مجله مهندسی مکانیک مدرس، مهر 1395، دوره 16، شماره 13، ویژه‌نامه مجموعه مقالات کنفرانس، ص‌ص 5-8

مجموعه مقالات دومین کنفرانس بین‌المللی تهویه‌مطبوع و تاسیسات حرارتی و برودتی
بیرجند، دانشگاه بیرجند، 6 و 7 مهر 1395

مهندسی مکانیک مدرس
mme.modares.ac.ir

تحلیل عددی انتقال حرارت جابجایی هوای متلاطم در لوله بیضی شکل متناوب

حسن نجفی خبوشان[1]، حمیدرضا نظیف[2*]

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه بین المللی امام خمینی(ره)، قزوین
2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه بین المللی امام خمینی(ره)، قزوین
* قزوین، صندوق پستی 3414896818، nazif@eng.ikiu.ac.ir

چکیده

جریان متلاطم و انتقال حرارت سیال هوا در لوله بیضی شکل متناوب محوری، به‌صورت عددی تحلیل شده است. برای کاهش حجم محاسبات، شرایط مرزی دوره‌ای با حل هندسه‌ای متناوب از لوله در نظر گرفته شده است. جریان هوا به ازای 11 عدد رینولدز در محدوده 5,000 تا 20,000 بررسی گردیده است. در این شبیه‌سازی‌ها، مدل تلاطم تصحیح شده k-ε و تلاطم نزدیک دیوار به صورت بهبود یافته، به‌کار گرفته شده است. نتایج حل عددی نشان می‌دهد که لوله بیضی شکل متناوب محوری در مقایسه با لوله دایره‌ای شکل به‌دلیل وجود گردابه‌های طولی، دارای افت فشار بیشتر اما انتقال حرارت بهتری است. همچنین در مقایسه با نتایج آزمایشگاهی موجود، ضریب اصطکاک به‌دست آمده در محدوده اعداد رینولدز موردنظر، دقت مناسبی دارند.

کلید واژگان: لوله بیضی شکل متناوب محوری، جریان متلاطم، مدل تصحیح شده k-ε، عدد ناسلت، ضریب اصطکاک دارسی

Numerical analysis on convective turbulent air in an alternating elliptical tube

Hasan Najafi Khaboshan, Hamid Reza Nazif*

Department of Mechanical Engineering, Imam Khomeini International University, Qazvin, Iran
*P.O.B. 3414896818, Qazvin, Iran, nazif@eng.ikiu.ac.ir

ABSTRACT

Turbulent flow and heat transfer of air are numerically studied for an alternating elliptical axis tube. To reduce computational effort, periodic boundary condition and alternating geometry of tube are considered. Air flow is analysed for 11 different Reynolds numbers in the range of 5,000 to 20,000. In these simulations, the realizable k-ε turbulence model is used. For handling near wall phenomena, enhanced wall treatment that solves equations to the wall is also applied. The results of simulations show that by appearing axial vortices in alternating elliptical axis tubes, the heat transfer rate is improved, however, pressure drop increases. In addition, good agreement is seen between obtained data and ready experimental results for friction coefficient.

Keywords: Alternating elliptical axis tube, Turbulent flow, Realizable k-ε model, Nusselt number, Darcy friction coefficient

1- مقدمه

مبدل‌های حرارتی در بسیاری از صنایع مختلف کاربرد دارند. بنابراین افزایش میزان انتقال حرارت آن‌ها از جمله مواردی است که در طراحی مورد توجه قرار می‌گیرد. استفاده از لوله‌های فین‌دار، بیضی شکل و لوله‌های دارای نوار مارپیچ[1]، از جمله لوله‌هایی هستند که سبب افزایش انتقال حرارت می‌گردد. لوله بیضی شکل متناوب محوری[2]، از دیگر نمونه لوله‌های بررسی شده در چند سال اخیر می‌باشد که در این تحقیق به بررسی آن پرداخته شده است.

منگ[3] و همکارانش [1]، جریان درون لوله بیضی شکل متناوب محوری را برای سیال آب یون زدوده شده و روغن روان‌کاری #22 به‌صورت آزمایشگاهی و عددی مورد مطالعه قرار داده‌اند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که انتقال حرارت لوله بیضی شکل متناوب محوری از لوله دایره‌ای شکل بیشتر است. همچنین نشان دادند که در اعداد رینولدز کمتر از 5×10^4 انتقال حرارت این نوع لوله از لوله دارای نوار مارپیچ بیشتر است. لی[4] و همکارانش [2]، جریان در این نوع لوله را برای سیال هوا به‌صورت آزمایشگاهی و عددی بررسی کرده‌اند. آن‌ها مشاهده کردند که جریان از حالت آرام به متلاطم خیلی زودتر از لوله معمولی، در حدود عدد رینولدز 1,000 رخ خواهد داد. از مقایسه نتایج خود با روابط تحلیلی لوله دایره‌ای، مشاهده کردند که انتقال حرارت این نوع لوله بیشتر از لوله دایره‌ای شکل است. در این تحقیق به منظور کاهش حجم محاسبات، با استفاده از شرایط مرزی دوره‌ای[5] به بررسی افت فشار و انتقال حرارت جریان متلاطم[6] در لوله بیضی شکل متناوب محوری پرداخته شده است.

2- هندسه لوله

هندسه و ابعاد لوله بیضی شکل متناوب محوری در "شکل 1" نشان داده شده است [2]. با توجه به نیاز مقایسه نتایج تحلیل عددی با نتایج آزمایشگاهی لی و همکارانش، از هندسه مورد بررسی آن‌ها در این تحقیق استفاده شده است. هندسه تحلیل شده به‌گونه‌ای است که لوله، با سطح مقطع بیضی شکل، در فاصله مشخص از یکدیگر، با تغییر محور کانونی سطح مقطع به اندازه 90 درجه به‌صورت متناوب ادامه می‌یابد و تشکیل یک لوله

[1] Twisted Tape Tubes
[2] Alternating Elliptical Axis Tube (AEAT)
[3] Meng
[4] Li
[5] Periodic
[6] Turbulent

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:
Please cite this article using:
H.Najafi Khaboshan, H.R.Nazif, Numerical analysis on convective turbulent air in an alternating elliptical tube, *Modares Mechanical Engineering, Proceedings of the Second International Conference on Air-Conditioning, Heating and Cooling Installations*, Vol. 16, No. 13, pp. 5-8, 2016 (in Persian فارسی)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-25]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.13.41.8]

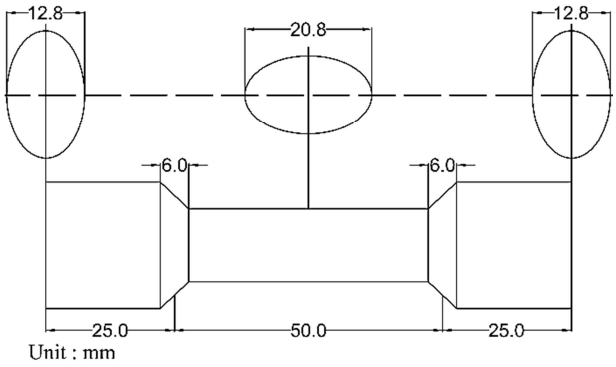

Fig. 1 Geometry and dimension of AEAT

شکل 1 هندسه و ابعاد لوله بیضی شکل متناوب محوری

بیضی شکل متناوب محوری را می‌دهد. برای تحلیل عددی، بخش متناوب لوله را مطابق "شکل 1"، با دقت بسیار بالایی با استفاده از نرم‌افزارهای طراحی تشکیل داده‌ایم.

3- تحلیل عددی

3-1- معادلات حاکم

تحلیل عددی این تحقیق به روش حجم محدود[1] انجام شده است. معادلات پیوستگی، اندازه حرکت و انرژی برای جریان توسعه یافته متلاطم، حل شده است که به ترتیب طبق روابط (1) قابل ارائه می‌باشند. معادلات در حالت پایدار و با فرض تراکم ناپذیری سیال، حل شده‌اند.

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0$$
$$\rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u_i' u_j'}\right)$$
$$\rho C_p \bar{u}_j \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(K \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - \rho C_p \overline{u_j' T'}\right) \quad (1)$$

جریان متلاطم با استفاده از مدل تصحیح شده[2] k-ε که در روابط (2) آمده‌اند، شبیه‌سازی شده است.

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + G_k - \rho\varepsilon$$
$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right] + \rho C_1 S\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu\varepsilon}} \quad (2)$$

در رابطه‌های (2) عبارت μ_t لزجت اغتشاشی و G_k نماینده تولید انرژی اغتشاشی است که به ترتیب برابر با روابط (3) و (4) می‌باشند. عبارت‌های σ_k، σ_ε، C_2 ثابت بوده و به ترتیب برابر 1، 1.2 و 1.9 می‌باشند. عبارت C_1 نیز با توجه به رابطه (5) محاسبه می‌گردد.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3)$$
$$G_k = -\rho \overline{u_i' u_j'} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (4)$$
$$C_1 = \max\left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5}\right], \eta = S\frac{k}{\varepsilon}, S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (5)$$

در مدل متلاطم تصحیح شده، پارامتر C_μ برخلاف دو مدل استاندارد و RNG، دارای مقدار ثابتی نبوده و نحوه محاسبه آن در روابط (6) ارائه داده شده است.

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\varepsilon}} \quad , \quad A_0 = 4.04 \quad , \quad A_s = \sqrt{6}\cos\phi$$
$$\phi = \frac{1}{3}\cos^{-1}\left(\sqrt{6}W\right) \quad , \quad W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\tilde{S}^3} \quad , \quad \tilde{S} = \sqrt{S_{ij}S_{ij}}$$
$$U^* = \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij}\tilde{\Omega}_{ij}} \quad , \quad \tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk}\omega_k$$
$$\Omega_{ij} = \bar{\Omega}_{ij} - \varepsilon_{ijk}\omega_k \quad (6)$$

که در روابط (6) عبارت دورانی $2\varepsilon_{ijk}\omega_k$ برای رابطه $\tilde{\Omega}_{ij}$ در محاسبات وارد شده است (این عبارت به‌صورت پیش فرض در محاسبات شبیه‌سازی وارد نمی‌شود) [3].

3-2- گسسته سازی معادلات و روش حل

در این تحلیل، الگوریتم سیمپل سی[3] برای ارتباط بین سرعت و فشار انتخاب شده است. روش پرستو[4] برای گسسته‌سازی فشار و برای سایر معادلات گسسته‌سازی شده، برای بهبود همگرایی ابتدا به اندازه 100 مرتبه تکرار، روش بالا دست مرتبه اول[5] استفاده گردید. سپس از روش بالا دست مرتبه دوم[6] برای ادامه حل تا زمانی که باقیمانده‌ها به مقدار کمتر از 5×10^{-6} برسند استفاده شد. مدل استفاده شده در کنار دیوار، روش بهبود یافته[7] می‌باشد که در این روش نیاز به داشتن Y^+ کوچکتر از یک در اولین شبکه نزدیک دیوار است. در این تحقیق برای تمامی اعداد رینولدز، این موضوع رعایت شده است. با توجه به نسبت منظری[8] شبکه در نزدیکی دیوار و هندسه لوله موردنظر، دقت مضاعف[9]، برای ذخیره‌سازی اطلاعات در نظر گرفته شده است. برای همگرایی بهتر حل، ضریب مادون تخفیف[10] برای معادله گسسته انرژی و لزجت گردابه‌ای به ترتیب 0.6 و 0.8 فرض شده است. با توجه به شرایط مرزی دوره‌ای ابتدا میدان سرعت را بدون درنظر گرفتن میدان دما حل می‌کنیم، سپس میدان سرعت را بدون حرکت کرده و میدان دما را به تنهایی حل می‌کنیم [4].

3-3- شرایط مرزی

شرایط دوره‌ای این تحلیل با مشخص بودن دبی حجمی ورودی در نظر گرفته شده است. دما دیوار در امتداد لوله ثابت و برابر با 350 درجه کلوین و درجه حرارت ورودی تعیین شده در شرایط دوره‌ای برابر 298 درجه کلوین فرض شده است. برای شرایط دوره‌ای تحلیل، ضریب تخفیف[11] را 0.5 فرض کرده‌ایم و تعداد تکرار لازم برای اصلاح β در معادله گرادیان فشار، 2 بار در نظر گرفته شده است. رابطه (7) گرادیان فشار در شرایط دوره‌ای را نشان می‌دهد. روابط (8) تا (10) به ترتیب فرضیاتی هستند که در شرایط دوره‌ای برای سرعت، فشار و دما، در نظر گرفته می‌شود. رابطه (11) نحوه محاسبه دمای بدون بعد در رابطه (10) را ارائه می‌دهد [4,3].

$$\nabla P(\vec{r}) = \beta \frac{\vec{L}}{|\vec{L}|} + \nabla \tilde{P}(\vec{r}) \quad (7)$$
$$u_i(\vec{r}) = u_i(\vec{r} + \vec{L}) = u_i(\vec{r} + 2\vec{L}) = \cdots \quad (8)$$
$$\Delta P = P(\vec{r}) - P(\vec{r} + \vec{L}) = P(\vec{r} + \vec{L}) - P(\vec{r} + 2\vec{L}) = \cdots \quad (9)$$
$$\theta(\vec{r}) = \theta(\vec{r} + \vec{L}) = \theta(\vec{r} + 2\vec{L}) = \cdots \quad (10)$$
$$\theta = \frac{T(\vec{r}) - T_w}{T_{m,i} - T_w} \quad (11)$$

[1] Finite Volume
[2] Realizable

[3] Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations Corrected (SIMPLEC)
[4] PRESTO
[5] First Order Upwind
[6] Second Order Upwind
[7] Enhanced Wall Treatment
[8] Aspec Ratio
[9] Double Precision
[10] Under-Relaxation
[11] Relaxation Factor

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-25]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.13.41.8]

3-4- بررسی استقلال از شبکه

در این تحقیق، پنج شبکه در تعداد گره‌های مختلف، تشکیل شده است. برای تمامی شبکه‌ها Y^+ کمتر از یک برای اولین شبکه در نزدیک دیوار در نظر گرفته شده است. "شکل 2" برش شبـکه تحلیل شده در این تحقیق را نشان می‌دهد. جدول 1 مقدار گرادیان فشار و عدد ناسلت در طول یک دوره از لوله بیضی شکل متناوب محوری را ارائه می‌دهد. مشاهده می‌شود که اختلاف مقادیر در دو شبکه آخر نسبت به سه شبکه دیگر بسیار ناچیز است. بنابراین تعداد گره‌های شبکه چهارم، به عنوان شبکه مناسب از جهت مستقل بودن از تعداد گره‌ها انتخاب شده است.

3-5- اعتبارسنجی تحلیل عددی

لی و همکارانش، بررسی آزمایشگاهی ضریب اصطکاک و تحلیل عددی جریان و انتقال حرارت توسعه یافته با شرایط مرزی دوره‌ای را در لوله بیضی شکل متناوب محوری بررسی کرده‌اند. "شکل 3" ضریب اصطکاک دارسی در اعداد رینولدز مختلف از جریان را نشان می‌دهد. اختلاف ضریب اصطکاک بدست آمده در این تحلیل با نتایج آزمایشگاهی لی و همکارانش کمتر از 14 درصد می‌باشد.

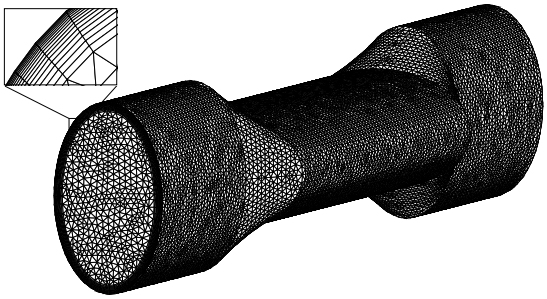

Fig. 2 Grid arrangement used in this study

شکل 2 آرایش شبکه استفاده شده در این تحقیق

جدول 1 تعداد گره پنج شبکه مختلف

Table 1 Node number of five different mesh

ردیف	تعداد گره	dp/dz	$\delta\, dp/dz$	Nu	δ Nu
1	58015	230.8241	-	41.8131	-
2	90065	226.9142	3.9099	41.9501	0.1370
3	160307	226.1636	0.7506	42.4846	0.5345
4	239218	223.8546	2.3090	42.5359	0.0513
5	311886	223.8523	0.0023	42.5313	0.0046

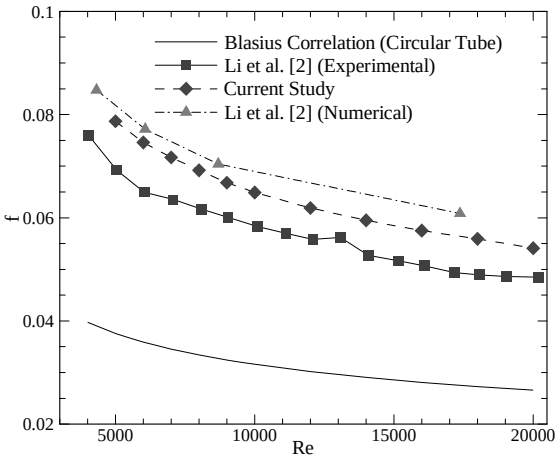

Fig. 3 Darcy friction factor for different Reynolds numbers

شکل 3 ضریب اصطکاک دارسی برای اعداد رینولدز مختلف

کاملا واضح است که اختلاف نتایج عددی این تحقیق کمتر از نتایج عددی لی و همکارانش می‌باشد (سجادی و همکارانش نیز اختلاف کمتر از 21 درصد را به‌دست آورده بودند [5]). در این تحقیق، دلیل کاهش اختلاف ضریب اصطکاک با نتایج آزمایشگاهی، آرایش متفاوت شبکه و تنظیمات انجام شده که در بخش‌های قبل به آن اشاره شد، می‌باشد. ضریب اصطکاک دارسی محاسبه شده در این تحقیق با استفاده از رابطه (12) به‌دست آمده است.

$$f = -\frac{(dp/dz)\, D_h}{\frac{1}{2}\rho u_{avg}^2} \qquad (12)$$

که در آن dp/dz گرادیان فشار در راستای جریان توسعه یافته می‌باشد [2].

4- بحث و نتیجه‌گیری

4-1- بررسی ضریب اصطکاک در جریان توسعه یافته

به‌دلیل ساختار هندسی لوله، گردابه‌های طولی[1] در امتداد لوله به‌وجود می‌آید. این گردابه‌ها ناشی از چرخش 90 درجه‌ای سطح مقطع لوله می‌باشند که باعث می‌شود جریان سیال به دیواره‌ی لوله برخورد کند و باعث افزایش ضریب اصطکاک گردد. "شکل 4" بردارهای سرعت در سطح مقطع وسط لوله را نشان می‌دهد، که جریان در رینولدز 10,000 قرار گرفته شده است. همان‌طور که کاملا در شکل مشخص است هشت گردابه در سطح مقطع لوله مشاهده می‌شود که این گردابه‌ها در امتداد طول لوله وجود دارند. با توجه به "شکل 3" ضریب اصطکاک با افزایش عدد رینولدز کاهش می‌یابد. برای محاسبه‌ی ضریب اصطکاک دارسی لوله دایره‌ای در جریان متلاطم، از رابطه تجربی بلازیوس[2] که در رابطه (13) ارائه شده است، استفاده می‌شود. این رابطه در محدوده رینولدز $4{,}000 < Re_D < 10^5$ صادق است [6]. در مقایسه با لوله دایره‌ای شکل، لوله بیضی شکل متناوب محوری ضریب اصطکاک بالاتری دارد. استفاده از این نوع لوله در مقایسه با لوله دایره‌ای، 103.7-109.5 درصد افزایش در ضریب اصطکاک را به همراه داشته است.

$$f = 0.316\, Re_D^{-1/4} \qquad (13)$$

4-2- بررسی انتقال حرارت در جریان توسعه یافته

گردابه‌های طولی در مقایسه با گردابه‌های عرضی، تاثیر بیشتری بر روی انتقال حرارت دارند. این گردابه‌ها جریان سیال را به سمت دیواره‌ها هدایت می‌کنند و تاثیر بسیاری بر روی میدان دما می‌گذارند. بنابراین ضرب داخلی بردار سرعت و گرادیان دما افزایش می‌یابد [1]. "شکل 5"، میدان دما در رینولدز 10,000 را نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که میدان دما تحت تاثیر گردابه‌های طولی قرار گرفته است که سبب افزایش انتقال حرارت می‌گردد. "شکل 6" عدد ناسلت در رینولدزهای مختلف از جریان را نشان می‌دهد. برای مقایسه با لوله دایره‌ای شکل از رابطه جنیلینسکی[3] استفـاده شده که در رابطه (14) ارائه شده است. این رابطه برای $0.5 \le Pr \le 2{,}000$ و $3{,}000 \le Re_D \le 5\times10^6$ صادق است [7]. با افزایش رینولدز جریان، عدد ناسلت افزایش می‌یابد که در لوله بیضی شکل متناوب، 92-209 درصد بیشتر از لوله دایره‌ای شکل است.

$$Nu = \frac{(f/8)\,(Re_D - 1000)\,Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}\left(Pr^{2/3} - 1\right)} \qquad (14)$$

[1] Longitudinal Vortex
[2] Blasius
[3] Gnielinski

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-25]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.13.41.8]

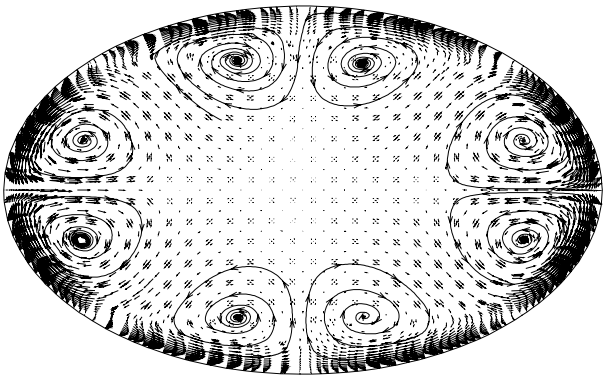

Fig. 4 Velocity vectors in the cross-section of the meddle AEAT

شکل 4 بردارهای سرعت در سطح مقطع وسط لوله بیضی شکل متناوب محوری

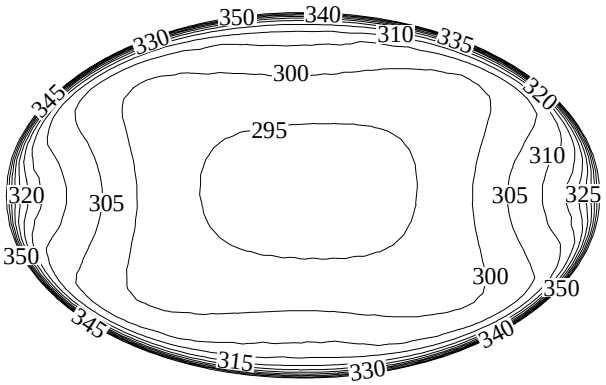

Fig. 5 Temperature field in the cross-section of the meddle AEAT

شکل 5 میدان دما در سطح مقطع وسط لوله بیضی شکل متناوب محوری

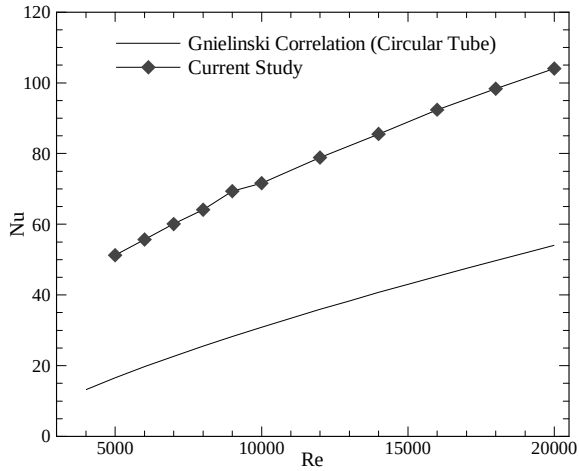

Fig. 6 Nusselt number for different Reynolds numbers

شکل 6 عدد ناسلت برای اعداد رینولدز مختلف

5- فهرست علایم

C_p	ظرفیت گرمایی ویژه ($Jkg^{-1}K^{-1}$)
D_h	قطر هیدرولیکی (m)
f	ضریب اصطکاک دارسی (بدون بعد)
K	ضریب انتقال حرارت هدایتی ($Wm^{-1}K^{-1}$)
k	انرژی جنبشی اغتشاشی (m^2s^{-2})
$\vec{L}$	بردار طول هندسه تکرار شونده (m)
Nu	عدد ناسلت (بدون بعد)
P	فشار ($kgm^{-1}s^{-2}$)
$\bar{P}$	فشار متوسط ($kgm^{-1}s^{-2}$)
Pr	عدد پرانتل (بدون بعد)
Re	عدد رینولدز (بدون بعد)
$\vec{r}$	بردار موقعیت سیال (m)
S_{ij}	متوسط نرخ تانسور کرنش (s^{-1})
T'	دمای نوسانی (K)
$\bar{T}$	دمای متوسط (K)
T_m	درجه حرارتی حجمی (K)
u_i'	سرعت نوسانی (ms^{-1})
$\bar{u}_i$	سرعت متوسط (ms^{-1})
x, y, z	مختصات محور دکارتی (m)
Y^+	فاصله از دیوار (بدون بعد)

علایم یونانی

β	جزء خطی-مختلف فشار ($kgm^{-1}s^{-2}$)
ε	نرخ پراکندگی اغتشاشی (m^2s^{-3})
θ	دمای بدون بعد
μ	لزجت دینامیکی ($kgm^{-1}s^{-1}$)
ν	لزجت سینماتیکی (m^2s^{-1})
ρ	چگالی (kgm^{-3})
σ_ε	عدد پرانتل نرخ پراکندگی اغتشاشی (بدون بعد)
σ_k	عدد پرانتل انرژی جنبشی اغتشاشی (بدون بعد)
$\bar{\Omega}_{ij}$	متوسط نرخ تانسور چرخش (s^{-1})
ω_k	نرخ پراکندگی مخصوص (s^{-1})

زیرنویس‌ها

avg	مقدار متوسط
D	قطر لوله دایره‌ای شکل (m)
i	ورودی
w	دیوار

6- مراجع

[1] J. A. Meng, X. G. Liang, Z. J. Chen, Z. X. Li, Experimental study on convective heat transfer in alternating elliptical axis tubes, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 29, No. 4, pp. 457–465, 2005.

[2] B. Li, B. Feng, Y. L. He, W. Q. Tao, Experimental study on friction factor and numerical simulation on flow and heat transfer in an alternating elliptical axis tube, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26, No. 17-18, pp. 2336–2344, 2006.

[3] *ANSYS FLUENT Theory Guide*, Release 14.0, ANSYS Inc, 2011.

[4] *ANSYS FLUENT User's Guide*, Release 14.0, ANSYS Inc, 2011.

[5] A.R. Sajadi, S. Yamani Douzi Sorkhabi, D. Ashtiani, F. Kowsari, Experimental and numerical study on heat transfer and flow resistance of oil flow in alternating elliptical axis tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 77, No. 6, pp. 124-130, 2014.

[6] F. M. White, *Viscous Fluid Flow*, Second Edition, pp. 422-424, Singapore: McGraw-Hill, 1991.

[7] F. P. Incropera, D. P. Dewitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, Seventh Edition, pp. 545, Hoboken: Wiley, 2011.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-25]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.13.41.8]