مجله مهندسی مکانیک مدرس، آذر 1393، دوره 14، شماره 9، ص‌ص 147-156

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

تحلیل و بهینه‌سازی جابه‌جایی حرارت در کانال‌های موج‌داربا نگاهی نو به مدل‌سازی هندسی آن‌ها

علی جودکی[1]، علی اشرفی‌زاده[2*]

1- دانشجوی دکترا، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین‌طوسی، تهران
2- دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین‌طوسی، تهران
* تهران، صندوق‌پستی 1999-19395، ashrafizadeh@kntu.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 23 دی 1392
پذیرش: 23 اسفند 1392
ارائه در سایت: 02 مهر 1393

کلید واژگان:
مجرای موج‌دار
عدد نوسلت
افت فشار
الگوریتم ژنتیک

چکیده

شکل مجرای جریان از طریق تأثیری که بر رفتار جریان سیال دارد، بر پدیده جابه‌جایی حرارت اثر می‌گذارد. در این پژوهش به بررسی جریان سیال آرام و پایدار درون یک کانال با دیواره‌های موج‌دار پرداخته می‌شود. اگر کانال متشکل از یک واحد تکرارشونده در طول مسیر باشد، شکل این واحد را در حالت کلی می‌توان ترکیبی از یک دیفیوزر و یک نازل فرض کرد. در این مقاله اثر چند پارامتر هندسی این نازل‌ها و دیفیوزرهای فرضی مانند طول/ شکل دیواره و میزان عدم‌تقارن، بر افت فشار سیال و نرخ جابه‌جایی حرارت در یک کانال دوبعدی مطالعه شده است. جریان داخلی، لزج و غیرقابل تراکم و عدد رینولدز 200 در نظر گرفته شده است. مطالعه انجام شده حاکی از آن است که افزایش طول نازل نسبت به دیفیوزر در یک واحد تکراری در امتداد کانال سبب افزایش عدد نوسلت متوسط شده ولی عدم‌تقارن دیواره‌ها بسته به میزان آن ممکن است سبب کاهش یا افزایش عدد نوسلت شود. به‌طور کلی در رینولدزهای پایین، تغییر شکل دیواره‌ها مکانیزم مؤثری برای افزایش نرخ انتقال حرارت نیست. درعین حال، با انتخاب مناسب پارامترهای هندسی نازل و دیفیوزر در یک واحد طولی کانال می‌توان نرخ جابه‌جایی حرارت را افزایش داد. یک الگوریتم ژنتیک بهینه‌یابی به همین منظور معرفی و در حل یک مسئله نمونه به کار گرفته شده است.

A New Geometrical Modeling Approach in the Analysis and Optimization of Convection Heat Transfer in Wavy Channels

Ali Joodaki[1], Ali Ashrafizadeh[2*]

1- Department of Mechanical Engineering, K. N. Toosi University of Tech, Tehran, Iran
2- Department of Mechanical Engineering, K. N. Toosi University of Tech, Tehran, Iran
* P.O.B. 19395 1999 Tehran, Iran, ashrafizadeh@kntu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 13 January 2014
Accepted 14 March 2014
Available Online 24 September 2014

Keywords:
Wavy channel
Nusselt number
Pressure drop
Genetic algorithm

ABSTRACT

Variation of the cross-sectional area of a channel affects the flow field and, therefore, convective heat transfer between the fluid and channel walls. In this paper, a geometrical model is proposed for a wavy channel carrying steady laminar flow of an incompressible fluid. The two-dimensional channel is modeled as a combination of a number of subsonic diffusers and nozzles. Effects of the geometrical characteristics such as length, boundary shape and symmetry of the channel, which describe the shape of these nozzles and diffusers, are investigated. Numerical studies at Re=200 show that the shape of the wall does not dramatically affect the convection heat transfer rate in the steady laminar regime. However, optimization studies can be carried out to change the shape of the channel and improve the average Nusselt number to some extent. It is shown that the average Nusselt number increases with the increase of the length of the diffuser part, but the asymmetry of the channel might increase or decrease the average Nusselt number. Finally, a genetic algorithm is introduced and used to optimize the geometrical parameters which describe the aforementioned nozzles and diffusers and, hence, the shape of the channel.

1- مقدمه

در سال‌های اخیر پژوهش‌های فراوانی برای توسعه و بهبود مبدل‌های حرارتی صورت گرفته است. برخی از اهداف عمده در این مطالعات را می‌توان صرفه‌جویی در هزینه و مصرف انرژی و کوچک و سبک‌سازی مبدل‌ها برشمرد. تاکنون روش‌های زیادی برای افزایش انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی پیشنهاد شده است که به دو دسته روش‌های فعال (با مصرف انرژی) و غیرفعال (بدون مصرف انرژی) تقسیم‌بندی می‌شوند. در روش‌های فعال یک عامل خارجی مانند میدان مغناطیسی یا نوسان‌ساز سبب ایجاد تغییر در

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Please cite this article using:
A. Joodaki, A. Ashrafizadeh, A New Geometrical Modeling Approach in the Analysis and Optimization of Convection Heat Transfer in Wavy Channels, *Modares Mechanical Engineering,* Vol. 14, No. 9, pp. 147-156, 2014 (In Persian)

میدان جریان و افزایش نرخ جابه‌جایی می‌شود. این روش‌ها به دلیل داشتن هزینه و مشکلات ساخت، تعمیر و نگهداری کمتر مورد توجه قرار گرفته‌اند. در روش‌های غیرفعال بدون استفاده از منابع خارجی و فقط با اقداماتی مانند تغییر در هندسه مجرای جریان و یا افزودن موادی به سیال، نرخ انتقال حرارت را افزایش می‌دهند.

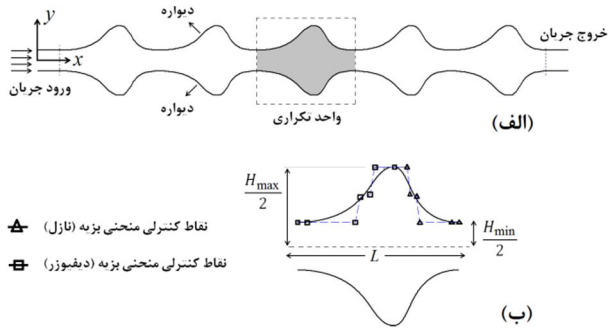
در میان روش‌های غیرفعال، روش‌های مبتنی‌بر تغییر شکل دیواره مجرا از استقبال گسترده‌ای برخوردار بوده و به‌ویژه مطالعات عددی و تجربی متعددی برای تحلیل جریان سیال در کانال‌های با دیواره موجی شکل (موج‌دار) صورت گرفته است. اسماعیل و همکاران [1] مروری جامع بر مطالعات انجام شده در این زمینه داشته‌اند. براساس این پژوهش‌ها، شکل موجی دیواره سبب تقویت جریان‌های عرضی در مجرا شده و از این راه به جابه‌جایی بیشتر حرارت کمک می‌کند. همچنین افت فشار در کانال‌های موج‌دار نسبت به کانال‌های با دیواره صاف بیشتر بوده و این امکان وجود دارد که نرخ انتقال حرارت نیز در محل‌های خاصی به‌طور موضعی کاهش یابد. درعین‌حال به نظر می‌رسد که با بهینه‌سازی شکل دیواره می‌توان نرخ متوسط جابه‌جایی را افزایش و افت فشار را در حد قابل قبولی نگه‌داشت که در ادامه به چند مورد از این پژوهش‌ها پرداخته شده است.

به‌طور کلی برای مدل‌سازی و طراحی کانال‌های موج‌دار سناریوهای مختلفی پیشنهاد شده است. در اغلب پژوهش‌های صورت گرفته، از توابع مثلثاتی سینوسی برای مدل‌سازی دیواره‌ها استفاده شده است. در برخی موارد نیز زائده‌های سه یا چهارگوش بر دیواره‌های مسطح مجرا افزوده شده و در دسته دیگری از پژوهش‌ها شکل دیواره کانال به کمک منحنی‌های انعطاف‌پذیری مانند منحنی‌های بی‌اسپلاین به‌دست می‌آید.

برای محاسبه افت فشار و نرخ جابه‌جایی حرارت در کانال‌های موج‌دار عموماً از حل‌گرهای عددی استفاده می‌شود. برای نمونه، وانگ و وانکا [2] جریان آرام و گذرا را در یک کانال دوبعدی همگرا- واگرا با شرایط مرزی تناوبی بررسی کرده‌اند که نتایج آن‌ها تطابق خوبی با نتایج تجربی دارد. در این پژوهش تنها از یک شکل دیواره آن هم از نوع سینوسی استفاده کردند و نتیجه‌گیری کردند که با افزایش عدد رینولدز از یک مقدار حدی، رژیم جریان آرام ناپایدار شده و به دلیل بازسازی‌های مداوم و تناوبی لایه مرزی حرارتی، جابه‌جایی حرارت به یک‌باره رشد زیادی پیدا می‌کند. سو و همکارانش [3] میزان انتقال حرارت در کانال سینوسی سه‌بعدی با مقطع مستطیلی و سیال آب را در رژیم جریان آرام بررسی و مشاهده کردند میزان افزایش عدد نوسلت نسبت به افزایش ضریب اصطکاک قابل توجه است. فرهانیه [4] جریان آشفته درون کانال با دیواره‌های موج‌دار را مورد بررسی قرار داد. رامگادیا و ساها [5] اثر طول موج شکل سینوسی دیواره کانال همگرا- واگرا و عدد رینولدز جریان را بر مشخصه‌های انتقال حرارتی آن مورد بررسی قرار داده‌اند. آن‌ها نیز تنها از شکل سینوسی برای مدل‌سازی هندسه کانال استفاده کردند و براساس نتایج به‌دست آمده هر چه نسبت کمترین فاصله بین دیواره بالا و پایین به بیشترین فاصله آن‌ها به یک نزدیک‌تر و یا دامنه شکل سینوسی کمتر باشد، میزان افت فشار کمتر می‌شود. افزایش عدد رینولدز در حالت پایدار سبب کاهش نسبت میزان افزایش جابه‌جایی انتقال حرارت به افزایش افت فشار می‌شود ولی در حالت جریان نوسانی برعکس می‌شود. فرلی و ارمیستن [6] انتقال حرارت در کانال با دیواره سینوسی را با کانال با دیواره بیضوی و v شکل در رژیم جریان آرام مقایسه کردند که براساس یافته‌های آن‌ها کانال سینوسی از نقطه نظر ضریب اصطکاک و میزان انتقال حرارت وضعیت بهتری دارد. نافون [7] انتقال حرارت در کانال با دیواره‌های v شکل را با تغییر در پارامترهای هندسی آن مورد بررسی قرار داده است. آداچی و اوهارا [8] اثر زائده‌های مستطیلی روی دیواره‌های کانال مستقیم را در رژیم جریان آرام بررسی کرده‌اند. آن‌ها مشاهده کردند هرچند با افزایش رینولدز، میزان کاهش نوسلت در برخی محل‌ها بیشتر می‌شود، اما در مجموع نوسلت متوسط بزرگ‌تری به‌دست می‌آید. فرهانیه و همکاران [9] نیز به‌طور عددی و تجربی جریان آرام درون مجرای با زائده‌های مستطیلی روی دیواره را مورد بررسی قرار دادند و نشان دادند که عدد نوسلت متوسط به دلیل بازسازی‌های لایه مرزی حرارتی و ایجاد جریان چرخشی موضعی افزایش می‌یابد.

با توجه به این‌که افزایش انتقال حرارت از یک سو و کاهش میزان افت فشار از سوی دیگر در کانال‌های موج‌دار دو هدف مطلوب، البته متضاد محسوب می‌شوند، تلاش‌هایی نیز برای بهینه‌سازی شکل دیواره این کانال‌ها صورت گرفته است. برای نمونه فابری [10] شکل دیواره کانال را در رژیم جریان آرام برای افزایش هرچه بیشتر نرخ انتقال حرارت و مقید کردن میزان افت فشار بهینه‌سازی کرده است. در تحقیق یاد شده از شکل‌های نامنظم برای مدل‌سازی هندسی کانال استفاده شده است. نوبیل و همکاران [11] در بهینه‌سازی شکل کانال، هم افزایش میزان انتقال حرارت دیواره و هم کاهش هر چه بیشتر افت فشار را به‌طور هم‌زمان در نظر گرفته و با توجه به ناسازگار بودن این دو تابع هدف، یک مسئله بهینه‌یابی با دو تابع هدف را حل کرده‌اند. زارع و همکاران [12] به کمک یک الگوریتم بهینه‌یابی تصادفی شکل کانال موج‌دار دنده‌ای را با هدف افزایش میزان انتقال حرارت بهینه کرده‌اند.

همان‌طور که اشاره شد در اغلب پژوهش‌های پیش، از توابع خاص مانند توابع سینوسی برای مدل‌سازی هندسه کانال‌ها استفاده شده است، بنابراین در این پژوهش از یک سناریوی تازه برای مدل‌سازی هندسه کانال استفاده شده که به نظر می‌رسد انطباق و ارتباط بیشتری با فیزیک جریان و عوامل مؤثر بر جابه‌جایی حرارت دارد. به‌موجب این سناریو مجرای موج‌دار از ترکیب تعدادی نازل و دیفیوزر به‌دست می‌آید. یک نمونه از چنین کانالی در شکل 1 نشان داده شده است. هر تناوب یا واحد از کانال، مطابق شکل، ترکیبی از یک دیفیوزر و یک نازل است. برای تولید شکل هر یک از نازل‌ها و دیفیوزرها از منحنی بی‌زیه استفاده شده که نقاط کنترلی این منحنی‌ها در شکل 1 قابل مشاهده است. برای تحلیل جریان در این تحقیق از یک حل‌گر عددی استفاده و برای بهینه‌سازی مدل هندسی پیشنهادی از الگوریتم ژنتیک استفاده شده است. نتیجه حاصل شده در انتها آن است که افزایش طول نازل در یک واحد تکراری و همچنین تغییر انحنای دیواره نازل و دیفیوزر، می‌توانند تا حد قابل توجهی میزان انتقال حرارت در دیواره‌ها را افزایش دهند، ولی عدم‌تقارن دیواره بالا و پایین هر واحد، ممکن است سبب افزایش و یا کاهش میزان انتقال حرارت در دیواره‌ها شود.



شکل 1 الف- یک نمونه کانال مورد بررسی در مقاله، ب- یک تناوب از آن

2- آنالیز جریان

2-1. معادلات حاکم بر جریان

همان‌طور که در شکل 1 نشان داده شده است، H_{max} و H_{min} به‌ترتیب بیشترین و کمترین فاصله میان دیواره‌های بالا و پایین کانال هستند. طول یک موج نیز با L نشان داده شده است. این سه پارامتر برای همه کانال‌های مورد بررسی در این مقاله ثابت فرض شده‌اند. کانال دارای 8 تناوب بوده و در ابتدا و انتهای آن بخش‌های کاملاً افقی وجود دارد. هر تناوب یا موج کانال از یک قسمت واگرا (دیفیوزر) و یک قسمت همگرا (نازل) تشکیل شده است. برای مدل‌سازی هندسی هر دو قسمت همگرا و واگرا در یک تناوب از منحنی‌های بی‌زیه درجه هفت استفاده شده است. شیب محل اتصال نازل و دیفیوزر صفر است. در صورت استفاده از نازل و دیفیوزر با دیواره‌های متقارن، شاهد جریان متقارن نسبت به محور در کانال خواهیم بود.

فرض می‌شود که جریان پایدار، آرام و غیرقابل تراکم و خواص فیزیکی سیال از جمله ضریب رسانش گرمایی و لزجت ثابت است. از اثرات نیروهای شناوری[1] و پخش ویسکوزی[2] صرف‌نظر شده است. به‌این‌ترتیب معادلات بقای جرم، ممنتوم و انرژی به‌صورت رابطه (1) نوشته می‌شوند:

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}=0 \qquad \text{(1-الف)}$$

$$\rho\left(u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}\right)=-\frac{\partial p}{\partial x}+\mu\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right) \qquad \text{(1-ب)}$$

$$\rho\left(u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}\right)=-\frac{\partial p}{\partial y}+\mu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right) \qquad \text{(1-ج)}$$

$$\rho c\left(u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}\right)=k\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right) \qquad \text{(1-د)}$$

ضریب رسانش گرمایی سیال برابر $0/0257\ wm^{-1}k^{-1}$، ظرفیت گرمایی ویژه $1000\ Jkg^{-1}k^{-1}$، لزجت دینامیکی سیال برابر $0/000018\ kgm^{-1}s^{-1}$ و عدد پرانتل نیز برابر 0/7 در نظر گرفته شده‌اند.

2-2. شرایط مرزی

در ورودی کانال ($x=0,y$) جریان با سرعت و دمای یکنواخت (300 K) به‌صورت رابطه (2-3) وارد می‌شود:

$$u=u_{in} \qquad (2)$$

$$T=T_{in} \qquad (3)$$

طول هر موج کانال با طول قسمت‌های افقی ابتدا و انتهای آن مساوی و برابر 0/28 متر انتخاب شده است. پهنای بیشینه و کمینه در همه کانال‌ها به ترتیب برابر 0/2 و 0/06 متر است. در خروجی کانال، ($x=10L,y$) از شرط مرزی جریان خروجی[3] براساس رابطه (4) استفاده می‌شود:

$$\frac{\partial u}{\partial x}=0,\frac{\partial v}{\partial x}=0 \qquad (4)$$

در دیواره‌ها نیز دما ثابت بوده و به دلیل وجود لزجت، سیال روی دیواره نمی‌لغزد، این دو نکته به‌صورت رابطه‌های (5-6) بیان شده‌اند:

$$u,v\big|_{@wall}=0 \qquad (5)$$

$$T_{wall}=320K \qquad (6)$$

1- Buoyancy force
2- Viscous dissipation
3- Outflow

2-3. تولید شبکه

برای حل عددی، میدان محاسباتی باید گسسته‌سازی شود. نمونه‌هایی از شبکه‌های با سازمان و بی‌سازمان برای گسسته‌سازی کانال در شکل 2 نشان داده شده است. در جدول 1 نتایج مربوط به استقلال نتایج از شبکه برای جریانی با عدد رینولدز 200 در یک کانال واگرا– همگرا با طول نازل و دیفیوزر یکسان نشان داده شده است. عدد نوسلت و ضریب اصطکاک متوسط یک تناوب مبنای مقایسه شبکه‌های مختلف بوده و همان‌طور که ملاحظه می‌شود با انتخاب شبکه 250×80 برای هر تناوب، استقلال نتایج از اندازه شبکه در حد قابل قبولی است.

2-4. حل‌گر جریان

برای حل معادلات حاکم تحت شرایط مرزی بالا از حل‌گر تجاری فلوئنت استفاده شده است. گسسته‌سازی معادلات بر مبنای روش حجم محدود صورت گرفته و برای گسسته‌سازی جمله‌های گرادیان سرعت و دما به‌ترتیب از طرح‌های بالادستی مرتبه دو و یک استفاده شده است. محاسبات برای هر کانال تا زمان رسیدن مقدار باقی‌مانده معادلات پیوستگی، ممنتوم و انرژی به 10^{-7} ادامه می‌یابد.

ضریب جابه‌جایی حرارت در دیواره پس از تعیین میدان دما از رابطه (7) محاسبه می‌شود:

در رابطه (7)، n بردار نرمال خروجی از دیواره، T_{wall} دمای دیواره و T_b دمای متوسط یا توده‌ای سیال است که از رابطه (8) محاسبه می‌شود:

$$h_x=\frac{q_x}{\left(T_{wall}-T_b\right)}=\frac{k\left.\frac{\partial T}{\partial n}\right|_{wall,x}}{\left(T_{wall}-T_b\right)} \qquad (7)$$

$$T_b=\frac{\int T\bar{u}.\bar{n}dy}{\int \bar{u}.\bar{n}dy} \qquad (8)$$

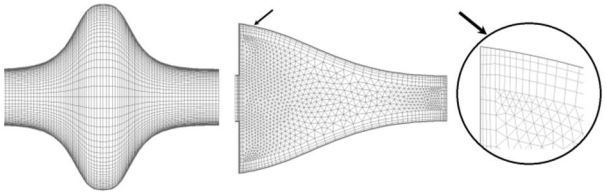
عدد نوسلت موضعی نیز از رابطه (9) محاسبه می‌شود:

$$Nu_x=\frac{h_x D}{k} \qquad (9)$$

در رابطه بالا، D قطر هیدرولیکی و دو برابر پهنای متوسط کانال است. پهنای متوسط نیز براساس رابطه (10) برابر است با:

$$H_{ave}=0.5\left(H_{min}+H_{max}\right) \qquad (10)$$

ضریب اصطکاک هر تناوب از کانال از رابطه (11) محاسبه می‌شود:



شکل 2 دو نمونه شبکه محاسباتی

جدول 1 مشخصات شبکه یک تناوب از کانال و نتایج بررسی استقلال نتایج از شبکه محاسباتی

اندازه شبکه	تعداد سلول	عدد نوسلت متوسط	ضریب اصطکاک
50×150	7.500	14/1425	0/2504
70×200	14.000	13/877 *(-3/8%)	0/240 (-4/15%)
80×250	20.000	13/680 (1/4%)	0/236 (-1/7%)

*درصد تغییرات نسبت به شبکه پیشین

$$f=\frac{\left(\bar{p}_{in}-\bar{p}_{out}\right).H_{ave}}{2\rho U_{ave}^{2}L} \tag{11}$$

در رابطه بالا $\bar{p}_{in}$ و $\bar{p}_{out}$ فشار متوسط در ورودی و خروجی تناوب مورد نظر و U_{ave} سرعت متوسط است. برای محاسبه عدد رینولدز جریان از رابطه (12) استفاده شده است:

$$Re=\frac{\rho U_{ave}D}{\mu} \tag{12}$$

2-5. اعتبارسنجی نتایج

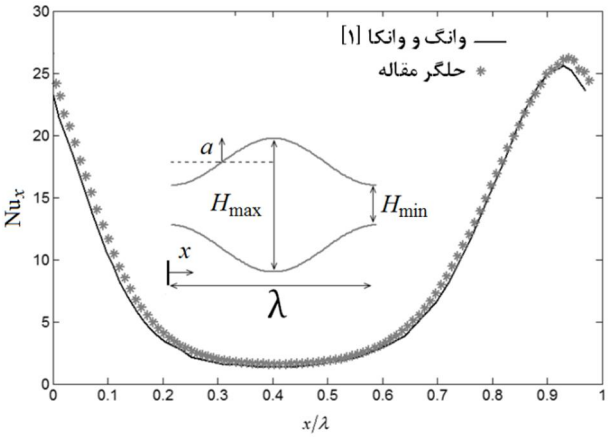
بررسی‌های عددی نشان می‌دهند که جریان در کانال از تناوب سوم به بعد توسعه یافته است. بر این اساس در این مطالعه کمیت‌هایی نظیر عدد نوسلت و ضریب اصطکاک در تناوب شماره 4 مورد محاسبه قرار گرفته‌اند. برای بررسی صحت عملکرد حل‌گر، نتایج عددی با نتایج وانگ و وانکا [1] مقایسه شده‌اند. شکل دیواره کانال در مطالعه اعتبارسنجی از رابطه سینوسی رابطه (13) به‌دست می‌آید که پارامترهای a، λ، H_{min} و H_{max} در آن به‌ترتیب برابر با 0/035، 0/28، 0/06 و 0/2 متر هستند.

$$y=-\frac{H_{ave}}{2}+a\cos\left(\frac{2\pi x}{\lambda}\right) \tag{13}$$

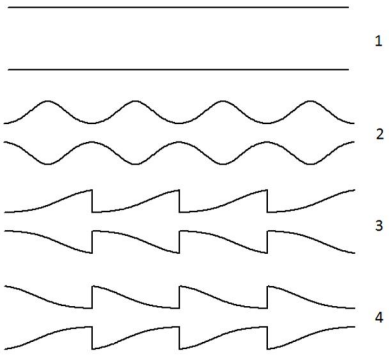
در نمودار شکل 3، عدد نوسلت موضعی محاسبه شده در این تحقیق با مرجع یادشده مقایسه شده است که هم‌خوانی قابل قبولی میان آن‌ها مشاهده می‌شود.

3- نتایج و بحث

همان‌طور که گفته شد شکل مجرای جریان از طریق تأثیری که بر حرکت سیال دارد، پدیده جابه‌جایی حرارتی را تحت تأثیر قرار می‌دهد. روشن است که عملکرد انواع مجراهای مستقیم از نظر افت فشار سیال و نرخ انتقال حرارت جابه‌جایی میان دیواره مجرا و سیال یکسان نبوده و کاملاً به تغییرات شکل سطح مقطع مجرا وابسته است. برای نمونه چهار کانال شکل 4 را در نظر بگیرید که سیال در تمامی آن‌ها از چپ به راست در جریان است.



شکل 3 مقایسه نتایج حل عددی در این تحقیق با نتایج وانگ و وانکا [1].

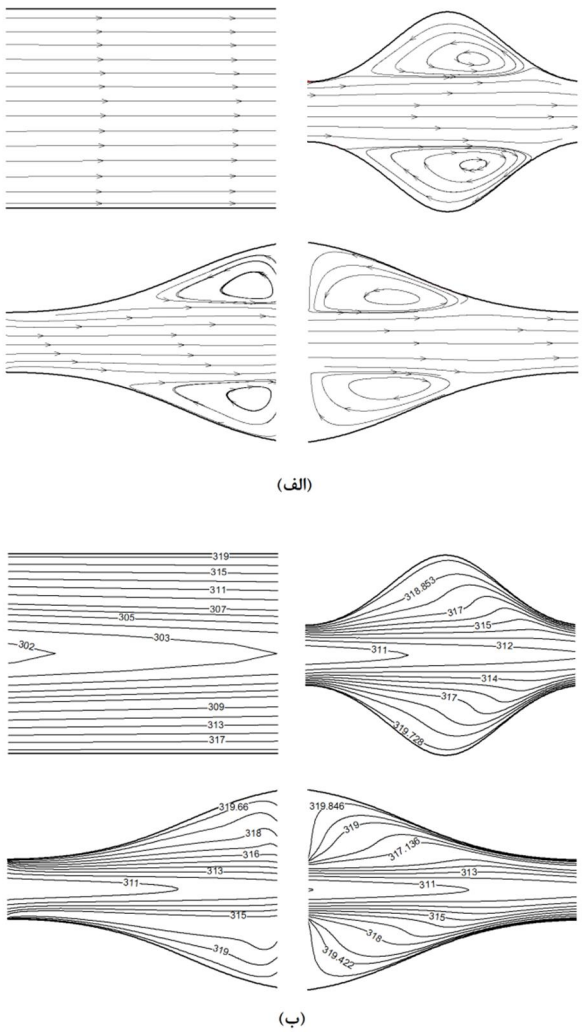


شکل 4 چهار مجرا با شکل دیواره متفاوت

کانال شماره 1 دیواره صاف دارد و در کانال شماره 2 برخلاف کانال 1، دیواره موجی بوده و مجرا متشکل از تعدادی دیفیوزر و نازل است. سرعت و جهت حرکت سیال در هر یک از این نازل و دیفیوزرها تغییر کرده و بر میزان اصطکاک و انتقال حرارت تأثیر می‌گذارد. در کانال شماره 3 یک حالت حدی نشان داده شده که در آن طول نازل به مقدار بسیار نزدیک به صفر تقلیل یافته و در نتیجه می‌توان گفت که مجرای مورد نظر عملاً متشکل از تعدادی دیفیوزر است. همچنین در کانال شماره 4 مجرایی با حالت حدی دیگر نشان داده شده که در آن طول دیفیوزرها به مقدار بسیار نزدیک به صفر کاهش یافته است. برای درک نحوه اثرگذاری شکل دیواره بر جابه‌جایی حرارت، عدد نوسلت متوسط و ضریب اصطکاک چهار کانال بالا در جدول 2 با هم مقایسه شده‌اند. نوسلت کانال با دیواره تخت در حالت شرط مرزی دمای دیواره ثابت برابر 7/54 و ضریب اصطکاک نیز از رابطه f=24/Re محاسبه شده است. در هر سه کانال 2، 3 و4 مقدار عدد نوسلت و ضریب اصطکاک بیشتر از کانال با دیواره مسطح است. هرچند کانال شماره 3 نوسلت کمتری نسبت به کانال شماره 4 دارد، اما باید توجه داشت که افت فشار جریان در آن نیز کمتر است. در شکل 5 خطوط جریان و خطوط هم‌دما برای کانال‌های مورد بررسی نمایش داده شده است. به دلیل این‌که افزایش عدد نوسلت با افزایش افت فشار همراه است، پارامتر مقایسه‌ای دیگری به‌صورت نسبت افزایش عدد نوسلت به افزایش ضریب اصطکاک تعریف شده است [5]. روشن است که کانال شماره 2 از نقطه نظر نسبت افزایش عدد نوسلت به افزایش ضریب اصطکاک نسبت به کانال 3 و 4 گزینه مناسب‌تری محسوب می‌شود. در بخش‌های پسین توجه خود را به کانال‌هایی با طول‌های محدود در نواحی واگرایی و همگرایی (نظیر کانال شماره 2) معطوف و تأثیر چند پارامتر هندسی را مورد بررسی قرار می‌دهیم.

جدول 2 عدد نوسلت متوسط و ضریب اصطکاک برای چهار کانال

شکل کانال	Nu/Nu_0	f/f_0	$(Nu/Nu_0)/(f/f_0)$
کانال تخت	1	1	1
دیفیوزر-نازل	1/442	2/960	0/487
دیفیوزر	1/171	3/04	0/385
نازل	1/490	3/385	0/440



شکل 5 الف- خطوط جریان ب- خطوط هم‌دما برای کانال‌های شکل 3

3-1. اثر طول نازل/ دیفیوزر

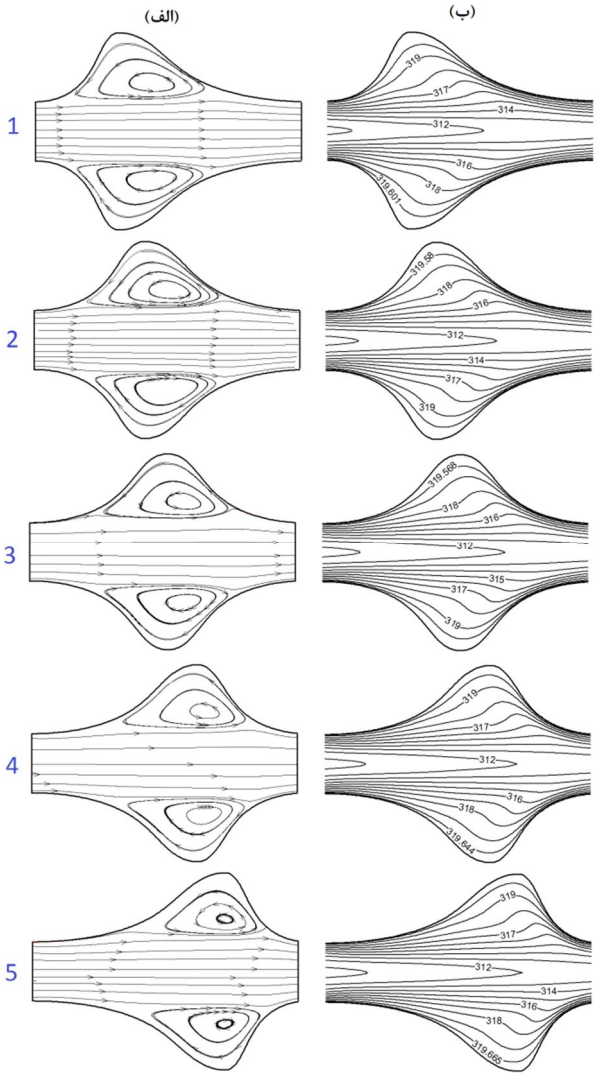
برای بررسی اثر طول قسمت‌های همگرا و واگرا، جریان و انتقال حرارت در پنج کانال با عرض‌های بیشینه و کمینه یکسان محاسبه شده است. این کانال‌ها در شکل 6 نشان داده شده‌اند. از کانال شماره یک تا پنج طول دیفیوزر بزرگ‌تر و با توجه به ثابت بودن طول هر تناوب، طول نازل کوتاه‌تر می‌شود. در شکل 7 نوسلت‌های موضعی در این کانال‌ها با هم مقایسه شده‌اند. ملاحظه می‌شود که هر چه طول نازل کوتاه‌تر می‌شود، بیشینه نوسلت موضعی افزایش می‌یابد، اما در مورد عدد نوسلت متوسط چنین وضعیتی وجود نداشته و همان‌طور که در جدول 3 دیده می‌شود، عدد نوسلت متوسط و همچنین ضریب اصطکاک هر دو با کوتاه‌تر شدن طول نازل کاهش می‌یابند. اگر نسبت افزایش نوسلت متوسط به افزایش ضریب اصطکاک را بازده حرارتی تعریف کنیم، مقدار آن برای این پنج کانال نزدیک به هم است. در شکل 8 نمودار دمای متوسط بالک در طول کل همه کانال‌ها با هم مقایسه شده‌اند. در این نمودار همچنین دمای بالک در طول یک کانال با صفحات تخت با مقطع مساوی مقطع ورودی کانال‌های موج‌دار مشاهده می‌شود. دمای متوسط سیال در کانال تخت زودتر از کانال موج‌دار به دمای دیواره نزدیک‌تر می‌شود. روند تغییرات دمای متوسط در کانال‌های موج‌دار تقریباً نزدیک به هم هستند. با محاسبه ضریب جابه‌جایی متوسط و همچنین دمای بالک در طول کانال، می‌توان شار حرارتی متوسط را نیز از راه رابطه (12) تعریف کرد.

$$q_{x,ave} = \bar{h}\left(T_w - T_{b,x}\right) \qquad (12)$$

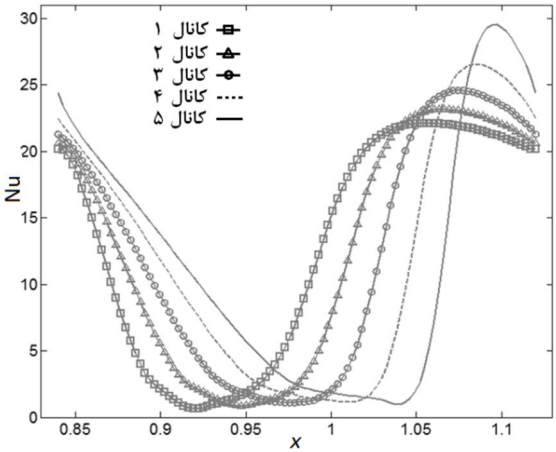
در شکل 9 شار حرارتی دیواره کانال موج‌دار شماره یک با کانال تخت مقایسه شده است. هر چند نمودار شار حرارتی محاسبه شده از گرادیان دما (قانون فوریه) در نقاطی از کانال موج‌دار از کانال تخت بیشتر است، ولی نمودار شار متوسط آن در ابتدا کاملاً زیر نمودار شار کانال تخت است و در انتها به یکدیگر نزدیک می‌شوند.

جدول 3 عدد نوسلت متوسط و ضریب اصطکاک برای 5 کانال با طول نازل/ دیفیوزر متفاوت

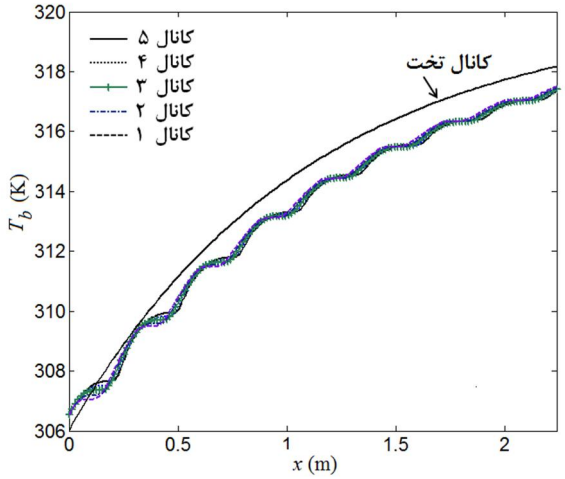
	کانال 1	کانال2	کانال3	کانال4	کانال 5
Nu/Nu_0	1/694	1/666	1/640	1/613	1/585
f/f_0	3/381	3/326	3/285	3/260	3/250
$(Nu/Nu_0)/(f/f_0)$	0/488	0/495	0/499	0/501	0/501



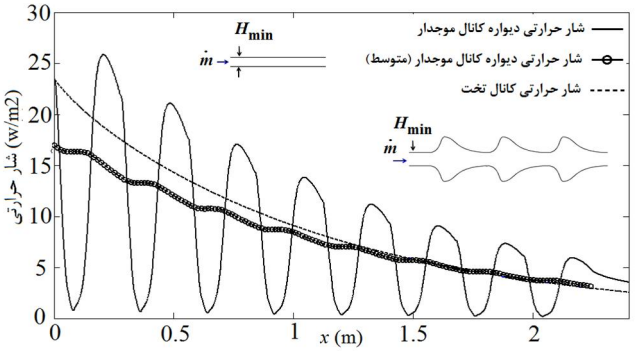
شکل 6 الف- خطوط جریان ب- خطوط دما ثابت برای 5 کانال با طول نازل/ دیفیوزر متفاوت



شکل 7 نمودار نوسلت محلی روی دیواره پنج کانال



شکل 8 نمودار دمای متوسط بالک در طول 5 کانال با طول نازل/دیفیوزر متفاوت



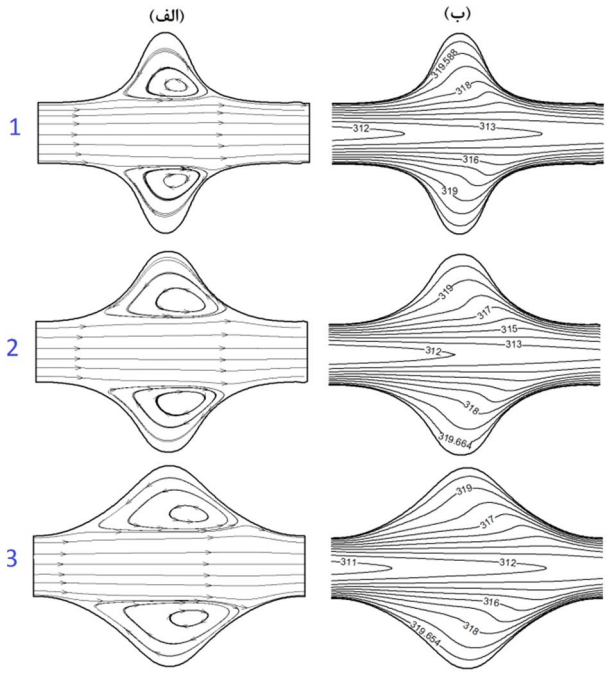
شکل 9 نمودار شار حرارتی روی دیواره کانال موجدار شماره یک و کانال تخت

3-2. اثر انقباض دیواره نازل/ دیفیوزر

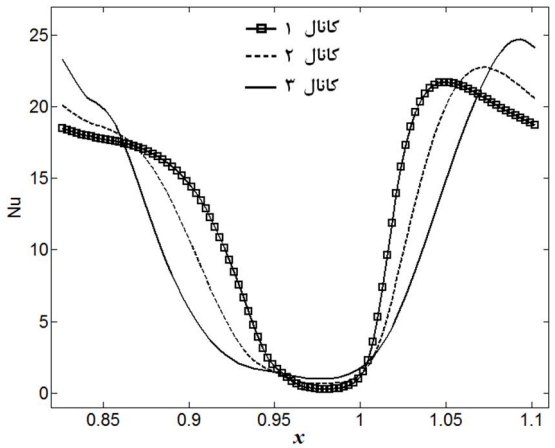
در این بخش، سه کانال متقارن مطابق شکل 10 که در آن‌ها طول نازل و دیفیوزر یکسان، ولی نرخ همگرایی و واگرایی دیواره‌ها متفاوت است مورد بررسی قرار می‌گیرند. نتایج محاسباتی که در جدول 4 گزارش شده‌اند حاکی از آن است که با افزایش نرخ واگرایی و همگرایی دیواره نوسلت متوسط و ضریب اصطکاک هر دو افزایش یافته‌اند. کانال با انقباض دیواره بیشتر، بیشترین مقدار بازدهی حرارتی را دارد. در مورد نوسلت موضعی که در شکل 11 نشان داده شده است، مشاهده می‌شود که بیشینه مقدار نوسلت در کانال شماره یک از سایر کانال‌ها کمتر است. در شکل 12 مشاهده می‌شود که دمای متوسط کانال یک، از دو کانال دیگر در طول‌های مساوی کمی بیشتر به دمای دیواره نزدیک‌تر شده است. در شکل 13 نیز نمودار شار حرارتی کانال شماره یک با کانال تخت مقایسه شده است. در این‌جا نیز نمودار شار متوسط عدد کمتری را نسبت به کانال تخت نشان می‌دهد.

جدول 4 عدد نوسلت متوسط و ضریب اصطکاک برای سه کانال با انقباض دیواره متفاوت

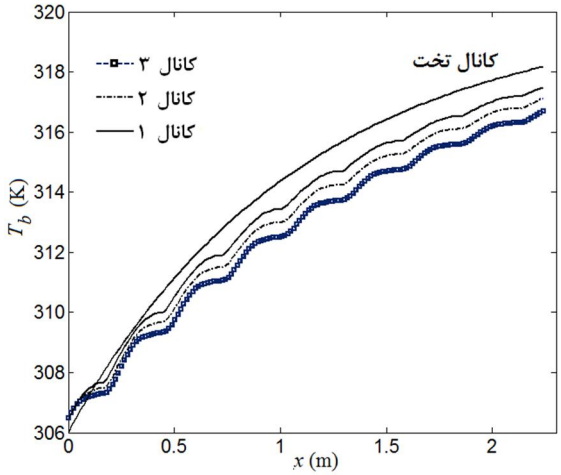
	کانال 1	کانال 2	کانال 3
Nu/Nu_0	1/674	1/5275	1/3649
f/f_0	3/718	3/2523	2/6560
$(Nu/Nu_0)/(f/f_0)$	0/514	0/470	0/450



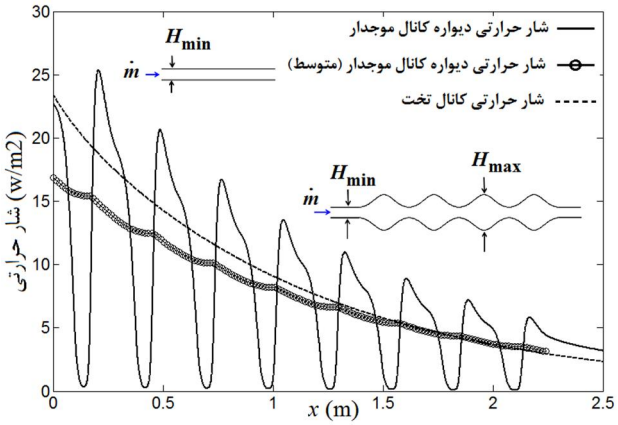
شکل 10 الف- خطوط جریان ب- خطوط دما ثابت برای سه کانال با انقباض دیواره متفاوت



شکل 11 نمودار نوسلت محلی روی دیواره سه کانال با انقباض دیواره‌ای متفاوت



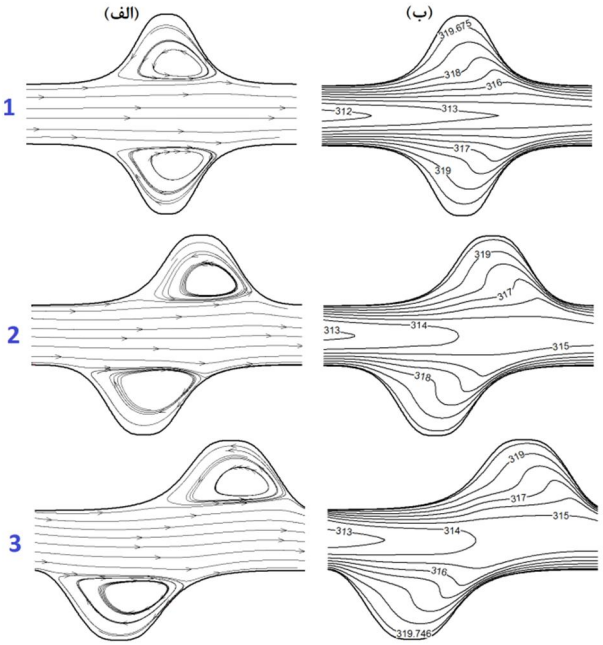
شکل 12 دمای متوسط بالک در طول سه کانال با انقباض دیواره متفاوت



شکل 13 نمودار شار حرارتی روی دیواره کانال موجدار شماره یک (بیشترین انقباض) و کانال تخت

3-3. اثر عدم‌تقارن دیواره‌ها

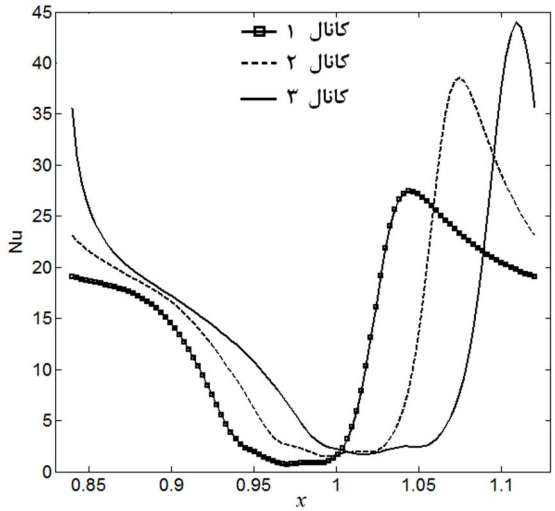
در دو قسمت پیشین فرض شد که دیواره بالا و پایین نسبت به محور کانال متقارن هستند. در شکل 14 طول و نرخ همگرایی/ واگرایی دیواره‌ها ثابت، اما دیواره‌های کانال نامتقارن در نظر گرفته شده‌اند. جابه‌جایی یکی از دیواره‌ها برای کانال اول صفر و برای کانال‌های دوم و سوم به‌ترتیب 20 و 40 درصد طول تناوب انتخاب شده است. در شکل 15 نمودار عدد نوسلت موضعی برای هر سه کانال با هم مقایسه شده است. هرچند عدد نوسلت محلی بیشترین مقدار خود را در کانال شماره سه پیدا می‌کند، اما با توجه به نتایج ارائه شده در جدول 5 مقدار نوسلت متوسط برای کانال شماره دو از دو مورد دیگر بیشتر است. با ایجاد عدم تقارن بین دو دیواره، بازدهی حرارتی کمتر شده است. از سوی دیگر بیشترین ضریب اصطکاک متعلق به کانال دو و کمترین آن متعلق به کانال یک است. در شکل 16 نیز نمودار دمای متوسط برای سه کانال رسم شده است. دمای متوسط کانال دو از دو کانال دیگر به مقدار جزئی بیشتر است. مطابق شکل 17، نمودار شار حرارتی کانال شماره دو در برخی نقاط افزایش قابل توجهی نسبت به نقطه معادل در کانال تخت دارد ولی مانند پیشین نمودار شار متوسط کمتر است.



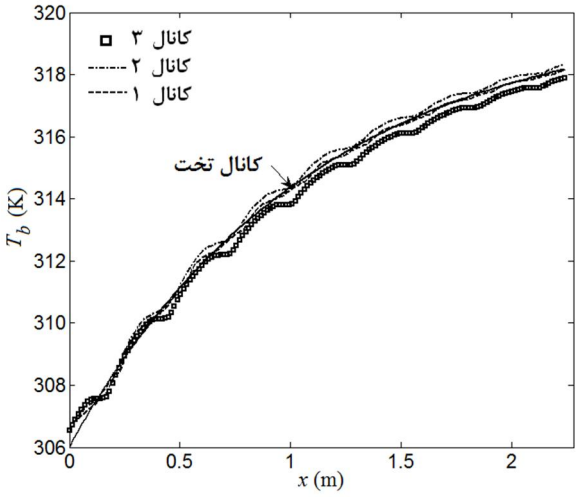
شکل 14 الف- خطوط جریان ب خطوط دما ثابت برای سه کانال با انقباض دیواره متفاوت

جدول 5 عدد نوسلت متوسط و ضریب اصطکاک برای سه کانال با آفست میان دو دیواره

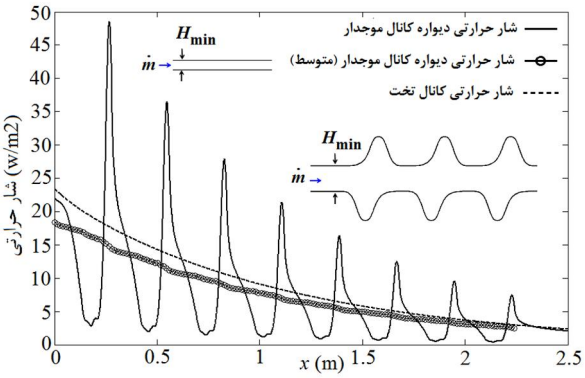
	کانال 1	کانال 2	کانال 3
Nu/Nu_0	1/826	1/990	1/830
f/f_0	3/970	4/170	3/660
$(Nu/Nu_0)/(f/f_0)$	0/5	0/477	0/460



شکل 15 نمودار نوسلت محلی روی دیواره سه کانال با آفست میان دو دیواره



شکل 16 دمای متوسط بالک برای سه کانال با عدم تقارن دیواره‌ها



شکل 17 نمودار شار حرارتی روی دیواره کانال موج‌دار شماره دو و کانال تخت

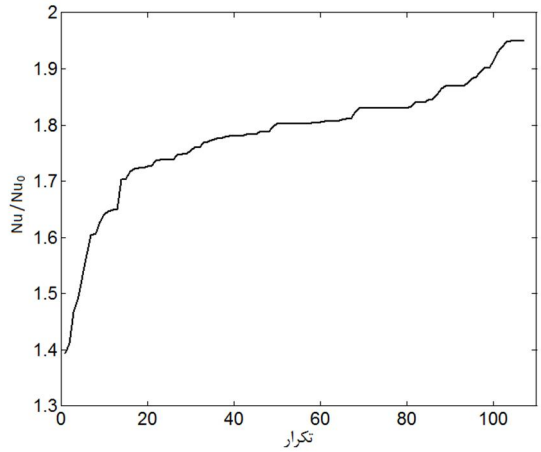
4- بهینه‌سازی شکل کانال

دبی جریان ورودی برای همه کانال‌ها یکسان بوده و با توجه به قانون بقای جرم، دبی جریان در باقی مقاطع هر کانال مشابه مقطع ورودی آن است. در بخش بررسی تأثیر طول نسبی نازل/ دیفیوزر، کانال با بهترین عدد نوسلت 7 درصد نسبت به کانال با کمترین عدد نوسلت، برتری نوسلت دارد و درعین‌حال ضریب اصطکاک آن 4 درصد نیز بیشتر است. ولی در قسمت بررسی میزان انقباض دیواره کانال، میزان افزایش عدد نوسلت و ضریب اصطکاک از کانال شماره سه به کانال شماره یک، به‌ترتیب 22 و 40 درصد است. پس می‌توان مشاهده کرد تأثیر انحنای دیواره بر ضرایب نوسلت و اصطکاک نسبت به تغییر طول نازل/ دیفیوزر بیشتر است. در این بخش فرض می‌شود که طول نازل و دیفیوزر هر تناوب ثابت بماند و دیواره بالا و پایین در هر دو جهت طولی و عرضی متقارن باشند. سپس شکل انحنای کانال با هدف دستیابی به بیشترین عدد نوسلت متوسط بهینه‌سازی می‌شود. برای مدل‌سازی هندسه دیواره مجرا از یک منحنی بی‌زیه درجه هفت استفاده شده و در نهایت هفت متغیر طراحی در این مسئله بهینه‌یابی تعریف شده است که همان موقعیت مجهول نقاط کنترلی منحنی هستند.

برای بهینه‌سازی شکل کانال، از الگوریتم ژنتیک استفاده شده است. الگوریتم ژنتیک کار خود را با یک مجموعه از پاسخ‌های تصادفی، که به آن جمعیت اطلاق می‌شود، آغاز می‌کند. به هر پاسخ یک کروموزوم گفته می‌شود. هر کروموزوم معمولاً به شیوه‌های مختلفی مانند دودوئی و یا حقیقی کدگذاری می‌شود. در این‌جا از شیوه نمایش حقیقی برای کدگذاری استفاده شده است. جودکی و همکاران [13] نشان دادند که الگوریتم ژنتیک پیوسته هم‌گرایی بهتری نسبت به الگوریتم دودوئی در حل مسائل طراحی شکل سطح جریان از خود نشان می‌دهد. به همین منظور در این‌جا از کدگذاری حقیقی استفاده شده است. مقدار صلاحیت یا ارزش هر پاسخ از طریق جای‌گذاری آن در تابع هدف تعیین می‌شود. به محض تکمیل شدن ارزیابی، از میان کروموزوم‌های با نمره ارزیابی بهتر، به شیوه خاصی تعدادی برای انجام عملگرهای ژنتیکی مانند ادغام و جهش انتخاب می‌شوند. در عملگر ادغام دو کروموزوم با اشتراک بخشی از ساختمان خود میان یکدیگر، دو کروزموم جدید تشکیل می‌دهند اما در عملگر جهش هر کروموزوم، به تنهایی با یک تغییر کوچک در ساختمان خود یک کروموزوم جدید می‌سازد. بهترین کروموزوم هر نسل بدون هیچ تغییری وارد نسل بعد می‌شود. به این عملگر نخبه‌گرایی گفته می‌شود. پس از انجام عملگرها و حذف کروموزوم‌های خیلی ضعیف، جمعیت نسل بعدی الگوریتم تشکیل می‌شود. این فرایند تجدید نسل ادامه می‌یابد تا شرط خاتمه تکرار الگوریتم برآورده شود.

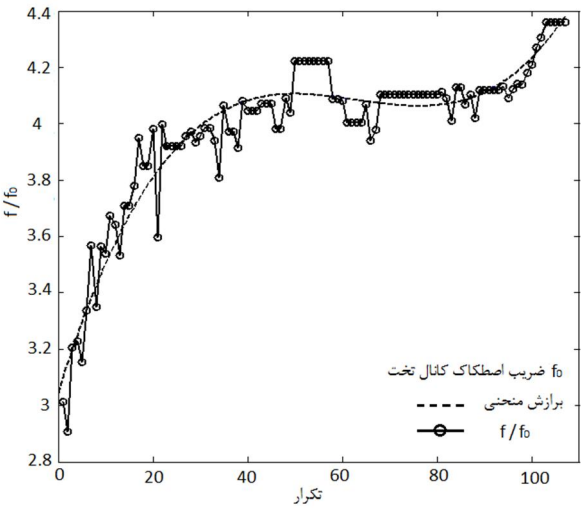
در این پژوهش جمعیت الگوریتم ژنتیک، دارای 12 کروموزوم و هر کروموزوم نماینده شکل یک کانال است. عملیات ادغام با احتمال 50% و عملیات جهش با احتمال 20% انجام می‌گیرد. برای پیاده‌سازی الگوریتم ژنتیک، یک برنامه در محیط نرم‌افزار متلب[1] تهیه شده است. برای ارزیابی هر پاسخ، میدان جریان داخلی حل می‌شود. زمانی که حل‌گر جریان برای حل میدان جریان هر کانال صرف می‌کند برای پردازنده هشت هسته‌ای 1/6 گیگاهرتز برابر 13دقیقه است.

شکل‌های 18-19 نمودار تغییرات بیشترین عدد نوسلت متوسط هر نسل و همچنین ضریب اصطکاک متناظر با آن‌ها را در تکرارهای مختلف نشان می‌دهند. مشاهده می‌شود که با افزایش عدد نوسلت، ضریب اصطکاک نیز افزایش می‌یابد. در شکل 20 نیز روند طراحی شکل مجرا را با نمایش شکل مجرا در چهار تکرار ۱،25،75 و 107 نشان می‌دهد. در شکل بهینه نهایی عدد نوسلت متوسط و ضریب اصطکاک به‌ترتیب 1/95 و 4/36 برابر مقادیر معادل در کانال با دیواره تخت است. این نتیجه نشان می‌دهد که بهینه‌یابی حرارتی بدون مقید و محدود کردن افت فشار می‌تواند به افزایش قابل توجه تلفات در مجرا نیز منجر شود. به همین دلیل در ادامه این تحقیق افزایش تعداد متغیرهای طراحی و استفاده از روش‌های بهینه‌یابی چند منظوره برای حل مسئله بهینه‌سازی کانال‌های موج‌دار مورد توجه هستند.

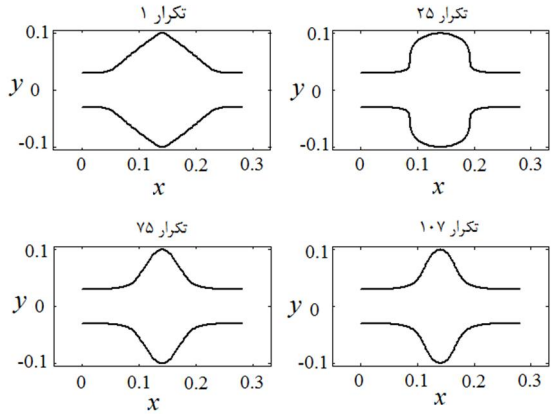


شکل 18 تغییرات بیشترین عدد نوسلت متوسط کانال‌های هر نسل الگوریتم ژنتیک

1- MATLAB



شکل 19 تغییرات ضریب اصطکاک بهترین کانال هر نسل از منظر عدد نوسلت



شکل 20 شکل مجرای طراحی شده در تکرارهای ۱،25،75 و 107

5- نتیجه‌گیری

جریان سیال و انتقال حرارت در کانال با دیواره‌های موج‌دار از طریق عددی مورد بررسی قرار گرفت. هر کانال متشکل از هشت واحد تکرارشونده در طول مسیر خود است. هر واحد تکرارشونده، ترکیبی از یک دیفیوزر و یک نازل است. افزایش طول نازل با فرض ثابت ماندن طول واحد و همچنین پهنای کمینه و بیشینه آن، سبب افزایش میزان انتقال حرارت در دیواره‌ها می‌شود. محاسبات عددی همچنین نشان می‌دهد که میزان انقباض دیواره‌های نازل و دیفیوزر تأثیر جدی‌تری بر میزان انتقال حرارت دیواره دارد. به عبارت دیگر نرخ هم‌گرایی یا واگرایی بیشتر نازل و دیفیوزر سبب افزایش عدد نوسلت دیواره و ضریب اصطکاک هر واحد می‌شود. عدم تقارن دیواره‌ها بسته به میزان آن ممکن است سبب کاهش یا افزایش عدد نوسلت شود. هرچند در تمامی کانال‌های موج‌دار مورد بررسی در این پژوهش، عدد نوسلت متوسط نسبت به کانال تخت بیشتر شد، ولی مقدار افزایش ضریب اصطکاک از میزان افزایش عدد نوسلت بیشتر بوده است. مطالعات بیشتر نشان داده‌اند که برای دستیابی به بازده‌های حرارتی قابل قبول در کانال‌های موج‌دار (افزایش بیشتر نوسلت نسبت به افزایش افت فشار) باید رژیم جریان از حالت پایدار و آرام به رژیم جریان آرام ناپایدار و یا آشفته تغییر یابد [5،2].

همچنین در این پژوهش شکل کانال برای دستیابی به بیشینه عدد نوسلت توسط الگوریتم ژنتیک بهینه‌یابی شد که در نهایت شکل بهینه نزدیک به 95% افزایش عدد نوسلت نسبت به کانال با دیواره مسطح دارد و ضریب اصطکاک این کانال 4/3 برابر ضریب اصطکاک کانال با صفحات تخت شده است.

6- فهرست علائم

c	ظرفیت گرمایی ویژه ($Jkg^{-1}K^{-1}$)
h	ضریب جابه‌جایی گرمایی ($Wm^{-2}K^{-1}$)
k	ضریب رسانش گرمایی ($Wm^{-1}K^{-1}$)
Nu	عدد نوسلت
p	فشار ($kgm^{-1}s^{-2}$)
Pr	عدد پرانتل
Re	عدد رینولدز
T	دما (K)
u	مؤلفه سرعت در راستای x (ms^{-1})
v	مؤلفه سرعت در راستای y (ms^{-1})

علائم یونانی

μ	لزجت دینامیکی ($kgm^{-1}s^{-1}$)
ρ	چگالی (kgm^{-3})

زیرنویس‌ها

0	اختصاص به حالت مرجع (کانال تخت)
ave	مقدار متوسط
b	متوسط بالک برای دما
in	مقدار ورودی
min	کمترین مقدار برای عرض کانال
max	بیشترین مقدار برای عرض کانال
out	مقدار خروجی
w	دیواره کانال

7- مراجع

[1] L.S. Ismail, R. Velraj, C. Ranganayakulu, Studies on pumping power in terms of pressure drop and heat transfer characteristics of compact plate-fin heat exchangers—A review, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 14, pp. 478-485, 2010.
[2] G. Wang, P. Vanka, Convective Heat Transfer in Periodic Wavy Passages, *International journal of Heat and Mass Tranfer*, Vol. 38, pp. 3219-3230, 1995.
[3] Y. Sui, C.J. Teo, P.S. Lee ,Direct numerical simulation of fluid flow and heat transfer in periodic wavy channels with rectangular cross-sections, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 55, pp.73–88, 2012.
[4] B. Farhanieh, Employment of differential stress model for investigation of turbulent fluid flow and heat transfer characteristics in a streamwise-periodic corrugated channel, J. Energy Heat Mass transfer, Vol. 18, pp. 113-125, 1996.
[5] A.G. Ramgadia, A.K. Saha, Fully developed flow and heat transfer characteristics in a wavy passage: Effect of amplitude of waviness and Reynolds number, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 55, pp. 2494–2509, 2012.
[6] D.M. Ferley and S.J. Ormiston, Numerical Analysis of Laminar Forced Convection in Corrugated-plate channels with Sinusoidal, Ellipse and Rounded-Vee Wall shapes, *Numerical Heat Transfer*, Part A, Vol.63, pp.563-589, 2013.
[7] Paisarm Naphon, Effect of Wavy Plate Geometry Configurations on the Temperature and Flow Distributions, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 36, pp. 942–946, 2009.
[8] T. Adachi, H. Uehara, Correlation between heat transfer and pressure drop in channels with periodically grooved parts, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 44, pp. 33-43, 2001.
[9] B. Farhanieh and C. Herman and B. Sunden, Numerical and experimental analysis of laminar fluid flow and forced convection heat transfer in a grooved duct, Int. Journal Heat Mass Transfer, Vol.36, pp.1609-1617, 1993.

[10] G. Fabbri, Heat transfer optimization in corrugated wall channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer,* Vol.43, pp. 4299-4310, 2000.
[11] E. Nobile a, F. Pinto a & G. Rizzetto ,Geometric parametrization and multiobjective shape optimization of convective periodic channels, *Numerical Heat Transfer,* Vol.50, pp.425–453, 2006.
[12] H. Zare, S. Banooni, A. Ghanbarzadeh, Optimal design of plate-fin heat exchangers by a bees algorithms, Journal of Modares Mechanical Engineering, Vol.12, pp.22-29, 2013 (in Persian).
[13] A. Joodaki, A. Ashrafizadeh, A. Shadaram, Comparison of Continuous and Binary Genetic Algorithms in the Numerical Solution of Internal/External Shape Design Problems. *An ECCOMAS Thematic Conference: CFD and Optimization,* Turkey, 2011.