

شبیه‌سازی و مطالعه عددی تأثیر صفحات چین‌دار بر انتقال حرارت و جریان هوا در یک کلکتور هواگرم خورشیدی

امین قلعه نوئی^۱

علی اکبر عظمتی^{۱*}

ali_azemati@yahoo.com

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۳/۳/۳۰

تاریخ دریافت: ۱۴۰۲/۹/۵

چکیده

زمینه و هدف: امروزه باتوجه به کاهش منابع انرژی و اهمیت استفاده از منابع تجدیدپذیر برای جایگزین کردن سوخت‌های فسیلی با هدف کاهش آلاینده‌های زیست محیطی، استفاده از تجهیزات خورشیدی اهمیت روزافزونی پیدا کرده است. کلکتورهای هواگرم خورشیدی یکی از این سیستم‌هاست که استفاده از صفحات موج و چین‌دار در آنها باعث بالا رفتن راندمان در آنها می‌شود. در این تحقیق به کمک دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) مطالعه‌ای بر روی انتقال حرارت و جریان هوا درون یک کلکتور هواگرم خورشیدی که از صفحه جاذب چین‌دار برخوردار است، صورت گرفته است.

روش بررسی: عدد رینولدز و پارامترهای هندسی مربوط به شکل چین‌ها در صفحه جاذب به‌عنوان متغیرهای طراحی در نظر گرفته شده و شبیه‌سازی به صورت دو بعدی با کمک نرم‌افزار Ansys Fluent 15 انجام شده است. عدد رینولدز در محدوده ۳۸۰۰ تا ۱۸۰۰۰ تغییر می‌کند و روند تکرار چین‌ها (گام) و زاویه چین‌ها با صفحه به‌عنوان پارامترهای تأثیرگذار بر هندسه کانال انتخاب شدند.

یافته‌ها: باتوجه به بررسی‌های به‌عمل آمده نشان داده شد که بهترین مدل توربلانسی مدل RNG k-ε می‌باشد. همچنین مشاهده شد که آشفستگی ایجاد شده توسط صفحه چین‌دار منجر به افزایش انتقال حرارت درون کانال می‌شود. گرچه چین‌دار کردن صفحه افت فشار را نیز افزایش می‌دهد. تحلیل CFD حاضر به‌وضوح نشان می‌دهد که عدد ناسلت متوسط و ضریب اصطکاک متوسط با افزایش گام نسبی و ارتفاع نسبی افزایش می‌یابد.

بحث و نتیجه‌گیری: شرایط عملکرد بهینه توسط فاکتور تقویت حرارتی محاسبه شد. بیشینه مقدار ۰/۹۸ برای ضریب تقویت حرارتی بر روی محدوده پارامترهای بررسی شده به‌دست آمد.

واژه‌های کلیدی: هواگرم‌کن خورشیدی، صفحه جاذب چین‌دار، ضریب افزایش حرارتی، شبیه‌سازی CFD.

Simulation and numerical study of the effect of corrugated plates on heat transfer and air flow in a solar air heater collector

Amin Ghalenoeei¹

AliAkbar Azemati^{1*}

ali_azemati@yahoo.com

Admission Date: July 9, 2021

Date Received: May 7, 2020

Abstract

Background and Objective: Nowadays, due to the reduction of energy resources and the importance of the use of renewable energies as a substitute for fossil fuels in order to reduce environmental pollutants, the use of solar equipment has become increasingly important. Solar air collectors are one of these systems that use corrugated and wavy plates to increase their efficiency. In this research, Computational Fluid Dynamics (CFD) has been used to study the heat transfer and airflow inside a solar air collector that uses a corrugated absorber plate.

Material and Methodology: In this work, the Reynolds number and the geometrical parameters of the corrugated shape on the absorber plate are considered design variables, and the simulation was done in two dimensions with Ansys Fluent 15 software. The Reynolds number changes in the range of 3800 to 18000 and the process of corrugated repeating and corrugated angle with the plate was selected as parameters affecting the geometry of the channel.

Findings: According to the investigations carried out, it has been shown that the best turbulence model is the k- ϵ RNG model. It was observed that the turbulence created by the corrugated plate leads to an increase in heat transfer within the duct. Although the corrugation of the plate also increases the pressure drop. The current CFD analysis clearly shows that the average Nusselt number and the average friction coefficient increase with the increase in relative pitch and relative height.

Discussion and Conclusion: Optimum performance conditions were calculated using the thermal enhancement factor. The maximum value of 0.98 was obtained for the coefficient of thermal improvement over the range of parameters studied.

Keywords: Solar air heater, corrugated absorber plate, thermal enhancement factor, CFD simulation.

1- Assistant prof., Department of Mechanical Engineering, Abadan Branch, Islamic Azad University, Abadan, Iran. *(Corresponding Authors)

مقدمه

امروزه انرژی یکی از مهمترین شاخص‌های اقتصادی و تأمین آن از ابزارهای حیاتی دولت‌ها به‌شمار می‌رود. استفاده از سیستم‌های انرژی خورشیدی علاوه بر کاهش مصرف انرژی‌های فسیلی باعث کاهش آلاینده‌های زیست محیطی از جمله کاهش آلودگی هوا می‌شود که این مطلب خود اهمیت تحقیق در زمینه سیستم‌های هوا گرم خورشیدی را می‌رساند. این دستگاه به‌صورت عمده برای تهیه هوای گرم جهت خشک‌کردن محصولات کشاورزی و پیش‌گرمایش هوای تازه در صنایع، تهویه مطبوع، آب گرم خانگی، خشک‌کن‌ها و دیگر فرآیندهای صنعتی و حرارتی استفاده می‌شود (۱). از همین رو محققان پیشنهادهاى متعددی برای جبران این نقیصه ارائه نموده‌اند. چین‌دار کردن صفحه جاذب از جمله پیشنهاداتی است که هم باعث افزایش سطح تبادل حرارت می‌شود و هم ممکن است بر اغتشاش جریان و متعاقباً ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی بین کلکتور و هوا تأثیر بگذارد و باعث افزایش انتقال حرارت میان سیال و جاذب گردد. از همین روی تلاش محققین معطوف طراحی کانال‌هایی است که می‌تواند انتقال حرارت را با حداقل تلفات پمپاژ بالا ببرد. بسیاری از محققان به منظور رسیدن به پیش‌بینی دقیق از رفتار کلکتور با شیوه بهبود عملکرد به طور خاص به مطالعه این مسأله پرداخته و تلاش کردند هندسه‌ای را بیابند که بهترین عملکرد را به همراه داشته باشد. لین و همکاران، مطالعه پارامتریکی بر روی عملکرد گرمایی کلکتورهای هواگرم خورشیدی با صفحه چین‌دار انجام دادند. عملکرد دو کلکتور با دو ترکیب متفاوت با عملکرد یک کلکتور معمولی صفحه تخت مقایسه شد. کلکتورهای مورد آزمایش، کلکتورهای پایین‌گذر بودند، هم دیواره بالای کانال و هم دیواره پایین کانال را صفحه‌های چین‌دار تشکیل می‌دادند. در هر حالت یک از این دو صفحه در مسیر جریان و دیگری عمود بر مسیر جریان قرار گرفته و تأثیر پارامترهای مختلف بر بازده گرمایی کلکتورها مورد بررسی قرار گرفت (۲). El-Sebaii و همکاران، عملکرد یک کلکتور با صفحه جاذب چین‌دار را با یک کلکتور با صفحه جاذب تخت در حالت دو گذره به صورت آزمایشگاهی و عددی مقایسه کردند. در هر دو مورد هوا همزمان از بالا و پایین

صفحه‌های جاذب عبور می‌نمود. در این کار نیز جاذب چین‌دار عمود بر مسیر جریان قرار داده شده بود (۳). هدایتی‌زاده و همکاران به بهینه‌سازی راندمان یک کلکتور دو گذره با دو پوشش شفاف بر اساس آنالیز انرژی پرداختند (۴). در این کار صفحات چین‌دار در راستای جریان قرار داشتند. عملکرد گرمایی کلکتور چین‌دار به‌همراه واحدهای ذخیره‌ساز گرما نیز مورد توجه پژوهش‌گران قرار گرفته است. Kabeel و همکاران از مواد تغییر فاز دهنده (پارافین و کس) به‌عنوان ماده ذخیره‌ساز گرما استفاده نمودند و تأثیر این مواد را بر روی عملکرد گرمایی کلکتور در حالی که در زیر صفحه جاذب چین‌دار جاسازی شده‌اند به‌صورت تجربی مورد بررسی قرار دادند (۵). Lakshmi و همکاران همین کار را با شن و ماسه به عنوان ذخیره‌کننده گرمای محسوس در زیر صفحه جاذب انجام دادند (۶). در کانالی که Handoyo و همکاران مورد بررسی قرار دادند، هوا از درون صفحات چین‌دار گذر می‌کند (۷). در راستای جریان عبور هوا از موانع مثلی شکلی استفاده شده است که جریان را مغشوش می‌نماید. انتقال گرما و افت فشار در این کار به‌صورت عددی مورد بررسی قرار گرفت. Chand و Priyam از پره‌های موج در مسیر جریان هوا در یک کلکتور پایین‌گذر استفاده کردند و روابط مربوط به عدد ناسلت و ضریب اصطکاک این حالت را به‌صورت عددی به‌دست آوردند (۸). آنها در کار دیگری تأثیر طول موج و دامنه این پرها را نیز بر روی عملکرد کلکتور بررسی نمودند (۹). Li و همکاران به مقایسه تجربی چهار

کلکتور با صفحات جاذب مختلف پرداختند. کلکتور نوع اول یک کلکتور صفحه تخت معمولی بود. در کلکتور دوم برآمدگی‌هایی بر روی صفحه جاذب ایجاد نمودند. در حالت سوم از جاذب سینوسی استفاده شد که در مسیر جریان هوا قرار داده می‌شود. حالت چهارم ترکیب حالت دوم و سوم است، یعنی سطح جاذب با برآمدگی را به‌صورت سینوسی درآورده و در مسیر جریان قرار دادند. عدد ناسلت و افت فشار برای اعداد رینولدز مختلف برای حالات گوناگون به‌دست آمد. نتیجه حاصل شده این بود که تغییر شکل در هر حالتی باعث بهبود عملکرد کلکتور نسبت به حالت

افزایش قابل توجه در عملکرد گرمایی کلکتور می‌گردد. در بهترین حالت ۱۲/۵ درصد راندمان سیستم افزایش پیدا کرد (۱۹). قلعه نوئی و سبزی‌پوشانی به بررسی تأثیر تخلخل بر عملکرد هیدرولیکی یک کلکتور هواگرم خورشیدی به همراه موانع متخلخل پرداختند. آنها به صورت تجربی چند مانع با ابعاد تخلخل متفاوت را درون کانال یک کلکتور هواگرم قرار دادند و تأثیر آن را بر روی پارامترهایی نظیر اختلاف دمای هوای ورودی و خروجی از کانال، راندمان گرمایی و راندمان مؤثر بررسی نمودند. مشخص شد که استفاده از موانع متخلخل باعث افزایش اختلاف دما بین ورودی و خروجی از کلکتور و راندمان سیستم در مقایسه با یک کلکتور ساده می‌شود. همچنین مشخص شد که در تمامی موارد با افزایش دبی جرمی، راندمان گرمایی و مؤثر سیستم افزایش و اختلاف دمای بین هوای ورودی و خروجی کاهش می‌یابد. اختلاف دما در بهترین حالت (موانع با سوراخ‌های ۳ cm) برای هر دو دبی ۲ برابر نسبت به کلکتور ساده افزایش داشت. همچنین بیشترین مقدار میانگین راندمان گرمایی برای دو دبی ۰/۶۸ و ۰/۸۳ و میانگین راندمان مؤثر ۰/۲۸/۴ و ۰/۳۴/۱ به دست آمد (۲۰).

با بررسی انجام شده بر روی مقالات مرتبط با صفحه چین‌دار مشاهده شد که در سال‌های اخیر بیشتر تحقیقات انجام شده مربوط به حالتی است که صفحه جاذب چین‌دار در مسیر جریان قرار گرفته است. در این حالت جاذب چین‌دار نقش کمی در اغتشاش جریان دارد و نقش اصلی آن افزایش سطح تبادل حرارت است. در مورد کارهایی که صفحه جاذب عمود بر مسیر عبور هوا قرار گرفته است، بررسی جامع شکل‌های مختلف صفحه جاذب و تأثیر آن بر میزان افت فشار و نرخ انتقال گرما ضروری می‌باشد. در تحقیق حاضر، جریان آشفته اجباری در کانال دو بعدی یک هواگرم‌کن خورشیدی با صفحه جاذب چین‌دار به صورت عددی بررسی شده است. صفحه پایین (که در واقع نقش جاذب را در کلکتورهای واقعی بازی می‌کند) به صورت چین‌دار درآمده است و تحت شرایط شار حرارتی ثابت قرار دارد. در حالی که صفحه بالایی کانال صاف و عایق شده است. به کمک شبیه‌سازی عددی دو بعدی تأثیر اثر افزایش سطح و ناهموار شدن جاذب روی انتقال گرما و اصطکاک جریان، به دست آوردن گام و زاویه حمله بهینه در هواگرم‌کن‌ها با توجه به فاکتور افزایش حرارتی مورد بررسی

صفحه تخت می‌شود (۱۰). Ho و همکاران کلکتور با سطح چین‌دار را با بازچرخش جریان ترکیب نمودند (۱۱). Aboghrara هوا را به صورت جت به جاذب چین‌دار در کلکتور هواگرم دمید (۱۲). در کار دیگری از Prabha و Kumar از پره‌های چین‌دار زیگزاگ در مسیر هوا استفاده شد (۱۳). در مورد دیگر ترکیب سطح چین‌دار و بافل مورد امتحان قرار گرفت. بدین ترتیب که سطح بالای کانال به صورت چین‌دار (سینوسی) درآمده و در سطح پایین کانال نیز بافل‌هایی برای تغییر الگوی جریان کار گذاشته شد. در دبی‌های مختلف و شکل‌های مختلف صفحه سینوسی، عملکرد گرمایی و هیدرولیکی کانال به صورت عددی بررسی شد. هر چه زبری سطح بیشتر می‌شود، عدد ناسلت و ضریب اصطکاک همزمان بیشتر می‌شوند. برای انتخاب بهترین حالت از فاکتور ضریب بهبود عملکرد گرمایی استفاده شد و مشخص شد در بهترین حالت، برای رینولدزهای مختلف عدد ناسلت ۲ تا ۶/۸ برابر و ضریب اصطکاک ۳ تا ۱۵ برابر افزایش یافت (۱۴). Zheng و همکاران از سطوح چین‌دار فشرده فلزی در یک کلکتور هواگرم جدید که به منظور استفاده در ساختمان‌های مناطق سردسیر طراحی و ساخته شده بود، استفاده کردند. در ادامه یک مدل ریاضی برای شبیه‌سازی عملکرد این کلکتور پیشنهاد داده و آن را با نتایج تجربی صحت‌سنجی نمودند (۱۵). حیدری و مسگرپور طراحی جدیدی از کلکتور با صفحه جاذب چین‌دار ارائه دادند. در طراحی آنها هوا به تناوب از زیر و روی سطوح چین‌دار عبور می‌نماید. نتایج مدل‌سازی آنها به کمک CFD با نتایج تجربی صحت‌سنجی شد (۱۶).

Poongavanam و همکاران از صفحات چین‌داری عمود بر جریان سیال استفاده نمودند که سطح آن توسط پاشش ماسه صاف شده بود (۱۷). صفحات موج‌دار سوراخ‌دار در مسیر جریان مورد تست قرار گرفت و همچنین مدل ریاضی این ترکیب نیز توسط ژانگ و همکاران به دست آمد (۱۸). Manjunath و همکاران به کمک دینامیک سیالات محاسباتی صفحه چین‌دار سینوسی را تحلیل نمودند. با تغییر دامنه و طول موج تغییرات عملکرد این کلکتور مورد بررسی قرار گرفت. نتیجه حاصل این بود که حضور سطوح چین‌دار سینوسی در مسیر جریان باعث ایجاد اغتشاش در جریان می‌شود که این امر خود نیز منجر به

۴. شرایط مرزی عدم لغزش بر روی دیواره‌های در تماس با سیال در نظر گرفته می‌شود.
۵. انتقال گرمای تشعشعی و سایر تلفات گرما نادیده گرفته می‌شود.

تعریف مسئله و معادلات حاکم

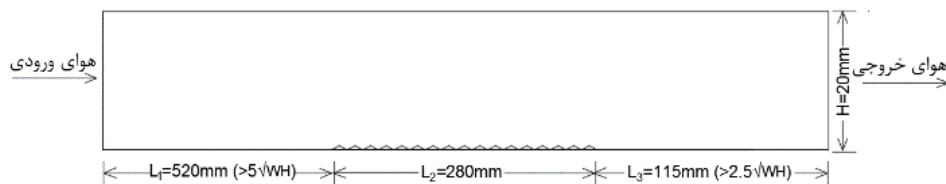
مدل مورد نظر مطابق شکل ۱، محفظه دوبعدی هوا گرم کن خورشیدی می‌باشد. هندسه مدل مورد نظر یک کانال مستطیلی به طول ۹۴۵ و ارتفاع ۲۰ میلی‌متر می‌باشد که از سه بخش تشکیل شده است؛ بخش ورودی ($L_1=520$ mm)، بخش آزمایش ($L_2=280$ mm) و بخش خروجی ($L_3=115$ mm). داده‌های حاصل از شبیه‌سازی با داده‌های تجربی صحت سنجی شده است (۲۱-۲۲). در مطالعه حاضر دیواره پایینی به صورت چین‌دار درآمده است، در حالی که طرف دیگر این بخش به همراه سایر دیواره‌ها به عنوان سطح صاف در نظر گرفته شده است. برای رژیم جریان آشفته، استاندارد ۹۳-۲۰۰۳ ASHRAE توصیه می‌کند طول ورودی و خروجی به ترتیب حداقل ۵ و ۲/۵ برابر کمیت \sqrt{HW} باشد (۲۳). جنس تمام دیواره‌ها آلومینیوم فرض شده است.

قرار می‌گیرد. لازم به ذکر است که با مرور تحقیقات انجام شده تا کنون مطالعه زیادی بر روی صفحات چین‌دار در کلکتورهای هواگرم که به کمک دینامیک سیالات محاسباتی انجام نشده است. در این تحقیق به کمک دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) مطالعه‌ای بر روی انتقال حرارت و جریان هوا درون یک کلکتور هواگرم خورشیدی که از صفحه جاذب چین‌دار برخوردار است، صورت خواهد گرفت. همچنین تأثیر شکل صفحه جاذب بر روی انتقال حرارت و جریان نیز مورد بررسی قرار خواهد گرفت.

شبیه‌سازی CFD

طراحی و شبکه‌بندی هندسه توسط نرم‌افزار گمبیت انجام خواهد گرفت و از نرم افزار تجاری AnsysFLUENT برای حل معادلات بقای جرم، مومنتوم و انرژی استفاده می‌شود. فرضیه‌های زیر برای تحلیل محاسبات در نظر گرفته شده است:

۱. جریان پایا، کاملاً توسعه یافته، آشفته و دو بعدی است.
۲. میزان رسانش گرمایی دیوار کانال و صفحه جاذب مستقل از درجه حرارت است.
۳. سیال عامل (هوا) برای محدوده عملکرد هواگرم کن-های خورشیدی تراکم‌ناپذیر فرض شده است چراکه تغییرات چگالی هوا در این محدوده ناچیز است.



شکل ۱- هندسه جریان کانال مستطیلی برای شبیه‌سازی CFD

Figure 1. Flow geometry of the rectangular duct for CFD simulation

داده شده است. برای درک بهتر هندسه از پارامترهای بی‌بعد استفاده می‌شود. اگر قاعده مثلث‌ها را گام p در نظر بگیریم و ارتفاع مثلث‌ها را e ، می‌توان عملکرد کلکتور را به وسیله پارامترهای بی‌بعد گام نسبی (p/e) و ارتفاع نسبی (e/D) بیان نمود. حداقل ارتفاع مثلث‌ها مربوط به گام 7 mm و زاویه 15° می‌شود که برابر است $e = 0.94$ mm و بیشترین مقدار ارتفاع مثلث‌ها مربوط به گام 20 و زاویه 45° می‌شود که برابر است با

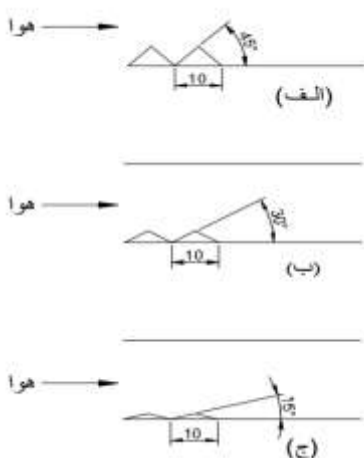
به‌منظور چین‌دار کردن دیواره، از سطوح متناوب مثلثی متساوی الساقین عمود بر جریان به‌جای صفحه صاف در دیواره پایین قسمت آزمایش استفاده شده است. قاعده این مثلث‌ها برابر 4 مقدار 7 ، 10 ، 14 و 20 میلی‌متر می‌باشد. زوایای این مثلث‌ها از 15° تا 45° درجه در 3 مقدار متفاوت تغییر می‌نماید که دوازده ترکیب برای صفحه گرم‌کن به‌دست می‌آید. حالات مختلف قرارگیری صفحه چین‌دار برای قاعده 10 mm در شکل ۲ نمایش

جدول ۱ آورده شده است. در جدول ۲ پارامترهای عملکردی استفاده شده در حل عددی حاضر نشان داده شده است. سمت دیواره چین دار (گرم کن) به هوای درون کانال منتقل می-شود. مشخصات هندسی کانال هواگرم کن به صورت خلاصه در

جدول ۱- مشخصات هندسه کانال هواگرم کن خورشیدی

Table 1. Duct geometry details of solar air heater

بخش ورودی L_1 (mm)	بخش آزمایش L_2 (mm)	بخش خروجی L_3 (mm)	عرض (mm)	ارتفاع (mm)	قطر هیدرولیک (mm)
۵۲۰	۲۸۰	۱۱۵	۱۰۰	۲۰	۳۳/۳۳



شکل ۲- حالات مختلف چین دار کردن سطح

Figure 2. Different model of creasing the surface

جدول ۲- محدوده پارامترهای عملکردی حل عددی

Table 2. The values used in the modeling for numerical solution

پارامترها	مقادیر
شار ثابت گرمایی (W/m^2)	۱۰۰۰
عدد رینولدز Re	۳۸۰۰-۱۸۰۰۰ (۶ مقدار)
عدد پراتل Pr	۰/۷۱
گام (mm)	۷-۱۰-۱۴-۲۰
زاویه (درجه)	۱۵-۳۰-۴۵
گام نسبی (p/e)	۲ - ۷/۴۵ (۳ مقدار)
ارتفاع نسبی (e/D)	۰/۰۲۸ - ۰/۳ (۱۲ مقدار)
نسبت تناسب کانال	۵

شرایط مرزی

دامنه حل مسئله در نظر گرفته شده یک کانال با سطح مقطع مستطیلی است. این هندسه یک مستطیل در صفحه X-Y است که توسط ورودی، خروجی و دیواره‌ها احاطه شده است. سیال عامل در تمامی موارد هوا می‌باشد. خواص سیال عامل (هوا) و مواد صفحه جاذب (آلومینیوم) فرض می‌شود که ثابت می‌ماند. خواص فیزیکی-گرمایی صفحه جاذب و هوا در جدول ۳ نمایش داده شده است. همچنین از شرط عدم لغزش برای سرعت روی دیواره‌ها استفاده شده است. شرط مرزی دیواره پایین شار حرارتی ثابت 1000 W/m^2 و دیوار بالا عایق فرض شد. سرعت هوای یکنواخت در ورودی و خروجی فشار در خروجی اعمال می‌شود.

عدد رینولدز در ورودی از ۳۸۰۰ به ۱۸۰۰۰ تغییر می‌کند. سرعت متوسط ورودی جریان با استفاده از عدد رینولدز محاسبه شده است (از $1/823$ تا $8/637$ متر بر ثانیه). سرعت هوا در جهت جریان ثابت فرض شده است. دمای هوا درون کانال نیز در ورودی ۳۰۰ کلوین منظور شده است. در خروجی، شرط مرزی فشار خروجی به مقدار ثابت ۱ اتمسفر (مقدار نسبی صفر پاسکال) مشخص شده است. در ورودی، شدت آشفتگی در هسته جریان کاملاً توسعه یافته درون کانال را می‌توان از رابطه زیر که از یک رابطه تجربی به دست آمده است تخمین زد (۲۴).

$$I = 0.16Re^{-1/8} \quad (5)$$

جدول ۳- خصوصیات ترموفیزیکی سیال عامل (هوا) و صفحه جاذب (آلومینیوم) برای حل عددی

Table 3. Thermophysical properties of fluid (air) and absorber plate (aluminum) for numerical solution

خصوصیات	سیال عامل (هوا)	صفحه جاذب (آلومینیوم)
چگالی ρ (kg/m^3)	۱/۱۶۱	۲۷۱۹
گرمای ویژه C_p (J/kg.K)	۱۰۰۵	۸۷۱
لزجت μ (N/m^2)	۰/۰۰۰۰۱۸۵۷	-
هدایت گرمایی k (W/m.K)	۰/۰۲۵۶۵	۲۰۲۴

استقلال از شبکه

شبکه‌بندی هندسه به وسیله نرم افزار گمبیت صورت گرفت. با توجه به اهمیت لایه مرزی در نزدیکی سطح گرم‌کن از شبکه

تطبیقی با تعداد شبکه بیشتر استفاده شد تا حل بهتری از زیرلایه آرام انجام گیرد (شکل ۳).



شکل ۳- شبکه‌بندی هندسه

Figure 3. Geometry meshing

برای مطالعه تغییرات انتقال حرارت و اصطکاک جریان با تغییر در اندازه شبکه، مطالعه استقلال شبکه انجام می‌شود. پنج مجموعه از شبکه‌های با اندازه‌های مختلف برای شبیه‌سازی

استفاده می‌شود تا اطمینان حاصل شود که نتایج مستقل از شبکه است. برای آزمون استقلال شبکه، تعداد سلول‌ها از ۷۷۶۸۰ تا ۱۸۰۷۲۰ در پنج مرحله تغییر می‌کند. پنج توزیع شبکه مختلف

انتقال گرمای درون کلکتور و عملکرد هیدرولیکی به افت فشار در کانال مربوط می‌شود (۲۷). عدد ناسلت میانگین به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$Nu_r = hD/k \quad (12)$$

که در آن h ضریب انتقال حرارت جابجایی است. ضریب اصطکاک توسط افت فشار، ΔP ، محاسبه می‌شود:

$$f_r = \frac{2 \left(\frac{\Delta P}{L} \right) D}{\rho u^2} \quad (13)$$

طراحی هواگرم‌کن باید به گونه‌ای باشد که حداکثر انرژی گرمایی را به سیال جاری با حداقل مصرف پمپاژ انتقال دهد. بنابراین برای تجزیه و تحلیل عملکرد کلی یک هواگرم‌کن خورشیدی، عملکرد ترموهیدرولیک باید با در نظر گرفتن ویژگی‌های گرمایی و هیدرولیکی کلکتور به طور همزمان بررسی شود. یک پارامتر مهم که برای ارزیابی انتقال گرما در کلکتور چین‌دار در مقایسه با یک کانال صاف با شرط ثابت ماندن توان پمپاژ که توسط وب و اکرت (۲۸) تعریف شده است به این صورت است:

$$THP = \frac{(Nu_r/Nu_s)}{(f_r/f_s)^{\frac{1}{3}}} \quad (14)$$

که در آن Nu_s نشان دهنده عدد ناسلت برای کانال صاف است و از رابطه ۱۲ به دست می‌آید. همچنین f_s نمایشگر ضریب اصطکاک برای سطح صاف یک کلکتور خورشیدی است و می‌توان آن را از رابطه بلازیوس به دست آورد (۲۹):

$$f_s = 0/316Re^{-0.25} \quad (15)$$

اگر مقدار این پارامتر بزرگتر از یک شود، نشان از کارآمدی آن ترکیب کلکتور نسبی به یک کلکتور صاف است.

انتخاب و اعتبار مدل

انتخاب مدل اغتشاش بستگی به نوع جریان ندارد، بلکه به فراهم بودن قدرت محاسباتی و دقت وابسته است (۲۴). انتخاب و اعتبار سنجی مدل اغتشاش توسط مقایسه عدد ناسلت پیش‌بینی شده توسط مدل‌های تلاطم مختلف مانند مدل $k-\varepsilon$ استاندارد، RNG مدل $k-\varepsilon$ (Renormalization-group)، مدل تحقق $K-\varepsilon$ (Realizable)، مدل $K-\omega$ استاندارد و مدل تنش برشی انتقالی

برای گام ۱۰ میلی‌متر، زاویه ۳۰ درجه و عدد رینولدز ۱۲۰۰۰، برای اطمینان از اینکه نتایج محاسباتی مستقل از شبکه هستند، آزمایش می‌شوند. عدد ناسلت متوسط با مدل $RNG k-\varepsilon$ برای پنج مجموعه مختلف شبکه‌ها در جدول ۴ آورده شده است. مشاهده می‌شود که بعد از ۱۶۱،۵۶۸ سلول، با افزایش بیشتر در تعداد سلول‌ها، تغییرات کمتر از ۱٪ در عدد ناسلت متوسط و مقدار ضریب اصطکاک رخ می‌دهد که به‌عنوان معیاری برای استقلال از شبکه در نظر گرفته شده‌اند. بنابراین برای همه موارد از ۱۶۱،۵۶۸ سلول استفاده می‌شود.

روش حل

در شبیه‌سازی حاضر، معادلات حاکم پیوستگی، مومنتوم و انرژی به کمک روش حجم محدود در رژیم پایا حل شد. روش عددی استفاده شده در این مطالعه معادلات حاکم با استفاده از کد CFD تجاری، ANSYSFluent15 حل می‌شود. یک طرح بالادست مرتبه دوم (Second order upwind) برای معادلات انرژی و مومنتوم انتخاب شده است. الگوریتم SIMPLE (روش نیمه ضمنی برای معادلات مرتبط با فشار) به‌عنوان طرحی برای کوپل کردن فشار و سرعت انتخاب شده است (۲۶). معیارهای همگرایی 10^{-3} برای باقی‌مانده‌های معادله پیوستگی، 10^{-6} برای باقی‌مانده اجزای سرعت و 10^{-6} برای باقی‌مانده انرژی فرض می‌شود. سرعت ورودی یکنواخت در ورودی تعریف می‌شود، در حالی که شرایط خروجی، فشار در خروجی قرار می‌گیرد. شرایط مرزی عایق برای دیوار بالایی کانال اجرا شده است، در حالی که شرایط شار حرارتی ثابت به دیوار پایین بخش آزمایش اعمال می‌شود.

کاهش داده برای عملکرد ترموهیدرولیکی یک هواگرم‌کن

خورشیدی با جاذب چین‌دار

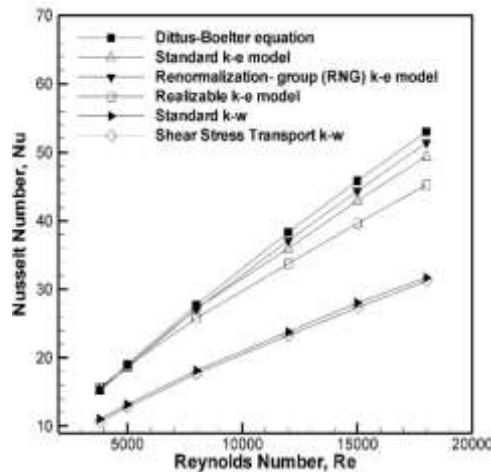
سه پارامتر مورد توجه برای مطالعه حاضر عبارتند از: الف) عدد ناسلت ب) ضریب اصطکاک و ج) ضریب تقویت گرمایی. عملکرد هر سیستم نشان دهنده میزان بهره‌برداری از انرژی ورودی به سیستم است. نیاز است عملکرد گرمایی و هیدرولیک یک هواگرم‌کن خورشیدی تجزیه و تحلیل شود تا بتوان طراحی بهینه‌ای برای چین سیستمی ارائه نمود. عملکرد گرمایی به

صحت داده‌های عددی به دست آمده از مطالعه حاضر را تضمین می‌کند. حداکثر خطای به دست آمده با این روش نسبت به داده‌های حاصل از روش دیتوس-بولتر ۱۳/۲۶٪ است. بیشترین انحراف از مقادیر تجربی متعلق به روش مدل تنش برشی انتقالی $K-\omega$ است. مدل $K-\omega$ استاندارد نیز انحرافی نزدیک به همین مدل دارد. در مطالعه عددی حاضر با توجه به این که نتایج مدل $RNG k-\varepsilon$ بیشترین نزدیکی را با نتایج تجربی معادله دیتوس-بولتر دارد، برای شبیه‌سازی انتقال حرارت و مشخصات جریان از این مدل استفاده می‌شود.

به رابطه دیتوس-بولتر ($K-\omega$ Shear Stress Transport) به بستگی دارد (رابطه ۶) (۲۵).

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (۶)$$

در شکل ۴ تغییرات عدد ناسلت از رابطه تجربی دیتوس-بولتر در مقایسه با عدد رینولدز به دست آمده با استفاده از مدل آشفتگی‌های مختلف برای یک کانال صاف در یک هواگرم‌کن خورشیدی نشان داده شده است. برای اعداد رینولدز پایین (به نسبت هواگرم‌کن‌های خورشیدی)، مشاهده شده است که نتایج به دست آمده از مدل $k-\varepsilon$ (RNG) دقت خوبی با نتایج به دست آمده از رابطه تجربی دیتوس-بولتر می‌باشند. این امر دقت و



شکل ۴- مقایسه پیش‌بینی عدد ناسلت توسط مدل‌های مختلف اغتشاش با رابطه تجربی دیتوس-بولتر برای کانال صاف

Figure 4. Comparison of prediction Nusselt number by different turbulence models with Dittus-Boelter model for smooth duct

بحث و نتیجه گیری

در این بخش اثرات پارامترهای مختلف جریان و شکل جاذب بر انتقال حرارت و اصطکاک جریان هوا در یک مجرای مستطیلی با جاذب چین‌دار ارائه شده است. نتایج به دست آمده با نتایج مربوط به کانال صاف در شرایط عملکردی مشابه مورد مقایسه قرار گرفته و در مورد افزایش انتقال حرارت و ضریب اصطکاک به‌واسطه چین‌دار شدن جاذب بحث شده است.

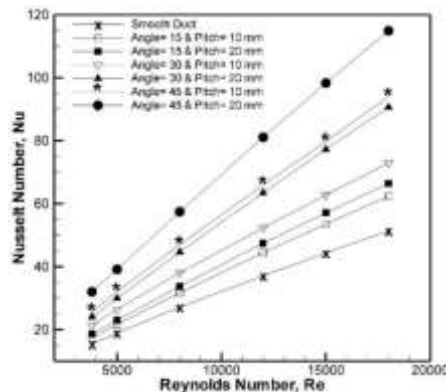
علت آن افزایش شدت آشفتگی به‌واسطه افزایش انرژی جنبشی آشفتگی و نرخ اضمحلال آشفتگی است. پدیده انتقال حرارت می‌تواند توسط کانتورهای انرژی جنبشی بهتر درک شود. کانتور انرژی جنبشی آشفتگی در شکل ۶ نشان داده شده است. از آنجا که مدل‌های $k-\varepsilon$ از رابطه $\mu_t = \rho C_\mu k^2 / \varepsilon$ به‌عنوان لزجت آشفتگی استفاده می‌کنند، مقادیر بالای k در میدان جریان منجر به پیش‌بینی افزایش انتقال حرارت می‌شود. شدت‌های انرژی جنبشی آشفتگی در نزدیکی دیواره و سطح چین‌دار کاهش می‌یابد و یک ناحیه با انرژی جنبشی آشفتگی بالا بین مثلث‌های مجاور، نزدیک جریان اصلی پیدا می‌شود که تأثیر شدیدی از

تأثیر عدد رینولدز (Re)

در شکل ۵ تأثیر عدد رینولدز بر روی عدد ناسلت میانگین برای زوایا و گام‌های مختلف نشان داده شده است. مشاهده می‌شود عدد ناسلت متوسط با افزایش عدد رینولدز افزایش می‌یابد که

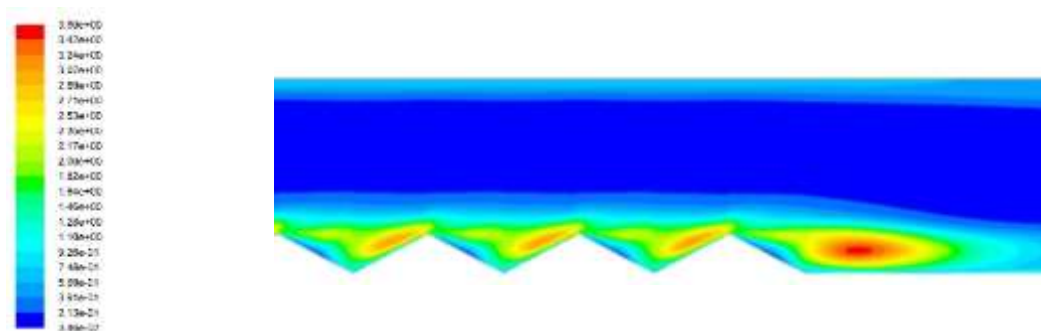
به شکل گیری ادی‌ها در مجاورت دیوار به دلیل تنش برشی بالا نسبت داد که در جریان اصلی پخش می‌شود. سطح پایین شدت آشفتگی موجب کاهش سطح انتقال حرارت می‌شود.

شدت آشفتگی را بر روی افزایش انتقال حرارت نشان می‌دهد. شکل ۷ کانتور شدت آشفتگی را در رینولدز ۱۲۰۰۰ نشان می‌دهد. حداکثر مقدار شدت آشفتگی در دنباله هر مثلث دیده می‌شود و با افزایش فاصله از دیوار کاهش می‌یابد. این را می‌توان



شکل ۵- تغییرات عدد ناسلت بر حسب عدد رینولدز برای مقادیر مختلف گام و زاویه

Figure 5. Nusselt number variation with Reynolds for different values of pitch and angle



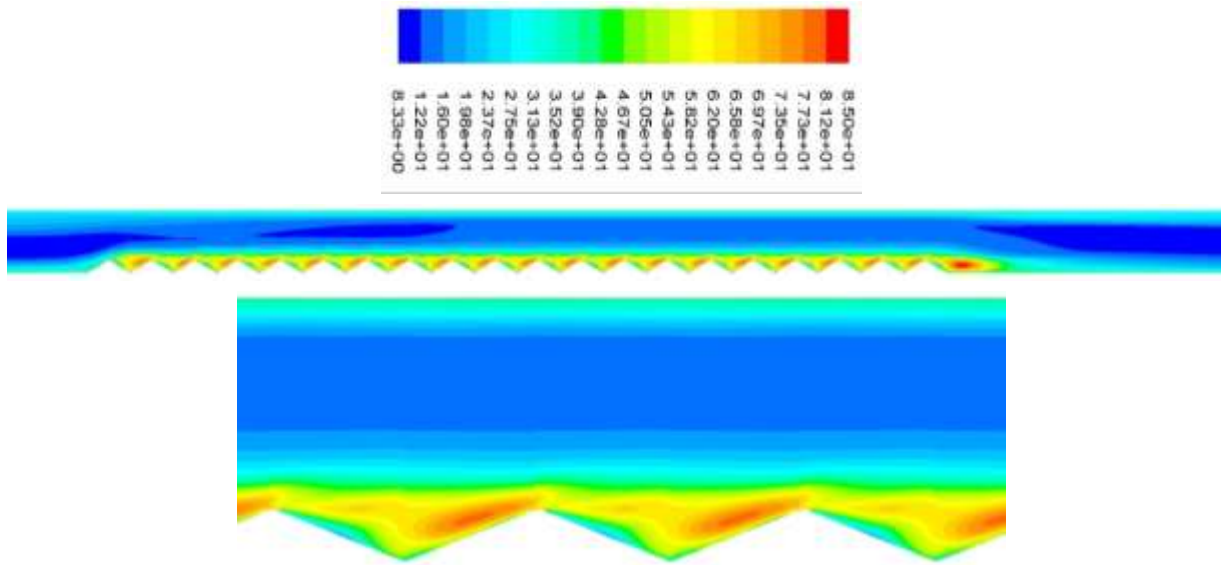
شکل ۶- کانتور انرژی جنبشی آشفتگی در عدد رینولدز ۱۲۰۰۰

Figure 6. Turbulence kinetic energy contour in the 12000 Reynolds number

لج کاهش می‌یابد. از این شکل‌ها مشاهده می‌شود که برای یک مقدار مشخص از گام و زاویه با افزایش عدد رینولدز عدد ناسلت افزایش می‌یابد در حالی که ضریب اصطکاک کاهش می‌یابد. این نتایج به صورت گسترده‌ای با نتایج گزارش شده پیشین هم‌خوانی دارد (۲۱-۲۲).

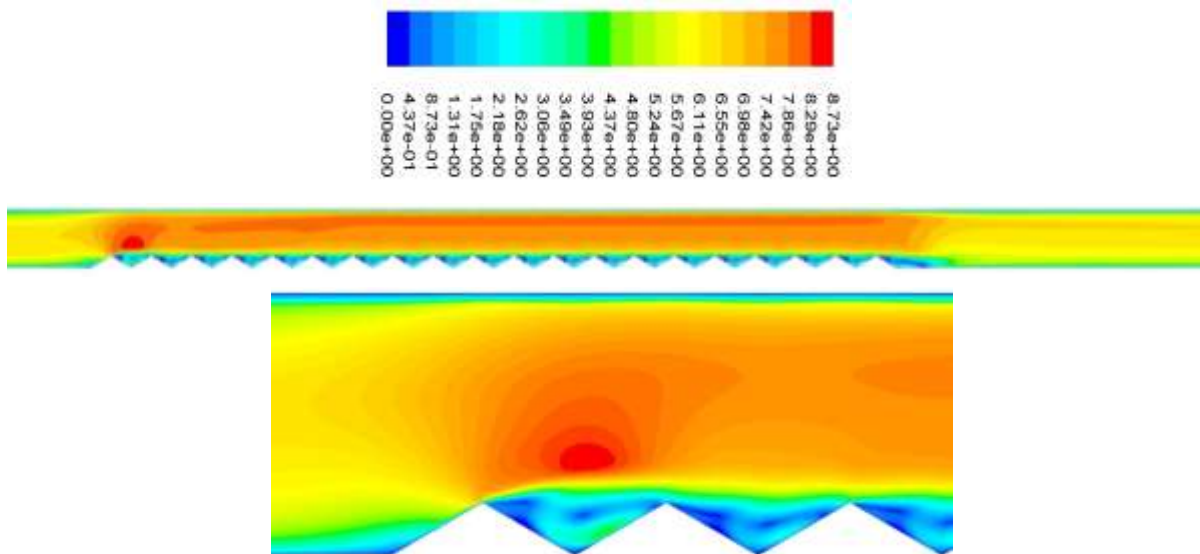
شکل ۸ کانتور سرعت را برای رینولدز ۱۲۰۰۰ نمایش می‌دهد که گردابه‌های قویتری را به واسطه چین‌دار شدن سطح نمایش می‌دهد که منجر به افزایش انتقال حرارت می‌شود.

شکل ۹ تغییرات ضریب اصطکاک با عدد رینولدز را برای مقادیر مختلف گام و زاویه نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که ضریب اصطکاک با افزایش عدد رینولدز به علت سرکوب زیرلایه‌های



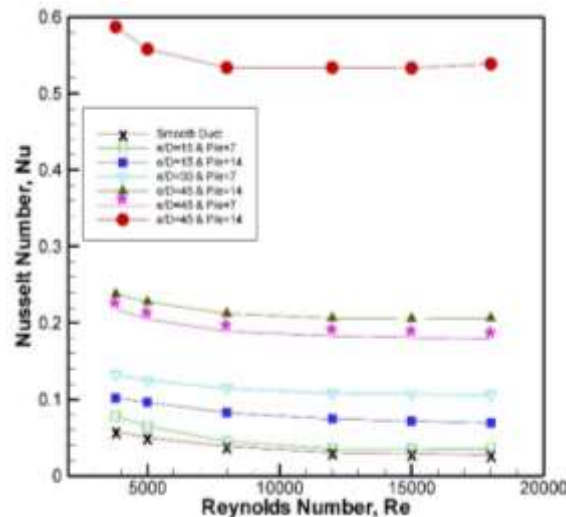
شکل ۷- کانتور شدت آشفتگی در عدد رینولدز ۱۲۰۰۰

Figure 7. Turbulence intensity contour in the 12000 Reynolds number



شکل ۸- کانتور سرعت را برای عدد رینولدز ۱۲۰۰۰

Figure 8. Velocity contour in the 12000 Reynolds number



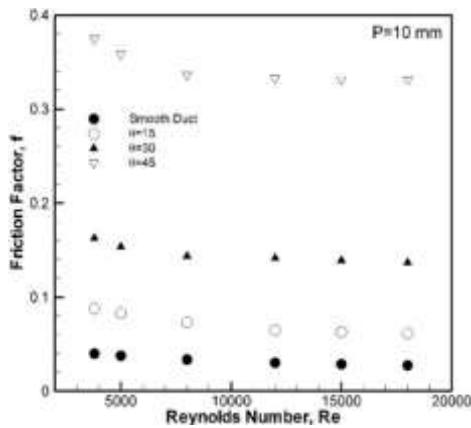
شکل ۹- تغییرات ضریب افت فشار بر حسب عدد رینولدز برای مقادیر مختلف گام و زاویه

Figure 9. Pressure drop coefficient variation with Reynolds number for different values of pitch and angle

تأثیر زاویه

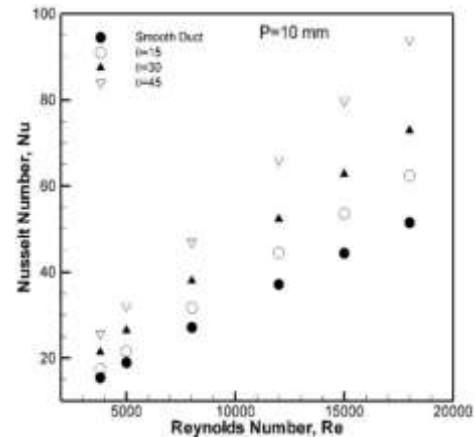
از طرفی به خاطر جداسازی جریان و اتصال مجدد آن بین دیواره-های متوالی، زیر لایه آرام می‌شکند و متعاقب آن مقاومت حرارتی کاهش یافته و مجدداً انتقال حرارت افزایش می‌یابد. با وجود این، استفاده از ناهمواری مصنوعی باعث اصطکاک بیشتر می‌شود و به همین ترتیب قدرت پمپاژ بالاتری نیاز است. بنابراین مطلوب است که آشفتگی باید فقط در منطقه‌ای بسیار نزدیک به سطح انتقال حرارت، یعنی تنها در زیر لایه آرام ایجاد شود. شکل ۱۲ همچنین نشان می‌دهد که با افزایش مقادیر ارتفاع چین‌ها، ضریب اصطکاک افزایش می‌یابد. این به دلیل افزایش ارتفاع وقفه بیشتری در مسیر جریان ایجاد می‌کند. مشاهده می‌شود که با افزایش زاویه، میزان افزایش انتقال حرارت نسبت به میزان افزایش ضریب اصطکاک کمتر می‌شود. اطلاعات جدول ۵ گویای این مسئله است.

شکل‌های ۱۰ و ۱۱ تغییرات عدد ناسلت میانگین و ضریب اصطکاک را به‌عنوان تابعی از عدد رینولدز برای مقادیر مختلف زاویه نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که عدد ناسلت با افزایش عدد رینولدز افزایش می‌یابد در حالی که ضریب اصطکاک با افزایش عدد رینولدز کاهش می‌یابد. همچنین افزایش انتقال حرارت کانال چین‌دار نسبت به کانال صاف نیز با افزایش عدد رینولدز افزایش می‌یابد در حالی که افزایش ضریب اصطکاک کانال چین‌دار نسبت به کانال صاف نیز با افزایش عدد رینولدز کاهش می‌یابد. شکل ۱۰ نشان می‌دهد که عدد ناسلت با افزایش مقادیر زاویه افزایش می‌یابد. ناهمواری مصنوعی در سطح تبادل حرارت به شکل چین‌های متوالی باعث ایجاد آشفتگی در نزدیکی دیواره می‌شود که این امر منجر به افزایش میزان انتقال حرارت می‌شود.



شکل ۱۱- تغییرات ضریب اصطکاک بر حسب عدد رینولدز برای مقادیر مختلف زاویه

Figure 10. Friction coefficient variation with Reynolds number for different values of angle



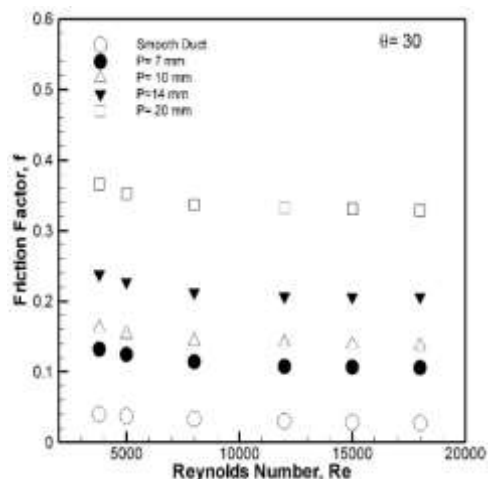
شکل ۱۰- تغییرات عدد ناسلت بر حسب عدد رینولدز برای مقادیر مختلف زاویه

Figure 9. Nusselt number variation with Reynolds number for different values of angle

تأثیر گام

به کانال صاف نیز با افزایش عدد رینولدز کاهش می‌یابد. در شکل ۱۳ کاهش ضریب اصطکاک با افزایش گام نشان داده شده است و مشاهده می‌شود که تغییرات ضریب اصطکاک با گام در مقادیر پایین‌تر و همچنین بالاتر عدد رینولدز به یک اندازه قابل توجه است. این اتفاق به این دلیل می‌افتد که کانال در گام پایین‌تر حاوی مثلث‌های بیشتری است که باعث افزایش مقاومت در برابر جریان در کانال می‌شود. این نتایج به طور گسترده‌ای با نتایج تجربی پیشین گزارش شده توسط Verma و Prasad (۳۰) و Prasad و Saini (۳۱) موافق هستند.

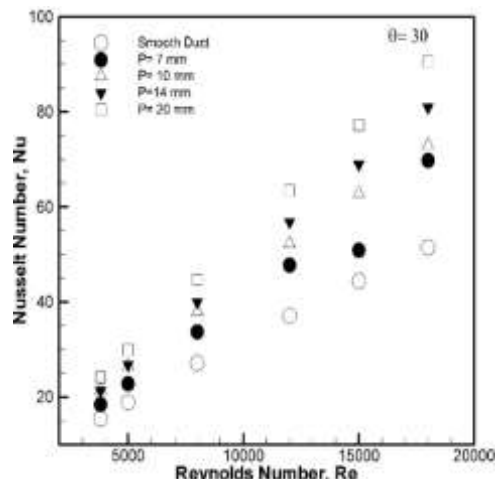
شکل‌های ۱۲ و ۱۳ تغییرات عدد ناسلت میانگین و ضریب اصطکاک را به‌عنوان تابعی از عدد رینولدز برای مقادیر مختلف گام نشان می‌دهد. قاعده مثلث‌های متوالی می‌تواند به‌عنوان گام تعریف شود و اهمیت زیادی در افزایش انتقال حرارت دارد. مشاهده می‌شود که مقادیر Nu با افزایش عدد Re افزایش می‌یابد در حالی که ضریب اصطکاک با افزایش عدد رینولدز کاهش می‌یابد. همچنین می‌توان مشاهده کرد که نسبت انتقال حرارت کانال چین‌دار به انتقال حرارت کانال صاف نیز با عدد رینولدز افزایش می‌یابد، در حالی که نسبت ضریب اصطکاک کانال چین‌دار



شکل ۱۳- تغییرات ضریب اصطکاک بر حسب عدد رینولدز برای مقادیر مختلف گام

Figure 13. Friction coefficient variation with Reynolds number for different values of pitch

با افزایش مقادیر عدد رینولدز در تمامی موارد افزایش می‌یابد. می‌توان مشاهده نمود که افزایش انتقال حرارت درون کانال چین‌دار نسبت به کانال صاف نیز با افزایش عدد رینولدز افزایش می‌یابد. همچنین مقادیر عدد ناسلت با افزایش گام نسبی (P/e) برای مقدار ثابت ارتفاع نسبی (e/D) کاهش می‌یابد. دلیل آن این است که با افزایش گام نسبی، تعداد نقاط اتصال مجدد روی صفحه جاذب کم می‌شود. کانال چین‌دار با گام نسبی ۰.۲، بالاترین مقدار ناسلت را در تمام محدوده‌های عدد رینولدز فراهم می‌کند. حداقل مقدار عدد ناسلت در گام نسبی P/e ۷/۴۶۳ رخ می‌دهد. شکل ۱۵ توزیع عدد ناسلت را به صورت تابعی از گام نسبی (P/e) برای مقادیر مختلف عدد رینولدز در یک ارتفاع نسبی (e/D) ثابت نشان می‌دهد. دیده می‌شود که برای یک مقدار ارتفاع نسبی مشخص، عدد ناسلت با افزایش گام نسبی کاهش می‌یابد و با افزایش مقادیر عدد رینولدز در همه موارد مطابق انتظار افزایش می‌یابد.



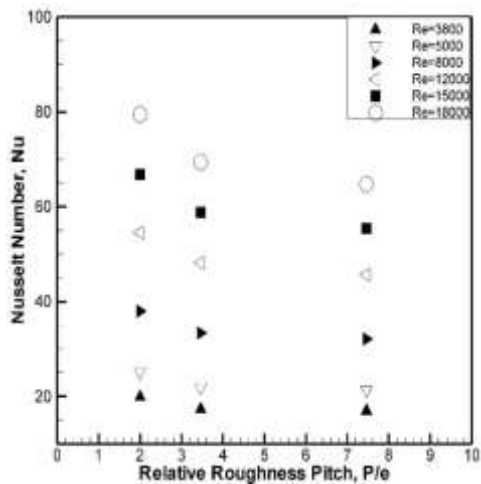
شکل ۱۲- تغییرات عدد ناسلت بر حسب عدد رینولدز برای مقادیر مختلف گام

Figure 12. Nusselt number variation with Reynolds number for different values of pitch

می‌توان نتیجه گرفت که انتقال گرما و اصطکاک سیال هر دو به شدت وابسته به عدد رینولدز جریان، گام و زاویه چین‌های صفحه جاذب هستند. برای مطالعه اثر گام و زاویه بر روی انتقال گرما و اصطکاک جریان، دو پارامتر بدون بعد که در نظر گرفتن همزمان گام و زاویه را تسهیل می‌کند، شرح داده خواهد شد. این دو پارامتر گام نسبی و ارتفاع زبری نسبی می‌باشند. منظور از گام نسبی، نسبت قاعده مثلث‌ها (P) به ارتفاع آنها (e) است و ارتفاع زبری نسبی نیز بیانگر نسبت ارتفاع مثلث‌ها به قطر هیدرولیک کانال است. در هندسه حاضر گام نسبی از ۰.۲ تا ۷/۴۵ متغیر است. همچنین کمترین مقدار ارتفاع زبری نسبی برابر ۰/۰۲۸ و بیشترین مقدار آن برابر ۰/۳ می‌باشد.

تأثیر گام نسبی

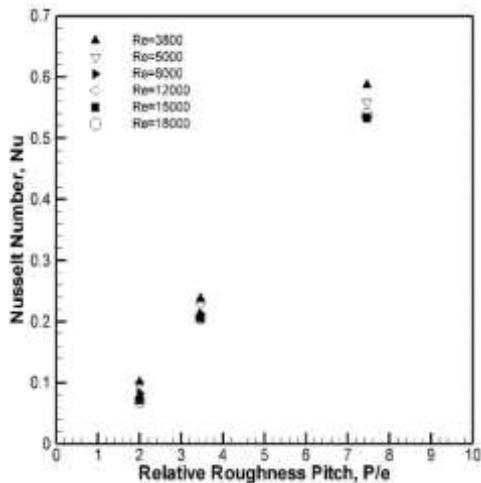
اثر گام نسبی بر روی انتقال حرارت در شکل ۱۴ و ۱۵ نشان داده شده است. شکل ۱۴ نشان می‌دهد که مطابق انتظار عدد ناسلت



شکل ۱۵- تغییرات عدد ناسلت بر حسب گام نسبی برای مقادیر مختلف عدد رینولدز

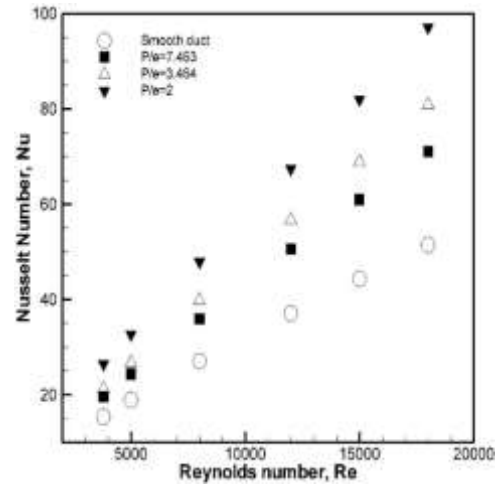
Figure 15. Nusselt number variation with relative pitch for different values of Reynolds number

که مقدار ضریب اصطکاک با افزایش گام نسبی (P/e) برای مقدار ثابت ارتفاع نسبی (e/D) کاهش پیدا می‌کند و دلیل آن به تعداد کمتر وقفه در مسیر جریان مربوط می‌شود. حداکثر و حداقل مقدار ضریب اصطکاک در گام نسبی (P/e) به ترتیب ۲ و ۷/۴۶۳ به دست می‌آید.



شکل ۱۷- تغییرات ضریب اصطکاک بر حسب گام نسبی برای مقادیر مختلف عدد رینولدز

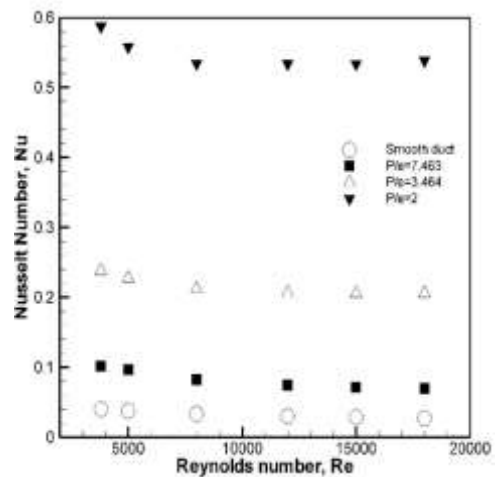
Figure 17. Friction coefficient variation with different pitches for different values of Re



شکل ۱۴- تغییرات عدد ناسلت بر حسب عدد رینولدز برای مقادیر مختلف گام نسبی

Figure 14. Nusselt number variation with Reynolds number for different values of relative pitch

اثر گام نسبی (P/e) بر ضریب اصطکاک در شکل‌های ۱۶ و ۱۷ نشان داده شده است. شکل ۱۶ نشان می‌دهد که ضریب اصطکاک با افزایش مقادیر عدد رینولدز در تمام موارد کاهش می‌یابد، چراکه مطابق انتظار زیرلایه آرام برای جریان کاملاً توسعه یافته آشفته درون کانال از بین می‌رود. همچنین می‌توان مشاهده کرد



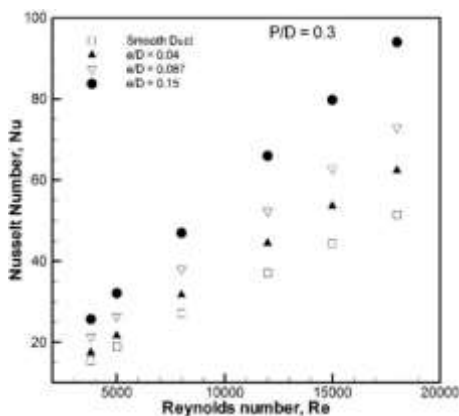
شکل ۱۶- تغییرات ضریب اصطکاک بر حسب عدد رینولدز برای مقادیر مختلف گام نسبی

Figure 16. Friction coefficient variation with Re for different values of pitch

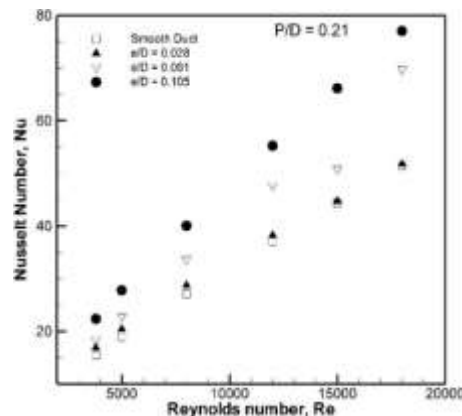
تأثیر ارتفاع زبری نسبی

شکل‌های ۱۸ و ۱۹ تأثیر ارتفاع زبری نسبی (e/D) را بر عملکرد انتقال حرارت نشان می‌دهد. از شکل ۱۸ می‌توان دریافت که عدد ناسلت با افزایش عدد رینولدز برای مقادیر مختلف ارتفاع زبری نسبی (e/D) افزایش می‌یابد. همچنین مشاهده می‌شود که با بیشترین مقدار مربوط به ارتفاع زبری نسبی ۰/۲۱ و گام نسبی ۰/۰۶ است. این به این دلیل است که ضریب انتقال حرارت در لبه پیشانی جلویی مثلث کمتر و در لبه پیشانی انتهایی بیشتر است. ارتفاع زبری نسبی بالاتر جریان ثانویه قوی‌تری را ایجاد می‌کند. از این رو، انتقال حرارت با افزایش ارتفاع زبری نسبی افزایش می‌یابد.

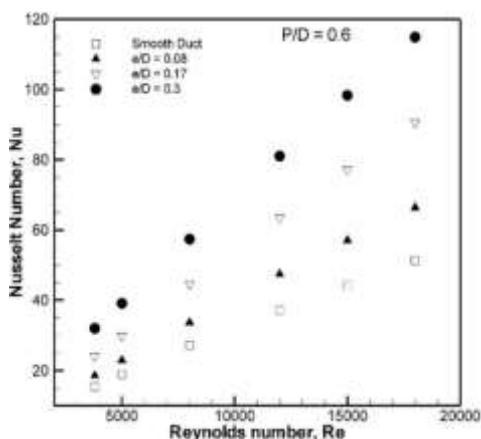
شکل ۱۷ نمودار ضریب اصطکاک را به‌عنوان تابعی از گام نسبی (P/e) برای مقادیر مختلف عدد رینولدز و برای یک مقدار ارتفاع نسبی مشخص نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که برای یک ارتفاع نسبی مشخص، ضریب اصطکاک با افزایش گام نسبی کاهش می‌یابد و با افزایش مقدار رینولدز نیز در همه موارد همان‌گونه که انتظار می‌رود کم می‌شود. در نهایت می‌توان نتیجه گرفت که افزایش سطح گام نسبی موجب کاهش میزان انتقال حرارت و اصطکاک می‌شود. این نتایج به طور گسترده‌ای با نتایج تجربی پیشین گزارش شده توسط Prasad و Verma موافق هستند.



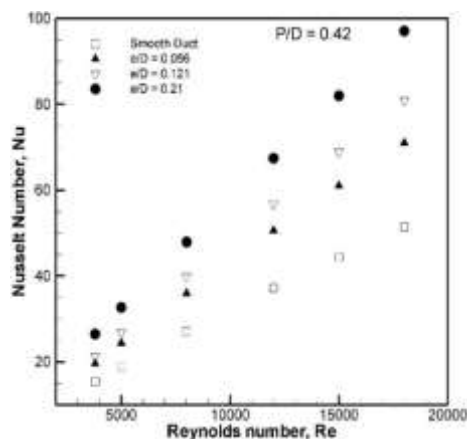
(ب)



(الف)



(د)



(ج)

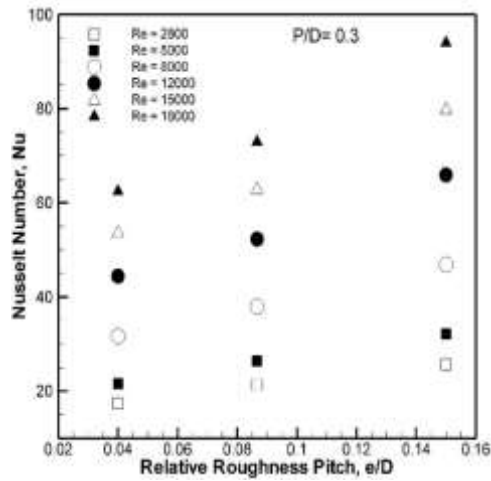
شکل ۱۸- تغییرات عدد ناسلت بر حسب عدد رینولدز برای مقادیر مختلف ارتفاع نسبی، الف) P/D=0.21، ب) P/D=0.3،

ج) P/D=0.42 و د) P/D=0.6

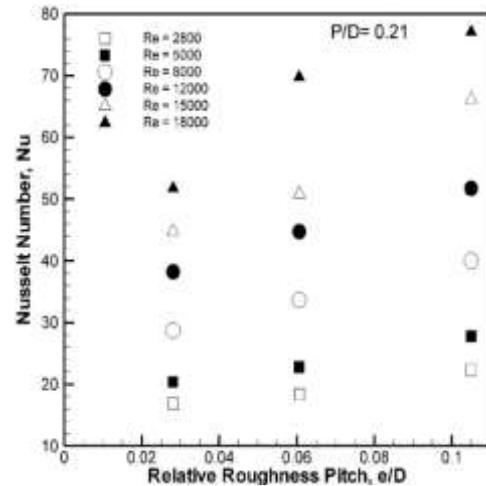
Figure 18. Nusselt number variation with Reynolds number for different relative height values, a) P/D=0.21, b) P/D=0.3, c) P/D=0.42, d) P/D=0.6

ناسلت با افزایش ارتفاع نسبی افزایش می‌یابد و همچنین با افزایش مقادیر عدد رینولدز در کلیه موارد مطابق آنچه انتظار می‌رود، باز هم عدد ناسلت افزایش می‌یابد.

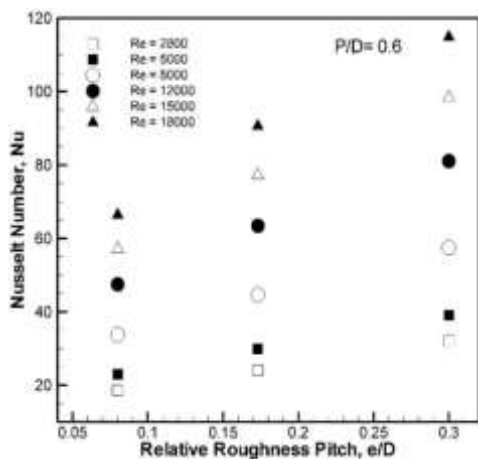
شکل ۱۹ نمودارهای عدد ناسلت را به‌عنوان تابعی از نسبت زبری نسبی (e/D) برای مقادیر مختلف عدد رینولدز و چهار گام نسبی نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که در هر مقدار زبری نسبی، عدد



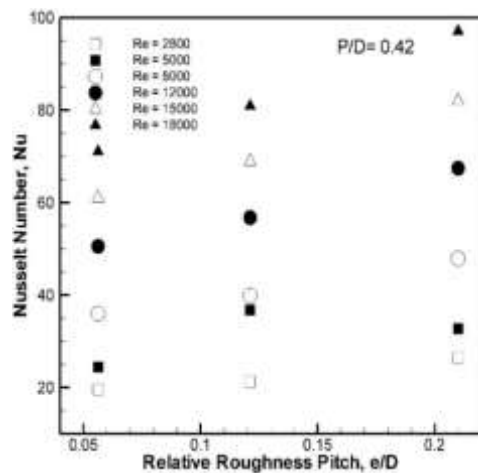
(ب)



(الف)



(د)



(ج)

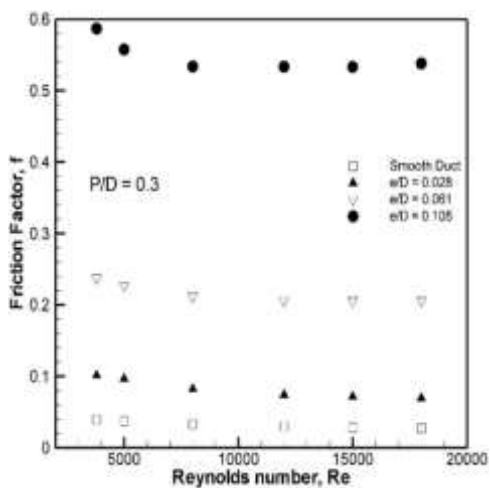
شکل ۱۹- تغییرات عدد ناسلت بر حسب ارتفاع نسبی برای اعداد رینولدز مختلف، الف) $P/D=0.21$ ب) $P/D=0.3$ ج) $P/D=0.42$ د) $P/D=0.6$

$P/D=0.6$ و $P/D=0.42$

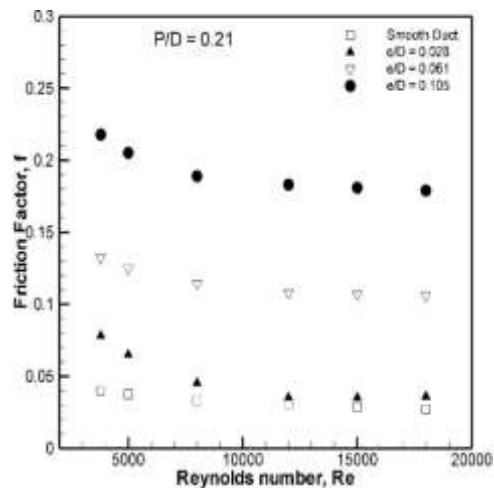
Figure 19. Nusselt number variation with relative height for different Reynolds number, a) $P/D=0.21$, b) $P/D=0.3$, c) $P/D=0.42$, d) $P/D=0.6$

مربوط به ارتفاع زبری نسبی (e/D) 0.105 در گام نسبی (P/D) 0.6 است. با افزایش مقدار زبری نسبی، عدد ناسلت متوسط و ضریب اصطکاک افزایش می‌یابد. اما نرخ افزایش ضریب اصطکاک متوسط افزایش می‌یابد در حالی که با افزایش ارتفاع زبری نسبی سرعت افزایش میانگین عدد ناسلت کاهش می‌یابد. این نتایج به طور گسترده با نتایج تجربی قبلی گزارش شده توسط Verma و Prasad (۳۰) و Saini و Prasad (۳۱) موافق است.

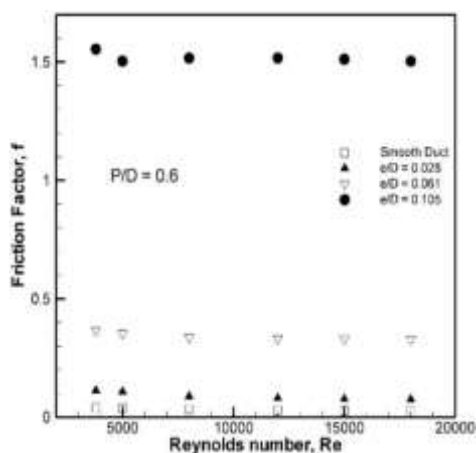
اثر ارتفاع زبری نسبی (e/D) بر ضریب اصطکاک برای گام‌های نسبی مختلف در شکل ۲۰ نشان داده شده است. از شکل ۲۰ می‌توان دریافت که ضریب اصطکاک به دلیل سرکوب زیر لایه آرام در جریان کاملاً توسعه یافته مغشوش درون کانال، با افزایش عدد رینولدز برای مقادیر مختلف ارتفاع زبری نسبی (e/D) کاهش می‌یابد. همچنین مشاهده می‌شود که با افزایش ارتفاع زبری نسبی (e/D) عدد ناسلت افزایش می‌یابد و بیشترین مقدار



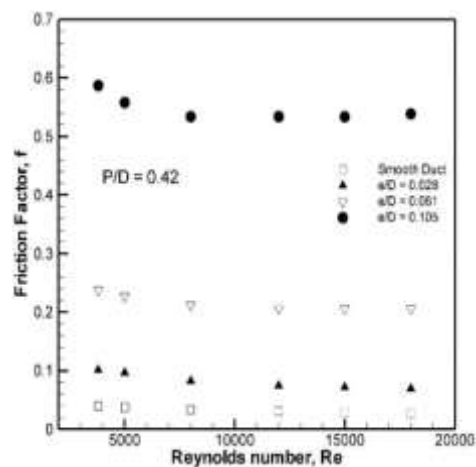
(ب)



(الف)



(د)



(ج)

شکل ۲۰- تغییرات ضریب اصطکاک بر حسب ارتفاع زبری نسبی برای اعداد رینولدز مختلف، (الف P/D=0.21، ب) P/D=0.3، ج) P/D=0.42 و (د) P/D=0.6

P/D=0.6(د) و P/D=0.42(ج) P/D=0.3

Figure 20. Friction coefficient variations with relative height of roughness for different Reynolds number, a)P/D=0.21, b) P/D=0.3, c) P/D=0.42, d) P/D=0.6

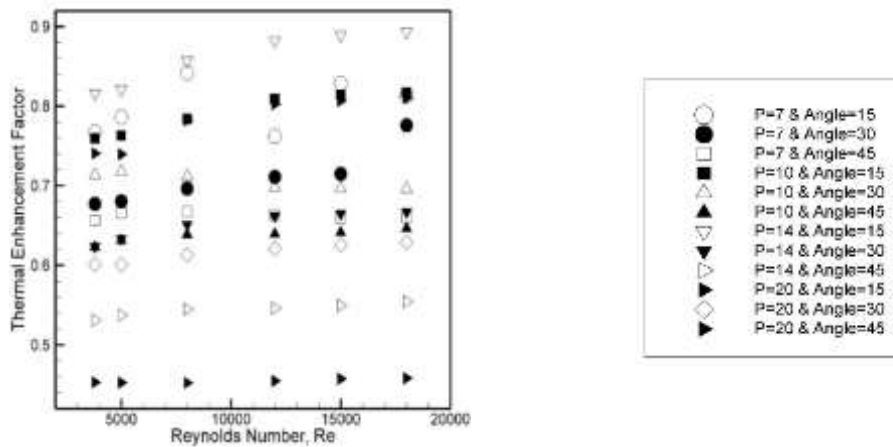
ضریب تقویت حرارتی

اصطکاک ۱/۵۵ در مقادیر پایین رینولدز (۳۸۰۰) می‌شود. بنابراین، تعیین ابعاد و ترتیب مطلوب چین صفحه که منجر به افزایش حداکثر انتقال حرارت با حداقل اصطکاک می‌شود، ضروری است. پارامتری که توجه همزمان به عملکرد حرارتی و هیدرولیکی را (مطابق با وب و اکرت (۲۹)) تعریف می‌کند توسط معادله (۱۵) ارائه شده است. شکل ۲۱ تغییرات ضریب تقویت حرارتی با عدد رینولدز را برای همه موارد نشان می‌دهد. مشخص شده است که مقادیر ضریب تقویت حرارتی برای دامنه پارامترهای مورد بررسی بین ۰/۵۷ تا ۰/۹۸ متغیر است. مشاهده

بررسی خصوصیات انتقال حرارت و اصطکاک جریان در کانال-هایی که ناهمواری دارند نشان می‌دهد که مزیت افزایش انتقال حرارت، با خود عیب افزایش افت فشار را به همراه دارد، چراکه ضریب اصطکاک نیز به صورت همزمان افزایش می‌یابد. بررسی CFD حاضر نشان می‌دهد که کانال چین‌دار با گام ۲۰ میلی‌متر (P/D=0.6) و زاویه ۴۵ درجه (e/D=0.3) از بالاترین مقدار میانگین عدد ناسلت که ۲/۱۶۶ برابر سطح صاف است در عدد رینولدز بالا (۱۸۰۰۰) برخوردار است. این در حالی است که جاذب چین‌دار با گام و زاویه مشابه منجر به حداکثر مقدار ضریب

حرارتی بهتری را برای دامنه مورد بررسی عدد رینولدز فراهم می‌کند.

شده است که مجرای چین‌دار دارای قاعده ۱۴ میلی‌متر و زاویه ۱۵ درجه ($P/D=0.42$ و $e/D=0.0563$) ضریب تقویت



شکل ۲۱- تغییرات ضریب تقویت حرارتی بر حسب عدد رینولدز بر حسب گام و ارتفاع زبری نسبی‌های مختلف

Figure 21. Thermal expansion coefficient variation with Reynolds number with different pitches and relative height of roughness

نتیجه‌گیری

۲/۱۷ برابر ناسلت کانال صاف برای گام ۲۰ mm و زاویه ۴۵ درجه است.

۳. ضریب اصطکاک متوسط با افزایش عدد رینولدز کاهش می‌یابد. حداکثر مقدار ضریب اصطکاک متوسط برای جاذب چین‌دار ۱/۵۵ شد که در گام ۲۰ mm ($P/D=0.6$) و زاویه ۴۵ درجه ($e/D=0.3$) در پایین‌ترین عدد رینولدز (۳۸۰۰) به دست آمده است. بیشترین میزان افزایش ضریب اصطکاک مربوط به همین وضعیت در عدد رینولدز ۱۸۰۰۰ می‌شود که ۵۵ برابر ضریب اصطکاک در کانال صاف با همین عدد رینولدز است.

۴. مشخص شد که صفحه جاذب چین‌دار با گام ۱۵ میلی‌متر ($P/D=0.42$) و زاویه ۱۵ درجه ($e/D=0.0563$) ضریب تقویت حرارتی بهتری را برای دامنه مورد بررسی عدد رینولدز فراهم می‌کند و از این رو می‌توان برای تقویت انتقال حرارت استفاده کرد.

باتوجه به نتایج شبیه‌سازی انجام شده، بررسی انتقال حرارت و رفتار جریان سیال در مجرای مستطیلی یک هواگرم‌کن خورشیدی با یک جاذب چین‌دار انجام شد. تأثیر عدد رینولدز، گام و زاویه چین‌ها، گام نسبی و ارتفاع زبری نسبی بر ضریب انتقال حرارت و ضریب اصطکاک مورد بررسی قرار گرفت. بر اساس نتایج حاصل موارد ذیل قابل ذکر است:

۱. مدل آشفتگی $k-\epsilon$ (RNG) نتایج بسیار نزدیکی را به نتایج تجربی پیش‌بینی می‌کند، که همین امر باعث می‌شود پیش‌بینی‌های انجام شده توسط آنالیز CFD در مطالعه حاضر قابل اعتماد به‌نظر برسد. مدل آشفتگی $k-\epsilon$ (RNG) برای کانال صاف صحت سنجی شده است و آزمایش استقلال شبکه نیز برای بررسی تغییرات با افزایش تعداد شبکه انجام شده است.
۲. با افزایش عدد Re ، عدد ناسلت میانگین افزایش می‌یابد. مشخص شد که حداکثر مقدار Nu میانگین ۱۱۵ است که برای گام ۲۰ mm ($P/D=0.6$) و زاویه ۴۵ درجه ($e/D=0.3$) در بالاترین عدد رینولدز (۱۸۰۰۰) اتفاق می‌افتد. حداکثر افزایش Nu متوسط

References

1. Chaurasia, S., Goel, V., Debbarma, A., 2023. Impact of hybrid roughness

- wavy finned absorber solar air heater. *Solar Energy*, Vol. 130, pp.250-259.
9. Priyam, A., Chand, P., 2018. Effect of wavelength and amplitude on the performance of wavy finned absorber solar air heater. *Renewable Energy*, Vol. 119, pp.690-702.
 10. Li, S., Wang, H., Meng, X., Wei, X., 2017. Comparative study on the performance of a new solar air collector with different surface shapes. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 114, pp.639-644.
 11. HO, CD., Hsiao, CF., Chang, H., Tien, YE., 2017. Investigation of device performance for recycling double-pass V-corrugated solar air collectors. *Energy Procedia*, Vol. 105, pp.28-34.
 12. Aboghrara, AM., Baharudin, BTHT., Alghoul, MA., Adam, NM., Hairuddin, AA., Hasan, HA., 2017. Performance analysis of solar air heater with jet impingement on corrugated absorber plate. *Case studies in thermal engineering*, Vol. 10, pp.111-120.
 13. KUMAR, R., Prabha, C., 2017. Performance enhancement of solar air heater using herringbone corrugated fins. *Energy*, Vol. 127, pp.271-279.
 14. Sahel, D., Benzeguir, R., 2017. Thermal characteristic in solar air heater fitted with plate baffles and heating corrugated surface. *Energy Procedia*, Vol. 139, pp.307-314.
 15. Zheng, W., Zhang, H., You, S., Fu, Y., Zheng, X., 2017. Thermal performance analysis of a metal corrugated packing solar air collector in cold regions. *Applied Energy*, Vol. 203, pp.938-947.
 16. Heydari, A., Mesgarpour, M., 2018. Experimental analysis and numerical geometry on heat transfer augmentation in solar air heater: A review. *Solar Energy*, Vol. 225, pp.435-459.
 2. Lin, W., Gao, W., Liu, T., 2006. A parametric study on the thermal performance of cross-corrugated solar air collectors. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26, pp.1043-1053.
 3. El-Sebaei, AA., Aboul-Enein, S., Ramadan, MRI., Shalaby, SM., Moharram, BM., 2011. Investigation of thermal performance of double pass-flat and v-corrugated plate solar air heaters. *Energy*, Vol. 36, pp.1076-1086.
 4. Hedayatizadeh, M., Sarhaddi, F., Safavinejad, A., Ranjbar, F., Chaji, H., 2016. Exergy loss-based efficiency optimization of a double-pass/glazed v-corrugated plate solar air heater. *Energy*, Vol. 94, pp.799-810.
 5. Kabeel, AE., Khalil, A., Shalaby, SM., Zayed, ME., 2016. Experimental investigation of thermal performance of flat and v-corrugated plate solar air heaters with and without PCM as thermal energy storage. *Energy Conversion and Management*, Vol. 113, pp.264-272.
 6. Lakshmi, DVN., Layek, A., Kumar Muthu, P., 2017. Performance analysis of trapezoidal corrugated solar air heater with sensible heat storage material. *Energy Procedia*, Vol. 109, pp.463-470.
 7. Handoyo, EA., Ichسانی, D., Prabowo, Sutardi, 2016. Numerical studies on the effect of delta-shaped obstacles' spacing on the heat transfer and pressure drop in v-corrugated channel of solar air heater. *Solar Energy*, Vol.131, pp.47-60.
 8. Priyam, A., Chand, P., 2016. Thermal and thermohydraulic performance of

- performance analysis of an artificially roughened solar air heater having equilateral triangular sectioned rib roughness on the absorber plate. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 70, pp.1016-1039.
23. ASHRAE. Standard 93., 2003. Method of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors, American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers. Atlanta, GA30329.
 24. ANSYS FLUENT, 2003. Documentation. ANSYS, Inc.
 25. McAdams, WH., 1942. Heat transmission. New York, McGraw-Hill.
 26. Patankar, SV., 1980. Numerical heat transfer and fluid flow. Washington DC, Hemisphere.
 27. Duffie, JA., Beckmanm WA., 1980. Solar engineering of thermal processes. New York, Wiley.
 28. Webb, RL., Eckert, ERG., 1972. Application of rough surface to heat exchanger design. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 15(9), pp.1647-58.
 29. Fox, W., Pritchard, P., McDonald, A., 2010. Introduction to fluid mechanics. New York:John Wiley & Sons, pp.754.
 30. Verma S.K, Prasad B.N., 2000. Investigation for the optimal thermohydraulic performance of artificially roughened solar air heaters. *Renewable Energy*, Vol 20, pp. 19-36.
 31. Prasad B.N., Saini J.S., 1988. Effect of artificial roughness on heat transfer and friction factor in a solar air heater. *Solar Energy*, Vol 41, pp. 555-560.
 - modeling of solar air heater with helical flow path. *Solar Energy*, Vol. 162, pp.278-288.
 17. Poongavanam, GK., Panchabikesan, K., Leo, AJD., Ramalingam, V., 2018. Experimental investigation on heat transfer augmentation of solar air heater using shot blasted V-corrugated absorber plate. *Renewable Energy*, Vol.127, pp.213-229.
 18. Zhang, H., Ma, X., You, S., Wang, Y., Zhenga, X., Yea, T., et. al., 2018. Mathematical modeling and performance analysis of a solar air collector with slit-perforated corrugated plate. *Solar Energy*, Vol. 167, pp.147-157.
 19. Manjunath, MS., Karanth, KV., Sharma, NY., 2018. Numerical investigation on heat transfer enhancement of solar air heater using sinusoidal corrugations on absorber plate. *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol.138, pp.219-228.
 20. Ghaleynovi A., Sabzpushani M., 1402. Investigating the effect of porosity on the thermos-hydraulic performance of a solar hot air collector with porous barriers, *Environmental Science and Technology Journal*, Vol.25, pp.13-25. (In Persian)
 21. Yadav, AS., Bhagoria, JL., 2013. Modeling and simulation of turbulent flows through a solar air heater having square-sectioned transverse rib roughness on the absorber plate. *The Scientific World Journal*.
 22. Yadav, AS., Bhagoria, JL., 2014. A CFD based thermo-hydraulic