

مطالعه عددی تولید آنتروپی برای بررسی برگشت‌ناپذیری جریان نانوسیال در گردآورنده خورشیدی صفحه تخت مجهز به نوار پیچشی

سید علی فرشاد

دانشجو کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، بابل، ایران

محسن شیخ‌الاسلامی*

استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل، بابل، ایران

چکیده

در این مقاله، تولید آنتروپی نانوسیال اکسید آلومینیوم-آب در یک گردآورنده خورشیدی صفحه تخت مجهز به نوار پیچشی مورد بررسی قرار گرفته است. نرم افزار تجاری Ansys-Fluent به منظور شبیه‌سازی عددی بهره گرفته شده است. مدل آشفتگی $k-\epsilon$ تحقق‌پذیر برای شبیه‌سازی جریان آشفتاده گردیده است. تحلیل میزان تولید آنتروپی می‌تواند به بهترین طراحی از نظر قانون دوم ترمودینامیک کمک نماید. تاثیرات چیدمان نوار پیچشی و عدد رینولدز، بر تولید آنتروپی اصطکاکی و حرارتی، نمایش داده شده است. با افزایش نسبت قطر و پیچش، انتقال گرما افزایش یافته است. بنابراین تولید آنتروپی حرارتی با افزایش این پارامترها افزایش یافته اما رفتار معکوسی برای تولید آنتروپی اصطکاکی شده است که به علت افزایش گرادیان سرعت می‌باشد. کمترین مقادیر آهنگ تولید آنتروپی حرارتی و اصطکاکی به ترتیب $4748/13 \text{ W/m}^3\text{K}$ و $17/33 \text{ W/m}^3\text{K}$ به دست آمده است. همچنین، عدد بیجان، با افزایش عدد رینولدز، نسبت قطر و پیچش، کاهش یافته است. بهترین طراحی متعلق به حالتی است که بیشترین راندمان قانون دوم (حدود ۶۸ درصد) که به ازای بیشترین مقدار نسبت پیچش، قطر و عدد رینولدز رخ داده است.

واژه‌های کلیدی: تولید آنتروپی، نوار پیچشی، نانوسیال، جریان آشفتاده، گردآورنده خورشیدی صفحه تخت.

Numerical study of entropy generation to investigate irreversibilities of nanofluid flow in solar flat plate collector equipped with twisted tape

S. A. Farshad

Department of Mechanical Engineering, Babol Noshirvani University of Technology, Babol, Iran

M. Sheikholeslami

Department of Mechanical Engineering, Babol Noshirvani University of Technology, Babol, Iran

Abstract

In this paper, entropy generation of Al_2O_3 -water nanofluid in a solar flat plate collector with twisted tapes has been investigated numerically. ANSYS Fluent commercial software has been used for numerical simulation. Realizable $k-\epsilon$ turbulence model was applied for turbulent flow modeling. The analysis of entropy generation can help to best design from theory of the second law of thermodynamics. Influences of arrangements of the twisted tape and Reynolds number on frictional and thermal entropy generations have been presented. By increasing the diameter ratio (D^*) and revaluation of ratio (N), the heat transfer rate is increased. So, the thermal entropy generation is reduced with rise of such parameters but opposite trend is observed for friction entropy generation due to the increase of the velocity gradient. The smallest values of thermal and frictional entropy generations rate are obtained 4748.13 $\text{W/m}^3\text{K}$ and 17.33 $\text{W/m}^3\text{K}$, respectively. Moreover, Bejan number decreases with increase of D^* , N and Re. The best design belongs to the case with highest second law efficiency (about 68%) which is occurred for greatest diameter ratio, revaluation of ratio and Reynolds number.

Keywords: Entropy generation, Twisted tape, Nanofluid, Turbulent flow, Solar flat plate collector.

در حال توسعه داخل موتور، با سیال کاری روغن تحت شرایطی که خواص سیال با دما متغیر باشد آهنگ تولید آنتروپی را مورد تجزیه و تحلیل قرار دادند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که روغن به دلیل لزجت بالا، تولید آنتروپی اصطکاکی بیشتری نسبت به سیال آب دارد. بن منصور و همکاران [۸] برای یک مسئله جابه‌جایی ترکیبی جریان لایه‌ای که خواص سیال متغیر است، تحلیل آنتروپی انجام دادند. جریان در یک میکرو کانال مربع منحنی شکل توسط جیو و همکاران [۹] مورد مطالعه قرار گرفته است. چگونگی تاثیرات لزجت وابسته به دما بر تولید آنتروپی مورد ارزیابی قرار گرفته است. ساهین [۱۰] جریان لایه‌ای داخل کانال تحت شار یکنواخت را مورد بررسی قرار داد. او نشان داد که میتوان یک مقدار مشخص برای ابعاد مبادله‌کن گرما و دمای ورودی آن در نظر گرفت تا مقدار آنتروپی تولیدی به حداقل برسد.

۱- مقدمه

بهینه‌سازی سیستم‌های مهندسی به علت بحران انرژی در جهان، مورد توجه طراحان در دهه‌های اخیر قرار گرفته است. یکی از رویکردهای مهم در زمینه بهینه‌سازی، بهرمندی از قانون دوم ترمودینامیک که به نام تولید آنتروپی شناخته می‌شود [۱]، در یک کانال مجهز به هیتر که در آن جریان سیال آشفتاده است، آنتروپی تولید شده کل ناشی از اصطکاک سیال (چسبندگی) و گرادیان دما می‌باشد [۲]. عمدتاً این اثرات در نواحی نزدیک به دیواره است که در آنجا تغییرات دما و سرعت نسبت به سایر نواحی بیشتر می‌باشد. در دو مطالعه متفاوت، ساهین [۳] اهمیت تاثیر لزجت سیال در جریان آشفتاده را نشان داد. بن‌منصور و ساهین [۴] در یک جریان لایه‌ای

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: mohsen.sheikholeslami@nit.ac.ir

مقاله، یک گردآورنده خورشیدی صفحه تخت مورد تجزیه و تحلیل قانون دوم ترمودینامیک قرار می‌گیرد. حل عددی گردآورنده خورشیدی مجهز به نوار پیچشی با نسبت ابعادی مختلف و عدد رینولدز ۴۰۰۰ تا ۲۰۰۰۰ صورت گرفته است. سیال کاری آب به همراه ذرات نانو آلومینیوم اکسید در کسر حجمی ۳٪ است. هدف از این مطالعه، تاثیر نوارهای پیچشی با نسبت‌های هندسی مختلف در گردآورنده خورشیدی صفحه تخت، بر آهنگ تولید آنترژی است. کانتورهای آنترژی، نمودار میانگین آنترژی کل، عدد بی بعد بیجان و نسبت بی بعد آنترژی در حالت‌های مختلف گزارش و به تفسیر آن پرداخته شده است.

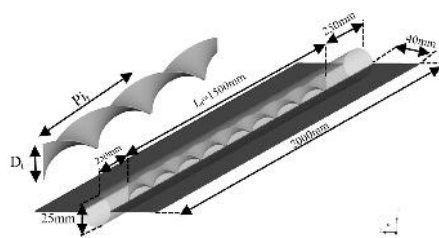
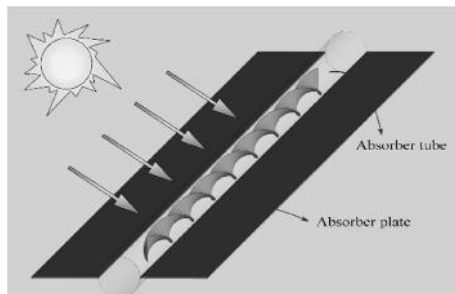
۲- مدل فیزیکی و شرایط مرزی

۱-۲- هندسه مسئله

در گردآورنده خورشیدی صفحه تخت مورد مطالعه، یک لوله به همراه دو صفحه جاذب بررسی می‌شود. صفحه جاذب به طول ۲ متر و عرض ۴۰ میلی‌متر به ضخامت ۱ میلی‌متر می‌باشد. قطر لوله جاذب ۱ اینچ و ضخامت ۱ میلی‌متر، جنس لوله و صفحات آلومینیوم است. طول نوار پیچشی ۱/۵ متر، ضخامت آن ۰/۵ میلی‌متر، در نسبت پیچش (N) ۰/۴، ۰/۵، ۰/۶ و ۰/۷ و نسبت قطر (D*) ۰/۱، ۰/۱۲ و ۰/۱۴ مدل‌سازی شده است. روابط به صورت زیر بیان می‌شود:

$$N = L_t / P_t \quad (1)$$

$$D^* = D_t / L_t \times 10 \quad (2)$$



شکل ۱- هندسه و ابعاد مسئله

۲-۲- مش بندی و شرایط مرزی

برای ورودی لوله شرط سرعت ثابت و دمای یکنواخت نانوسیال و برای خروجی شرط فشار نسبی صفر اعمال می‌شود. برای صفحات و لوله جاذب از شرط شار گرمایی ثابت استفاده می‌شود تا حجم محاسبات کاهش یابد. شرط عدم لغزش برای دیواره لوله و نوار پیچشی تنظیم می‌شود. سیال غیرقابل تراکم و پایا فرض می‌شود.

استفاده بهینه از انرژی هدف اصلی در طراحی یک سیستم ترمودینامیکی است. این را می‌توان با به حداقل رساندن تولید آنترژی در فرایندهای سیستم ترمودینامیکی بدست آورد. برگشت ناپذیری در جریان سیال داخل یک مجرا معمولاً وابسته به انتقال گرما و اصطکاک است. مکانیزم‌های مختلف و ویژگی‌های طراحی به برگشت‌پذیری کمک می‌کند [۱۱]. یک طراحی ترمودینامیکی بهینه‌ای وجود دارد که مقدار تولید آنترژی را به حداقل می‌رساند. برای یک سیستم داده شده، مجموعه ای از پارامترهای ترمودینامیکی که شرایط عملیاتی را بهینه می‌کنند، ممکن است بدست آید. تجزیه و تحلیل قانون دوم در انتقال گرما و طراحی گرمایی توسط بیجان [۱۲ و ۱۳] شرح داده شده است. او مراحل اولیه را برای کمینه کردن تولید آنترژی در اجزای مختلف یک سیستم ارائه کرد. نگ و کومار [۱۴] بهینه‌سازی قانون دوم را برای انتقال گرما جابه‌جایی در یک کانال با شار گرمایی ثابت مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها نمودار تغییرات آنترژی بر حسب اختلاف دماهای سیال و سطح رسم نمودند. نتیجه به این صورت بود که به دلیل ثابت بودن شار ورودی بر سطح، عدد استانتون و اختلاف دمای بین سیال و سطح ثابت است.

از روش‌های افزایش انتقال گرما می‌توان به افزودن ذرات نانو به سیال جهت افزایش رسانایی گرمایی سیال اشاره کرد. چوی [۱۵] اصطلاح نانوسیال را نخستین بار معرفی نمود. نانوذرات با یکی از دو فرآیند، شیمیایی و فیزیکی تهیه می‌شوند. سیال پایه، آب طبیعی، اتیلن گلیکول-آب و آب-روغن موتور است که با نانوذرات ترکیب می‌شود. کسر حجمی نانوسیال‌ها به طور معمول از ۱٪ تا ۵٪ برای رسیدن به خواص موثر رسانایی گرمایی و لزجت می‌باشد. سید امیرحسین زمزمیان و همکاران [۱۶] پژوهش تجربی در زمینه کاربرد نانوسیالات در گردآورنده‌های خورشیدی صفحه تخت انجام دادند. نتیجه حاصله به این شرح است که غلظت نانو ذرات بیشتر گردد، مقدار بازده افزایش خواهد یافت. امیر صدقی‌نسب و همکاران [۱۷] یک مطالعه عددی جهت بررسی تاثیرات نانوسیال بر انتقال گرما جابه‌جایی جریان لایه‌ای و آشسته در لوله‌های مستقیم و U شکل انجام دادند. انتقال گرما و افت فشار با افزایش کسر حجمی نانوذرات بیشتر شده و همچنین در قسمت خمیده لوله نیز انتقال گرما نسبت به سایر نواحی بیشتر است. همچنین احسان ابراهیم نیا بجستان و حمید نیازمند [۱۸] اثرات نانوسیال در لوله‌های خمیده را در مبادله‌کن گرما مورد بررسی عددی قرار دادند. با توجه به نتایج گزارش شده، وجود لوله خمیده و همچنین استفاده از نانوسیالات باعث افزایش چشم‌گیر انتقال گرما می‌شوند. اکرم جهانبخشی و افشین احمدی ندوشن [۱۹] انتقال گرما جابه‌جایی نانوسیال را در کانال مربعی با لوله صلب میانی و صفحه نگهدارنده بررسی کردند. طبق نتایج گزارش شده با افزایش درصد حجمی ذرات نانو، کاهش قابل توجهی در دمای بی‌بعد جریان حاصل شده است که به معنای افزایش ضریب انتقال گرما جابه‌جایی است. سید محمد حسینی و همکاران [۲۰] مطالعه عددی در زمینه جابه‌جایی طبیعی نانوسیال را در یک محفظه مثلثی با تیغه گرم‌زا انجام دادند. بررسی آن‌ها نشان داد که افزایش کسر حجمی نانوذرات، عدد رابلی و طول تیغه، انتقال گرما را افزایش می‌دهد.

مطالعات بسیار کمی در زمینه تجزیه و تحلیل قانون دوم ترمودینامیک در گردآورنده‌های خورشیدی صورت گرفته است. در این

این مدل از شبیه سازی، انرژی جنبشی آشفتگی و نرخ اضمحلال به این صورت مطرح می شود [۲۵]:

$$\nabla \cdot (\rho_{\text{eff}} \bar{u} \mathbf{K}) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (7)$$

$$\nabla \cdot (\rho_{\text{eff}} \bar{u} \varepsilon) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + C_1 \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_2 \rho_{\text{eff}} \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} \quad (8)$$

$$G_k = \tau \nabla \bar{u}^T \quad (9)$$

به منظور شبیه سازی عددی مسئله حاضر، معادلات حاکم با استفاده از روش حجم محدود گسسته سازی شده و از الگوریتم SIMPLE برای حل استفاده می شود. در شبیه سازی عددی فشار استاندارد و از طرح بالادست مرتبه اول برای معادلات حرکت و انرژی استفاده می شود. کوپلینگ فشار و سرعت با استفاده از الگوریتم SIMPLE صورت می گیرد. معیار همگرایی برای معادله انرژی 10^{-9} و سایر معادلات 10^{-5} می باشد.

۳-۳- معادلات حاکم نانو سیال تک فاز

در این مقاله به دلیل تغییرات کم دمایی از وابستگی خواص به دما صرف نظر و همچنین برای بدست آوردن خواص نانوسیال از روش تک فاز استفاده می شود. در این روش معادلات تغییر نمی کنند و فقط خواص سیال عوض می گردد. روابط به صورت زیر می باشد [۲۶]:

$$k_{\text{nf}} = k_f \left[\frac{k_p + (SH-1)k_f - (SH-1)\phi(k_f - k_p)}{k_p + (SH-1)k_f + \phi(k_f - k_p)} \right] \quad (10)$$

$$\mu_{\text{nf}} = \mu_f / (1 - \phi)^{2.5} \quad (11)$$

$$\rho_{\text{nf}} = \rho_f (1 - \phi) + \rho_p \phi \quad (12)$$

$$(\rho C_p)_{\text{nf}} = (\rho C_p)_f (1 - \phi) + (\rho C_p)_p \phi \quad (13)$$

مشخصات مربوط به آب و نانوذره در جدول ۱ آورده شده است.

جدول ۱- خواص ترموفیزیکی آب و ذرات نانو

مشخصات فیزیکی	آب (فاز مایع)	Al ₂ O ₃
گرمای ویژه	۴۱۸۱/۸	۷۶۵
چگالی	۹۹۸/۲	۳۹۰۰
رسانایی گرمایی	۰/۶۰	۳۰
لزجت	۰/۰۰۱۰۰۳	-

۴-۳- پارامترهای شبیه سازی

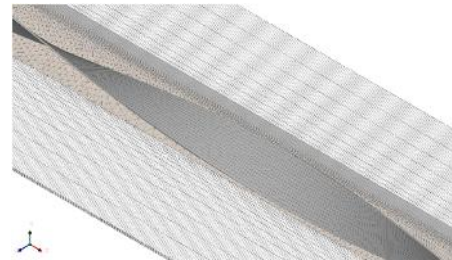
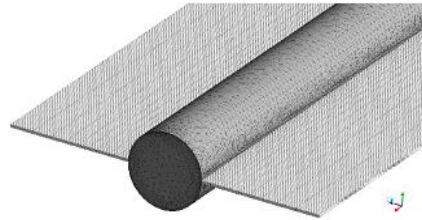
عدد رینولدز (Re)، ضریب اصطکاک و عدد ناسلت به صورت زیر محاسبه می شوند:

$$Re = \frac{\rho u D}{\mu} \quad (14)$$

$$f = \frac{2D \Delta P}{\rho L u^2} \quad (15)$$

$$Nu = \frac{h D}{k_{\text{nf}}} \quad (16)$$

شبکه بندی محاسباتی برای هندسه مسئله در شکل ۲ نشان داده شده است. به منظور شبکه بندی از نرم افزار انسیس-مشینگ^۱ استفاده گردیده است. برای مش بندی دیواره لوله از مش لایه مرزی استفاده شده است تا جریان اطراف دیواره دقیق تر بررسی شود. بدین منظور برای بدست آوردن مقادیر مرزی نزدیک دیواره از تابع بهبود یافته دیواره استفاده شده است. از طرفی دیگر با توجه به هندسه صفحات جاذب و نوار پیچشی، مش سازمان یافته برای شبکه بندی آنها مناسب می باشد.



شکل ۲- شبکه بندی محاسباتی مسئله

۳- معادلات حاکم

۱-۳- معادلات حاکم بر سیال

معادلات حاکم بر جریان سیال به صورت زیر نوشته می شود [۲۱]:

$$\nabla \cdot (\rho_{\text{eff}} \bar{u}) = 0 \quad (3)$$

$$\nabla \cdot (\rho_{\text{eff}} \bar{u} \bar{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\tau) \quad (4)$$

$$\nabla \cdot (\bar{u} \rho_{\text{eff}} c_{p, \text{eff}} T) = \nabla \cdot (k_{\text{eff}} \nabla T + \tau \cdot \bar{u}) \quad (5)$$

$$\tau = \mu_{\text{eff}} (\nabla \bar{u} + \nabla \bar{u}^T - \frac{2}{3} \nabla \cdot \bar{u} \mathbf{I}) \quad (6)$$

۲-۳- معادلات جریان آشفته

تا کنون مدل های آشفتگی زیادی ارائه شده است که هر کدام از آنها برای رژیم خاصی از جریان قابل اعمال و دقت لازم را برخوردار می باشد. هدف نهایی هر مدل بدست آوردن اندازه تنش رینولدز در نقاط مختلف جریان است. مدل k-ε برای اکثر جریان های موجود در کاربردهای مهندسی مورد استفاده و معتبر است [۲۲-۲۴]. در این مطالعه از مدل جریان آشفته k-ε تحقق پذیر^۲ که یک مدل دو معادله ای و بهبود یافته مدل استاندارد است، مورد استفاده قرار گرفته گردید. برای

¹ Ansys Meshing

² Realizable

۵-۳- معادلات تولید آنتروپی

آهنگ تولید آنتروپی به صورت زیر تعریف می‌شود [۲۷]:

$$S_{gen,total} = S_{gen,th} + S_{gen,f}$$

$$= \frac{k_{nf}}{T^2} \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)^2 \right] + \frac{\mu_{nf}}{T} \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u_x}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_y}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_z}{\partial z} \right)^2 \right] + \left[\left(\frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_x}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_y}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial y} \right)^2 \right] \right\} \quad (17)$$

عدد بی‌بعد بیجان، توزیع برگشت‌ناپذیری را نشان می‌دهد. در این مطالعه برای مشخص کردن سهم آنتروپی انتقال گرما به آنتروپی تولید شده کل است که به صورت زیر بدست می‌آید [۲۸]:

$$Be = \frac{S_{gen,th}}{S_{gen,total}} \quad (18)$$

پس از بدست آوردن آهنگ آنتروپی تولید شده در لوله عادی و لوله مجهز شده به نوار پیچشی، می‌توان مقدار افزایش آنتروپی را بدست آورد:

$$\phi_s = \frac{S_{gen,e}}{S_{gen,p}} \quad (19)$$

به بیان فیزیکی، زمانی که $\phi_s < 1$ تکنیک‌های افزایش انتقال گرما از لحاظ ترمودینامیکی سودمند هستند [۲۸ و ۲۹].

به منظور بررسی راندمان قانون دوم ترمودینامیک ابتدا مقدار آهنگ کلی قابلیت کاردهی از منبع گرما و بازگشت‌ناپذیری جریان محاسبه می‌شود [۳۰]:

$$\dot{E}x_{loss} = T_a S_{gen,total} \quad (20)$$

T_a دمای محیط کاری که مقداری ثابت دارد و T_s دمای سطحی است که به آن شار گرمایی اعمال می‌شود. میزان راندمان قانون دوم از رابطه زیر بدست می‌آید [۳۰]:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}x_{heat} - \dot{E}x_{loss}}{\dot{E}x_{heat}} \quad (21)$$

۴- بحث و نتایج

۴-۱- استقلال از مش

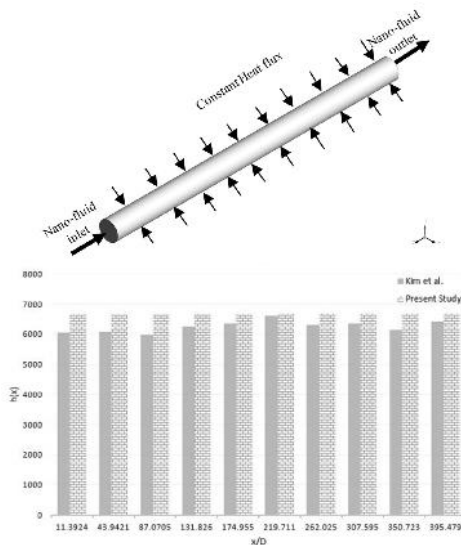
برای حالت $D^* = 0.14$ و نسبت پیچش ۷، در رینولدز ۲۰۰۰۰ به همراه نانوسیال آب آلومینیوم اکسید در کسر حجمی ۳٪ استقلال از شبکه صورت گرفت. نتایج بدست آمده در جدول شماره ۲ گزارش شده است.

جدول ۲- نتایج استقلال از مش

مدل شبکه	تعداد سلول	Nu	f
درشت	۱,۵۷۴,۱۹۵	۲۴۸/۷۸	۰/۰۶۱۸۴۷
متوسط	۴,۵۴۰,۸۸۳	۲۱۶/۶۸	۰/۰۵۸۵۸۶
ریز	۶,۹۳۵,۱۵۰	۱۷۲/۷۲	۰/۰۵۸۰۳۰
بسیار ریز	۹,۸۴۷,۸۷۵	۱۷۲/۶۹	۰/۰۵۷۸۷۴
حالت پایه	۱۲,۹۸۹,۴۴۰	۱۷۲/۶۴	۰/۰۵۷۱۶۴

۴-۲- اعتبارسنجی

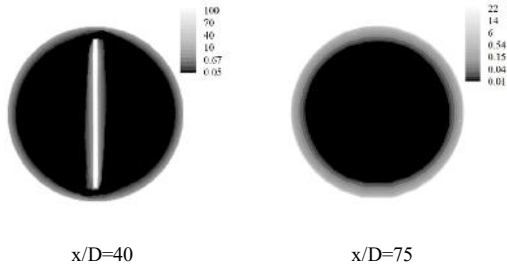
کیم و همکاران [۳۱] مقاله آزمایشگاهی در زمینه انتقال گرما نانوسیال به چاپ رساندند که برای اعتبارسنجی از آن استفاده شده است. نویسندگان این مقاله انتقال گرما جابه‌جایی را بر روی یک لوله به قطر ۴/۵۷ میلی‌متر و طول ۲ متر، تحت تاثیر شار گرمایی یکنواخت، جریان سیال آشفته و لایه‌ای بررسی نمودند. برای برقرار کردن یک شرایط شار گرمایی ثابت، بخش انتقال گرما به وسیله یک منبع تغذیه DC ثابت الکتریکی گرم می‌شود. آب خالص، نانوسیال آب-آلومینیوم اکسید با کسر حجمی ۳٪ و آب-کربن آمورف با کسر حجمی ۳/۵٪ در دمای ۲۲ درجه سانتی‌گراد و حالت جریان آشفته و لایه‌ای بررسی گردید. ۱۱ عدد ترموکوپل تی شکل برای اندازه‌گیری دما در راستای لوله قرار داده شد تا در طول لوله دمای دیواره لوله را اندازه‌گیری کند و دو ترموکوپل در ورودی و خروجی قرار گرفت تا دمای توده‌ای سیال را بسنجد. کیم و همکاران تاثیرات نانوذرات در جریان لایه‌ای و آشفته را تحت شار گرمایی ثابت بررسی کردند. آن‌ها نتیجه گرفتند که افزودن ذرات نانو به سیال پایه بر میزان ضریب انتقال گرما می‌افزاید و همچنین نانوذرات آلومینیوم اکسید به نسبت کربن آمورف عملکرد بهتری از خود نشان داده است. به منظور اعتبارسنجی جریان سیال آشفته با عدد رینولدز ۴۶۰۰ در داخل یک لوله خالی با نانو سیال آب-آلومینیوم اکسید با کسر حجمی ۳٪ بررسی گردید. ابعاد لوله مورد بررسی ۲ متر و قطر آن ۴/۵۷ میلی‌متر تحت تاثیر شار گرمایی یکنواخت برابر با 295 W/m^2 قرار دارد. در شکل ۳ ضریب انتقال گرما برای حالت آزمایشگاهی توسط کیم و همکاران و حالت عددی بدست آمده در راستای طولی لوله مقایسه شده است. حداکثر میزان خطا بین روش عددی و آزمایشگاهی برابر با ۷/۶۹٪ که مقدار قابل قبولی است.



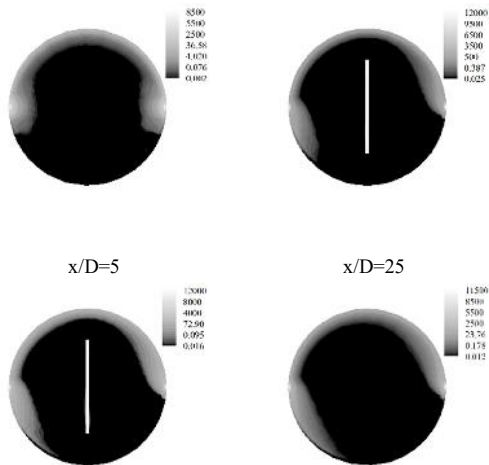
شکل ۳- هندسه و نمودار اعتبارسنجی

۴-۳- آنتروپی اصطکاکی

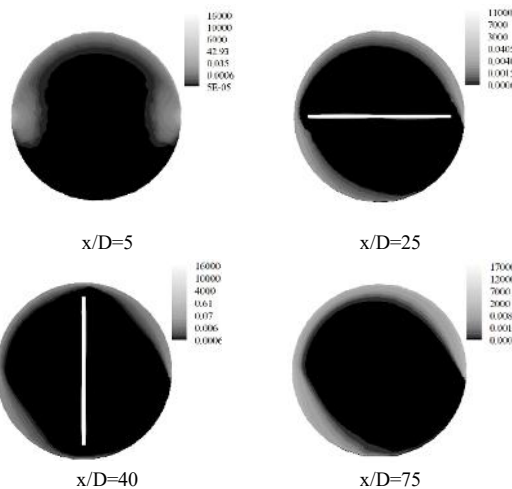
شکل ۴ و ۵ به ترتیب توزیع آنتروپی اصطکاکی را در مقاطع مختلف برای کمترین و بیشترین نسبت قطر، پیچش و عدد رینولدز نمایش می‌دهد. در اطراف دیواره به دلیل افزایش گرادیان سرعت،



شکل ۵- توزیع آنژیومی اصطکاکی برای نسبت پیچش ۷ و $D^* = 0.14$ و رینولدز ۲۰۰۰



شکل ۶- توزیع آنژیومی حرارتی برای نسبت پیچش ۴ و $D^* = 0.1$ و رینولدز ۴۰۰۰



شکل ۷- توزیع آنژیومی حرارتی برای نسبت پیچش ۷ و $D^* = 0.14$ و رینولدز ۲۰۰۰

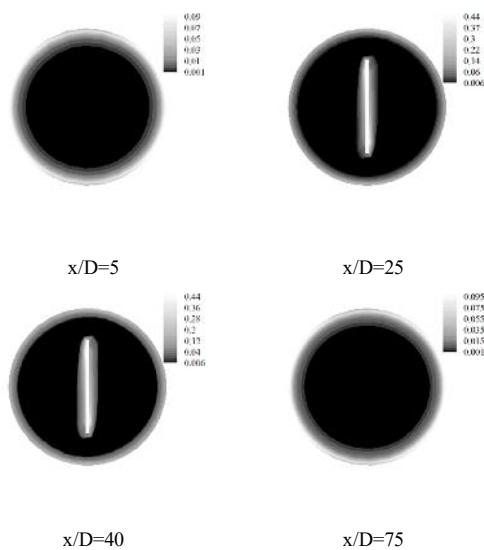
۴-۵- تاثیرات نسبت قطر و پیچش بر آنژیومی اصطکاکی

با قرار دادن نوار پیچشی در لوله گرادیان سرعت سیال دستخوش

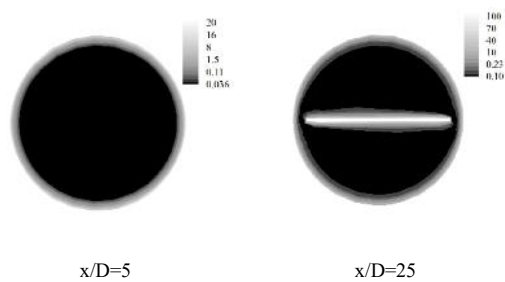
برگشت ناپذیری در آن نواحی نسبت به سایر بیشتر است. وجود نوار پیچشی باعث ایجاد جریان ثانویه شده که خود سبب افزایش آهنگ آنژیومی اصطکاکی می‌شود. به طور کلی در فواصل دورتر از دیواره مقدار آنژیومی اصطکاکی تولید شده کمتر است.

۴-۴- آنژیومی حرارتی

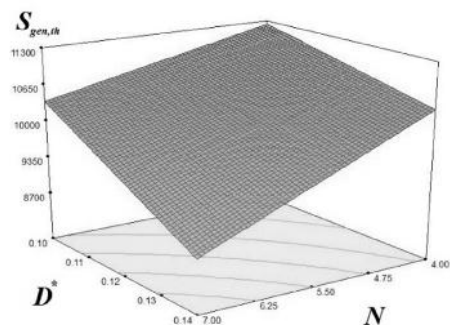
در شکل ۶ و ۷ توزیع آنژیومی حرارتی برای مقاطع مختلف نشان داده شده است. وجود نوار پیچشی باعث ایجاد جریان چرخشی در سیال می‌شود که مقدار آشفتگی جریان را افزایش می‌دهد و جریان همواره در حال توسعه یافتگی است. در نتیجه مقدار ضریب انتقال گرما بیشتر می‌شود. در اطراف دیواره لوله به دلیل وجود شار گرمایی مقدار دمای سیال بیشتر از سایر نواحی است و میزان انتقال گرما، مقدار بیشتری دارد. انتقال گرما باعث برگشت ناپذیری شده و تولید آنژیومی می‌کند. در طرفین لوله به دلیل تماس با صفحات جذاب گرمایی بیشتری را جذب می‌کند یا به عبارتی دیگر بازگشت ناپذیری حرارتی در آن قسمت بیشتر است. همانطور که از مقادیر پیداست مقدار برگشت ناپذیری تولید شده در انتقال گرما بیشتر از مقدار تولید شده توسط جریان سیال یا همان اصطکاک است.



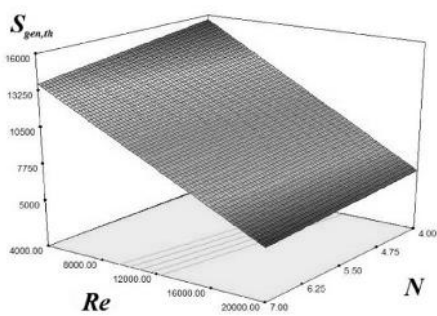
شکل ۴- توزیع آنژیومی اصطکاکی برای نسبت پیچش ۴ و $D^* = 0.1$ و رینولدز ۴۰۰۰



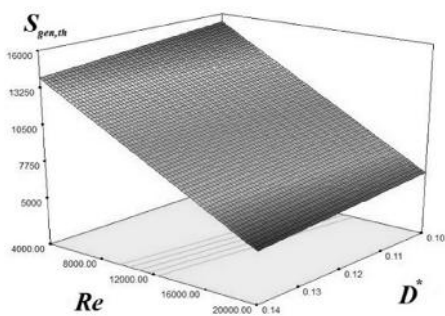
حرارتی تولید شده در نسبت پیچش ۷، نسبت قطر ۰/۱۴ و عدد رینولدز ۲۰۰۰۰ می‌باشد که مقداری برابر $4748/13 \text{ W/m}^2\text{K}$ دارد.



Re=12000



D*=0.12



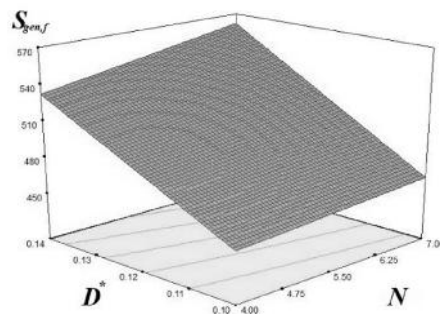
N=5

شکل ۹- تغییرات آهنگ تولید آنتروپی حرارتی در نسبت های متفاوت پیچش و قطر در اعداد رینولدز مختلف

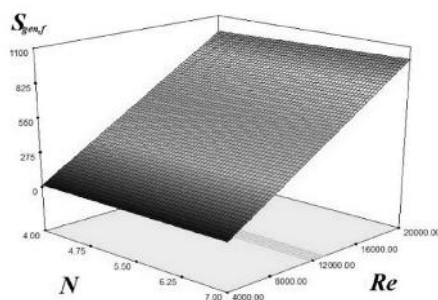
۴-۷- تاثیرات نسبت قطر و پیچش بر عدد بیجان

برای نشان دادن سهم هرکدام از برگشت ناپذیری‌ها به آهنگ تولید کلی از عدد بیجان استفاده می‌شود. تاثیر پارامترهای مورد بررسی بر عدد بیجان در شکل ۱۰ به نمایش درآمده است. عدد بیجان از ۰ تا ۱ متغیر است. اگر صفر باشد نشان می‌دهد که بازگشت ناپذیری به خاطر لزجت سیال غالب است. اما زمانی که ۱ باشد آنتروپی حرارتی بر اصطکاکی غلبه می‌کند. با افزایش نسبت پیچش، قطر و عدد رینولدز مقدار عدد بیجان همواره کاهش می‌یابد. طراحی باید به گونه‌ای باشد که مقدار عدد بیجان کمتر شود زیرا کمتر بودن این عدد نشان دهنده تولید کمتر آنتروپی حرارتی است و از طرفی دیگر مقدار عددی تولید آنتروپی حرارتی نسبت به اصطکاکی بیشتر است. بنابراین کمترین

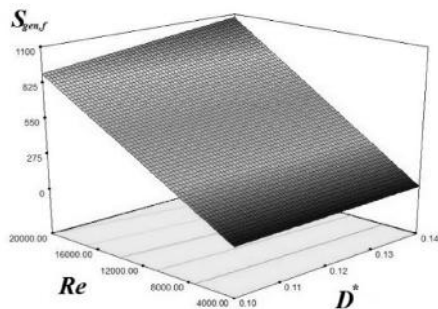
تغییر می‌شود که خود باعث تغییرات در آهنگ تولید آنتروپی اصطکاکی می‌شود. شکل ۸ آهنگ تغییرات آنتروپی اصطکاکی را در حالت‌های مختلف نشان می‌دهد. هرچه مقدار نسبت قطر و پیچش بیشتر شود گرادیان سرعت نیز افزایش می‌یابد. با افزایش عدد رینولدز مقدار آشفتنگی جریان بیشتر می‌شود و برگشت ناپذیری اصطکاکی افزایش می‌یابد. در نسبت پیچش ۴، نسبت قطر ۰/۱۰ و عدد رینولدز ۴۰۰۰ کمترین آهنگ آنتروپی اصطکاکی برابر با $17/33 \text{ W/m}^2\text{K}$ است.



Re=12000



D*=0.12

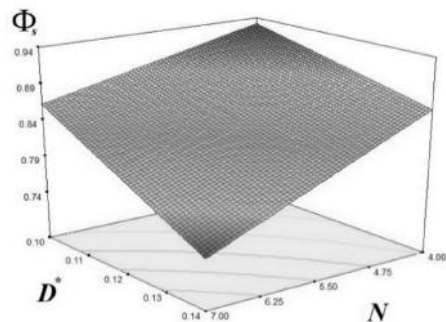


N=5

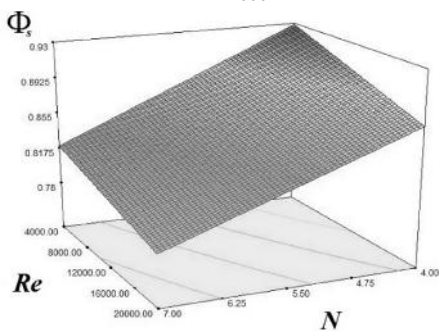
شکل ۸- تغییرات آهنگ تولید آنتروپی اصطکاکی در نسبت های متفاوت پیچش و قطر در اعداد رینولدز مختلف

۴-۶- تاثیرات نسبت قطر و پیچش بر آنتروپی حرارتی

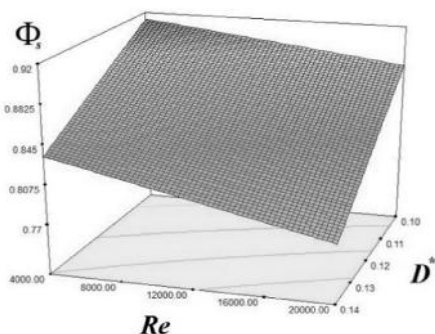
در شکل ۹ نمودار تغییرات آهنگ تولید آنتروپی حرارتی بر حسب پارامترهای مختلف نشان داده شده است. در یک مقدار ثابت رینولدز با افزایش نسبت قطر و پیچش، باعث کاهش دمای جداره لوله می‌شود و جنبش مولکولی نیز کاهش می‌یابد در نتیجه مقدار آهنگ آنتروپی تولیدی توسط گرما نیز کاهش یابد. از سوی دیگر افزایش عدد رینولدز نیز سبب کاهش آنتروپی حرارتی می‌شود. کمترین میزان آنتروپی



Re=12000



D*=0.12



N=5

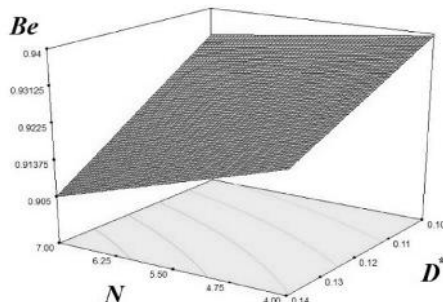
شکل ۱۱- تغییرات عدد افزایشی آنتروپی در نسبت های متفاوت پیچش و قطر در اعداد رینولدز مختلف

۴-۹- تاثیرات نسبت قطر و پیچش بر راندمان قانون دوم

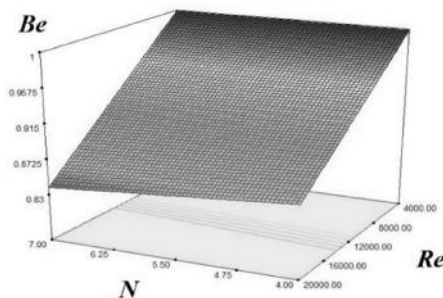
ترمودینامیک

در جدول ۳ راندمان قانون دوم ترمودینامیک برای بیشترین و کمترین مقادیر نسبت پیچش، قطر و عدد رینولدز محاسبه شده است. همانطور که پیداست با افزایش نسبت قطر، پیچش و عدد رینولدز مقدار راندمان قانون دوم افزایش می یابد. به عبارت دیگر با افزایش انتقال گرما به تبع آن آنتروپی تولیدی ناشی از گرما کاهش یافته و بر مقدار راندمان افزوده می شود. بنابراین در عدد رینولدز ۲۰۰۰۰، نسبت پیچش ۷ و نسبت قطر ۰/۱۴ بیشترین مقدار راندمان برابر با ۶۷/۸۹ درصد حاصل می شود.

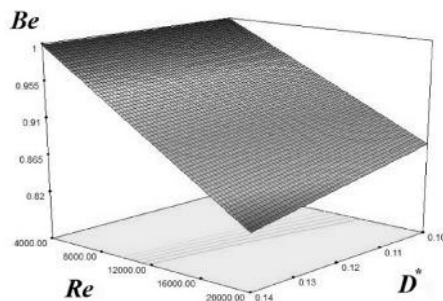
مقدار عدد بیجان مربوط به نسبت پیچش ۷، نسبت قطر ۰/۱۴ و عدد رینولدز ۲۰۰۰۰ است که مقداری برابر ۰/۸۱ دارد. هرچه عدد بیجان به ۰/۵ نزدیک شود برگشت ناپذیر بودن انتقال گرما مانند برگشت ناپذیری اصطکاک سیال در تولید آنتروپی است.



Re=12000



D*=0.12



N=5

شکل ۱۰- تغییرات عدد بیجان در نسبت های متفاوت پیچش و قطر در اعداد رینولدز مختلف

۴-۸- تاثیرات نسبت قطر و پیچش بر عدد افزایشی

آنتروپی

با توجه به شکل ۱۱ در یک مقدار ثابت رینولدز با افزایش نسبت قطر و پیچش، عدد افزایشی آنتروپی کاهش می یابد. کمترین مقدار این پارامتر در عدد رینولدز ۲۰۰۰۰، نسبت پیچش ۷ و نسبت قطر ۰/۱۴ بدست می آید که برابر با ۰/۷۲ است. عدد افزایشی آنتروپی نسبت آنتروپی تولید شده در لوله با نوارپیچشی به لوله خالی است. هرچه مقدار آن کمتر باشد، تکنیک های بکار گرفته شده مفید است، زیرا باعث افزایش انتقال گرما و کاهش درجه برگشت پذیری سیستم می شوند.

جدول ۳- راندمان قانون دوم ترمودینامیک

N	D*	Re	$\eta_{II}(\%)$
۷	۰/۱	۴۰۰۰	۱۷/۷۱
۷	۰/۱	۲۰۰۰۰	۶۱/۸۸
۷	۰/۱۴	۴۰۰۰	۲۸/۶۶
۷	۰/۱۴	۲۰۰۰۰	۶۷/۸۹
۴	۰/۱	۴۰۰۰	۱۱/۲۶
۴	۰/۱	۲۰۰۰۰	۵۸/۷۵
۴	۰/۱۴	۴۰۰۰	۱۴/۹۳
۴	۰/۱۴	۲۰۰۰۰	۶۲/۴۵

۵- نتیجه گیری

تجزیه و تحلیل قانون دوم ترمودینامیک یکی از روش‌های بهینه سازی سیستم‌های مهندسی است که در طراحی باید به آن توجه داشت. در این مقاله یک گردآورنده خورشیدی صفحه تخت به همراه نوارپیچشی با نسبت‌های مختلف پیچش و قطر، از دیدگاه قانون دوم ترمودینامیک مورد بررسی قرار گرفت. آنتروپی تولید شده به واسطه اصطکاک و گرما به طور جداگانه تحلیل و مقادیر عدد بیجان و آنتروپی افزایشی در تمامی حالات محاسبه شد. موارد بدست آمده از این حل عددی به شرح زیر است:

- آنتروپی اصطکاک و وابسته به گرادیان سرعت است. تغییرات هندسی مانند افزایش نسبت قطر و پیچش، آهنگ آنتروپی اصطکاک را بیشتر می‌کند.
- هرچه مقدار ضریب انتقال گرما بیشتر شود، دمای جداره کاهش و میزان آنتروپی تولیدی توسط گرما کمتر می‌شود. مقدار عددی آهنگ آنتروپی حرارتی بسیار بزرگتر از اصطکاک است.
- عدد بیجان نزدیک به ۱ نشان دهنده غلبه بر تولید آنتروپی حرارتی بر روی تولید آنتروپی اصطکاک است.
- با توجه به عدد افزایشی آنتروپی برای حالت نسبت پیچش ۷ و نسبت قطر ۰/۱۴ و عدد رینولدز ۲۰۰۰۰ کمترین مقدار آنتروپی کل نسبت به حالت لوله خالی و بیشترین راندمان از دیدگاه قانون دوم ترمودینامیک بدست می‌آید.

۶- سپاسگزاری

نویسندگان مقاله مراتب قدردانی خود را از حمایت دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل از طریق اعتبار پژوهشی شماره BNUT/۳۹۰۰۵۱/۹۸ اعلام می‌دارند.

۷- فهرست علائم

علائم انگلیسی

Be	عدد بیجان
C ₁ , C ₂	ثوابت مدل آشتفگی
C _p	گرمای ویژه (JKg ⁻¹ K ⁻¹)

علائم یونانی

ε	آهنگ اضمحلال (m ² s ³)
ρ	چگالی (kgm ⁻³)
σ_ε	عدد پرانتل آشتفگی برای آهنگ اضمحلال
σ_K	عدد پرانتل آشتفگی برای انرژی جنبشی آشتفگی
μ	لزجت (kgm ⁻¹ s ⁻¹)
μ_t	لزجت آشتفگی (kgm ⁻¹ s ⁻¹)
τ	تانسور تنش (Pa)
η_{II}	راندمان قانون دوم ترمودینامیک
ϕ	کسر حجمی

D	قطر (m)
D*	نسبت قطر
$\dot{E}x_{heat}$	آهنگ قابلیت کاردهی (Wm ⁻³)
$\dot{E}x_{loss}$	آهنگ اتلاف (Wm ⁻³)
f	ضریب اصطکاک
G	آهنگ تولید انرژی جنبشی آشتفگی (kgm ⁻¹ s ⁻²)
h	ضریب انتقال گرما (Wm ⁻² K ⁻¹)
k	رسانایی گرمایی (Wm ⁻¹ K ⁻¹)
K	انرژی جنبشی آشتفگی (Wm ⁻¹ K ⁻¹)
L	طول (m)
N	نسبت پیچش
Nu	عدد ناسلت
Pi	گام پیشروی (m)
p	فشار (Pa)
Q	گرمای جذب شده توسط سیستم (W)
Re	عدد رینولدز
S _{gen,e}	میانگین آهنگ تولید آنتروپی توسط روش‌های افزایش انتقال گرما (Wm ⁻³ K ⁻¹)
S _{gen,f}	میانگین آهنگ تولید آنتروپی اصطکاک (Wm ⁻³ K ⁻¹)
S _{gen,P}	میانگین آهنگ تولید آنتروپی برای لوله خالی (Wm ⁻³ K ⁻¹)
S _{gen,th}	میانگین آهنگ تولید آنتروپی حرارتی (Wm ⁻³ K ⁻¹)
S _{gen,total}	میانگین آهنگ تولید آنتروپی کل (Wm ⁻³ K ⁻¹)
SH	فاکتور شکل ذره نانو
T	دما (K)
\bar{u}	بردار سرعت (ms ⁻¹)
u	سرعت (ms ⁻¹)
x	فاصله از مبدا مختصات در راستای محور (m)
y ⁺	مختصات بی‌بعد دیواره

[15] Choi S., Developments and applications of non-Newtonian flows. *American Society of Mechanical Engineers*, New York, pp. 99-105, 1995.

[16] زمزمیان ا.، تاجیک م.، ایمانی ا.، بررسی تجربی کاربرد نانوسیالات در گردآورنده‌های خورشیدی صفحه تخت. *مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*، د. ۴۶، ش. ۲، ص ۴۱-۴۹، ۱۳۹۵.

[17] صدقی نسب ا.، اشجاری اقدم م.ع.، محمدپور فرد م.، مطالعه عددی تأثیر نانو سیال بر انتقال حرارت جابجایی جریان آرام و آشفتنه در لوله‌های مستقیم و U شکل. *مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*، د. ۴۶، ش. ۴، ص ۳۰۵-۳۰۹، ۱۳۹۵.

[18] ابراهیم‌نیا بجستان ا.، نیازمند ح.، بررسی اثر نانوسیالات در لوله‌های خمیده جهت بهبود انتقال حرارت مبدل‌های حرارتی. *مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*، د. ۴۰، ش. ۱، ص ۱۸-۱، ۱۳۸۹.

[19] جهانبخشی ا.، احمدی ندوشن ا.، بررسی انتقال حرارت جابجایی نانوسیال در کانال مربعی با لوله صلب میانی و صفحه نگهدارنده. *مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*، د. ۴۶، ش. ۴، ص ۵۹-۶۸، ۱۳۹۵.

[20] حسینی م.، قاسمی ب.، رئیس‌ی ا.، جابجایی طبیعی نانوسیال در یک محفظه مثلثی با تیغه گرم‌مازا. *مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*، د. ۴۷، ش. ۲، ص ۵۹-۶۷، ۱۳۹۶.

[21] Bejan A., *Turbulent Boundary Layer Flow*, in: *Convection Heat Transfer*, Eds., pp. 320-368: John Wiley & Sons, Inc., 2013.

[22] ANSYS® Academic research, release 18.1, ANSYS FLUENT, Theory Guide, ANSYS, Inc.

[23] Versteeg H. K., Malalasekera W., *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*, second ed., Pearson/Prentice Hall, Harlow, England, 2007.

[24] Shih T.-H., Liou W. W., Shabbir A., Yang Z., Zhu J., A new k-ε eddy viscosity model for high Reynolds number turbulent flows, *Computers & Fluids*, Vol. 24, No. 3, pp. 227-238, 1995.

[25] Menter F. R., Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications, *ALAA journal*, Vol. 32, No. 8, pp. 1598-1605, 1994.

[26] Hasan M. I., Rageb A. M. A., Yaghoubi M., Investigation of a Counter Flow Microchannel Heat Exchanger Performance with Using Nanofluid as a Coolant, *Journal of Electronics Cooling and Thermal Control*, Vol.2 No. 3, pp. 35-43, 2012.

[27] Al-Rashed A. A. A. A., Kolsi L., Hussein A. K., Hassen W., Aichouni M., Borjini M. N., Numerical study of three-dimensional natural convection and entropy generation in a cubical cavity with partially active vertical walls, *Case Studies in Thermal Engineering*, Vol. 10, pp. 100-110, 2017.

[28] Bejan A., *Entropy generation through heat and fluid flow*, John Wiley & Sons, New York, 1982.

[29] Zimparov V., Extended performance evaluation criteria for enhanced heat transfer surfaces: heat transfer through ducts with constant heat flux, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 44, No. 1, pp. 169-180, 2001.

[30] Sonntag R. E., Borgnakke C., Wylen G. J. V., and Wylen G. J. Van., *Fundamentals of Thermodynamics*. New York: Wiley, 1998.

Kim D., Kwon Y., Cho Y., Li C., Cheong S., Hwang Y., Lee J., Hong D., Moon S., Convective heat transfer characteristics of nanofluids under laminar and turbulent flow conditions, *Current Applied Physics*, Vol. 9, No. 2, Supplement, pp. 119-123, 2009.

Φ_s	عدد افزایشی آنتروپی
زیر نویس	
b	توده سیال
f	سیال پایه
nf	نانو سیال
p	نانوذرات
t	نوار پیچشی

۸- مراجع

[1] Balkan F., Application of EoEP Equipartition of entropy production.1 principle with variable heat transfer coefficient in minimizing entropy production in heat exchangers, *Energy Conversion and Management*, Vol. 46, No. 13, pp. 2134-2144, 2005.

[2] Cheng X., Liang X., Discussion on the applicability of entropy generation minimization to the analyses and optimizations of thermodynamic processes, *Energy Conversion and Management*, Vol. 73, pp. 121-127, 2013.

[3] Kock F., Herwig H., Local entropy production in turbulent shear flows: a high-Reynolds number model with wall functions, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 47, No. 10, pp. 2205-2215, 2004.

[4] Kock F., Herwig H., Entropy production calculation for turbulent shear flows and their implementation in cfd codes, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 26, No. 4, pp. 672-680, 2005.

[5] Şahin A. Z., Entropy generation in turbulent liquid flow through a smooth duct subjected to constant wall temperature, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 43, No. 8, pp. 1469-1478, 2000.

[6] Sahin A. Z., Entropy generation and pumping power in a turbulent fluid flow through a smooth pipe subjected to constant heat flux, Exergy, *An International Journal*, Vol. 2, No. 4, pp. 314-321, 2002.

[7] Ben-Mansour R., Sahin A. Z., Entropy generation in developing laminar fluid flow through a circular pipe with variable properties, *Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, No. 1, pp. 1-11, 2005.

[8] Mansour R. Galanis B., N., Nguyen C. T., Dissipation and entropy generation in fully developed forced and mixed laminar convection, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 45, No. 10, pp. 998-1007, 2006.

[9] Guo J., Xu M., Tao Y., Huai X., The effect of temperature-dependent viscosity on entropy generation in curved square microchannel, *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, Vol. 52, pp. 85-91, 2012.

[10] Şahin A. Z., The effect of variable viscosity on the entropy generation and pumping power in a laminar fluid flow through a duct subjected to constant heat flux, *Heat and Mass Transfer*, Vol. 35, No. 6, pp. 499-506, 1999.

[11] Bejan A., Second-Law Analysis in Heat Transfer and Thermal Design, in: Hartnett J. P., Irvine T. F., *Advances in Heat Transfer*, Eds., pp. 1-58: Elsevier, 1982.

[12] Bejan A., *Advanced Engineering Thermodynamics*, Wiley, New York, 1988.

[13] Bejan A., *Entropy Generation Minimization*, CRC Press, New York, 1996.

[14] Nag P. K., Kumar N., Second law optimization of convective heat transfer through a duct with constant heat flux, *International Journal of Energy Research*, Vol. 13, No. 5, pp. 537-543, 1989.