

بررسی عددی عملکرد حرارتی و هیدرولیکی گرمکن‌های خورشیدی هوا با زبری‌های V - شکل روی سطح جاذب انرژی

مهدی ستاری نجف آبادی، مسعود حق شناس فرد*

دانشکده مهندسی، دانشگاه صنعتی اصفهان، کدپستی ۸۴۱۵۶۸۳۱۱۱، اصفهان، ایران

پذیرش: ۹۲/۵/۲۶

دریافت: ۹۲/۲/۵

چکیده

از آنجایی که بازدهی حرارتی گرمکن‌های خورشیدی هوا پایین می‌باشد، تحقیقات بسیاری در جهت بالا بردن ضریب انتقال حرارت در آن‌ها انجام گرفته است. یکی از راهکارهای افزایش بازدهی، زبر کردن صفحه‌ی در معرض شار خورشیدی از داخل که در تماس با جریان هوا است (سطح گرم) می‌باشد. در این کار سعی گردیده تا مقادیر عدد ناسلت و ضریب اصطکاک در کانال مستطیلی شکل گرمکن و نحوه تغییرات این پارامترها با توجه به هندسه زبری‌ها و پارامترهای عملیاتی به کمک روش حل عددی بررسی شده و با نتایج حاصل از آزمایش‌های تجربی مقایسه گردد. با بررسی دو کانال با زبری‌های V-شکل دارای شکاف با عرض نسبی (g/e) برابر با ۰/۵ و ۱/۰ می‌توان دریافت که عملکرد حرارتی در کانال با g/e برابر با ۱/۰ بهتر از g/e برابر با ۰/۵ می‌باشد. از طرفی با به کارگیری زبری‌ها روی سطح گرم، عدد ناسلت و ضریب اصطکاک به ترتیب ۶/۱۶ و ۶/۷۱ برابر آن‌ها در یک کانال بدون زبری گردیده است. در ادامه با تغییر سطح مقطع تیغه‌ها از دایره به مثلثی شکل یک افزایش در عدد ناسلت و ضریب اصطکاک حاصل گردید به طوری که مقادیر آن‌ها در مقایسه با یک کانال بدون زبری به ترتیب ۶/۹ و ۸/۱ برابر ثبت گردید.

کلمات کلیدی: دینامیک سیالات محاسباتی، گرمکن خورشیدی هوا، زبری V-شکل، عدد ناسلت، ضریب اصطکاک

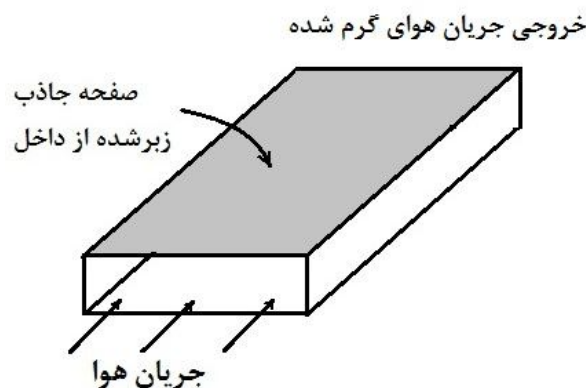
مقدمه

گرمکن‌های خورشیدی هوا برای ایجاد هوای گرم و به منظور تأمین دمای مناسب برای محیط‌های بسته، خشک کردن و بسیاری از کاربردهای صنعتی دیگر استفاده می‌گردند. به طور معمول این گرمکن‌ها از یک سطح جاذب انرژی خورشیدی و دیواره‌های عایق شده که یک کانال را تشکیل می‌دهند و همچنین از یک دمنده هوا تشکیل شده است. شکل (۱) شمای شماتیک این نوع گرمکن‌ها را نشان می‌دهد. بازدهی حرارتی این نوع گرمکن‌ها به طور قابل ملاحظه‌ای کم می‌باشد که این امر به خاطر پایین بودن ضریب انتقال حرارت جابجایی بین صفحه‌ی جاذب انرژی از سمت داخل و هوای در حال عبور از داخل کانال می‌باشد. در

* haghshenas@cc.iut.ac.ir

نتیجه مقدار حرارت اتلافی به محیط پیرامون نیز افزایش می‌یابد. عمده اتلاف حرارتی از صفحه جاذب می‌باشد چراکه دیواره‌های جانبی و پایینی کانال عایق گردیده‌اند.

تحقیقات نشان می‌دهند که در سیکل انتقال حرارت پس از تبدیل انرژی خورشیدی به انرژی حرارتی عمده مقاومت حرارتی به خاطر شکل‌گیری لایه مرزی حرارتی روی سطح در حال انتقال حرارت با هوای در حال عبور از داخل کانال می‌باشد. در بحث ارتقاء انتقال حرارت در تجهیزات مذکور تمامی تلاش‌ها در راستای از بین بردن و یا شکستن این لایه مرزی است. ایجاد زبری در سمتی از صفحه جاذب نور خورشید که در تماس با جریان هوای عبوری از داخل کانال می‌باشد یکی از راه‌های بهبود عملکرد گرمکن‌های خورشیدی هوا است، ولی باید این نکته را مد نظر داشت که ایجاد آشفتگی برای شکستن زیر لایه آرام نباید روی هسته جریان اثر نامطلوبی بگذارد. در غیر این صورت ضریب اصطکاک به نحو چشم‌گیری افزایش خواهد یافت. این امر با تنظیم ارتفاع زبری‌ها به صورتی که زبری‌ها درون هسته جریان قرار نگیرند ولی ارتفاع آن‌ها از ضخامت زیرلایه آرام بیشتر باشد، قابل حصول است.



شکل ۱. شکل شماتیک گرمکن خورشیدی هوا

مطالعات زیادی در زمینه ارائه هندسه مناسب برای زبری‌هایی که روی سطح گرم در تماس با جریان هوای در حال عبور از داخل کانال گرمکن خورشیدی هوا انجام گرفته است. برخی از این هندسه‌ها در شکل (۲) قابل مشاهده است. از اولین کسانی که در این زمینه پژوهش انجام داده‌اند می‌توان به پراساد و سائینی^۱ (۱۹۸۸) اشاره کرد که اثر ارتفاع نسبی (e/D) زبری‌های تیغه‌ای شکل و افقی و همچنین گام نسبی آن‌ها (P/e) را بر روی عدد ناسلت و ضریب اصطکاک سطحی بررسی نمود که به ترتیب $۲/۳۸$ و $۴/۲۵$ برابر مقدار آن‌ها برای سطح صاف بود. گوپتا^۲ (۱۹۹۳) اثر ارتفاع نسبی زبری‌ها، زاویه حمله و عدد رینولدز^۳ را در کانال مستطیلی بر روی این دو پارامتر بررسی کرد که زبری‌ها به صورت تیغه‌های سیمی شیب‌دار با سطح مقطع دایره بود. حداکثر ضریب انتقال حرارت و ضریب اصطکاک برای زاویه‌های حمله ۶۰ و ۷۰ درجه در مقادیر مختلف از پارامترهای اشاره شده مورد مطالعه قرار گرفته و مقایسه نتایج با کار پراساد و سائینی حاکی از این

^۱ Prasad & Saini

^۲ Gupta

^۳ Reynolds Number

امر بود که تیغه‌های شیب‌دار میزان انتقال حرارت را بیشتر از تیغه‌های افقی افزایش می‌داد. چرا که تیغه‌های شیب‌دار علاوه بر شکستن زیرلایه آرام باعث تولید شدن جریان‌های ثانویه^۱ نیز می‌شد.

تیغه‌های شیب‌دار ۷-شکل مناطق با ضریب انتقال حرارت بیشتری را نسبت به موارد قبلی ایجاد می‌کردند. مطالعات زیادی روی این نوع زبری‌ها و آثار آن‌ها بر ضریب انتقال حرارت جابجایی انجام گرفته است. تاسلیم^۲ (۱۹۹۶) یکی از این محققان بود که طبق نتایج او تیغه‌های ۷-شکل که نوک آن‌ها به سمت پایین دست جریان قرار داشت، ضریب انتقال حرارت را بیش از تیغه‌هایی که نوک آن‌ها به سمت بالادست جریان بود افزایش دادند. اثرات پارامترهای هندسی زبری‌های ۷-شکل روی انتقال حرارت و مشخصه‌های جریانی سیال در یک کانال مستطیلی توسط مومین^۳ (۲۰۰۲) بررسی شد. آزمایشات مقادیر ۲۵۰۰ تا ۸۰۰۰ برای عدد رینولدز، ۰/۰۲۰ تا ۰/۰۳۴ برای ارتفاع نسبی و زوایای حمله ۳۰ تا ۹۰ درجه را برای یک مقدار ثابت از گام نسبی برابر با ۱۰ شامل می‌شد. ماکزیمم افزایش در عدد ناسلت و ضریب اصطکاک به ترتیب ۲/۳ و ۲/۸۳ برابر در مقایسه با کانال صاف و بدون زبری ارزیابی گردید.

تحقیقات دیگری روی انواع مختلف از هندسه زبری‌ها انجام گرفته است. سائینی (۱۹۹۷) از شبکه‌ای از مفتول‌های چسبانده شده روی سطح صفحه‌ی جاذب انرژی خورشیدی استفاده کرد و اثرات طول نسبی مسیر بلند^۴ و طول نسبی مسیر کوتاه^۵ شبکه زبری‌ها را روی عدد ناسلت و ضریب اصطکاک بررسی نمود. باگوریا^۶ (۲۰۰۲) با انجام آزمایشات گوناگون سعی بر این داشت تا تأثیر گام نسبی، ارتفاع نسبی و زاویه حمله تیغه‌های گوه شکل^۷ را روی میزان انتقال حرارت و افت فشار در یک کانال مستطیلی شکل مطالعه نماید.

جارکر^۸ (۲۰۰۶) انتقال حرارت و مشخصه‌های اصطکاک را در یک کانال مستطیلی با زبری‌های شیاردار^۹ مورد مطالعه قرار داد. سائینی (۲۰۰۸) اثرات تیغه‌های قوس‌دار^{۱۰} را روی دو پارامتر انتقال حرارتی و هیدرولیکی مورد بررسی قرار داد. در ادامه او و همکارش ورما^{۱۱} (۲۰۰۸) تحقیقات خود را روی تیغه‌های دارای فرورفتگی‌های متعدد^{۱۲} و تأثیر آن‌ها روی ضریب انتقال حرارت و ضریب اصطکاک سطحی مورد بررسی قرار دادند. آزمایشات آن‌ها مقادیر ۲۰۰۰ تا ۱۲۰۰۰ برای عدد رینولدز، ارتفاع نسبی ۰/۰۱۸ تا ۰/۰۳۷ و گام نسبی ۸ تا ۱۲ را برای زبری‌ها پوشش می‌داد.

آنچه که از مجموع کارهای انجام شده در این زمینه می‌توان دریافت این امر می‌باشد که با استفاده از زبری‌های مورب و ۷-شکل می‌توان ضمن پایین نگه داشتن ضریب اصطکاک، انتقال حرارت را افزایش داد. چو^{۱۳} (۲۰۰۳) مشخصه‌های حرارتی و سیالاتی کانال مربعی را که روی دوسطح مقابل هم آن تیغه‌های مورب

¹ Secondary flow

² Taslim

³ Momin

⁴ Relative long way length

⁵ Relative short way length

⁶ Bhagoria

⁷ Wedge shaped

⁸ Jaurker

⁹ Rib-groove

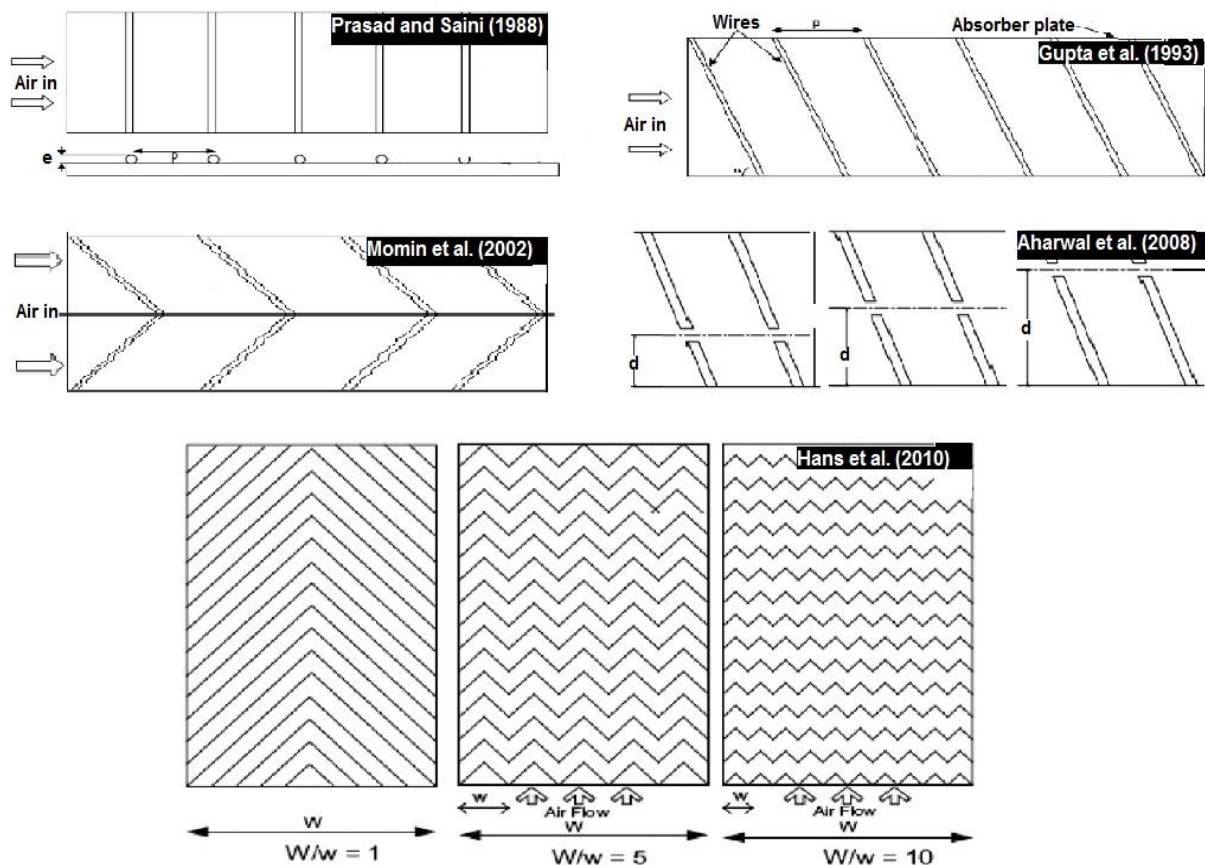
¹⁰ Arc-shaped

¹¹ Verma

¹² Dimple-shaped

¹³ Cho

با شکاف‌های^۱ کوچک برابر با ارتفاع تیغه‌ها تعبیه شده بود بررسی کرد. نتایج نشان می‌داد که ضریب انتقال حرارت به خاطر شکاف‌ها بیشتر گردیده، چرا که این شکاف‌ها باعث سرعت بخشیدن جریان لایه مرزی کند شده می‌گردید. از طرفی شکاف‌های ایجاد شده در سمت پایین دست تیغه‌های مورب اثر مطلوب‌تری در افزایش انتقال حرارت نسبت به شکاف‌های موجود در بالا دست تیغه‌ها به دنبال داشتند. آهاروال^۲ (۲۰۰۸) با مطالعه تجربی اثرات عرض و مکان شکاف‌های تیغه‌های مورب با سطح مقطع مربع روی انتقال حرارت و خصوصیات هیدرولیکی یک کانال مستطیلی شکل عنوان کرد که زبری‌های مورب همراه با شکاف اثر بهبودبخش بیشتری روی انتقال حرارت در مقایسه با تیغه‌های مورب بدون شکاف از خود نشان می‌دهند. هانس^۳ (۲۰۱۰) با استفاده از تیغه‌های ۷-شکل روی سطح گرم کانال توانست حداکثر افزایش در مقدار عدد بدون بعد ناسلت و ضریب اصطکاک تا حدود ۶ و ۵ برابر آن در یک کانال بدون زبری را حاصل نماید.



شکل ۲. شکل شماتیک هندسه برخی از زبری‌ها [۱۴]

براساس پژوهش‌ها و مقالات عنوان شده، استفاده از زبری‌ها یک گام مؤثر در ارتقاء عملکرد حرارتی گرمکن‌های خورشیدی هوا با کانال‌های مستطیلی شکل می‌باشد. لذا عمده این تحقیقات در بررسی انواع زبری‌ها از نظر شکل، اندازه و جهت‌گیری با توجه به جهت جریان سعی در رسیدن به یک آرایش و هندسه بهینه از زبری‌ها را دارند. همان‌طور که قبلاً نیز اشاره گردید، تیغه‌های مورب با ایجاد اغتشاش در جریان و

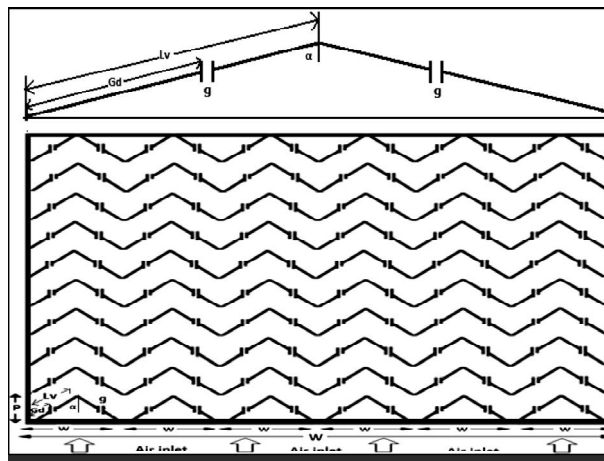
^۱ gaps

^۲ Aharwal

^۳ Hans

تولید گردابه در بالادست و پایین دست تیغه باعث افزایش انتقال حرارت می گردد. از طرفی زاویه دادن به تیغه‌ها با هدایت کردن حرکت گردابه‌ها در طول تیغه و ایجاد یک جریان ثانویه قوی ضریب انتقال حرارت را بهبود می بخشد. شکل ۷- کردن تیغه‌ها کمک می کند تا با ایجاد دو جریان ثانویه این امر قوت گرفته و نرخ انتقال حرارت در مقایسه با تیغه‌های صرفاً شیب‌دار شده بیشتر گردد. ایجاد شکاف در تیغه‌های شیب‌دار با شکست جریان‌های ثانویه و ایجاد مراتب بالاتر آشفتگی در سیال، باعث بالا رفتن میزان انتقال حرارت خواهد شد. بکارگیری تیغه‌های ۷-شکل به صورت تکرار شونده در عرض صفحه، با افزایش چند برابری تعداد جریان‌ات ثانویه باعث بهبود نرخ انتقال حرارت خواهد گردید. کومار^۱ و همکاران (۲۰۱۲) با مطالعه آزمایشگاهی کانال مستطیلی با صفحه گرم زبر شده با عرض نسبی، گام نسبی و زاویه حمله تیغه‌ها به ترتیب برابر با ۶، ۱۰، ۰/۴۳ و ۶۰ درجه این امر را مورد مطالعه قرار دادند. آزمایشات در رینولدزهای ۲۰۰۰ تا ۲۰۰۰۰ و برای فاصله نسبی شکاف از ۰/۲۴ تا ۰/۸۰ و همچنین عرض نسبی شکاف برابر ۰/۵ تا ۱/۵ انجام گرفته است. طبق نتایج ایجاد شکاف در تیغه‌های ۷-شکل اثر قابل ملاحظه‌ای در بهبود ضریب انتقال حرارت داشت که این افزایش تابعیتی قوی از فاصله شکاف‌ها از ابتدا و انتهای تیغه‌ها (فاصله نسبی شکاف) و اندازه‌ی آن‌ها (عرض نسبی شکاف) از خود نشان می دهد. تیغه‌های ۷-شکل همراه با شکاف با عرض نسبی ۱/۰ و فاصله نسبی ۰/۶۹ بهترین نتایج را از نظر بهبود خواص حرارتی در مقایسه با ۲۴ هندسه دیگر از تیغه‌ها در این پژوهش حاصل کردند.

آنچه در این کار سعی شده انجام گیرد، شبیه‌سازی عددی دو هندسه با فاصله نسبی ۰/۶۹ و عرض نسبی ۰/۵ و ۱/۰ و مقایسه نتایج حاصل با نتایج ارائه شده در پژوهش اشاره شده در بالا (کومار و همکاران) می باشد. پس از اطمینان از صحت حل عددی، شبیه‌سازی برای هندسه‌ای جدید و بهینه انجام گرفته و نتایج مربوط به عدد ناسلت و ضریب اصطکاک برای هندسه‌های بررسی شده با یکدیگر مقایسه گردیده است.



شکل ۳. پارامترهای هندسی مربوط به زبری های مورد مطالعه [۱۴]

¹ Anil Kumar

جزئیات هندسه و شبیه‌سازی

برای بررسی گرمکن‌های خورشیدی هوا، کانال مستطیلی با سطح مقطع $25 \times 300 \text{ mm}^2$ و طول 2400 mm شامل سه بخش ورودی، تست و خروجی با طول‌های به ترتیب 525 mm ، 1000 mm و 875 mm در نظر گرفته شده است. تیغه‌های ۷-شکل که هر ردیف ۶ عدد از آن‌ها را شامل می‌شود، زبری‌های سطح گرم در تماس با جریان هوای عبوری را تشکیل می‌دهند. پارامترهای هندسی مربوط به زبری‌ها در شکل (۳) آورده شده است. شمای شماتیک کانال شبیه‌سازی شده در شکل (۴) نمایش داده شده است. مشخصات دیگر زبری‌ها به طور کامل در جدول (۱) قابل مشاهده می‌باشد. شار ورودی اعمال شده به صفحه زبر شده (صفحه بالایی کانال) در دو بخش ورودی و تست کانال برابر $1000 \frac{W}{m^2}$ می‌باشد.

جدول ۱. مشخصات هندسی زبری‌های مورد مطالعه [۱۴]

6	عرض نسبی زبری ها (W/w)
10	گام نسبی زبری ها (P/e)
0.043	ارتفاع نسبی زبری ها (e/D)
60°	زاویه حمله (α)
4000-16000	عدد Re
0.69	فاصله نسبی شکاف (G_d/L_v)
0.5, 1.0	عرض نسبی شکاف (g/e)

الگوسازی دینامیک سیالات محاسباتی و معادلات حاکم

دینامیک سیالات محاسباتی روشی جهت تحلیل مسائل پدیده‌های انتقال بوده که برای این منظور، معادلات حاکم شامل معادلات پیوستگی، اندازه حرکت و انرژی که به ترتیب در زیر آورده شده می‌بایست همزمان برای مسئله مورد نظر حل گردند:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v) = 0 \quad (1)$$

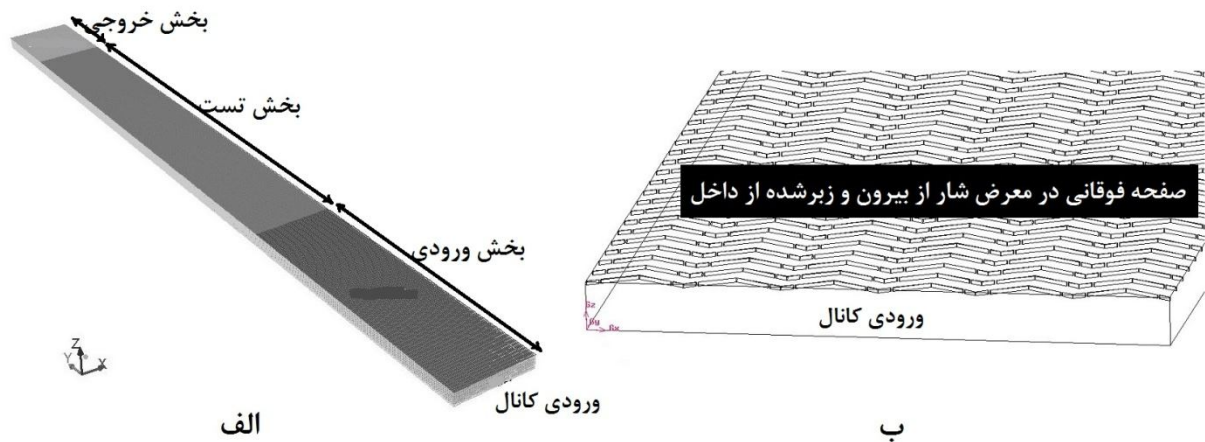
$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\nabla p - [\nabla \cdot \tau] + \rho g \quad (2)$$

$$\rho \hat{C}_p \frac{DT}{Dt} = -(\nabla \cdot q) - \left(\frac{\partial \ln \rho}{\partial \ln T} \right)_p \frac{Dp}{Dt} - (\tau : \nabla v) \quad (3)$$

در روابط بالا t معرف زمان، ρ دانسیته، v سرعت سیال، p فشار سیال، τ تنسور تنش، g شتاب گرانش، \hat{C}_p ظرفیت حرارتی ویژه در فشار ثابت به ازای واحد جرم سیال، T دما و q فلاکس حرارتی می‌باشند.

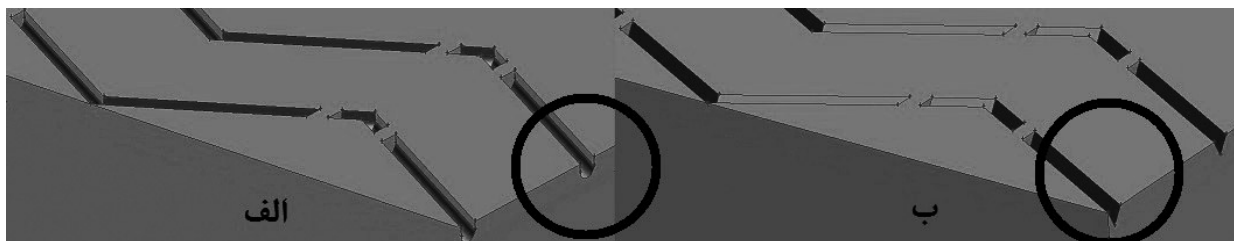
دو هندسه با فاصله نسبی شکاف برابر با $0/69$ و عرض نسبی شکاف برابر $0/5$ و $1/0$ به کمک نرم‌افزار Gambit شبیه‌سازی شده و مسئله با نرم‌افزار Fluent در چهار مقدار عددی رینولدز برابر با 4000 ، 8000 ،

۱۶۰۰۰ و ۱۲۰۰۰ برای هر کدام از هندسه ها حل گردید. سپس مقادیر عدد ناسلت و ضریب اصطکاک بدست آمده از حل عددی با نتایج تجربی مقایسه شد.



شکل ۴. الف) شمای کلی کانال و بخش‌های آن (ب) تصویر هندسه شبیه‌سازی شده در Gambit

از بین دو هندسه مدل شده، هندسه با g/e برابر با $1/0$ به خاطر حصول بازدهی حرارتی بالاتر طبق نتایج حاصل از آزمایشات تجربی کومار و همکاران (۲۰۱۲) و همچنین نتایج بدست آمده از حل عددی برای اصلاح به منظور افزایش هر چه بیشتر ضریب انتقال حرارت انتخاب گردید. برای این منظور تیغه‌ها با سطح مقطع مثلثی شکل شبیه‌سازی گردید و هیچ کدام از پارامترهای هندسی دیگر تیغه‌ها تغییر نیافت. شکل (۵) زبری‌ها با سطح مقطع دایره و مثلثی شکل را نشان می‌دهد.



شکل ۵. الف) زبری با سطح مقطع دایره (ب) زبری با سطح مقطع مثلثی

در فرآیند حل عددی برای تولید مش^۱ از نوع TGrid و Tet/Hybrid استفاده گردید. به‌علاوه هندسه از عرض نصف و شرط مرزی تقارن^۲ مورد استفاده قرار گرفت تا محاسبات به نصف کاهش یابد. شرط مرزی در ورودی و خروجی کانال به ترتیب سرعت ورودی^۳ و جریان خروجی^۴ لحاظ شده است. بخاطر درهم بودن رژیم جریان در رینولدزهای بررسی شده، در انجام محاسبات عددی برای حل معادلات جریان درهم از مدل $k-\epsilon$ استفاده گردیده است [۱۵]:

^۱ Mesh

^۲ Symmetry

^۳ Velocity inlet

^۴ Out flow

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho k v) = \nabla \cdot \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \nabla k \right) + E_t - \rho \varepsilon \quad (۴)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \varepsilon v) = \nabla \cdot \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \nabla \varepsilon \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} E_t - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (۵)$$

که در آن E_t دفورماسیون یا تغییر شکل المان سیال، k انرژی جنبشی و ε تلفات انرژی می‌باشند. با حل معادلات (۴) و (۵) مقدار انرژی جنبشی و تلفات انرژی تعیین شده و سپس به کمک معادله زیر ویسکوزیته جریان درهم محاسبه می‌گردد:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (۶)$$

μ_t ویسکوزیته جریان درهم می‌باشد. ثوابت معادلات (۴)، (۵) و (۶) در جدول (۲) قابل مشاهده می‌باشند:

جدول ۲. ضرایب معادلات مدل $k-\varepsilon$ [۱۵]

C_μ	$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	σ_k	σ_ε
۰/۰۹	۱/۴۴	۱/۹۲	۱/۰۰	۱/۳۰

با توجه به هندسه مورد بررسی در این پژوهش، مقدار حرارت منتقل شده از سطح گرم به جریان هوای داخل کانال با فرض این که هیچ گونه اتلافی به محیط پیرامون صورت نگرفته باشد برابر خواهد بود با ضرب عددی مقدار شار در سطح مذکور. از طرفی در حالت پایا تمامی این حرارت می‌بایست به صورت جابجایی به جریان هوا منتقل گردد که نتیجه آن تساوی زیر می‌باشد:

$$Q = q \cdot A_p = h \cdot A_p (T_s - T_b) \quad (۷)$$

که در آن Q و q به ترتیب نرخ و شار انتقال حرارت، A_p سطح صفحه در معرض شار، h ضریب انتقال حرارت جابجایی در سمتی از صفحه که با جریان هوای عبوری از داخل کانال در تماس است، T_s دمای سطح در معرض شار و T_b دمای بالک هوای عبوری می‌باشد. لذا عدد بی بعد ناسلت به صورت زیر تعریف می‌گردد:

$$Nu = \frac{hD}{k} = \frac{q \cdot D}{(T_s - T_b)k} \quad (۸)$$

k ضریب انتقال حرارت رسانشی هوا و D قطر هیدرولیکی می‌باشد. با توجه به تعریف کلی تنش در دیواره برای جریان‌های داخلی به صورت زیر، رابطه‌ی کلی ضریب اصطکاک نیز قابل حصول است:

$$\tau_w = \frac{\Delta P \cdot D}{4L} = \frac{1}{2} f \cdot \rho V^2 \quad (۹)$$

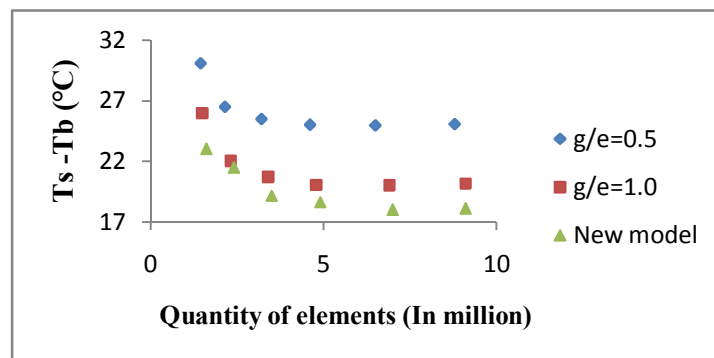
$$f = \frac{2\Delta P \cdot D}{4L\rho V^2} \quad (۱۰)$$

که در آن V سرعت متوسط هوا، f ضریب اصطکاک و L و ΔP به ترتیب طول و اختلاف فشار بخش میانی کانال یعنی بخش تست می‌باشد.

با توجه به حل عددی و نتایج حاصل از آن، مقادیر عددی دما و فشار در تمامی نقاط کانال در دسترس بوده و در نتیجه عدد بدون بعد ناسلت و همچنین ضریب اصطکاک سطحی به ترتیب به کمک روابط (۸) و (۱۰) قابل محاسبه خواهد بود.

استقلال از مش و صحت نتایج عددی

جهت بررسی استقلال از مش، اختلاف دمای سطح داغ کانال و بالک هوا در $Re=4000$ و در تعداد مش های متفاوت برای هر سه هندسه مقایسه گردید که نتایج حاصل در شکل (۶) نشان داده شده است. با توجه به شکل، با افزایش بیشتر تعداد مش از حدود $4/6$ ، $4/7$ و $4/8$ میلیون به ترتیب برای هندسه با $g/e=1.0$ ، $g/e=0.5$ و مدل جدید تغییرات ناچیزی در اختلاف دما رخ داده است. لذا شبکه بندی هندسه ها با تعداد المان های مذکور انجام گرفت.



شکل ۶. تعداد المان بر حسب اختلاف دمای سطح داغ کانال و دمای بالک هوا برای سه هندسه

مقادیر عددی ناسلت و ضریب اصطکاک حاصل از حل عددی برای کانال بدون زبری^۱ با مقادیر بدست آمده از رابطه دیتوس - بولتر^۲ مربوط به عدد ناسلت و رابطه اصلاح شده بلازیوس^۳ مربوط به ضریب اصطکاک مقایسه گردید.

$$Nu_s = 0.023(Re)^{0.8}(Pr)^{0.4} \quad (11)$$

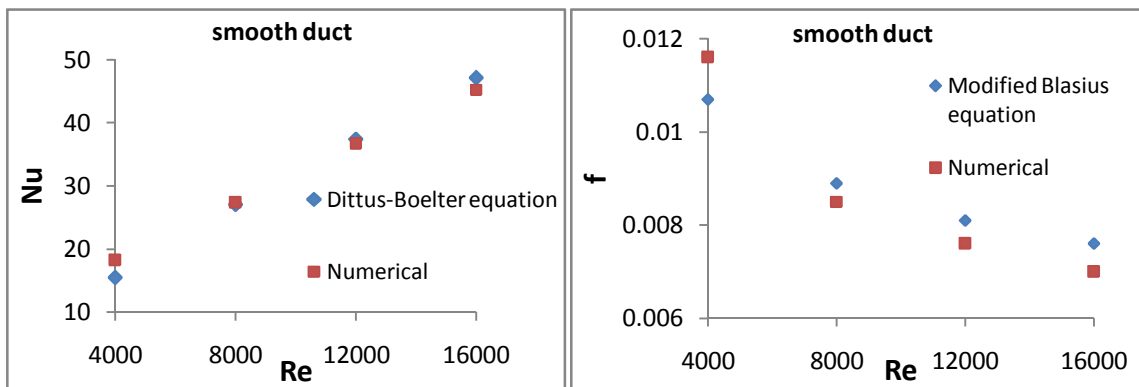
$$f_s = 0.085(Re)^{-0.25} \quad (12)$$

مقایسه نتایج عددی با نتایج حاصل از روابط مذکور در شکل (۷) آورده شده است. میانگین خطا برای عدد ناسلت برابر $6/17\%$ و برای ضریب اصطکاک برابر $6/74\%$ می باشد که دقت قابل قبولی را برای مدل سازی عددی و نتایج حاصل از آن نشان می دهد.

¹ Smooth duct

² Dittus-Boelter

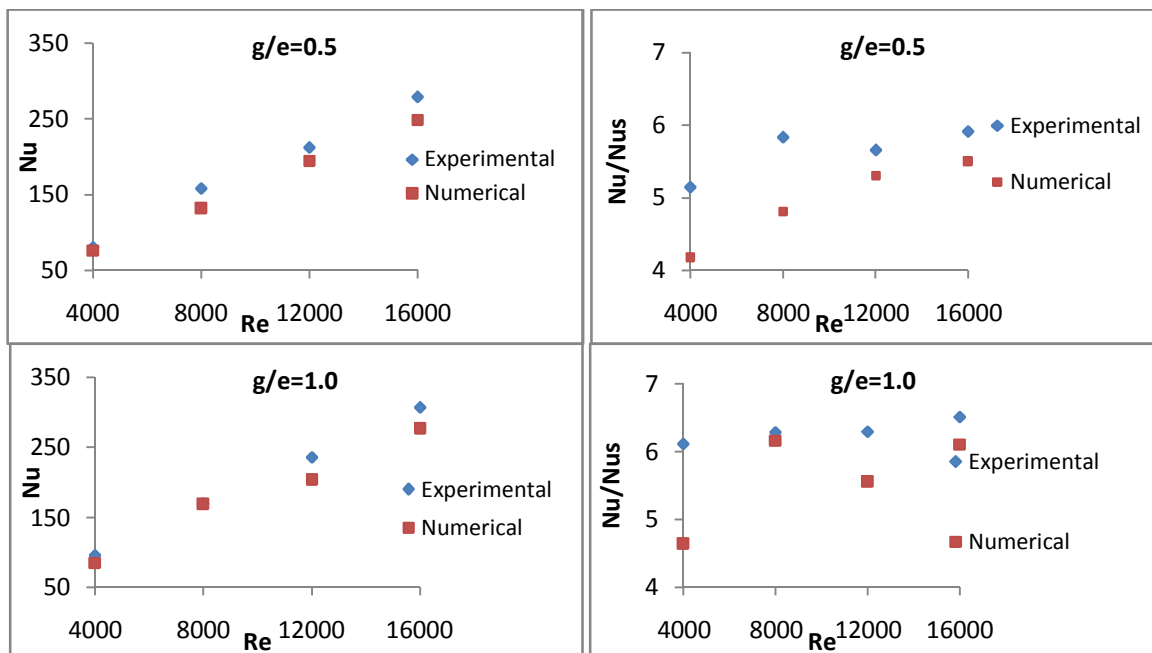
³ Blasius



شکل ۷. الف) مقایسه نتایج حل عددی با مقادیر حاصل از روابط تئوری برای عدد ناسلت و ضریب اصطکاک در کانال بدون زبری

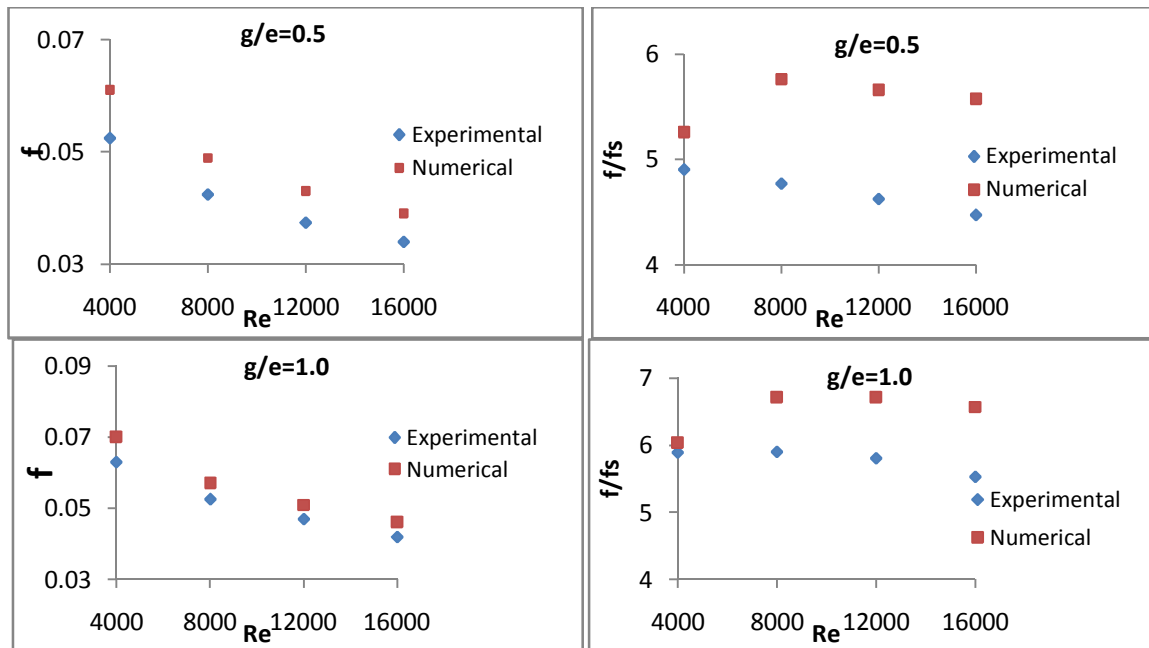
نتایج و بحث

مقادیر عددی بدست آمده برای عدد بدون بعد ناسلت درون کانال حاصل از نتایج آزمایشگاهی و حل عددی به صورت نمودار برای دو هندسه با g/e برابر با $0/5$ و $1/0$ در شکل (۸) آورده شده است. در کل عدد ناسلت رابطه مستقیم با عدد رینولدز از خود نشان می‌دهد. زیرا با افزایش سرعت جریان هوا میزان آشفتگی و به دنبال آن، انتقال حرارت افزایش می‌یابد. همچنین تمامی مقادیر عدد ناسلت مربوط به حل عددی کمتر از مقادیر حاصل از آزمایش‌های تجربی می‌باشد که با توجه به رابطه (۸) این امر عمدتاً می‌تواند به خاطر بیشتر بودن اختلاف دمای سطح داغ و توده جریان هوای درون کانال در حالت حل عددی نسبت به حالت تجربی باشد.



شکل ۸. مقایسه عدد ناسلت حاصل از حل عددی با مقادیر تجربی برای دو هندسه

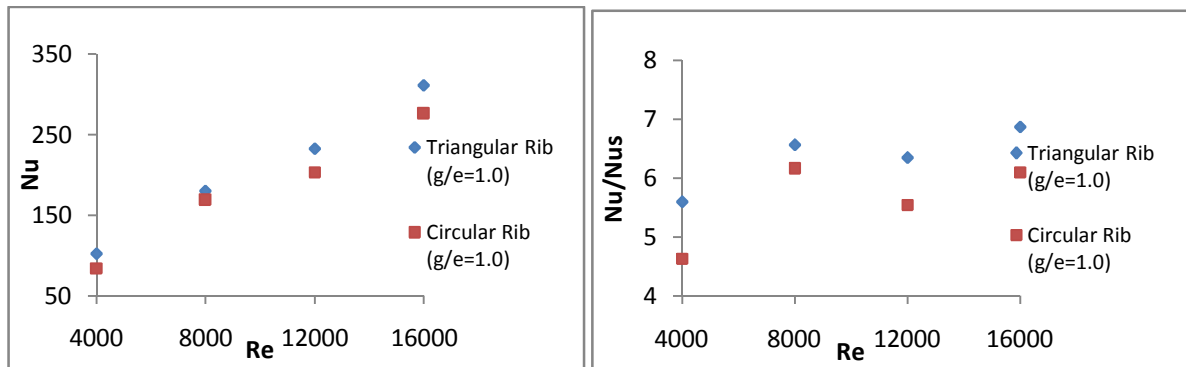
از طرفی در رینولدزهای بالا میزان اختلاف بین نتایج تجربی و عددی بیشتر گردیده است. چراکه خطای مدل‌های جریان درهم با رشد میزان آشفتگی‌ها افزایش می‌یابد. کمترین و بیشترین خطای مربوط به عدد ناسلت به ترتیب برابر با ۰/۷۱٪ و ۱۶/۵۲٪ به ترتیب مربوط به g/e برابر با ۱/۰ و ۰/۵ در رینولدز برابر ۸۰۰۰ می‌باشد.



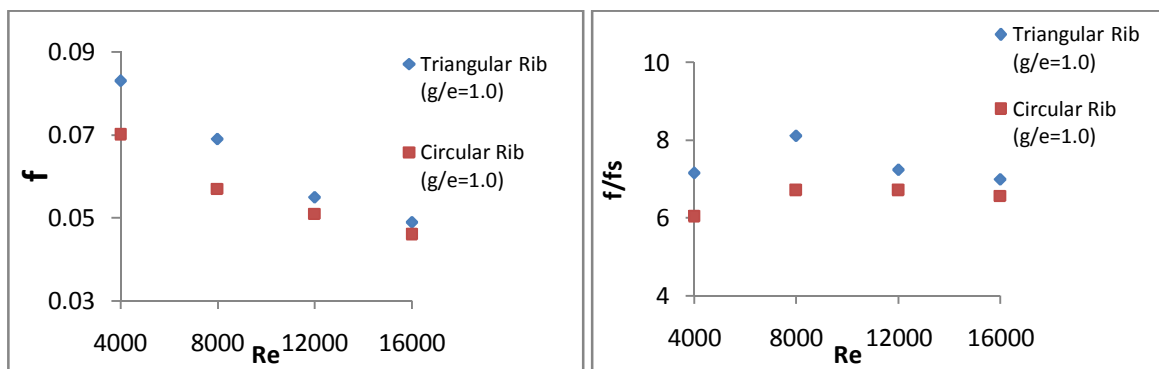
شکل ۹. مقایسه ضریب اصطکاک حاصل از حل عددی با مقادیر تجربی برای دو هندسه

طبق شکل (۹)، ضریب اصطکاک درون کانال با افزایش در عدد رینولدز روندی کاهشی از خود نشان می‌دهد. همچنین مقادیر ضریب اصطکاک حاصل از حل عددی بیشتر از مقادیر تجربی است. کمترین خطا حاصل از مقایسه نتایج تجربی و عددی ۸/۵۱٪ بوده که مربوط به زبری با g/e برابر ۱/۰ و در رینولدز برابر با ۱۲۰۰۰ می‌باشد. بیشترین خطا نیز در کانال با زبری‌های دارای شکاف با عرض نسبی ۰/۵ و در رینولدز برابر با ۴۰۰۰ اتفاق افتاده است (۱۶/۱۹٪).

افزایش ضریب انتقال حرارت با تغییر سطح مقطع تیغه‌ها از دایره به مثلث، برای زبری با g/e برابر با ۱/۰ به خوبی در نمودارهای شکل (۱۰) قابل مشاهده می‌باشد. این تغییر در سطح مقطع، باعث کاهش هر چه بیشتر نواحی مرده دقیقاً در پشت تیغه‌ها گردیده که این امر، افزایش در نرخ انتقال حرارت در این نواحی را به دنبال داشته است. تاجایی که عدد ناسلت تا حداکثر ۲۰/۷٪ نسبت به کانال دارای زبری با سطح مقطع دایره‌ای افزایش از خود نشان داده. همچنین ضریب اصطکاک ۹/۱٪ رشد داشته است. شکل (۱۱) این پارامتر را برای دو نوع زبری نشان می‌دهد.

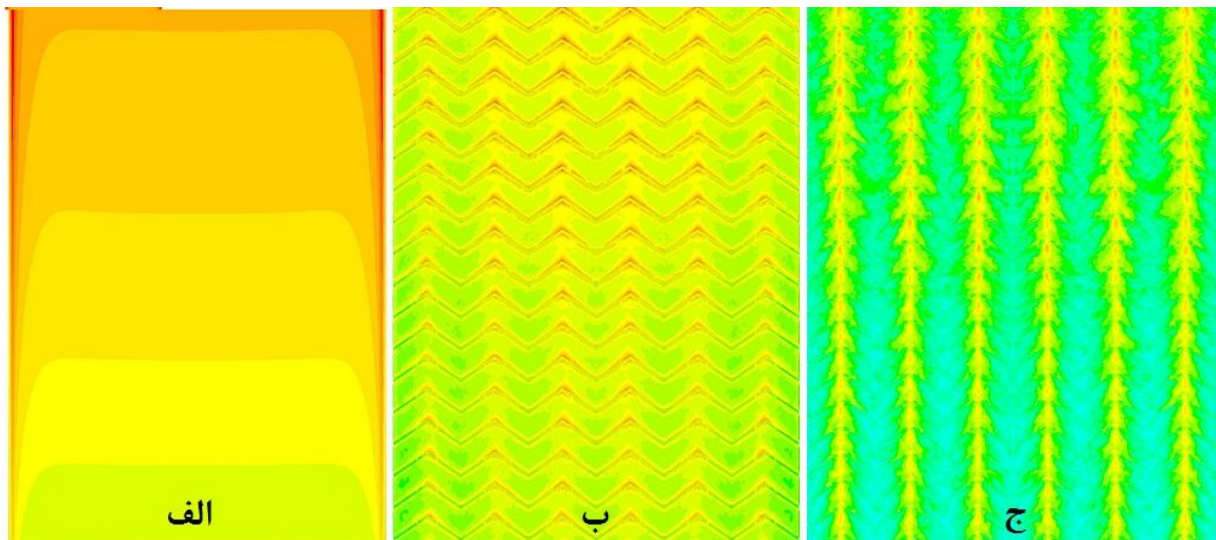


شکل ۱۰. مقایسه عدد ناسلت حاصل از حل عددی برای زبری با سطح مقطع دایره‌ای و مثلثی



شکل ۱۱. مقایسه ضریب اصطکاک حاصل از حل عددی برای زبری با سطح مقطع دایره‌ای و مثلثی

شکل (۱۲) توزیع دما روی سطح جاذب شار خورشیدی در حالت بدون زبری، و زیر شده با سطح مقطع‌های دایره و مثلثی را نشان می‌دهد. وجود نواحی با دمای بالا در پشت تیغه‌ها حاکی از نواحی مرده می‌باشد.



شکل ۱۲. توزیع دما روی صفحه گرم (الف) بدون زبری (ب) دارای زبری با سطح مقطع دایره (ج) دارای زبری با سطح مقطع مثلث

نتیجه‌گیری

عملکرد حرارتی و هیدرولیکی در گرم‌کن‌های خورشیدی هوا که صفحه جاذب شار آن‌ها از سمت در تماس با جریان هوا با تیغه‌های v-شکل و تکرار شونده در عرض کانال زبر گردیده بود، به طریق حل عددی مورد مطالعه قرار گرفته و با نتایج تجربی مقایسه گردید. طبق نتایج حاصل، تیغه‌ها با عرض نسبی شکاف برابر با ۱/۰ ضریب انتقال حرارت بالاتری را در مقایسه با تیغه‌ها با g/e برابر با ۰/۵ از خود نشان دادند. از طرفی عدد بدون بعد ناسلت و ضریب اصطکاک به ترتیب رابطه‌ی مستقیم و معکوس نسبت به عدد رینولدز دارند.

تغییر سطح مقطع تیغه‌ها از دایره به مثلث در زبری‌های دارای شکاف با عرض نسبی ۱/۰، باعث رشد بیشتر عدد ناسلت در این نوع گرم‌کن‌ها تا ۲۰/۷٪ گردید. چرا که این امر نواحی مرده ایجاد شده دقیقاً در پشت تیغه‌ها و به دنبال آن دما در این نواحی را کاهش داده که در نتیجه آن، ضریب انتقال حرارت افزایش می‌یابد.

علائم اختصاری

A_p	سطح صفحه جاذب انرژی، m^2
D	قطر هیدرولیکی کانال، m
e	ارتفاع تیغه، m
e/D	ارتفاع نسبی زبری، m
f_s	ضریب اصطکاک کانال بدون زبری
F	ضریب اصطکاک کانال زبر شده
G_d	فاصله شکاف، m
G_d/L_v	فاصله نسبی شکاف
g	عرض شکاف، m
g/e	عرض نسبی شکاف
h	ضریب انتقال حرارت جابجایی، W/m^2K
k	ضریب رسانش حرارتی، $W/m.K$
L_v	طول تیغه v-شکل، m
L	طول قطاع تست کانال، m
Nu	عدد ناسلت کانال زبر شده
Nu_s	عدد ناسلت کانال بدون زبری
ΔP	اختلاف فشار در دو طرف قطاع تست کانال، Pa
P	گام تیغه، m
P/e	گام نسبی تیغه
Q	نرخ انتقال حرارت، W

q	شار (فلاکس) انتقال حرارت، W/m^2
T_s	دمای سطح صفحه جاذب انرژی، K
T_b	دمای توده هوا در قطاع تست کانال، K
v	سرعت هوا، m/s
V	سرعت متوسط هوا، m/s
W	عرض کانال، m
w	عرض تیغه v -شکل، m
W/w	عرض نسبی تیغه v -شکل
علائم یونانی	
α	زاویه حمله تیغه، درجه
ρ	دانسیته هوا، Kg/m^3
τ_w	تنش در دیواره کانال، N/m^2

منابع

1. Prasad, B.N., Saini, J.S., Effect of artificial roughness on heat transfer and friction factor in a solar air heater, *Solar Energy* 41, 1988, pp. 555–560.
2. Gupta, D., Solanki, S.C., Saini, J.S., Heat and fluid flow in rectangular solar air heater ducts having transverse rib roughness on absorber plates, *Solar Energy* 51, 1993, pp. 31–37.
3. Taslim, M.E., Krecher, D.M., Experimental heat transfer and friction in channel roughened with angled, v -shaped and discrete ribs on two opposite walls, *Transactions of ASME, Journal of Turbomachinery* 118, 1996, pp. 20–28.
4. Gao, X., Sunden, B., Heat transfer and pressure drop measurements in rib roughened rectangular ducts, *Experiment Thermal Fluid Science* 124, 2001, pp. 25–34.
5. Momin, A.M.E., Saini, J.S., Solanki, S.C., Heat transfer and friction in solar air heater duct with v -shaped rib roughness on absorber plate, *International Journal of Heat Mass Transfer* 45, 2002, pp. 3383–3396.
6. Saini, R.P., Saini, J.S., Heat transfer and friction factor correlations for artificially roughened ducts with expanded metal mesh as roughened element, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 40, 1997, pp. 973–986.
7. Bhagoria, J.L., Saini, J.S., Solanki, S.C., Heat transfer coefficient and friction factor correlations for rectangular solar air heater duct having transverse wedge shaped rib roughness on the absorber plate, *Renewable Energy* 25, 2002, pp. 341–369.
8. Jaurker, A.R., Saini, J.S., Gandhi, B.K., Heat transfer and friction characteristics of rectangular solar air heater duct using rib-grooved artificial roughness, *Solar Energy* 80, 2006, pp. 895–907.
9. Saini, S.K., Saini, R.P., Development of correlations for Nusselt number and friction factor for solar air heater with roughened duct having arc-shaped wire as artificial roughness, *Solar Energy* 82, 2008, pp. 1118–1130.
10. Saini, R.P., Verma, J., Heat transfer and friction factor correlations for a duct having dimple-shaped artificial roughness for solar air heaters, *Energy* 133, 2008, pp. 1277–1287.
11. Cho, H.H., Kim, Y.Y., Rhee, D.H., Lee, S.Y., Wu, S.J., The effect of gap position in discrete ribs on local heat/mass transfer in a square duct, *Journal Enhanced Heat Transfer* 3,



2003, pp. 287–300.

12. Aharwal, K.R., Gandhi, B.K., Saini, J.S., Experimental investigation on heat-transfer enhancement due to a gap in an inclined continuous rib arrangement in a rectangular duct of solar air heater, *Renewable Energy* 33, 2008, pp. 585–596.

13. Hans, V.S., Saini, R.P., Saini, J.S., Heat transfer and friction factor correlations for a solar air heater duct roughened artificially with multiple v-ribs, *Solar Energy* 84, 2010, pp. 898–911.

14. Kumar, A., Saini, R.P., Saini, J.S., Experimental investigation on heat transfer and fluid flow characteristics of air flow in a rectangular duct with Multi v-shaped rib with gap roughness on the heated plate, *Solar Energy* 86, 2012, pp. 1733–1749.

15. Versteeg, H., Malalasekera, W., An introduction to computational fluid dynamics: The finite volume method approach, New Jersey, Prentice Hall Inc, 1996.