مجله مهندسی مکانیک مدرس، مرداد 1396، دوره 17، شماره 5، ص‌ص 316-326

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

مقایسه تأثیر چیدمان مختلف تکنولوژی دنده‌های V شکل در افزایش آشفتگی جریان و انتقال حرارت در خنک کاری داخلی پره‌های توربین گاز

سید مصطفی حسینعلی‌پور[1*]، پریسا افکاری[2]، حمیدرضا شهبازیان[3]

1- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران

2- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران

3- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران

* تهران، صندوق پستی 16765163، alipour@iust.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 18 بهمن 1395

پذیرش: 02 اردیبهشت 1396

ارائه در سایت: 23 اردیبهشت 1396

کلید واژگان:

توربین

راندمان حرارتی

خنک‌کاری پره

شبیه‌سازی عددی

چکیده

افزایش دمای گاز ورودی به توربین‌های گازی باعث افزایش قدرت و راندمان حرارتی آن‌ها خواهد شد. با توجه به محدودیت دمایی آلیاژهای مورد استفاده، به‌کارگیری روش‌هایی جهت کاهش دمای اجزای توربین گاز به‌خصوص پره‌های توربین، امری ضروری خواهد بود. امروزه تکنولوژی دنده‌های V شکل نیز به علت انتقال حرارت مناسب، مورد توجه محققان و پژوهشگران خنک‌کاری داخلی پره‌های توربین گاز واقع شده است. هدف از این مقاله ارائه و مقایسه دو نمونه از چیدمان پیشنهادی جدید دنده‌های V شکل به‌صورت چیدمان تناوبی و چیدمان روی یک خط در حالت جهت‌گیری به سمت پایین‌دست در دو صفحه مخالف در یک کانال مستطیلی و همچنین بررسی و امکان‌سنجی سیالاتی و انتقال حرارتی آن‌ها به‌منظور استفاده در خنک‌کاری داخلی پره توربین گاز می‌باشد. برای اعتبارسنجی از یک نمونه نتایج تجربی موجود استفاده شده و در ادامه، نتایج برای اعداد بی‌بعد 2000<Re<6000 مورد مطالعه و مقایسه قرار گرفته است. با بررسی نتایج شبیه سازی مشاهده می‌شود که دنده‌های V شکل باعث تولید جریان‌های ثانویه عرضی مضاعف شده که موجب افزایش قابل توجه انتقال حرارت در این روش خواهد شد. همچنین نتایج نشان‌دهنده این مطلب است که دنده‌گذاری V شکل 60 درجه در حالت جهت‌گیری پایین‌دست اگر به‌صورت تناوبی در دو صفحه روبرو در یک کانال قرار گیرند، دارای افزایش انتقال حرارت به میزان 22 درصد خواهد بود. افت فشار مسیر در این حالت در حدود 10 بیشتر شده اما با این وجود، عملکرد حرارتی آن 12 درصد افزایش یافته که عملکرد مثبتی و قابل توجهی خواهد بود.

Comparison of Various Arrangement Effects of V-Shape Rib Technologies on Turbulence and Heat Transfer Enhancement in Gas Turbine Blade Internal Cooling

Seyed Mostafa Hosseinalipour*, Parisa Afkari, Hamidreza Shahbazian

Department of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran
* P.O.B. 16765163, Tehran, Iran, alipour@iust.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 06 February 2017
Accepted 22 April 2017
Available Online 13 May 2017

Keywords:
Gas Turbine
thermal efficiency
blade cooling
numerical simulation

ABSTRACT

Gas turbine power and thermal efficiency increase with inlet temperature. Considering the temperature limitations for the alloys used in gas turbine components, employment of techniques for reduction of these components temperatures seems to be an essential subject.
Nowadays, the V-shape rib technology due to high heat transfer coefficient is of interest to researchers of internal cooling of gas turbine blades technologies. The purpose of this feasibility study is to investigate the two proposed V-shaped ribs for the two cases of staggered and inline ribs in two opposite walls for use in internal cooling of gas turbine blade from heat transfer and fluid flow view and compare their thermal performance. In this work, an experimental result has been used for validation of numerical simulation and then results were compared for 2000<Re<6000. The results indicate that secondary flows effects induced by geometric parameters increase heat transfer coefficient, also the outcomes demonstrate an enhancement of ~22% in heat transfer if V-shaped ribs with an angle 60° and downstream orientation are located in staggering form in two opposite walls of a channel. In this case, an increase of 10% is observed for pressure drop, however, its thermal performance increases 12% which is positive and considerable.

1- مقدمه

توربین گاز را می‌توان برترین موتور متحرک در قرن بیستم معرفی کرد که مقدار زیادی انرژی براساس اندازه و وزن خود تولید خواهد کرد. افزایش دمای گاز ورودی به توربین که نتیجه توربین‌های گازی طراحی شده برای توان خالص و بازدهی گرمایی بالاست، سبب شده تا قسمت‌های گرم توربین (پره ها، نازل‌ها و دیسک‌ها) نیاز به خنک‌کاری داشته باشند. روش‌های خنک‌کاری دنده‌ای یا اغتشاش‌گرها از جمله روش‌های بسیار مؤثر در کاهش دمای پره-

Please cite this article using:

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

S. M. Hosseinalipour, P. Afkari, H. Shahbazian, Comparison of Various Arrangement Effects of V-Shape Rib Technologies on Turbulence and Heat Transfer Enhancement in Gas Turbine Blade Internal Cooling, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 5, pp. 316-326, 2017 (in Persian)

های توربین می‌باشند [1]. همان‌طور که می‌دانیم در ابتدای کانال و قبل از ناحیه کاملاً توسعه یافته، انتقال حرارت مطلوب خواهد بود ولی ضریب انتقال حرارت حاصل از برخورد خالص به تدریج در طول یک مسیر با کاملاً توسعه یافتن جریان کاهش می‌یابد. لذا استفاده از برآمدگی‌ها سبب افزایش اغتشاش جریان و در نتیجه افزایش مقدار ضریب انتقال حرارت در طول یک مسیر خواهد شد. براساس تحقیقات انجام گرفته در این زمینه، خنک‌کاری به روش اغتشاش‌گرهای دنده‌ای از بین تکنولوژی‌های دیگر، دارای ضریب انتقال حرارت نسبتاً خوبی می‌باشد. در این روش با استفاده از دنده‌هایی با اشکال مختلف، موجبات آشفته شدن جریان، افزایش سطح تماس جریان و در نتیجه افزایش ضریب انتقال حرارت در پره فراهم خواهد شد [2]. استفاده از این روش خنک‌کاری تحت تأثیر عواملی چون ارتفاع دنده، ضخامت دنده، تعداد دنده‌ها، نوع قرارگیری آن‌ها و در نهایت زاویه دنده نسبت به مسیر جریان خواهد بود. تغییر هریک از این پارامترها موجب بهبود عملکرد دنده‌ها و در نتیجه افزایش بیشتر انتقال حرارت خواهد شد [1].

هان [1] در سال 1984 تحقیقاتی را روی تأثیر استفاده از دنده‌های 90 درجه در افزایش انتقال حرارت یک کانال در رینولدزهای 7000 تا 90000 انجام داد. در این تحقیق از چند سایز دنده استفاده شد تا مقدار عدد استانتون[1] و ضریب افت فشار[2] در آن‌ها با کانال صاف مقایسه شود. نتایج نشان داد که استفاده از این دنده‌ها افزایش 25 درصدی عدد استانتون را نسبت به کانال صاف موجب شده است که این امر نشان دهنده افزایش انتقال حرارت به میزان چشمگیر در کانال‌های دنده‌دار نسبت به کانال صاف می‌باشد.

هان و همکارانش [2] در سال 1991 یک بررسی تجربی را روی استفاده از دنده‌های موازی 45، 60 و 90 درجه، دنده‌های متقاطع 45، 60 و 90 درجه انجام دادند. در این کار توزیع عدد ناسلت در این کانال نسبت به کانال صاف در رینولدزهای 15000 تا 90000 برای تمامی انواع دنده‌ها بدست آمده و با یکدیگر مقایسه شده است. با مقایسه توزیع انتقال حرارت در این دنده‌ها مناسب‌ترین دنده‌ها برای استفاده در خنک‌کاری پره‌های توربین گاز، دنده‌های با زاویه 60 و 45 معرفی شده است.

تسلیم و همکارانش [3] در سال 1994 آزمایش تجربی را برای بررسی و مقایسه دنده‌های V شکل در حالت پایین‌دست و بالادست با دنده‌های زاویه‌دار 45 درجه و 90 درجه انجام دادند. در این آزمایش افت فشار و ناسلت میانگین در این نمونه‌ها در رینولدزهای 5000 تا 30000 گزارش و با یکدیگر مقایسه شده است. نتایج آن‌ها نشان داد که دنده‌های V شکل با جهت‌گیری پایین‌دست با نسبت انسداد (e/D_h) پایین بیشترین انتقال حرارت را در مقابل سایر انواع دنده‌ها دارا می‌باشد.

گاوو و ساندن [4] در یک کار تجربی در سال 2001 توزیع انتقال حرارت در یک کانال با دنده‌گذاری V شکل را به صورت تناوبی در دو صفحه مخالف در دو حالت جهت‌گیری پایین‌دست و بالادست دنده‌ها بدست آوردند. در این بررسی توزیع انتقال حرارت در وسط دنده‌ها و انتهای دنده‌ها در محل برخورد با گوشه کانال در شارهای گرمایی متفاوت به‌دست آمد. نتایج آن‌ها نشان‌دهنده این مطلب است که جهت‌گیری دنده‌ها در جهت پایین‌دست نسبت به جهت‌گیری بالادست، انتقال حرارت بهتری ایجاد خواهد کرد. همچنین توزیع عدد ناسلت در این دو نوع دنده‌گذاری با یکدیگر متفاوت خواهد بود. در حالت جهت‌گیری دنده‌ها به سمت پایین‌دست، انتقال حرارت در وسط دنده‌ها یا به عبارتی وسط کانال کمتر از طرفین دنده‌ها خواهد بود. در حالت جهت‌گیری بالادست عکس این قضیه برقرار بوده و مرکز کانال انتقال حرارت بیشتری نسبت به مکان‌های دیگر خواهد داشت.

جیا و همکارانش [5] در سال 2005 پژوهشی را در مورد استفاده از دو مدل آشفتگی وی تو اف-کا اپسیلون[3] و شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ[4] برای به‌دست آوردن انتقال حرارت کانال با دنده‌های V شکل انجام داده‌اند. آن‌ها بعد از مطابقت کار عددی خود با آزمایش‌های تجربی گزارش دادند که دنده‌های V شکل دارای انتقال حرارت بهتری نسبت به سایر انواع آن‌ها خواهد بود و همچنین نتایج آن‌ها نشان داد که دنده‌های V شکل در حالت جهت‌گیری پایین‌دست بهترین انتقال حرارت را نسبت به حالت‌های دیگر دارا خواهد بود که این موضوع نیز تأیید دیگری بر نتایج پژوهش گاوو و ساندن [4] می‌باشد. مارر و همکارانش [6] در سال 2007 یک بررسی تجربی و عددی روی انتقال حرارت و افت فشار در کانال مستطیلی با دنده‌های V شکل انجام دادند. در بررسی عددی آن‌ها، شبیه‌سازی با در نظر گرفتن مدل رینولدز پایین کا-اپسیلون[5] و در نتیجه ارتفاعی بعد اولین فاصله از دیواره[6] کوچک‌تر از 1 انجام شد. نتایج آن‌ها افزایش انتقال حرارت با استفاده از دنده‌های V شکل نسبت به کانال صاف و نیز افزایش بیشتر انتقال حرارت با وجود این دنده‌ها در رینولدزهای پایین را به دنبال داشت. نتایج عددی آن‌ها با استفاده از این مدل تطابقت بسیار خوبی را با نتایج تجربی نشان داد.

موراتا و همکارانش [7] در سال 2008 یک کار عددی را برای بررسی و مقایسه بین استفاده از دنده‌ها، فرورفتگی‌ها و برآمدگی‌ها در یک کانال مستطیلی و تأثیر آن‌ها بر افزایش انتقال حرارت انجام دادند. نتایج آن‌ها نشان داد که در حالت وجود فرورفتگی‌ها و برآمدگی‌ها، با اضافه کردن دنده به آن‌ها انتقال حرارت به میزان قابل توجهی افزایش خواهد داشت که البته نوع این دنده‌ها نیز تأثیرگذار می‌باشد.

چوی و همکارانش [8] در یک کار تجربی در سال 2013 مقایسه‌ای بین توزیع ضریب انتقال حرارت در دو نوع خنک‌کاری با استفاده از دنده‌های زاویه‌دار و فرورفتگی‌ها را انجام دادند. در این پژوهش در دو نمونه کانال با سطح مقطع‌های متفاوت یک بار دنده‌گذاری با زاویه 60 درجه و بار دیگر از فرورفتگی‌هایی با قطر 6 میلی‌متر استفاده شده است. تست‌ها در اعداد رینولدز 30000 تا 50000 انجام شده است. نتایج نشان داد در رینولدزهای مورد محاسبه، انتقال حرارت در حالت استفاده از دنده‌های زاویه‌دار در هر دو نمونه آن بیشتر از استفاده از فرورفتگی‌ها در سطح می‌باشد.

پیتاک و همکارانش [9] در سال 2016 در یک کار عددی توزیع انتقال حرارت و افت فشار در یک کانال با سطح مقطع مربعی را در حالت استفاده از دنده‌های V شکل برای بررسی نسبت جدایی دنده‌ها در گوشه‌ها و مقایسه آن‌ها با یکدیگر انجام دادند. در این پژوهش از مدل آشفتگی کا-اپسیلون و رفتار دیواره بهبودیافته[7] برای شبیه‌سازی استفاده شده است. نتایج آن‌ها نشان داد که بهترین و بهینه‌ترین توزیع انتقال حرارت در حالت کامل بودن دنده‌ها رخ خواهد داد.

تمایز این تحقیق با پژوهش‌های قبلی در پیشنهاد و به‌کارگیری دو هندسه تناوبی و روی یک خط در دو صفحه روبرو در یک کانال مستطیلی با دنده‌گذاری V شکل و جهت‌گیری پایین‌دست خواهد بود تا با مقایسه و

[1] Stanton number
[2] Friction factor

[3] $v^2f - k\varepsilon$
[4] large eddy simulation (LES)
[5] $k - \varepsilon$
[6] y^+
[7] Enhanced wall function

تحلیل انتقال حرارت این دو نوع دنده‌گذاری که دارای انتقال حرارت بالاتری نسبت به نمونه‌های مشابه هستند، نمونه مناسب انتخاب شود.

در این پژوهش، اعداد رینولدز مورد مطالعه اعداد 1000 تا 6000 بوده و میزان ناسلت موضعی و کلی در یک کانال صاف و سپس دنده‌دار با دنده‌های V شکل با زاویه 60 درجه در دو حالت روی یک خط و تناوبی در دو صفحه مخالف، مدل‌سازی و شبیه‌سازی شده است. میزان دمای دیواره در اثر خنک‌کاری با تکنولوژی‌های پشنهادی، مقدار عددی ناسلت موضعی و کلی، میزان جریمه افت فشار براثر این تکنولوژی‌ها و درنهایت عملکرد حرارتی آن‌ها در حالت‌های مختلف، مورد مقایسه قرار گرفته است.

2- معادلات حاکم بر شبیه‌سازی

برای حل عددی هندسه این تحقیق از معادلات رینولدز میانگین‌گیری شده ناویر استوکس برای پیش‌بینی جریان‌های آشفته استفاده می‌شود. با توجه به ویژگی‌های مدل موردنظر می‌توان این معادلات را برای نمونه موردنظر استفاده کرد. در این پروژه جریان متوسط، پایدار و سه‌بعدی فرض شده است. نیروهای حجمی ناچیز و خواص سیال نیز ثابت در نظر گرفته خواهد شد [6]. فرضیه بوزینسک برای مرتبط ساختن تنش رینولدز به گرادیان‌های سرعت متوسط و ویسکوزیته گردابه‌ای استفاده می‌شود [10].

مدل کا-اپسیلون در دسته مدل‌های دومعادله‌ای قرار دارد که در آن‌ها معادلات انتقال برای دو کمیت آشفتگی k و ε حل می‌شوند. مکانیزم این مدل براساس تغییر دادن انرژی جنبشی آشفتگی می‌باشد. با توجه به این دو مقدار می‌توان کمیت‌های مقیاس طولی $l = k^{\frac{3}{2}}/\varepsilon$، مقیاس زمانی $\tau = k/\varepsilon$ و مقادیر دیگر را به‌دست آورد. این مدل به طور کلی شامل [11]:

1.یک معادله‌ی انتقال برای k:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + div(\rho k U) = div\left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} grad\ k\right] + 2\mu_t S_{ij}.S_{ij} - \rho\varepsilon \tag{1}$$

2.یک معادله انتقال برای ε:

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + div(\rho\varepsilon U) = div\left[\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} grad\ \varepsilon\right] + C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}2\mu_t S_{ij}.S_{ij} - C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} \tag{2}$$

3.و یک مشخصه از ویسکوزیته آشفتگی به صورت:

$$\mu_t = \frac{C_\mu k^2}{\varepsilon} \tag{3}$$

و برای محاسبه تنش رینولدز از رابطه‌ی بوزینسک استفاده می‌شود:

$$-\rho\overline{\acute{u}_i\acute{u}_j} = \mu_t\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}\rho k\delta_{ij} = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3}\rho k\delta_{ij} \tag{4}$$

برای بررسی انتقال حرارت و جریان خنک‌کاری دنده‌ای در پره‌های توربین گاز معمولاً از مدل‌های رینولدز پایین استفاده خواهد شد. زیرا پیچیدگی‌های نزدیک دیواره که در آن‌ها تبادلات حرارتی رخ خواهد داد دقیق و با جزئیات بیشتر حل خواهد شد.

در مدل رینولدز پایین کا-اپسیلون قانون لگاریتمی معتبر نیست و تمام لایه مرزی از جمله زیر لایه لزج را برخلاف مدل رینولدز بالا شامل خواهد بود. اصلاح مدل کا-اپسیلون برای تطابق با جریان‌های رینولدز پایین در پژوهش پاتل و همکارانش [12] دنبال شده است. برای اتصال با زیر لایه لزج در حالت رینولدز بالا از توابع دیواره استفاده می‌شود ولی در حالت رینولدز پایین از توابع نوسانی (f_μ, f_1, f_2) و سایر ترم‌ها (D_n, E_n) استفاده خواهد شد. معادلات حاکم برای این مدل در حالت جریان تراکم ناپذیر در زیر ارائه شده است [13].

متغیرهای بی‌بعد:

$$\mathrm{U_i} = \frac{\bar{u}_i}{U_0} \qquad \mathrm{X} = \frac{x_i}{h} \tag{5}$$

$$\theta = \frac{T - T_\infty}{\Delta T_{\mathrm{ref}}} \qquad \mathrm{P} = \frac{\bar{P} - P_0}{\rho U_0^2} \tag{6}$$

$$\mathrm{K_n} = \frac{k}{U_0^2} \qquad \tilde{\varepsilon}_\mathrm{n} = \frac{\tilde{\varepsilon}}{\frac{U_0^3}{h}} \tag{7}$$

$$\nu_{\mathrm{t,n}} = \frac{\nu_t}{\nu} \qquad \omega_\mathrm{n} = \frac{\tilde{\omega}}{\frac{U_0}{h}} \tag{8}$$

برای حجم سیال، آنالیز انتقال حرارت حالت پایدار برای محدوده رینولدز بین 1000 تا 6000 انجام شده است. با توجه به مقادیر همگرا شده برای هندسه مورد نظر برای هر قسمت از کانال، مقدار ضریب انتقال حرارت و عدد ناسلت با توجه به روابط زیر به‌دست آمده است:

$$\mathrm{Nu} = \frac{q_w D_h}{(T_w - T_{\mathrm{bulk}})k_f} \tag{9}$$

برای نزدیک شدن نتایج عددی به مقادیر تجربی و محاسبه عدد ناسلت میانگین، با استفاده از فرمول زیر داریم [4]:

$$\mathrm{Nu_{avg}} = \sum_{i=1}^{N}\frac{\mathrm{Nu_i}}{N} \tag{10}$$

که در آن $\mathrm{Nu_i}$ مقدار ناسلت محلی بدست آمده برای هر سلول از ناحیه مورد نظر با توجه به دمای بدست آمده برای هر سلول و N تعداد سلول‌ها در آن ناحیه می‌باشد.

در اکثر تحقیقات مقایسه‌ها براساس ناسلت به ناسلت در کانال صاف انجام می‌شود، لذا برای محاسبه عدد ناسلت در کانال صاف نیز می‌توان از فرمول زیر استفاده نمود [14]:

$$\mathrm{Nu_0} = 0.323\mathrm{Re}^{0.8}\mathrm{Pr}^{0.4} \tag{11}$$

برای بدست آوردن پارامتر بی‌بعد ضریب اصطکاک، به منظور نشان دادن افت فشار ناشی از دنده‌گذاری از رابطه زیر استفاده می‌شود [15]:

$$f = \frac{\Delta P D_h}{2L'\rho u_m^2} \tag{12}$$

که در آن ΔP افت فشار در مسیر جریان، L' فاصله بین دو نقطه در محاسبه فشار و ρ چگالی هوا می‌باشد.

برای بدست آوردن نسبت ضریب اصطکاک در کانال دنده‌ای به کانال صاف، فرمول زیر برای محاسبه ضریب اصطکاک در کانال صاف استفاده شده است[16]:

$$f_0 = 0.046\mathrm{Re}_{D_h}^{-0.2} \tag{13}$$

و در نهایت برای بدست آوردن کارایی حرارتی که نشان‌دهنده افزایش انتقال حرارت در سطح نسبت به جریمه افت فشار می‌باشد، براساس پیشنهاد هان و پارک [17] رابطه زیر استفاده خواهد شد:

$$\mathrm{TP} = \frac{\frac{\mathrm{Nu_{av}}}{\mathrm{Nu_0}}}{(\frac{f}{f_0})^{1/3}} \tag{14}$$

که در آن به ترتیب $\mathrm{Nu_0}$ و f_0 عدد ناسلت و ضریب اصطکاک در کانال صاف می‌باشند.

و معادلات بی‌بعد استفاده شده در حل عددی عبارتند از:

معادله پیوستگی:

$$\frac{\partial U_i}{\partial X_i} = 0 \tag{15}$$

معادله ممنتوم:

$$U_j\frac{\partial U_i}{\partial X_j}=-\frac{\partial\left(P+\frac{2}{3}k_n\right)}{\partial X_i}+\frac{1}{\mathrm{Re}}\frac{\partial}{\partial X_j}[\left(1+\nu_{t,n}\right)\left(\frac{\partial U_i}{\partial X_j}+\frac{\partial U_j}{\partial X_i}\right) \quad (16)$$

معادله انرژی:

$$U_j\frac{\partial\theta}{\partial X_j}=\frac{1}{\mathrm{RePr}}\frac{\partial}{\partial X_j}\left[\left(1+\alpha_{t,n}\right)\frac{\partial\theta}{\partial X_j}\right] \quad (17)$$

برای نفوذ گردابه‌ای $(\alpha_{t,n})$ نیز خواهیم داشت:

$$\alpha_{t,n}=\frac{\nu_{t,n}}{\mathrm{Pr_t}} \quad (18)$$

عدد پرانتل آشفتگی (Pr_t) برای هوا 0.9 در نظر گرفته خواهد شد [13].

3- شبیه‌سازی عددی

به‌منظور فهم فیزیکی جریان و انتقال حرارت در تحلیل خنک‌کاری دنده‌ای، شبیه‌سازی عددی در حالت سه‌بعدی و تحت شرایط پایدار برای دو هندسه مشخص شده در "شکل 1" انجام شده است. در این شبیه‌سازی یک کانال مستطیل شکل با قطر هیدرولیکی 25.68 در نظر گرفته شده است و چیدمان دنده‌های V شکل به‌صورت گوشه‌دار بودن در جهت‌گیری پایین‌دست و با زاویه 60 درجه در دو حالت روی یک خط بودن و تناوبی بودن، در دو دیواره مخالف شبیه‌سازی شده‌اند. در شکل 2 شماتیکی از هندسه‌ی مورد نظر نشان داده شده است. شرایط مرزی در شبیه‌سازی صورت گرفته به‌صورت سرعت ورودی ثابت در ورودی و در خروجی شرایط فشار ثابت در نظر گرفته شده است. برای دیواره‌های دنده‌گذاری شده شرایط شار گرمایی ثابت و برای سایر دیواره‌ها شرایط عایق در نظر گرفته شده است. از آن‌جا که رینولدزهای مورد محاسبه بین 1000 تا 6000 می‌باشد، لذا سرعت در ورودی متناسب با آن در نظر گرفته شده است و همچنین شار گرمایی نیز مطابق با مقاله‌ی تجربی که جهت اعتبارسنجی استفاده شده است انتخاب گردیده است [4].

در پژوهش تجربی چانگ و همکارانش [18] گزارش شد که برای توسعه‌یافتگی جریان، قبل از ناحیه دنده‌دار، به یک کانال صاف به طولی برابر با ناحیه دنده‌دار نیاز است. در نمونه مورد نظر نیز از یک کانال ورودی صاف با طول 700 mm جهت توسعه یافته شدن جریان و در ادامه آن از یک کانال با طول 700 mm و دنده‌های 60 درجه در جهت‌گیری پایین‌دست جریان در دو حالت در یک خط و تناوبی در دو صفحه مخالف استفاده شده است. پارامترهای هندسی مورد نظر برای این شبیه‌سازی نیز در جدول 1 ارائه شده است. در این نمونه β زاویه دنده‌ها، e ارتفاع دنده‌ها، P فاصله بین دنده‌ها، D قطر هیدرولیکی مقطع، L طول کانال، W عرض کانال و H ارتفاع کانال مربعی مورد بررسی می‌باشد. پارامترهای اصلی هندسه در "شکل 3" قابل مشاهده است.

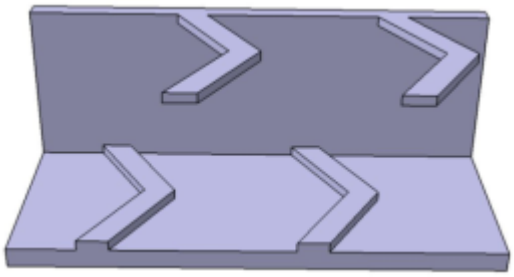
در این تحقیق از نرم‌افزار گمبیت[1] برای مدل‌سازی و شبکه‌بندی و از نرم‌افزار انسیس فلوئنت[2] جهت تحلیل سیالاتی استفاده شده است. باتوجه به مدل‌سازی و پیشنهاد مرجع [6]، محاسبات با استفاده از مدل آشفتگی آر اِن جی کا-اپسیلون[3] صورت گرفته است. از این مدل آشفتگی در حالت رینولدز پایین استفاده شده است.

جدول 1 ابعاد هندسه شبیه‌سازی شده [4]

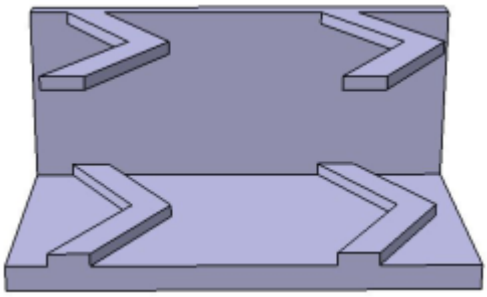
Table 1 Dimensions of simulated geometries

P/e	e/D	D (mm)	H (mm)	W (mm)	β	L (mm)
10	0.058	25.68	112.5	14.5	60	1400

[1] Gambit 2.4.6
[2] Ansys FLUENT 16
[3] $RNG\ K-\varepsilon$



(الف) (a)



(ب) (b)

Fig. 1 Schematic of the ribs a) staggered b) inline in two opposite walls in a rectangular duct

شکل 1 نمایی از دنده‌گذاری الف)" تناوبی" و ب) "روی یک خط" دنده‌ها در دو صفحه روبروی هم در کانال

با توجه به بررسی مدل‌های آشفتگی در مراجع [6]، [7] و[8] استفاده از این مدل آشفتگی برای این شرایط بهترین گزینه خواهد بود. برای تمامی محاسبات ارتفاع بی‌بعد اولین فاصله از دیواره با توجه به مدل انتخابی، $y^+\leq 1$ بدست آمده است [6]. براساس مطالعات، جریان سیال تراکم‌ناپذیر[4] در نظر گرفته شده [19] و برای کاهش خطاهای عددی، از روش گسسته‌سازی حجمی مرتبه دوم[5] استفاده شده است. الگوریتم سیمپل[6] نیز برای کوپل فشار-سرعت در محاسبات انتخاب شده است [20].

در این شبیه‌سازی برای بدست آوردن عدد ناسلت میانگین برای کانال و به حداقل رساندن خطا بین نتایج تجربی و حل عددی، شرایط مرزی بین هر دنده و سیال بالای آن به‌صورت جداگانه تعریف شده است. این تقسیم‌بندی با الگوبرداری از نمونه تجربی [4]، انجام گرفته است.

در آزمایش تجربی[4]، برای اندازه‌گیری دمای دیواره کانال از تکنیک صفحات لیکوئید کریستال[7] و دوربین سی سی دی[8] برای تصویر برداری استفاده شده است و سپس با میانگین‌گیری دمایی، ضریب انتقال حرارت محلی و ضریب انتقال حرارت کلی محاسبه گردیده است، لذا در این پژوهش نیز برای محاسبه ضریب انتقال حرارت محلی و کلی، از میانگین‌گیری وزنی سطحی[9] برای دمای دیواره[10] و میانگین وزنی جرم[11] برای دمای توده سیال[12] استفاده شده است. سپس برای هر ناحیه ضریب انتقال حرارت و عدد ناسلت بدست خواهد آمد و در نهایت عدد ناسلت میانگین براساس فرمول (10) محاسبه خواهد شد.

[4] Incompressible
[5] Second order volume discretization
[6] Simple
[7] Liquid crystal thermography(LCT)
[8] charge-coupled device (CCD)
[9] Area weighted average
[10] T_w
[11] Mass weighted average
[12] T_{bulk}

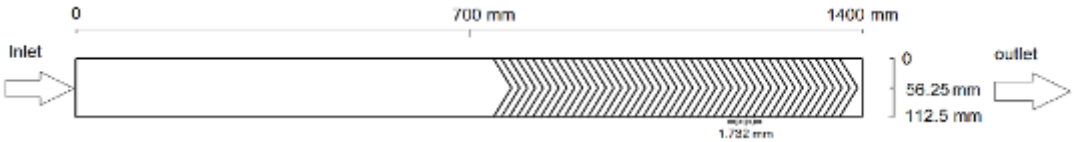


Fig 2 Schematic of a wall with ribs in downstream orientation and the geometric parameters

شکل 2 شماتیک کلی از یک دیواره دنده‌گذاری شده در حالت جهت‌گیری پایین‌دست دنده‌ها و پارامترهای هندسی آن

Fig 3 schematic of the cross sectioned V-shaped ribs in downstream direction in one side of the channel wall

شکل 3 نمای برش خورده از دنده‌های V شکل در جهت پایین‌دست در یک طرف از دیواره کانال

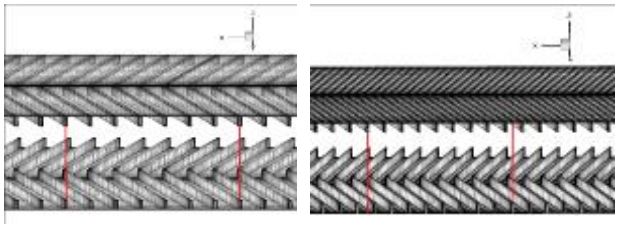
معیار همگرایی برای ممنتوم و سایر معادلات در رینولدزهای 1000 تا 3000 مقدار 10^{-11}، برای انرژی مقدار 10^{-16} و برای رینولدزهای 3000 تا 6000 نیز این مقدارها 10^{-7} و 10^{-12} خواهد بود.

3-1- شبکه‌بندی

از مهم‌ترین عوامل تأثیرگذار بر تحلیل هندسه‌های سه‌بعدی تولید شبکه و یا شبکه‌بندی می‌باشد. از نکات مهم در ایجاد یک شبکه‌ی ایده‌آل، ریز کردن آن در مکان‌هایی با گرادیان شدید است. در تحلیل‌های عددی توربوماشین، ابعاد شبکه بسیار حائز اهمیت بوده و در همگرایی جواب‌ها مؤثر می‌باشد. ابعاد شبکه در نزدیکی دیواره به مدل آشفتگی انتخابی برای حل عددی وابسته می‌باشد. در مدل رینولدز پایین به دلیل صدق نکردن قانون لگاریتمی و اینکه در حالت رینولدز پایین کل محدوده حل از جمله زیر لایه لزج (به دلیل ضخامت زیاد در این حالت) حل خواهد شد، محدوده ارتفاع بی‌بعد اولین فاصله در نزدیکی دیواره باید کوچک‌تر از 1 در نظر گرفته شود. بنابراین تعداد سلول‌ها در حالت رینولدز پایین به‌دلیل متراکم و ریز کردن المان‌ها در نزدیکی دیواره بسیار بیشتر خواهد بود. شبکه‌بندی قسمتی از کانال در "شکل 4" قابل مشاهده است. تعداد سلول برای نمونه‌های شبیه‌سازی شده بین 3'000'000 تا 3'500'000 به‌دست آمده است.

3-2- استقلال از شبکه

با ریز کردن شبکه‌های حل، خطای روش عددی کاهش یافته ولی زمان محاسبات به شدت افزایش خواهد یافت. جهت برطرف نمودن عدم وابستگی نتایج به شبکه و رسیدن به یک دقت مناسب، از چندین سایز شبکه برای



الف) دنده های تناوبی
a) Staggered Rib

ب) دنده‌های روی یک خط
b) Inline Rib

Fig. 4 schematics of the part of the channels of the interest

شکل 4 نماهایی از شبکه‌بندی قسمتی از کانال‌های مورد بررسی

محاسبه عملکرد حرارتی در کانال‌های دنده‌دار تناوبی و روی یک خط استفاده شده است. شکل 5 نمودار عملکرد حرارتی محاسبه شده پس از همگرایی کامل در هر مدل‌سازی، برحسب تعداد سلول‌ها انتخاب شده در آن مدل‌سازی، در هر دو مدل هندسه تناوبی و روی یک خط را نشان می‌دهد. همان‌طور که از شکل 5 قابل مشاهده است، از تعداد معینی سلول به بعد، با ریز کردن شبکه محاسباتی مقدار ناسلت در کانال صاف تغییر محسوسی نخواهد داشت که نشان‌دهنده بهینه بودن شبکه محاسباتی در آن محدوده تعداد شبکه خواهد بود. همچنین از آن‌جا که ارتفاع بی‌بعد اولین فاصله از دیواره (y^+) با توجه به مدل آشفتگی انتخابی رینولدز پایین برای انتقال حرارت، نیز از عوامل تعیین‌کننده تعداد مش‌ها می‌باشد [22] این موضوع مورد بررسی قرار گرفته و در جدول 2 ارائه گردیده است. در نهایت با توجه به مطالب ذکر شده تعداد سلول‌های مناسب انتخاب شده است.

4- بررسی نتایج

بعد از شبیه‌سازی و مطالعات استقلال از شبکه، نتایج با داده‌های تجربی پژوهش [4] اعتبارسنجی شده است. مطابقت نسبتاً خوب (کمتر از 10 درصد اختلاف) بدست آمده بین نتایج عددی این تحقیق و داده‌های آزمایشگاهی از مناسب بودن و اطمینان از شبکه‌بندی، مدل آشفتگی و تنظیمات آن شرایط مرزی حکایت خواهد داشت. سپس نتایج توزیع دما، عدد ناسلت در کانال

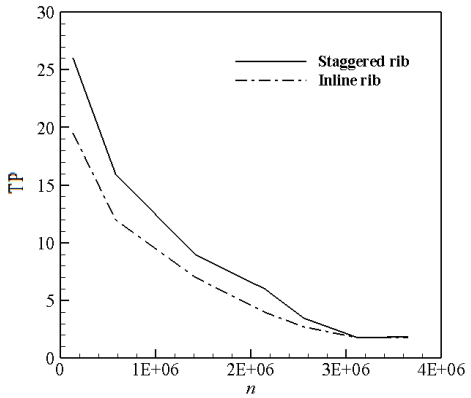


Fig. 5 mesh independence study based on Thermal performance in ribbed channel based on the number of elements, n

شکل 5 بررسی استقلال حل از شبکه براساس عملکرد حرارتی در کانال‌های دنده‌دار برحسب تعداد المان n

جدول2 تعداد سلول‌ها و y^+ متناظر با آن‌ها در چندین سایز شبکه

Table 2 number of cells and their corresponding y+ in multiple grid size

تعداد شبکه‌ها	مقدار y^+ در نزدیکی دیواره‌ها
132'000	120-130
580'000	70-85
1'420'000	30-33
2'150'000	12-14
2'550'000	5-7
3'120'000	1
3'470'000	کمتر از 1
3'650'000	کمتر از 1

صاف، ناسلت میانگین در کانال‌های دنده‌دار، توزیع فشار، ضریب اصطکاک و عملکرد حرارتی در رینولدزها 1000 تا 6000 گزارش شده است.

4-1- توزیع دما

"شکل 6 و 7" به ترتیب نمودار توزیع دما دیواره (روی خط مرکزی) در طول کانال در دنده‌گذاری تناوبی و روی یک خط را در رینولدزهای مختلف نشان می‌دهد. با توجه به نمودارها، مشاهده می‌شود که دما دیواره کانال در طول کانال به دلیل وجود دنده‌ها V شکل حالت نوسانی داشته ولی روند کلی آن یک روند افزایش خواهد بود، این موضوع به علت افزایش دمای سیال خنک‌کننده به سمت پایین‌دست جریان و کاهش انتقال حرارت داخلی در طول کانال می‌باشد. این نوسان‌های دمایی با حرکت به سمت پایین‌دست جریان در هر دو نمونه به شدت کاهش می‌یابد.

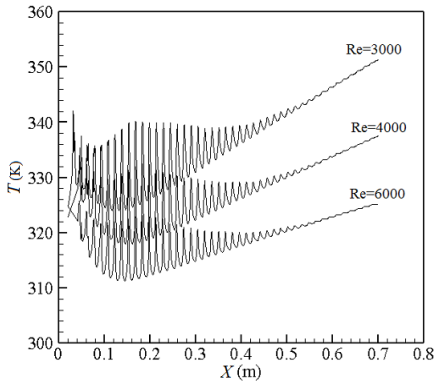


Fig. 6 temperature diagram for channel with staggered ribs versus streamwise direction length

شکل 6 نمودار دما برحسب طول کانال در حالت دنده‌گذاری تناوبی

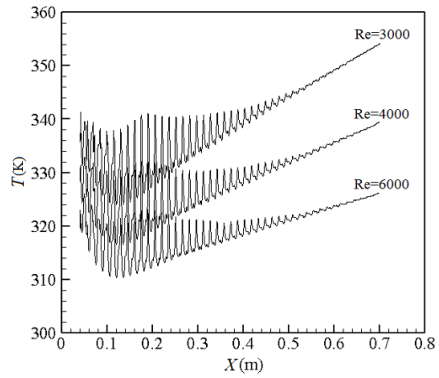


Fig. 7 temperature diagram for channel with inline ribs versus streamwise direction length

شکل 7 نمودار دما برحسب طول کانال در حالت دنده‌گذاری روی یک خط

از طرف دیگر، با افزایش رینولدز نیز انتقال حرارت افزایش یافته و نمودار دمایی در رینولدزهای بالاتر نسبت به رینولدزهای پایین‌تر در محدوده دمایی کمتری قرار خواهند داشت. همچنین با مقایسه‌ی "شکل‌های 6 و 7" مشاهده می‌شود که در حالت استفاده از دنده‌های تناوبی، توزیع دما در رینولدزهای مختلف در محدوده دمایی پایین‌تری نسبت به حالت استفاده از دنده‌های روی یک خط قرار دارد و این موضوع می‌تواند به دلیل افزایش انتقال حرارت در دنده‌گذاری تناوبی توجیه شود.

"شکل 8" نیز کانتور دمایی در طول دیواره کانال در رینولدز 6000 را برای دو نمونه دنده‌گذاری تناوبی و روی یک خط نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود با عبور از دنده‌ها، دما به‌تدریج افزایش خواهد داشت. همچنین با توجه به کانتورها توزیع دما الف و ب در "شکل 8" مشاهده می‌گردد که در حالت تناوبی و روی یک خط بودن دنده‌ها، کانتورها (از نظر کیفی) یک شکل بوده و تنها در مقدار دمایی در هر قسمت با یکدیگر تفاوت خواهند داشت.

همچنین با توجه کانتورهای دمایی در "شکل 8"، کاملاً واضح است که دما در مرکز کانال و وسط دنده‌ها بیشتر از گوشه‌های کنار دنده‌هاست زیرا انتقال حرارت در گوشه‌های کناری دنده‌ها بیشتر از وسط می‌باشد. این موضوع با توزیع عددی ناسلت گزارش شده توسط گاوو و ساندن [4] همخوانی دارد. البته این واقعیت که انتقال حرارت در عرض کانال، در گوشه‌های کناری دنده‌ها بیشتر از وسط دنده‌ها می‌باشد، فقط برای جهت‌گیری دنده‌های V شکل به سمت پایین‌دست صحت داشته و برای دنده‌ها با جهت‌گیری به سمت بالادست عکس این قضیه برقرار خواهد بود. علت این امر را می‌توان به جهت تشکیل جریان‌های ثانویه‌ای و گردابه‌های جدیدی که به واسطه شکل هندسی دنده‌های V شکل تشکیل می‌شد مرتبط ساخت.

"شکل 9" نمونه‌ای از گردابه‌ها و جریان‌های ثانویه‌ای که در مقطع عرضی کانال تشکیل شده و افزایش انتقال حرارت را منجر خواهند شد را نشان می‌دهند. تعداد و قدرت این جریان‌های ثانویه عرضی در حالت چیدمان تناوبی و روی یک خط متفاوت بوده و به نظر می‌رسد عامل اصلی اختلاف در

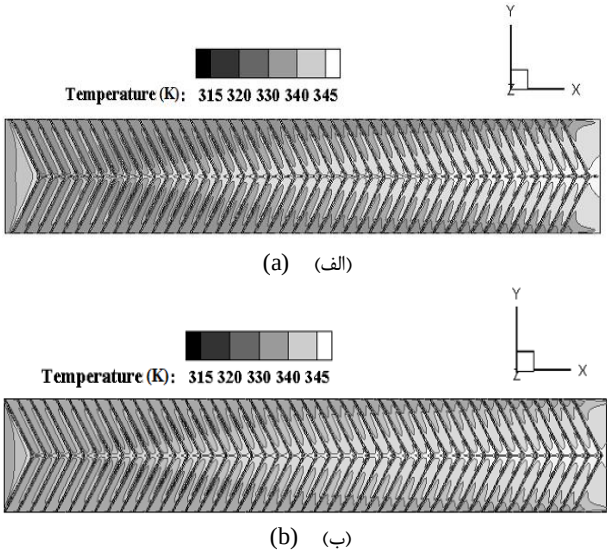


Fig 8 temperature distribution contour along the channel for a) staggered ribs, b)inline ribs

شکل 8 کانتور توزیع دما در طول کانال نمونه الف) در حالت تناوبی بودن دنده‌ها ب) در حالت روی یک خط بودن دنده‌ها

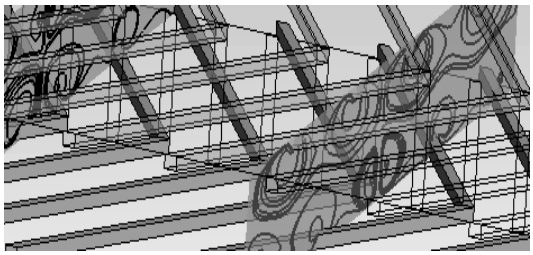


Fig. 9 schematic pattern of the secondary flow induced by V-ribs

شکل 9 نمایی از الگوی جریان ثانویه تشکیل شده توسط دنده‌های V شکل

میزان انتقال حرارت و افت فشار این دو نمونه مورد مطالعه این جریان‌ها باشند.

4-2- انتقال حرارت در کانال صاف

"شکل 10" نمودارهای عدد ناسلت در کانال صاف را برای نتایج تجربی و کار عددی حاضر برحسب عدد رینولدز نشان می‌دهد. با توجه به "شکل 10" و مقایسه با نتایج تجربی مشاهده می‌کنیم که روند افزایش انتقال حرارت در یک کانال صاف با افزایش عدد رینولدز همراه خواهد بود. زیرا این افزایش رینولدز که ناشی از افزایش سرعت است باعث آشفتگی بیشتر جریان و در نتیجه افزایش ضریب انتقال حرارت بین دیواره‌ها و سیال داخل کانال خواهد شد.

لازم به توضیح است که دمای دیواره‌ها از روش میانگین‌گیری وزنی سطحی[1] و دمای هوا[2] از میانگین‌گیری وزنی جرمی نتایج عددی نرم‌افزار به‌دست آمده است. میزان اختلاف با داده‌های تجربی در حدود 10 درصد به‌دست آمده است که می‌تواند به دلیل انتخاب نوع مدل آشفتگی، اختلاف شرایط مرزی با شرایط واقعی آزمایشگاهی و ... توجیه شود.

4-3- انتقال حرارت در کانال دنده‌دار

"شکل 11" نمودارهای عدد ناسلت میانگین برحسب عدد رینولدز را برای دو هندسه دنده‌دار کار حاضر را نشان می‌دهد. همان‌طور که در "شکل 11" قابل مشاهده می‌باشد با نصب دنده‌های V شکل نیز همانند حالت کانال صاف،

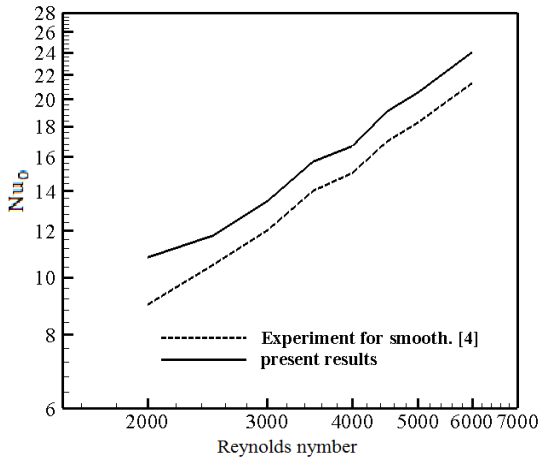


Fig. 10 Average Nusselt number diagram for smooth channel versus Reynolds number, for fully developed flow and comparison with experimental results [4]

شکل 10 نمودار عدد ناسلت برای کانال صاف برحسب عدد رینولدز در شرایط توسعه یافتگی جریان و مقایسه با نتایج تجربی[4]

[1] Area weight average

[2] T_{air}

میزان انتقال حرارت با افزایش عدد رینولدز افزایش خواهد یافت، ولی مقدار عدد ناسلت به دلیل نصب دنده‌ها افزایش قابل توجهی داشته و یکی از دلایل اصلی این امر را می‌توان تشکیل جریان‌های ثانویه توسط دنده‌های V شکل توجیه نمود که در "شکل 9" نمایی از الگوی جریان ثانویه تشکیل شده توسط دنده‌های V شکل قابل مشاهده است. این گردابه‌های عرضی و جریان-های ثانویه تشکیل شده توسط هندسه دنده‌ها باعث انتقال و جابجایی بهتر توده سیال گرم کنار دیواره به وسط کانال و انتقال سیال خنک‌کننده وسط کانال به نزدیک دیواره شده و انتقال حرارت جابجایی داخلی را به شدت زیاد می‌کند.

در "شکل 12" نسبت عدد ناسلت در کانال دنده‌دار به عدد ناسلت در کانال صاف یا به عبارتی نسبت افزایش انتقال حرارت در دو نمونه‌ی دنده‌گذاری شده را برحسب عدد رینولدز نشان داده شده است.

همان‌طور که مشاهده می‌شود نسبت افزایش انتقال حرارت در کانال دنده‌ای به کانال صاف در حالت تناوبی بودن دنده‌ها بر روی دو صفحه مخالف بیشتر از حالت روی یک خط بودن آن‌ها است. این موضوع با توجه به گردابه-های عرضی و جریان‌های ثانویه تشکیل شده بیشتر توسط این نوع هندسه که

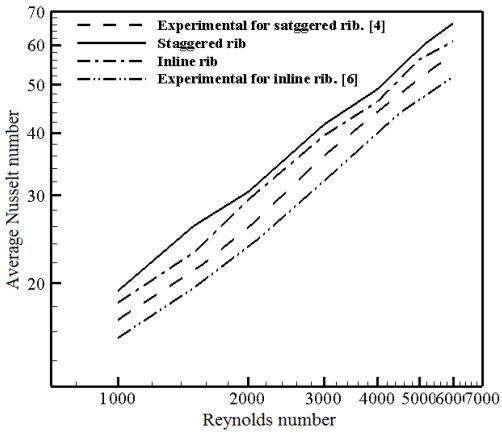


Fig. 11 Average normalized Nusselt number for ribbed channel versus Reynolds number for the two inline and staggered ribs and the experimental work [4]

شکل 11 نمودار عدد ناسلت میانگین برای کانال‌های دنده‌دار برحسب عدد رینولدز برای دو نوع دنده‌گذاری روی یک خط و تناوبی و کار تجربی [4]

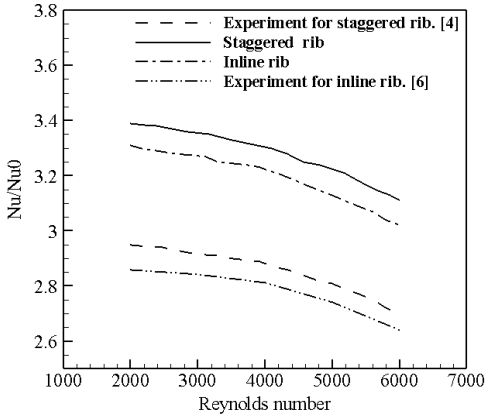


Fig. 12 diagram of the ratio of Nusselt number in ribbed channel to smooth channel versus Reynolds number for the two inline and staggered ribs

شکل 12 نمودار نسبت عدد ناسلت در کانال دنده‌دار به کانال صاف برحسب عدد رینولدز برای دو نوع دنده‌گذاری "روی یک خط" و "تناوبی"

باعث انتقال و جابجایی بیشتر توده سیال گرم و سیال خنک‌کننده وسط کانال می‌شود، موجب افزایش انتقال حرارت جابجایی داخلی می‌شود. این اختلاف در محدوده رینولدزهای پایین بیشتر خواهد بود چون در این حالت فرصت تشکیل و قدرت جریانهای ثانویه عرضی که باعث آشوبناک کردن بیشتر جریان می‌شود، بیشتر می‌باشد. همچنین با افزایش عدد رینولدز در هر دو نمونه، نسبت افزایش انتقال حرارت، به‌علت کاهش اثر آشوبناکی به واسطه هندسه، کاهش خواهد یافت این موضوع با نتایج تجربی [4] نیز همخوانی خواهد داشت.

4-4- توزیع فشار

"شکل‌های 13 و 14" توزیع فشار در طول کانال در رینولدزهای مختلف را به ترتیب برای دنده‌گذاری تناوبی و روی یک خط نشان می‌دهد. با توجه به شکل مشاهده می‌شود که با عبور از طول کانال و دنده‌ها، فشار سیال کاهش خواهد یافت. این کاهش فشار به دلیل وجود دنده‌ها و ایجاد اغتشاشات متناوب و توربولانس بیشتر در دنده‌های تناوبی خواهد بود.

همچنین با افزایش رینولدز، افت فشار بالاتری مشاهده خواهد شد. از آن‌جا که شرط مرزی خروجی کانال مورد مطالعه، شرط فشار گیج ثابت اعمال شده است لذا در رینولدزهای بالاتر، فشار در طول کانال از مقدار بیشتری شروع شده ولی در مقابل شیب نمودار در رینولدزهای بالاتر افزایش بیشتری خواهد داشت که نشان دهنده افزایش افت فشار خواهد بود.

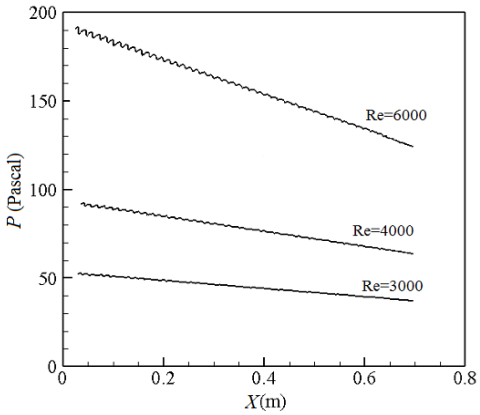


Fig. 13 pressure diagram for channel with staggered ribs versus streamwise direction length

شکل 13 نمودار فشار برحسب طول کانال در حالت استفاده از دنده‌گذاری تناوبی

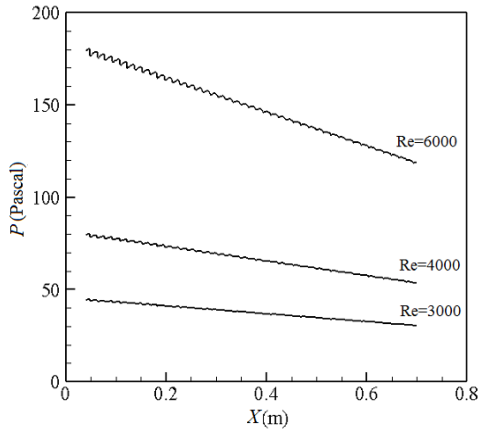


Fig. 14 pressure diagram for channel with inline ribs versus streamwise direction lenght

شکل 14 نمودار فشار برحسب طول کانال در حالت استفاده از دنده‌گذاری روی یک خط

همچنین روند تغییرات فشار در دو نمونه دنده‌گذاری یکسان بوده اما با مقایسه هر دو نمودار "شکل‌های 13 و 14" مشاهده می‌شود که محدوده افت فشار در نمودار "شکل 13" بیشتر بوده که نشان دهنده جریمه افت فشار بالاتر در حالت استفاده از دنده‌گذاری تناوبی است.

"شکل 15" کانتور توزیع فشار در طول کانال در رینولدز 6000 را برای دو نمونه دنده‌گذاری تناوبی و روی یک خط نشان می‌دهد. مقایسه کانتورهای الف و ب در "شکل 15" نیز افت فشار بیشتر در حالت استفاده از دنده‌های تناوبی را نسبت به مدل دنده‌های روی یک خط به‌صورت کیفی نشان خواهد داد.

5-4- ضریب اصطکاک در کانال

"شکل 16" نسبت ضریب اصطکاک در کانال دنده‌دار به ضریب اصطکاک کانال صاف را برحسب عدد رینولدز نمایش می‌دهد. با توجه به "شکل 16" مشاهده خواهد شد که با افزایش عدد رینولدز، نسبت ضریب اصطکاک کانال دنده‌دار به کانال صاف نیز افزایش خواهد یافت. ولی از مقایسه دنده‌های روی یک خط و تناوبی دریافت خواهد شد که مقدار افت فشار در دنده‌گذاری تناوبی بیشتر از حالت روی یک خط بودن آن‌ها است. البته این میزان اختلاف بسیار ناچیز بوده و با افزایش عدد رینولدز تا 6000 بیشتر خواهد شد.

6-4- عملکرد حرارتی در کانال دنده‌دار

با توجه به فرمول (14) و نتایج عددی به‌دست آمده، عملکرد حرارتی برای دو هندسه مختلف مورد نظر در "شکل 17" نمایش داده شده است. با توجه به

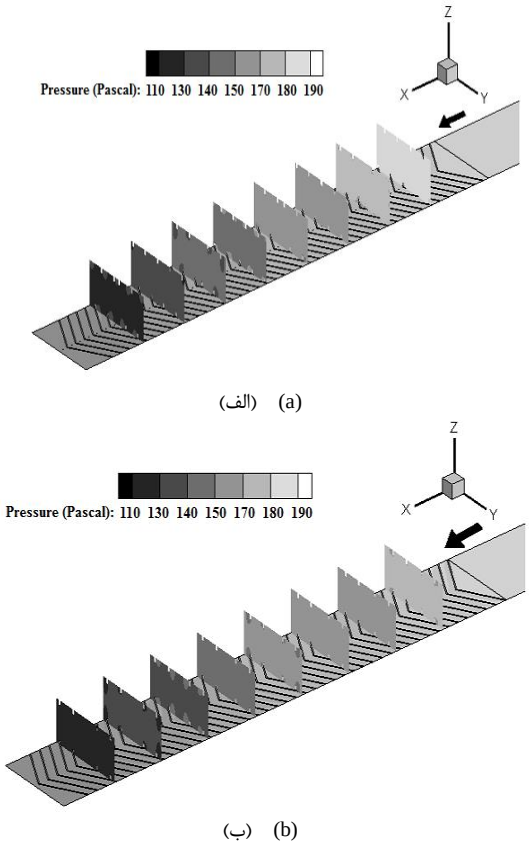


Fig 15 pressure distribution contour along the channel for a) staggered ribs, b)inline ribs

شکل 15 کانتور توزیع فشار در طول کانال نمونه الف) در حالت تناوبی بودن دنده‌ها ب) در حالت روی یک خط بودن دنده‌ها

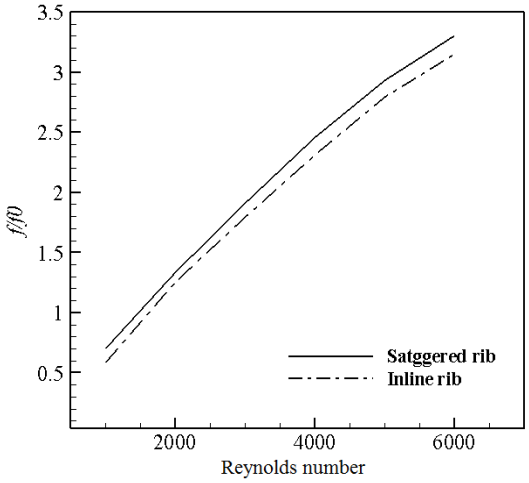


Fig. 16 diagram of the ratio of skin friction coefficient of ribbed channel to smooth channel versus Reynolds number for the two inline and staggered ribs

شکل 16 نمودار نسبت ضریب اصطکاک در کانال دنده‌دار به کانال صاف برحسب عدد رینولدز برای دو نوع دنده‌گذاری روی یک خط و تناوبی

"شکل 17" ملاحظه خواهد شد که به‌طور کلی با افزایش عدد رینولدز عملکرد حرارتی برای دو مدل کاهش خواهد یافت. در محدوده رینولدز 2000 تا 4000 عملکرد حرارتی دنده‌های تناوبی بیشتر و اختلاف زیادی با دنده‌های رو یک خط خواهد داشت. از رینولدز 4000 به بعد کم کم این اختلاف کمتر خواهد شد ولی همچنان عملکرد دنده‌های تناوبی بیشترخواهد بود. اختلاف زیاد در رینولدزهای بین 2000 تا 4000 را می‌توان به‌دلیل توانایی این هندسه در آشفته‌تر کردن جریان در این محدوده پیش‌بینی کرد. در این حالت سرعت جریان نسبتاً پایین بوده و سهم شکل هندسی در آشوبناک کردن و انتقال حرارت بیشتر خواهد بود ولی در رینولدزهای بالاتر از 4000 چون سرعت جریان عامل اصلی آشفتگی می‌باشد لذا سهم اختلاف بین دو مدل هندسی مدل‌سازی شده کمتر خواهد شد.

5- نتیجه‌گیری

در این پژوهش انتقال حرارت در کانال مستطیلی با دنده‌های V شکل با زاویه 60 درجه در دو مدل دنده‌های روی یک خط و تناوبی در دو صفحه مخالف به

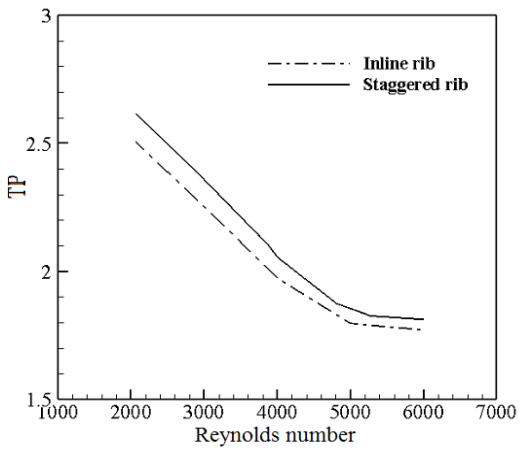


Fig. 17 thermal performance versus Reynolds number diagram for the two types of ribs

شکل 17 نمودار عملکرد حرارتی برحسب عدد رینولدز برای دو برای دو نوع دنده‌گذاری

صورت سه‌بعدی شبیه‌سازی شده و سپس تأثیر این نوع دنده‌گذاری بر انتقال حرارت، ضریب اصطکاک و عملکرد حرارتی آن‌ها با یکدیگر مقایسه شده است. از نتایج مهم این تحقیق می‌توان به موارد زیر اشاره نمود:

_ اگرچه با تغییر نوع دنده‌گذاری برای این مدل دنده، میزان انتقال حرارت افزایش خواهد یافت ولی تنها این نتیجه‌گیری مدنظر پژوهش نمی‌باشد و یافتن نوع رفتار جریان در محدوده‌ها رینولدز متفاوت درون کانال و اثرگذاری آن‌ها بر پارامترهای مهم در انتقال حرارت، از دیگر اهداف مورد بحث می‌باشد.

_ توزیع دما برای هر دو نمونه، با توجه به جهت‌گیری دنده‌ها به سمت پایین‌دست به‌صورت کیفی یکسان است ولی برای این نوع جهت‌گیری دنده‌های V شکل، همواره محدوده وسط دنده‌ها، دمای بیشتری داشته و در طرفین دنده‌ها به دلیل انتقال حرارت بیشتر، دما کمتر خواهد بود. این امر به دلیل تشکیل جریان‌های ثانویه عرضی بوده که باعث افزایش جابجایی توده سیال گرم کنار دیواره به وسط کانال و سیال خنک‌کننده وسط کانال به نزدیک دیواره شده و افزایش انتقال حرارت جابجایی را منجر خواهد شد.

_ با دنده‌گذاری V شکل با زاویه 60 درجه در یک کانال مستطیلی، در رینولدزهای 1000 تا 6000 در حالت تناوبی بودن دنده‌ها روی دو صفحه مقابل، انتقال حرارت نسبت به حالت روی یک خط بودن آن‌ها افزایش خواهد یافت. علاوه بر این، انتقال حرارت میانگین در هر دو نمونه با افزایش عدد رینولدز و آشوبناک شدن بیشتر جریان، افزایش چشمگیری خواهد داشت. تعداد و قدرت جریان‌های ثانویه عرضی تشکیل شده به واسطه هندسه متفاوت عامل تعیین کننده در این موضوع خواهند بود.

_ فشار در طول کانال در هر دو نمونه به تدریج کاهش خواهد یافت و با افزایش عدد رینولدز نیز افت فشار بیشتری قابل مشاهده خواهد بود. این افت فشار در نمونه دنده‌های تناوبی بیشتر از دنده‌های روی یک خط خواهد بود. این هم به‌دلیل ایجاد اغتشاشات متناوب و توربولانس بیشتر در دنده‌های تناوبی خواهد بود. نسبت ضریب اصطکاک کانال دنده‌دار به کانال صاف برای هر دو نمونه با افزایش عدد رینولدز افزایش خواهد یافت. برای حالت دنده-گذاری روی یک خط، ضریب اصطکاک مقدار کمتری نسبت به حالت دنده-گذاری تناوبی خواهد داشت. میزان اختلاف در ضریب اصطکاک بین این دو مدل با افزایش عدد رینولدز افزایش خواهد داشت.

_ با توجه به مقایسه عملکرد حرارتی این دو نمونه در محدوده رینولدزهای 2000 تا 6000 مشاهده خواهد شد که این مقدار به محدوده رینولدز وابسته بوده و به طور کلی با افزایش عدد رینولدز عملکرد حرارتی برای دو نمونه کاهش خواهد یافت ولی در هر صورت عملکرد حرارتی دنده‌گذاری تناوبی بیشتر خواهد بود. در رینولدزهای پایین، اختلاف عملکرد حرارتی دنده‌گذاری تناوبی در مقایسه با دنده‌های روی یک خط بیشتر بوده که این اختلاف با افزایش رینولدز کاهش می‌یابد. این تغییرات عملکرد حرارتی با توجه به محدوده رینولدز نشان‌دهنده حساسیت این امر به مقدار عدد رینولدز و نیز هندسه کانال جریان خواهد بود.

6- فهرست علائم

$C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{\mu}$	ثابت‌های مدل آشفتگی
D_n, E_n	ثابت‌های مدل آشفتگی رینولدز پایین
D_h	قطر هیدرولیکی کانال (m)
f_1, f_2, f_{μ}	ثابت‌های مدل آشفتگی
f	ضریب اصطکاک

f_0	ضریب اصطکاک در کانال صاف
H	ارتفاع کانال (m)
h	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی ($Wm^{-2}k^{-1}$)
k	انرژی جنبشی آشفتگی
K_f	ضریب هدایت حرارتی هوا ($Wm^{-1}k^{-1}$)
L	طول کانال (m)
l	مقیاس طولی آشفتگی
Nu	عدد ناسلت
Nu_0	عدد ناسلت در کانال صاف
P	فشار ($kgm^{-1}s^{-2}$)
Pr	عدد پرانتل
q	شار حرارتی (W)
Re	عدد رینولدز
S_{ij}	ترم چشمه بی‌بعد
T	دما (K)
TP	کارایی حرارتی
U_j, U_i	مؤلفه‌های سرعت میانگین‌گیری شده زمانی در جهت X و Y (ms^{-1})
u_j, u_i	مؤلفه‌های سرعت متوسط در جهت X و Y (ms^{-1})
W	عرض کانال (m)
y^+	فاصله بی‌بعد از دیواره
X, Y	محورهای مختصات

علائم یونانی

μ	لزجت دینامیکی (Nsm^{-2})
ν	لزجت سینماتیکی (m^2s^{-1})
ρ	چگالی (kgm^{-3})
τ	مقیاس زمانی آشفتگی
$\alpha_{t,n}$	نفوذ گردابه‌ای
ω	نرخ اضمحلال
ε	اضمحلال انرژی جنبشی آشفتگی
$\sigma_\varepsilon, \sigma_k$	عددهای پرانتل وابسته به انرژی جنبشی و اضمحلال آشفتگی
δ_{ij}	ضخامت بی‌بعد لایه مرزی

بالانویس‌ها

′	نوسانی

زیرنویس‌ها

air	هوا
avg	مقدار متوسط
bulk	توده سیال
f	سیال
n	مقدار بدون بعد
t	آشفتگی
w	دیوار
0	کانال صاف

7- مراجع

[1] J. C. Han, Heat transfer and friction in channels with two opposite rib-roughened walls, *Journal of Heat Transfer*: *ASME*, Vol. 106, N0. 4, pp. 774, 1984.

[2] J. C. Han, Y. M. Zhang, C. P. Lee, Augmented heat transfer in square channels with parallel, crossed, and v-shaped angled ribs, *Journal of Heat Transfer*: ASME, Vol. 113, N0.3 , pp. 590, 1991.

[3] M. E. Taslim, T. Li, D. M. Kercher, Experimental heat transfer and friction in channels roughened with angled, V shaped and discrete ribs on two opposite walls, *Proceedings International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*,The Hague, Netherlands: ASME, Vol. 118, No.1, pp. 20-28, 1994.

[4] X. Gao, B. Sunden, Heat transfer distribution in rectangular ducts with v-shaped ribs, *Heat and Mass Transfer*: Springer, Vol. 37, No. 4, pp. 315-320, 2001.

[5] R. Jia, B. Sunden, M. Faghri, Computational analysis of heat transfer enhancement in square ducts with v-shaped ribs: Turbine blade cooling, *Journal of Heat Transfer*: ASME, Vol. 127, No. 4, pp. 425, 2005.

[6]M. Maurer, J. V. Wolfersdorf, M. Gritsch, An experimental and numerical study of heat transfer and pressure loss in a rectangular channel with v-shaped ribs, *Journal of Turbomachinery:* ASME, Vol. 800, No. 4, pp. 129, 2007.

[7] A. Murata, S. Mochizuki, C. Nakamata, Y. Okita, Large eddy simulation of turbulent heat transfer in stationary channels with dimples, protrusions, and ribs, *International Journal of Transport Phenomena*, Vol. 10, No.4, pp. 323–336, 2008.

[8] E. Y. Choi, Y. D. Choi, W. S. Lee, J. T. Chung, J. S. Kwak, Heat transfer augmentation using a rib-dimple compound cooling technique. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 51, No.1-2, pp. 435-441, 2013.

[9] P. Pitak, E. A. Petpices, J. Withada, E. A. Smith, Turbulent heat transfer and pressure loss in a square channel with discrete broken V-rib turbulators, *Journal of Hydrodynamics*, Vol. 28, No. 2, pp. 275-283, 2016.

[10] R. Jia, A. Saidi, B. Sunden, Heat transfer enhancement in square ducts with v-shaped ribs, *Journal of Turbomachinery*: ASME, Vol. 125, No. 4, pp. 788, 2003.

[11] A. Chaube, P. K. Sahoo, S. C. Solanki, Analysis of heat transfer augmentation and flow characteristics due to rib roughness over absorber plate of a solar air heater, *Renewable Energy*: Elsevier, Vol. 31, No. 3, pp. 317-331, 2006.

[12] V. C. Patel, W. Rodi, G. Scheuerer, Turbulence Models for Near-Wall and Low Reynolds Number Flows: A Review, *AIAA Journal*, Vol. 23, No. 9, 1985.

[13] S. K. Rathore, M. K. Das, A comparative study of heat transfer characteristics of wall-bounded jets using different turbulence models, *Journal of Thermal Sciences*: Elsevier, Vol. 89, pp. 337-356, 2015.

[14] N. Y. Alkhamis, A. P. Rallabandi, J. C. Han, Heat transfer and pressure drop correlations for square channels with v-shaped ribs at high reynolds numbers, *Journal of Heat Transfer*: ASME, Vol. 133, No. 11, pp.111901, 2011.

[15] L. Wang, B. Sunden, Experimental investigation of local heat transfer in a square duct with continuous and truncated ribs, *Experimental Heat Transfer*: Taylor & Francis, Vol. 18, No.3, pp. 179–197, 2005.

[16] M. Amro, B. Weigand, R. Poser, M. Schnieder, An experimental investigation of the heat transfer in a ribbed triangular cooling channel, *Journal of Thermal Sciences*: Elsevier, Vol. 46, No. 5, pp. 491-500, 2007.

[17] J. C. Han, J. S. Park, Developing heat transfer in rectangular channels with rib turbulators, *Heat and Mass Transfer*: Springer, Vol. 31, No.1, pp. 183–195, 1988.

[18] S. W. Chang, L. M. Su, C. C. Hwang, T. L. Yang, Heat transfer in a reciprocating duct fitted with transverse ribs, *Experimental Heat Transfer*, Vol. 12, No. 2, pp. 95-115, 1999.

[19] A. Rallabandi, J. Lei, J. C. Han, S. Azad, C. P. Lee, Heat transfer measurements in rotating blade–shape serpentine coolant passage

with ribbed walls at highReynolds numbers, *Journal of Turbomachinery*: ASME, Vol. 136, No. 9, pp.091004, 2014.

[20] B. Lakshminarayana, *Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery*, New York: Wiley, pp.204-206, 1996.

[21] M. Schuler, S. O. Neumann, B. Weigand, Numerical investigations of pressure loss and heat transfer in a 180◦ bend of a ribbed two-pass internal cooling channel with engine-similar cross-sections, *Journal of Power and Energy*: Sage, Vol. 224, pp. 349, 2010.

[22] F. R. Menter, Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications, *AIAA Journal*, Vol. 32:8, No. 8, pp.1598-1605, 1994.