \quad (5)$$

$$\frac{\partial \bar{V}}{\partial \tau} + \frac{A_0}{2} [(\bar{V} \cdot \nabla) \bar{V} + \nabla P] = \frac{1}{Re_\omega} (\nabla^2 \bar{V}) \quad (6)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} + \frac{A_0}{2} (\bar{V} \cdot \nabla) \theta = \frac{1}{Re_\omega Pr} (\nabla^2 \theta) \quad (7)$$

دامنه بی‌بعد نوسان سیال و عدد رینولدز جنبشی به صورت معادله (8) و (9) است.

$$A_0 = \frac{x_{\max}}{D} \quad (8)$$

$$Re_\omega = \frac{\omega D^2}{\nu} \quad (9)$$

معادله (7) نشان می‌دهد در یک دامنه بی‌بعد و عدد پرانتل مشخص سیال، عدد رینولدز جنبشی در جریان نوسانی همان نقش عدد رینولدز در جریان پایدار تک جهتی را دارد که ضخامت لایه مرزی حرارتی را کنترل می‌کند. در جریان نوسانی، نرخ انتقال حرارت با افزایش عدد رینولدز جنبشی افزایش می‌یابد. چون با افزایش عدد رینولدز جنبشی ضخامت لایه مرزی حرارتی کاهش می‌یابد [8].

در این پژوهش با توجه به معادله (1) در برخی از حالات جریان آشفته است. در این صورت مدل $K - \varepsilon$ برای حل معادلات آشفته استفاده شده است. این مدل برای جریان‌هایی که فاقد جدایش هستند، مناسب بوده و براساس پژوهش سیمون و سیومی [4] در جریان رفت و برگشتی جدایش جریان رخ نمی‌دهد. همچنین این مدل برای جریان نوسانی در تحقیقی توسط پان و همکاران [18] استفاده شده است. این معادلات مطابق روابط (10) و (11) به کار برده شده است [24].

$$\rho \frac{\partial K}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial K}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_K} \frac{\partial K}{\partial x_j} \right] + 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - \rho \varepsilon \quad (10)$$

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_1 \frac{\varepsilon}{K} 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{K} \quad (11)$$

C_1 و C_2 ضرایبی تجربی بوده و σ_K و σ_ε نیز به ترتیب اعداد پرانتل و اشمیت آشفته می‌باشند. برای جریان هم‌دمای بدون انتقال جرم، ضرایب بهینه شده در جدول 2 آورده شده است [25].

μ_t ویسکوزیته آشفته است و مقدار آن مطابق رابطه (12) به دست آورده می‌شود.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{K^2}{\varepsilon} \quad (12)$$

4- روش حل

در این پژوهش حل عددی معادلات با استفاده از کد تجاری نرم‌افزار فلونت انجام شده است و از روش فشار مبنا برای حل استفاده شده است. همچنین برای حل همزمان میدان سرعت و فشار از روش کوپل و برای گسسته‌سازی ترم‌های جابجایی از روش بالادست² مرتبه دوم استفاده گردیده است.

جدول 2 ضرایب بکار برده شده در معادله $K - \varepsilon$ [24]

ضرایب	C_μ	C_2	C_1	σ_ε	σ_K
مقادیر	0.09	1.92	1.44	1.3	1.0

² Upwind

خنک‌کن، رفت و برگشتی با میانگین سرعت صفر است. در ورود فشار و در خروج سرعت به صورت سینوسی مطابق رابطه‌های (2) و (3) در نظر گرفته شده است.

$$\bar{u} = u_{\max} \sin(\omega t) \quad (2)$$

$$\bar{p} = p_{\max} \sin(\omega t) \quad (3)$$

u_{\max} سرعت بیشینه، p_{\max} دامنه نوسان فشار متوسط و ω فرکانس نوسان است. سیال عامل گازی در داخل لوله‌ها با دمای ورودی مشخص و سیال خنک‌کننده (آب) در اطراف لوله در جریان است. با توجه به "شکل 2" مسیر حرکت سیال عامل در لوله‌ها به صورت مستقیم است در حالی که سیال خنک‌کننده در پوسته¹ از قسمت بالا با دبی 6.1 لیتر بر دقیقه وارد و از قسمت پایین پوسته خارج می‌گردد [23].

3- معادله‌های حاکم و پارامترهای تشابهی

جریان تراکم ناپذیر رفت و برگشتی آرام و مغشوش در خنک‌کن موتور استرلینگ مورد مطالعه قرار گرفته است. زمان، سرعت، فشار و دمای بی‌بعد

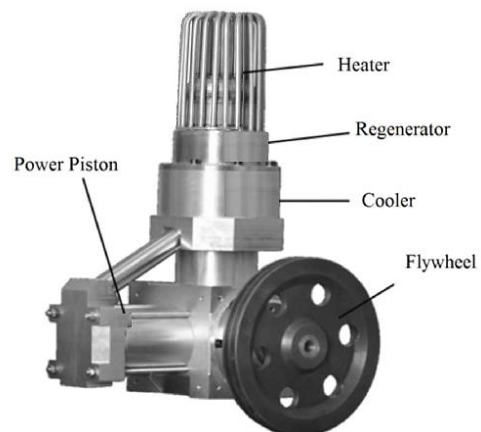


Fig. 1 ST500, gamma stirling engine, with output power 500w, minimum volume 1.37e-3m³, maximum volume 1.79e-3m³ and operating pressure 8bar [23]

شکل 1 موتور استرلینگ اس تی 500 از نوع گاما، دارای توان خروجی 500W، حجم کمینه 1.37e-3m³، حجم بیشینه 1.79e-3m³ و فشار کاری 8bar [23]

جدول 1 مشخصات محفظه تراکم و خنک‌کن موتور

Table 1 Specifications of compression chamber and engine cooler

دامنه حرکت پیستون در محفظه تراکم	قطر پیستون در محفظه تراکم (mm)	قطر لوله‌ها (mm)	طول لوله‌ها و تعداد پوسته (mm)	تعداد لوله‌ها
75	84	2	140	91

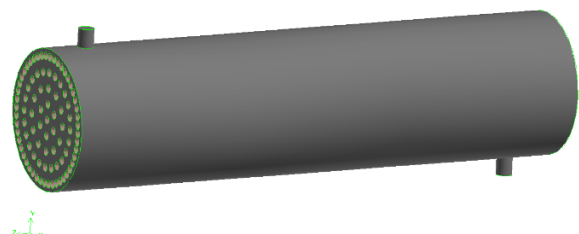


Fig. 2 schematic of shell and tube Heat exchanger

شکل 2 شماتیکی از میدل حرارتی پوسته و لوله

¹ shell

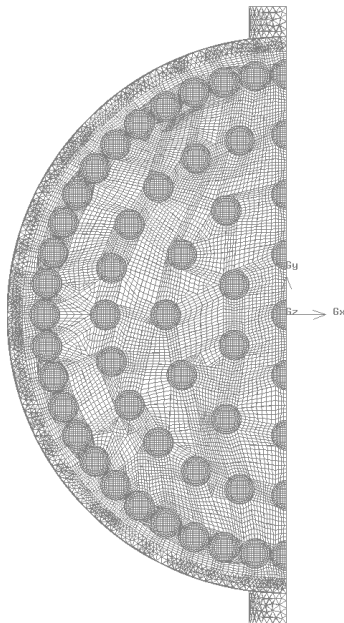


Fig. 4 meshing cross sectional view

شکل 4 نمای مقطعی شبکه بندی

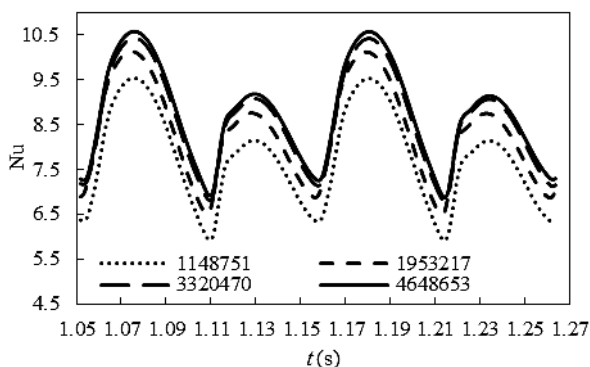


Fig. 5 grid independence

شکل 5 استقلال از شبکه بندی

7- اعتبار سنجی نتایج

برای بررسی صحت حل انجام شده، نتایج عددی به دست آمده با نتایج تجربی تحقیقات گذشته مقایسه شده است. ژائو و چنگ [26] برای یک لوله به قطر 1.35 سانتی‌متر و طول 94.5 سانتی‌متر جریان آرام رفت و برگشتی را به صورت تجربی و تحلیلی مورد مطالعه قرار دادند و رابطه (14) را برای ضریب اصطکاک جریان رفت و برگشتی آرام برای محدوده عدد رینولدز جنبشی و دامنه بی بعد نوسان به ترتیب 23-395 و 0-26.4 پیشنهاد دادند.

در تحقیق دیگری ژائو و چنگ [7] جریان مغشوش رفت و برگشتی در لوله را به صورت تجربی بررسی کردند. آن‌ها رابطه (15) را برای ضریب اصطکاک جریان رفت و برگشتی مغشوش، برای محدوده عدد رینولدز جنبشی 540-81 و دامنه بی بعد نوسان 113.5-53.4 ارائه کردند. در "شکل 6" نتایج حل عددی با نتایج تجربی ژائو و چنگ مقایسه شده است.

$$\bar{C}_{f,t} = \frac{3.27192}{A_0 (\text{Re}_\omega^{0.548} - 2.03946)} \quad (14)$$

$$\bar{C}_{f,t} = \frac{1}{A_0} \left(\frac{76.6}{\text{Re}_\omega^{1.2}} + 0.40624 \right) \quad (15)$$

نتایج حاصل از حل عددی، با نتایج تجربی به خوبی مطابقت دارند و حداکثر خطا در عدد جنبشی 400 و دامنه بی بعد 66 رخ می‌دهد که برابر با

5- انتخاب گام زمانی

با توجه به گذرا بودن مساله، باید گام زمانی مناسب برای حل انتخاب شود. گام زمانی باید به گونه‌ای انتخاب شود که حداقل یک مرتبه کوچک‌تر از کوچک‌ترین ثابت زمانی موجود در مساله باشد. کوچک‌ترین ثابت زمانی به کار رفته در این مساله از مرتبه‌ی 2- است بنابراین گام زمانی حداقل باید از مرتبه‌ی 3- باشد.

برای پیدا کردن گام زمانی مناسب باید استقلال حل از گام زمانی مورد بررسی قرار گیرد. در این راستا دمای متوسط در وسط خنک‌کن را در 3 گام زمانی مطابق "شکل 3" و جدول 3 به دست آورده شد.

پارامتر Ω دوره‌ی تناوب است و از رابطه (13) محاسبه می‌گردد.

$$\Omega = 2\pi/\omega \quad (13)$$

مشاهده می‌شود که نتایج دمای متوسط دو گام زمانی $\Omega/90$ و $\Omega/900$

اختلاف چندانی ندارد و دارای خطای 0.149% می‌باشد. بنابراین گام زمانی $\Omega/90$ برای این مساله مناسب می‌باشد.

6- استقلال شبکه

برای بررسی استقلال حل از شبکه بندی، 4 شبکه با تعداد شبکه 1148751، 1953217، 3320470 و 4648653 مورد بررسی قرار گرفت. با توجه به متقارن بودن هندسه، جهت کاهش زمان حل، جریان در نصف هندسه شبیه‌سازی شده است. نمای مقطعی از شبکه بندی هندسه مبدل حرارتی در "شکل 4" نشان داده شده است. شبکه بندی در نرم‌افزار گمبیت ایجاد شده است. عدد ناسلت در وسط خنک‌کن برای هلیوم در فشار 9 بار و فرکانس نوسان 120 رادیان بر ثانیه به دست آورده شده و در "شکل 5" نشان داده شده است.

با افزایش تعداد مش، اختلاف عدد ناسلت بین شبکه‌ها کمتر می‌گردد. مقدار عدد ناسلت بین دو شبکه بندی با شبکه‌های 3320470 و 4648653 بسیار نزدیک است و حداکثر اختلاف 1.53% در مقدار ماکزیمم عدد ناسلت است در نتیجه با توجه به اختلاف کم، شبکه بندی با تعداد 3320470 شبکه برای بررسی عددی مناسب می‌باشد.

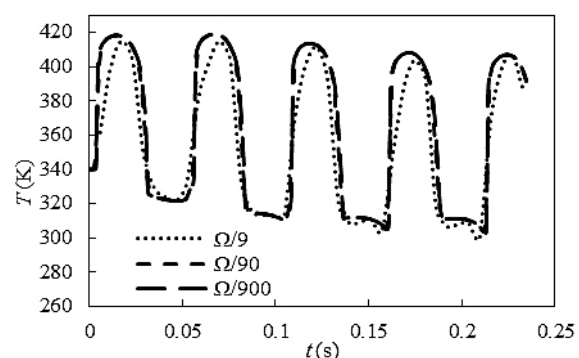


Fig. 3 average temperature of working fluid in 3 different Time step

شکل 3 تغییرات دمای متوسط سیال عامل با 3 گام زمانی متفاوت

جدول 3 دمای متوسط وسط خنک‌کن در 3 گام زمانی

Table 3 Average temperature in the middle of the cooler in 3 Time steps

گام زمانی (s)	$\frac{\Omega}{900}$	$\frac{\Omega}{90}$	$\frac{\Omega}{9}$
دمای متوسط در وسط خنک‌کن (K)	363.44	362.90	354.70

انتقال حرارت جابجایی و اختلاف دمای سیال عامل و دیواره افزایش می‌یابد. با افزایش فرکانس، سرعت و دبی سیال افزایش، چگالی کاهش و ویسکوزیته دینامیکی افزایش می‌یابد. در نتیجه در یک فشار مشخص افزایش فرکانس باعث افزایش عدد رینولدز جنبشی و عدد پرانتل می‌گردد. بنابراین انتقال حرارت و اختلاف دمای سیال عامل و دیواره افزایش می‌یابد.

در "شکل 9" و "شکل 10" برای 3 سیال عامل هلیوم، کربن‌دی‌اکسید و نیتروژن نمودار تغییرات ضریب انتقال حرارت جابجایی، اختلاف دمای دیواره و سیال عامل، در فشار 3 بار و فرکانس 30، 60، 90 و 120 رادیان بر ثانیه نشان داده شده است. افزایش فرکانس در هر سیال باعث افزایش عدد رینولدز جنبشی می‌گردد، در نتیجه همان‌طور که در شکل نیز مشخص است، باعث افزایش انتقال حرارت می‌شود. در یک فرکانس مشخص، هلیوم کمترین عدد رینولدز جنبشی و عدد پرانتل را دارد. همچنین هلیوم به‌علت داشتن بیشترین ظرفیت گرمایی و کمترین جرم مولکولی نسبت به نیتروژن و کربن‌دی‌اکسید، بیشترین ضریب انتقال حرارت جابجایی و کمترین اختلاف دمای سیال عامل و دیواره را داراست. با توجه به نزدیک بودن خواص نیتروژن و کربن‌دی‌اکسید، نیتروژن در مقایسه با کربن‌دی‌اکسید، مقدار ضریب انتقال حرارت کمتر اما نزدیک به آن را دارد. درحالی‌که با هلیوم تفاوت قابل ملاحظه‌ای دارد.

کربن‌دی‌اکسید بیشترین عدد رینولدز جنبشی و عدد پرانتل را دارد. در نتیجه بیشترین اختلاف دما را داراست. نیتروژن با داشتن عدد رینولدز جنبشی و عدد پرانتل بیشتر نسبت به هلیوم و کمتر نسبت به کربن‌دی‌اکسید،

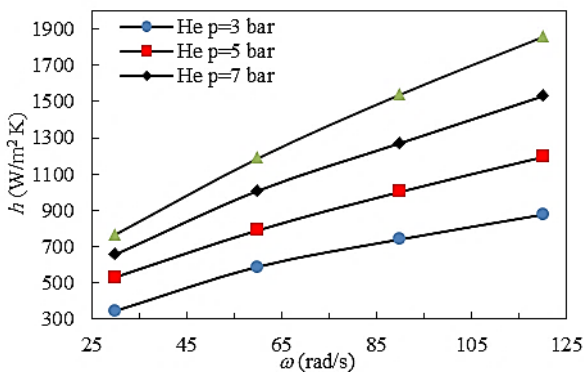


Fig. 7 average heat transfer coefficient of Helium at different oscillating frequency

شکل 7 ضریب انتقال حرارت متوسط هلیوم در فرکانس‌های نوسان متفاوت

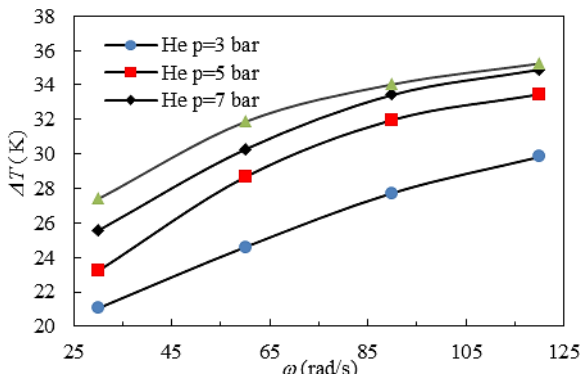


Fig. 8 average Temperature differences between the wall and the working fluid of Helium at different oscillating frequency

شکل 8 اختلاف دمای متوسط سیال عامل و دیواره برای هلیوم در فرکانس‌های نوسان متفاوت

12.5 درصد می‌باشد و در دیگر نقاط، اختلاف بین نتایج عددی با رابطه ارائه شده کمتر از این مقدار می‌باشد. با توجه به حداکثر اختلاف به‌دست آمده می‌توان روش حل را قابل اعتماد دانست. همان‌طور که در "شکل 6" مشخص است، خطای جریان مغشوش بیشتر از خطای جریان آرام است. در حل عددی جریان مغشوش علاوه بر معادلات بقا، معادلات آشفنگی نیز باید به صورت عددی حل گردد. به همین علت خطای جریان مغشوش بیشتر از آرام است.

از منابع خطا می‌توان به خطای مدل‌سازی عددی، خطای اندازه‌گیری و محاسباتی اشاره کرد. برای کاهش زمان حل، شبکه‌بندی با تعداد شبکه کمتر با خطایی کمتر از 2 درصد برای حل عددی در نظر گرفته شد پس اندازه شبکه‌بندی می‌توان یکی از منابع خطا باشد.

8- نتایج

عدد ناسلت و ضریب اصطکاک برای 3 سیال عامل، هلیوم، کربن‌دی‌اکسید و نیتروژن در شرایط مختلف به‌دست آورده شد. فشار کاری در 4 حالت 3، 5، 7 و 9 بار و فرکانس نوسان در 4 حالت 30، 60، 90 و 120 رادیان بر ثانیه تغییر می‌کند. به دلیل گذرا بودن مسئله و نوسانی بودن خواص و پارامترها، برای محاسبه عدد ناسلت و ضریب اصطکاک باید میانگین‌گیری گردد. ضریب اصطکاک مطابق رابطه (16) محاسبه می‌گردد.

$$\bar{C}_f = \frac{\bar{\tau}_w}{\frac{1}{2} \rho U_{max}^2} \quad (16)$$

تنش برشی متوسط و چگالی متوسط به ترتیب از روابط (17) و (18) و عدد ناسلت از رابطه (19) محاسبه می‌گردد.

$$\bar{\tau}_w = \frac{1}{\Omega} \int_0^{\Omega} \tau_w(t) dt \quad (17)$$

$$\bar{\rho} = \frac{1}{\Omega} \int_0^{\Omega} \rho(t) dt \quad (18)$$

$$\bar{Nu} = \frac{\bar{h}D}{k} = \frac{\frac{1}{\Omega} \int_0^{\Omega} q dt}{\frac{1}{\Omega} \int_0^{\Omega} (T_w - T_b)} \left(\frac{D}{k}\right) \quad (19)$$

در "شکل 7" و "شکل 8" روند تغییرات ضریب انتقال حرارت جابجایی و اختلاف دمای سیال عامل و دیواره، برای هلیوم بر حسب فرکانس نوسان در 4 فشار 3، 5، 7 و 9 بار نشان داده شده است. با افزایش فشار، دمای سیال عامل، چگالی و ویسکوزیته دینامیکی افزایش می‌یابد ولی ویسکوزیته سینماتیکی کاهش می‌یابد. در نتیجه در یک فرکانس نوسان مشخص افزایش فشار منجر به افزایش عدد رینولدز جنبشی و عدد پرانتل می‌گردد. افزایش عدد رینولدز جنبشی طبق رابطه (1) باعث اغتشاش بیشتر جریان می‌گردد. بنابراین ضریب

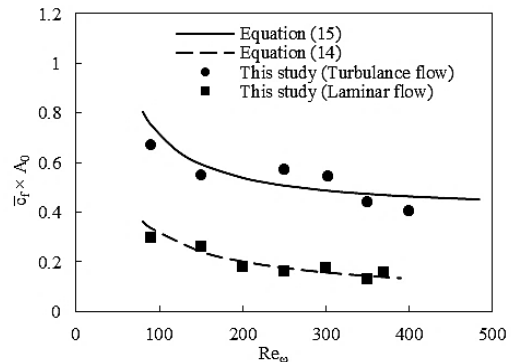


Fig. 6 Verification of results

شکل 6 اعتبارسنجی نتایج

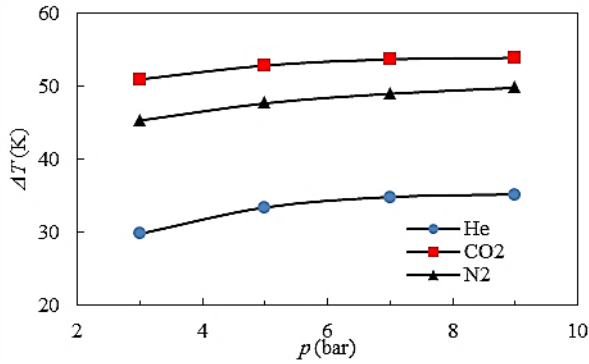


Fig. 12 average Temperature differences between the wall and the working fluid of He, CO2 and N2 at different pressure

شکل 12 اختلاف دمای متوسط سیال عامل و دیواره برای هلیوم، کربن‌دی‌اکسید در فشارهای متفاوت

نتیجه ضریب انتقال حرارت افزایش می‌یابد. هلیوم با داشتن بیشترین ضریب انتقال حرارت، باید کمترین اختلاف دما را دارا باشد. کربن‌دی‌اکسید و نیتروژن نیز ضریب انتقال حرارت کمتری دارند و در نتیجه اختلاف دمای بیشتری دارند.

"شکل 13" تغییرات دمای سیال عامل و دمای دیواره را برای هر 3 سیال در فشار 9 بار و فرکانس 120 رادیان بر ثانیه نشان می‌دهد. همان‌طور که از شکل مشخص است، دمای دیواره هر 3 سیال تفاوت قابل ملاحظه‌ای با یکدیگر ندارد و تفاوت اساسی در دمای کپه‌ای¹ سیال عامل‌ها است. کربن‌دی‌اکسید به علت داشتن عدد پرانتل بیشتر، دما کپه‌ای بیشتری دارد و هلیوم با داشتن کمترین پرانتل کمترین دمای کپه‌ای را دارد. با توجه به نتایج عددی به‌دست آمده برای عدد ناسلت و ضریب اصطکاک، با استفاده از برازش منحنی یا رگرسیون نمایی رابطه (20) تا (23) پیشنهاد شده است. "شکل 14" و "شکل 15" نتایج عددی و رابطه پیشنهادی برای عدد ناسلت و ضریب اصطکاک را نشان می‌دهد.

در دامنه جابجایی بی‌بعد 473.87، خطای عدد ناسلت و ضریب اصطکاک عددی و مقدار پیش‌بینی شده به ترتیب 0.48-8.07% و 0.23-7.56% است. با توجه به مقادیر خطا، می‌توان روابط ارائه شده برای عدد ناسلت و ضریب اصطکاک را قابل اعتماد دانست. عدد ناسلت و ضریب اصطکاک در جریان نوسانی در یک دامنه جابجایی بی‌بعد ثابت، تنها به عدد رینولدز جنبشی و

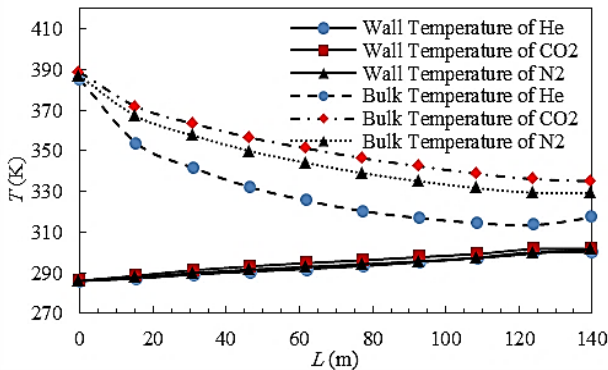


Fig. 13 variation of bulk and wall Temperature of He, CO2 and N2 versus heat exchanger length

شکل 13 تغییرات دمای سیال عامل و دیواره هلیوم، کربن‌دی‌اکسید و نیتروژن در طول مبدل

¹ Bulk Temperature

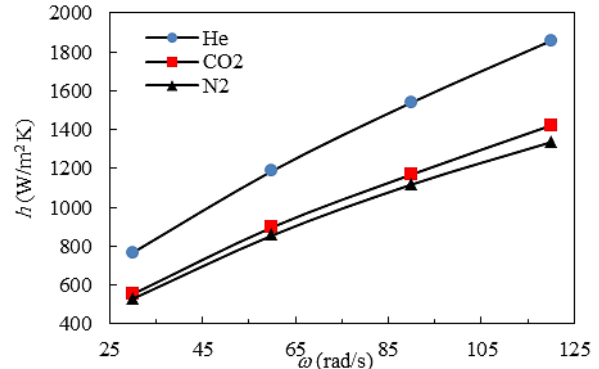


Fig. 9 average heat transfer coefficient of He, CO2 and N2 at different oscillating frequency

شکل 9 ضریب انتقال حرارت متوسط هلیوم، کربن‌دی‌اکسید و نیتروژن در فرکانس‌های نوسان متفاوت

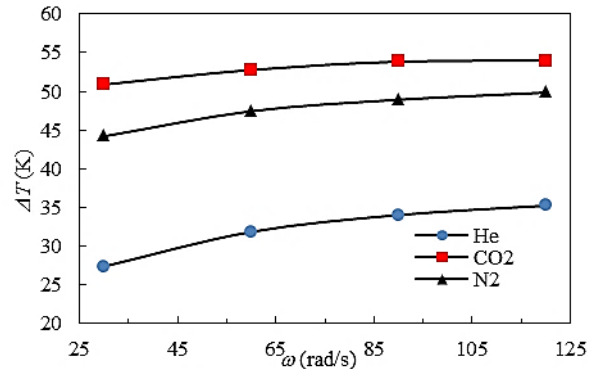


Fig. 10 average Temperature differences between the wall and the working fluid of He, CO2 and N2 at different oscillating frequency

شکل 10 اختلاف دمای متوسط سیال عامل و دیواره برای هلیوم، کربن‌دی‌اکسید در فرکانس‌های نوسان متفاوت

کمترین ضریب انتقال حرارت جابجایی را دارد.

"شکل 11" و "شکل 12" اثر فشار را بر روی هر 3 سیال عامل در فرکانس 120 رادیان بر ثانیه نشان می‌دهد. برای این منظور روند تغییرات پارامترهای مورد نظر در 4 فشار 3، 5، 7 و 9 بار بررسی شده است. افزایش فشار در هر 3 سیال منجر به افزایش ویسکوزیته دینامیکی، ضریب انتقال حرارت هدایتی، عدد رینولدز جنبشی و عدد پرانتل می‌گردد. در

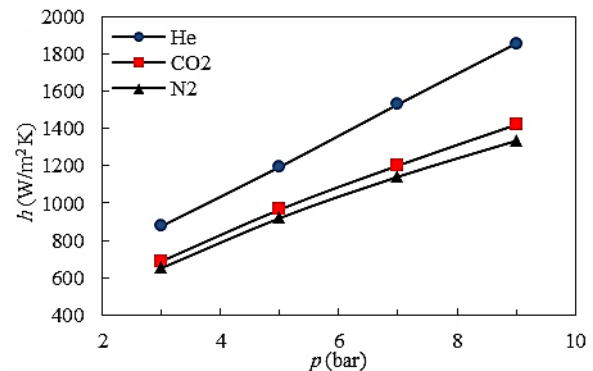


Fig. 11 average heat transfer coefficient of He, CO2 and N2 at different pressure

شکل 11 ضریب انتقال حرارت متوسط هلیوم، کربن‌دی‌اکسید و نیتروژن در فشارهای متفاوت

نتایج نشان می‌دهد با افزایش فشار و فرکانس نوسان، ضریب انتقال حرارت، اختلاف دمای سیال عامل و دیواره و عدد ناسلت افزایش می‌یابد در حالی که ضریب اصطکاک کاهش می‌یابد. هلیوم دارای بیشترین ضریب انتقال حرارت و کمترین اختلاف دمای سیال عامل و دیواره است. کربن‌دی‌اکسید بیشترین اختلاف دما را دارا است و نیتروژن کمترین ضریب انتقال حرارت را دارد. در نهایت رابطه‌ای برای عدد ناسلت و ضریب اصطکاک هر 3 سیال برای محدوده عدد رینولدز جنبشی 2.96-212.50 با مقدار خطای 0.23-8.07٪ پیشنهاد شده است نتایج حاکی از آن است کربن‌دی‌اکسید به علت دارا بودن بیشترین عدد ناسلت و کمترین ضریب اصطکاک نسبت به هلیوم و نیتروژن سیال مناسب‌تری برای شرایط کاری ذکر شده است.

10- فهرست علائم

دامنه جابجایی بی بعد سیال	A_0
ضریب اصطکاک فانینگ	c_f
ضریب اصطکاک فانینگ در دوره تناوب	$c_{f,t}$
قطر (m)	D
ضریب انتقال حرارت جابجایی ($Wm^{-2}K^{-1}$)	h
انرژی سینتیک آشفتهگی (m^2s^{-2})	K
ضریب انتقال حرارت هدایتی ($Wm^{-1}K^{-1}$)	k
طول (m)	L
عدد ناسلت	Nu
شکل بی بعد فشار	P
فشار ($kgm^{-1}s^{-2}$)	p
عدد پرانتل	Pr
شار حرارتی (Wm^{-2})	q
عدد رینولدز جنبشی	Re_ω
دما (K)	T
اختلاف دمای سیال عامل و دیواره (K)	ΔT
زمان (s)	t
سرعت (ms^{-1})	u
شکل بی بعد سرعت	V
دامنه جابجایی سیال (m)	x

علائم یونانی

تفاضل	Δ
نرخ پراکندگی انرژی سینتیک آشفتهگی (m^2s^{-3})	ε
شکل بی بعد شده دما	θ
لزجت دینامیکی ($kgm^{-1}s^{-1}$)	μ
لزجت سینماتیکی (m^2s^{-1})	ν
چگالی (kgm^{-3})	ρ
عدد پرانتل آشفته	σ_K
عدد اشمیت آشفته	σ_ε
شکل بی بعد زمان	τ
تنش برشی روی دیواره ($kgm^{-1}s^{-2}$)	τ_w
دوره تناوب (s)	Ω
فرکانس نوسان ($rads^{-1}$)	ω

بالانویس‌ها

مقدار متوسط	-
-------------	---

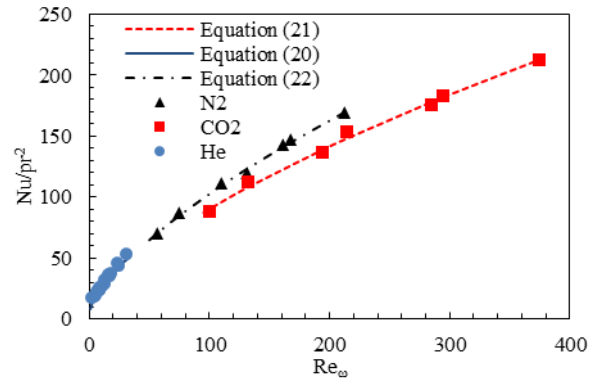


Fig. 14 variation of average Nusselt number of He, CO2 and N2 versus the kinetic Reynolds number

شکل 14 تغییرات عدد ناسلت متوسط هلیوم، کربن‌دی‌اکسید و نیتروژن برحسب عدد رینولدز جنبشی

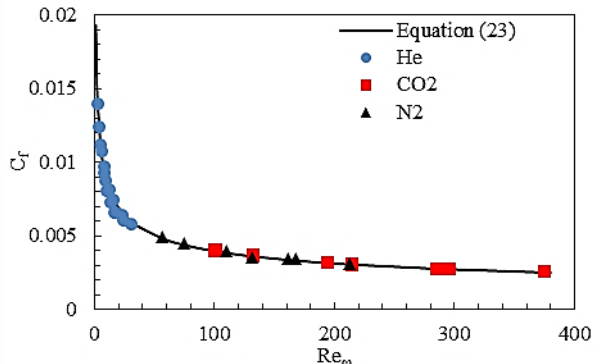


Fig. 15 variation of average Friction coefficient of He, CO2 and N2 versus the kinetic Reynolds number

شکل 15 تغییرات ضریب اصطکاک متوسط هلیوم، کربن‌دی‌اکسید و نیتروژن برحسب عدد رینولدز جنبشی

عدد پرانتل بستگی دارد.

$$Nu = 8.24 Re_\omega^{0.52} Pr^2 \quad 2.96 < Re_\omega < 24.32$$

هلیوم (20)

$$Nu = 4.52 Re_\omega^{0.65} Pr^2 \quad 100.59 < Re_\omega < 374.69$$

کربن‌دی‌اکسید (21)

$$Nu = 4.79 Re_\omega^{0.67} Pr^2 \quad 57 < Re_\omega < 212.50$$

نیتروژن (22)

$$C_f = 0.0193 Re_\omega^{-0.344} \quad 2.96 < Re_\omega < 212.50$$

هلیوم، کربن‌دی‌اکسید و نیتروژن (23)

عدد ناسلت با افزایش عدد رینولدز جنبشی و عدد پرانتل افزایش می‌یابد، در حالی که ضریب اصطکاک کاهش می‌یابد. کربن‌دی‌اکسید نسبت به نیتروژن و هلیوم در شرایط یکسان عدد رینولدز جنبشی و عدد پرانتل بیشتری دارد. در نتیجه عدد ناسلت بیشتر و ضریب اصطکاک کمتری دارد، در حالی که هلیوم با داشتن کمترین عدد رینولدز جنبشی و عدد پرانتل در شرایط یکسان، کمترین عدد ناسلت و بیشترین ضریب اصطکاک را دارد.

9- نتیجه گیری

جریان نوسانی در خنک‌کن پوسته و لوله‌ای موتور استرلینگ به صورت عددی مورد مطالعه قرار گرفت. برای 3 سیال عامل هلیوم، کربن‌دی‌اکسید و نیتروژن در 4 فشار کاری 3، 5، 7 و 9 بار و 4 فرکانس زاویه‌ای 30، 60، 90 و 120 رادیان بر ثانیه ضریب انتقال حرارت جابجایی، اختلاف دمای سیال عامل و دیواره، عدد ناسلت و ضریب اصطکاک به‌دست آورده شد.

- [12] A. A. El-Ehwany, G. M. Hennes, E. I. Eid, E. El-Kenany, Experimental investigation of performance of an elbow-bend type heat exchanger with a water bank used as a heater or cooler in alpha-type stirling machines, *Renewable Energy*, Vol. 36, No. 2, pp. 488-497, 2011.
- [13] A. A. El-Ehwany, G. M. Hennes, E. I. Eid, E. El-Kenany, Development of performance of an alpha-type heat engine by using elbow-bend trasposed-fluids heat exchanger as a heater and cooler, *Energy Conversion and Management*, Vol. 52, No. 2, pp. 1010-1019, 2011.
- [14] M. Kousa, K. Saari, A. Kankkunen, T. M. Tveit, Oscillating flow in a stirling engine heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 45-46, No. 1, pp. 15-23, 2012.
- [15] W. T. Tang, *Study on Heat Transfer of Laminar Oscillatory Flow in Circular*, PhD Thesis, Zhejiang University, Hangzhou, pp. 45-51, 2013.
- [16] G. Xiao, T. Zhou, M. Ni, C. Chen, Z. Luo, K. Cen, Study on oscillating flow of moderate kinetic Reynolds numbers using complex velocity model and phase Doppler anemometer, *Applied Energy*, Vol. 130, No. 10, pp. 830-837, 2014.
- [17] G. Xiao, C. Chen, B. Shi, M. Ni, Experimental study on heat transfer of oscillating flow of a tubular stirling engine heater, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 71, No. 1, pp. 1-7, 2014.
- [18] C. Pan, Y. Zhou, J. Wang, CFD study of heat transfer for oscillating flow in helically coiled tube heat-exchanger, *Computers and Chemical Engineering*, Vol. 69, No. 9, pp. 59-65, 2014.
- [19] R. Gheith, H. Hachem, F. Aloui, S. B. Nasrallah, Experimental and theoretical investigation of Stirling engine heater: Parametrical optimization, *Energy Conversion and Management*, Vol. 105, No. 5, pp. 285-293, 2015.
- [20] M. Ni, B. Shi, G. Xiao, Z. Luo, K. Cen, Heat transfer characteristics of the oscillating flows of different working gases in U-shaped tubes of a Stirling engine, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 89, No. 9, pp. 569-577, 2015.
- [21] H. Farzi, A. Keshavarz Valian, A. Batooei, A numerical investigation of Nusselt number and friction coefficient in an arc-type Stirling engine heater, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 4, pp. 85-91, 2017. (in Persian)
- [22] Y. Kato, Sh. Saitoh, K. Ishimatsu, M. Iwamoto, Effect of geometry and speed on the temperatures estimated by CFD for an isothermal model of a gamma configuration low temperature differential Stirling engine with Flat-shaped heat exchangers, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 115, No. 5, pp. 111-122, 2017.
- [23] M. Hooshang, R. Askari Moghadam, S. Dlzadeh Nia, M. Tale Masouleh, Optimization of stirling engine design parameters using neural networks, *Renewable Energy*, Vol. 74, No. 4, pp. 855-866, 2015.
- [24] H. K. Versteeg, W. Malalasekera, *An Introducing to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*, Second Edition, pp. 72-88, Pearson Education Limited, 2007.
- [25] H. A. Kyung, B. I. Mounir, Laminar/turbulent oscillating flow in circular pipes, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 13, No. 4, pp. 340-346, 1992.
- [26] T. S. Zhao, P. Cheng, The friction coefficient of fully developed laminar reciprocating flow in a circular pipe, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 17, No. 2, pp. 167-172, 1996.

زیر نویس‌ها

بالک سیال عامل	b
حالت اولیه	i
مقدار متوسط	m
بیشترین مقدار	max
آشفتگی	t
دیواره	w

11- مراجع

- [1] E. G. Richardson, E. Tyler, The transverse velocity gradient near the mouths of pipes in which an alternating or continuous flow of air is established, *Proceeding of the Physical Society*, Vol. 42, No. 1, pp. 1-15, 1929.
- [2] M. Kanzaka, M. Iwabuchi, Study on heat transfer of heat exchangers in the stirling engine: performance of heat exchangers in the test stirling engine, *JSME International Journal*, Vol. 35, No. 4, pp. 647-652, 1992.
- [3] M. Kanzaka, M. Iwabuchi, Study on heat transfer of heat exchangers in the stirling engine : heat transfer in a heated tube under the periodically reversing flow condition, *JSME International Journal*, Vol. 35, No. 4, pp. 641-646, 1992.
- [4] T. W. Simon, J. R. Seume, *A Survey of Oscillating Flow in Stirling Engine Heat Exchangers*, NASA Contractor Report 182108, pp. 1-126, 1988.
- [5] X. Tang, P. Cheng, Correlation of the cycle-averaged Nusselt number in a periodically reversing pipe flow, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 20, No. 2, pp. 161-172, 1993.
- [6] T. S. Zhao, P. Cheng, A numerical study of Laminar Reciprocating Flow in a pipe of finite length, *Applied Scientific Research*, Vol. 59, No. 1, pp. 11-25, 1997.
- [7] T. S. Zhao, P. Cheng, Experimental studies on the onset of turbulence and frictional losses in an oscillatory turbulent pipe flow, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 17, No. 4, pp. 356-362, 1996.
- [8] T. S. Zhao, P. Cheng, A numerical solution of laminar forced convection in a heated pipe subjected to a reciprocating flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 38, No. 16, pp. 3011-3022, 1995.
- [9] M. R. Mackley, P. Stonestreet, Heat transfer and associated energy dissipation for oscillatory flow in baffled tubes, *Chemical Engineering Science*, Vol. 50, No. 14, pp. 2211-2224, 1995.
- [10] P. Bouvier, P. Stouffis, J. P. Bardon, Experimental study of heat transfer in oscillating flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 48, No. 12, pp. 2473-2482, 2005.
- [11] U. Akdag, A. F. Ozguc, Experimental investigation of heat transfer in oscillating annular flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 52, No. 11-12, pp. 2667-2672, 2009.