



بررسی آزمایشگاهی و عددی بکارگیری دیمپل در پره‌های مولتی لوور بر عملکرد و ضریب اثربخشی پره‌ها

حسین شکوهمند^{1*}، فرهاد سنگتراش²

1- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران
2- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران
* تهران، صندوق پستی 4562/11365، hshokoh@ut.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 02 دی 1393
پذیرش: 10 بهمن 1393
ارائه در سایت: 06 اسفند 1393
کلید واژگان:
پره مولتی لوور
دیمپل
آرایش خطی
آرایش زیگزآگی

چکیده

روش‌های عددی و تجربی برای بررسی اثر آرایش خطی و زیگزآگی دیمپل ساده بر افزایش انتقال حرارت و افت فشار جریان هوای عبوری از مجموعه پره‌های مولتی لوور بکار گرفته شده‌اند. شبیه‌سازی سه بُعدی بر روی یک ردیف از لوورهای ساختار مزبور انجام شده است. شبیه‌سازی‌ها در اعداد رینولدز متفاوت صورت گرفته است. نتایج شبیه‌سازی نشان داد که اضافه کردن دیمپل موجب افزایش انتقال حرارت شده که می‌توان دلیل آن را وجود منطقه گردش ایجاد شده توسط دیمپل دانست. علاوه بر این، تغییرات پیوسته دما بر روی صفحه لوور با بیشترین دما در دو سر لوور و کمترین دما در وسط لوور مشاهده شده است. همچنین، تفاوت بین این دو نقطه در اعداد رینولدز بالا به خصوص در لوورهای ابتدای بیشتر قابل رؤیت است. بازده و ضریب اثربخشی پره برای ارزیابی عملکرد دیمپل محاسبه شده است. عملکرد مدل حرارتی توسط محاسبه ضریب j کلیبورن و ضریب اصطکاک فانیگ f ارزیابی شده است. نتایج نشان می‌دهد که پیاده‌سازی دیمپل‌ها بر روی صفحه لوور، ضریب j و ضریب f را افزایش می‌دهد. همچنین نتایج ارائه شده نشان داد که آرایش زیگزآگی در مقایسه با آرایش خطی به طور مؤثری می‌تواند عملکرد انتقال حرارت را بالا ببرد. نتایج نشان می‌دهند با بکارگیری دیمپل ضریب عملکرد حرارتی دسته فین و اثربخشی پره‌ها در ازای افزایش قابل قبول افت فشار بالا می‌رود.

Experimental and numerical investigation on the effect of dimple on heat exchanger performance and louver effectiveness in multilouvered fin banks

Hossein Shokuohmand*, Farhad Sangtarash

Department of Mechanical Engineering, University of Tehran, Tehran, Iran.
* P.O.B. 11365/4562, Tehran, Iran, hshokoh@ut.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 23 December 2014
Accepted 30 January 2015
Available Online 25 February 2015

Keywords:
Multilouvered fin
Dimple
In-line
Staggered

ABSTRACT

Numerical and experimental models have been developed to investigate the effect of implementing in-line and staggered arrangement of dimple on heat transfer augmentation and pressure drop of the air flow through a multilouvered fin bank. Three-dimensional simulations of single row of louvers have been conducted for the aforementioned geometry. Simulations are performed for different Reynolds number. The simulation revealed that heat transfer and temperature augmentations occur due to existence of a circulation region created by dimple. Additionally, continuous temperature gradients have been observed over the louver surface with the highest temperature at the base of the louver and the lowest temperature at the middle of the louver. Besides, the difference between these two points is more obvious in higher Reynolds numbers, especially in the first louvers. Fin efficiency and fin effectiveness have been calculated to assess the louver performance. The air-side performance of heat exchanger is evaluated by calculating Colburn j factor and Fanning friction f factor. Results show that implementing dimples on the louver surface increase j factor and f factor. The present results indicated the staggered arrangement, in comparison with in-line arrangement, could effectively enhance the heat transfer performance. The results show that both fin bank performance and louver effectiveness will be increased against an acceptable increase in pressure drop.

1- مقدمه

فشرده، استفاده از صفحه‌های مقطع بر روی سمت پره است. در میان آن‌ها، ایجاد دیمپل¹‌ها، لوور²‌ها و سوراخ³ در پره‌ها بهترین اثر را بر بالابردن عملکرد مبدل‌های

مبدل‌های حرارتی فشرده کاربردهای بسیاری در صنعت دارند، از تبرید گرفته تا تهویه مطبوع و صنعت خودروسازی، و تلاش‌های بسیاری برای بهبود عملکردشان انجام شده است. راه معمول قابل اجرا برای بهبود عملکرد کلی مبدل حرارتی

1- Dimple
2- Louver
3- Perforation

Please cite this article using:

H. Shokuohmand, F. Sangtarash, Experimental and numerical investigation on the effect of dimple on heat exchanger performance and louver effectiveness in multilouvered fin banks, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 4, pp. 195-202, 2015 (In Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

حرارتی فشرده داشته‌است. کارهای تجربی و عددی بسیاری برای بهبود عملکرد انتقال حرارت مبدل‌های حرارتی فشرده بوسیله دیپمل‌ها و پره‌های مولتی‌لوور¹ انجام شده‌است. کیز و لاندن [1] اولین اطلاعات قابل اعتماد در سطوح پره لوور را منتشر کردند. بیوویاس [2] آزمایش‌های تجسم جریان بر روی آرایه پره لوور را به عنوان اولین مطالعه در این زمینه انجام داد. او نشان داد که لوورها در واقع مسیر جریان عبوری از خود را تغییر می‌دهند.

داونپورت [3] دو رژیم جریان مجانبی؛ جریان مستقیم مجرا و جریان مستقیم لوور را نشان داد و مطالعات ردیابی دود را بر یک مدل غیر استاندارد از هندسه شیاردار پره لوور که با مقیاس 10 برابر ساخته شده بود انجام داد. در نهایت، روابط انتقال حرارت و اصطکاک برای هندسه شیاردار پره لوور را توسعه داد. چانگ و وانگ [4] 27 نمونه از مبدل‌های حرارتی پره لوور با پارامترهای هندسی متفاوت را در تونل باد آزمایش کردند و آزمایش‌های گسترده‌ای بر روی ویژگی‌های انتقال حرارت و آفت فشار مبدل‌های حرارتی آلومینیومی جوش شده انجام دادند. راف و همکارانش [5] استفاده از یک صفحه پره لوور با چگالی بالا را در اتومبیل‌ها بصورت آزمایشگاهی مطالعه کردند. جزئیات بیشتری در زمینه ارزیابی استفاده از مبدل‌های حرارتی با پره مولتی‌لوور در اتومبیل‌ها در انتشارات اخیر شرح داده شده‌است. فرو و همکارانش تلاش کردند با تغییرات ساختار هندسی مبدل‌های حرارتی لوور دار عملکرد رادیاتور اتومبیل‌ها را بهبود ببخشند [6].

برخی کارهای دیگر جهت توسعه مدل‌های دو بُعدی برای پره لوور دار شده است. آچایچای و کاول [7] با فرض شرایط مرزی چرخه‌ای، یک لوور را در رژیم جریان توسعه یافته مدل‌سازی کردند. سوگا و همکارانش [8] بررسی تفاضل محدود بر روی مدل دو بُعدی جریان و انتقال حرارت پره‌های لوور دار را انجام دادند. آچایچای و همکارانش [9] از یک ساختار می‌ش جدید استفاده کردند که خطوط می‌ش به موازات لوورها کشیده شده و برای دیگر پره‌ها توسعه داده شده بودند. دانگ و همکارانش [10] مطالعه بر روی انتقال حرارت و آفت فشار قسمت هوای 20 نوع از مبدل‌های حرارتی تیوب صاف و پره مولتی‌لوور را انجام دادند و هسیه و جانگ [11] به بررسی عددی سه بُعدی بر روی جریان سیال و حرارت بوسیله کاهش و افزایش زاویه لوورها پرداختند.

در دهه گذشته، استفاده از صفحه‌های دارای دیپمل به عنوان یک نوع از سطوح افزایش یافته به سبب ویژگی‌های انتقال حرارت خوب و خطای پایین آفت فشار مورد توجه قرار گرفته است. آفانسیو و همکارانش [12] اثرات دیپمل‌های کم عمق موجود در صفحه‌های صاف بر روی ظرفیت کلی انتقال حرارت و آفت فشار را مطالعه کردند. آن‌ها افزایش قابل توجه انتقال حرارت (30-40%) با صرف آفت فشار پایین را گزارش کردند. لیگرانی و همکارانش [13] ساختار جریان در سطوح دیپمل دار شده را بطور آزمایشگاهی بررسی کردند و وجود منطقه گردش جریان در نیمه جریان بالا دستی دیپمل را نشان دادند. ژنگی و همکارانش [14] با شبیه‌سازی در جریان آرام، یک گرداب چرخشی سه بُعدی متقارن درون یک دیپمل مشاهده کردند. ساختار جریان و انتقال حرارت برای رژیم متلاطم در کانال‌های دیپمل دار شده در مراجع مطالعه شده است. ژانگ و تفتی [15] به مطالعه اثرات مبدل‌های حرارتی مولتی‌لوور دیپمل دار بر روی گردابه‌های حرارتی پرداختند. آن‌ها بیان داشتند که گردابه‌های حرارتی تابعی از نسبت فاصله لوورها در دو ردیف متوالی به طول هر لوور بوده و با کاهش گردابه‌های حرارتی می‌توان میزان انتقال حرارت را افزایش داد. الیان و تفتی [16] ویژگی‌های جریان و انتقال حرارت پره‌های مولتی‌لوور دیپمل دار شده را بررسی کردند. آن‌ها علاوه بر

2- مراحل آزمایشگاهی

در این تحقیق یک تونل باد² با تلاطم کم به کار گرفته شده است. سطح مقطع قسمت اندازه‌گیری 460 × 460 mm و طول بخش تست 600mm است. توزیع غیر یکنواخت سرعت ناچیز است. شدت تلاطم در ماکزیمم عدد رینولدز در دامنه تست ما کمتر از 0/2 است. دستگاه آزمایش در شکل 1 نشان داده شده‌است. کلیه آزمایشها در آزمایشگاه سیالات دانشکده فنی دانشگاه

2- مدل No.TE.44/D تولید شده توسط شرکت PLINT and PARTNERS ENGINEERS LTD

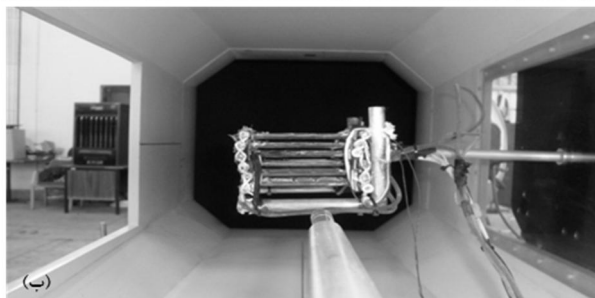
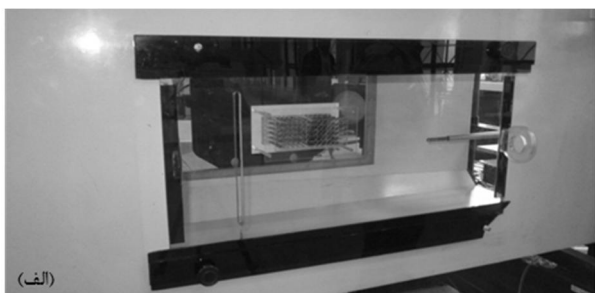
1- Multilouvered fin

تهران انجام شده است.

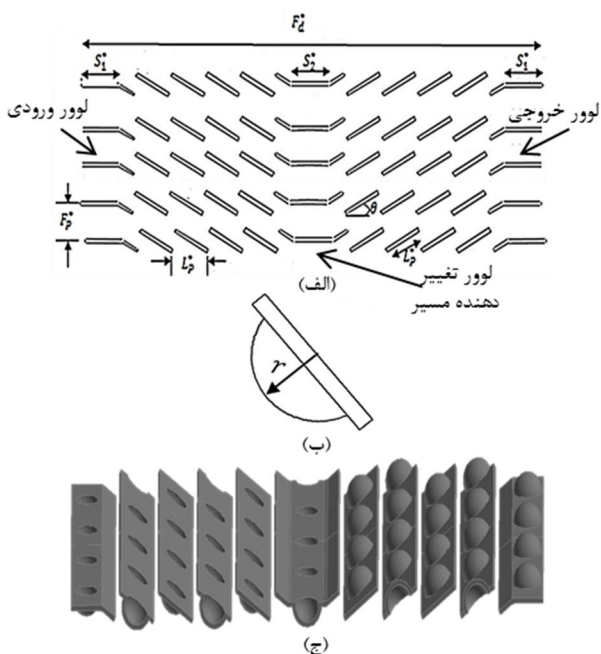
رژیم آرام به حالت انتقالی و متلاطم تبدیل خواهد شد.

جدول 1 ساختار پره‌های مورد مطالعه	
ساختار	ویژگی
1	لوور ساده
2	لوور دیپل دار با آرایش خطی
3	لوور دیپل دار با آرایش زیگزاگی

جدول 2 پارامترهای هندسی						
ساختار	F_p^* (mm)	L_p^* (mm)	θ (degree)	S_1^* (mm)	S_2^* (mm)	r (mm)
1	10	10	30	8	10	-
2	10	10	30	8	10	6
3	10	10	30	8	10	6



شکل 1 تصویر نمونه آزمایشگاهی (الف) نمای بیرونی و (ب) نمای درونی



شکل 2 ساختار شماتیک مبدل حرارتی مولتی لوور (الف) پره مولتی لوور ساده، (ب) یک دیپل و (ج) لوور دیپل دار با آرایش زیگزاگی 4x5

هندسه آرایش پره مورد استفاده در این محاسبات شامل یک لوور ورودی و یک لوور خروجی با چهار لوور در سمت دیگر لوور تغییر دهنده مسیر می‌باشد. یک ساختار با مقیاس 10 برابری از یک رادیاتور اتومبیل به عنوان مدل ساده بدون دیپل در نظر گرفته شده است. علاوه بر این، دو نمونه شامل آرایش خطی و زیگزاگی دیپل دار با اندازه مشابه ساخته شده است. سه آرایش هندسی که در این تحقیق مورد مطالعه قرار گرفته، در جدول 1 ارائه شده است. دیانگ و جاکوبی [22] یک روش محاسبه برای پیدا کردن حداقل ردیف‌های مورد نیاز پره‌ها برای مطالعات تجسم جریان که وضعیت تناوبی جریان را از دست نمی‌دهد ارائه کردند. روش فوق در این مطالعه استفاده شده است. شکل 2 ساختار شماتیک سه نوع از دستگاه آزمایش با پارامترهای هندسی خود را نشان می‌دهد.

برای همه محاسبات در این مقاله، ضخامت لوور 0/1mm در نظر گرفته شده است. جزئیات هندسی بیشتر در جدول 2 ارائه گردیده است. یک مدار کنترل کننده دما برای نگهداشتن دما در 100 درجه سانتی-گراد طراحی شده است تا شرایط دما در دو طرف لوور ثابت بماند. کنترلر، دما را 20 بار در ثانیه چک می‌کند تا کمترین انحراف از مقدار مقرر را داشته باشد. یک انرژی سنج برای محاسبه انرژی مصرف شده برای ثابت نگهداشتن دمای دو طرف لوور در مقدار مقرر استفاده شده است. از آن رو که هدف اصلی این تحقیق در نظر گرفتن توزیع دما در لوورها به دلیل نزدیک شدن نتایج بدست آمده از محاسبات به واقعیت بوده است، یک سیستم جمع‌آوری اطلاعات به منظور اندازه‌گیری آنلاین دما طراحی شده است. همچنین یک سیستم مشابه برای اندازه‌گیری فشار نیز طراحی شده است. دماهای هفت ناحیه از سطح لوورهای مختلف برای اعداد رینولدز متفاوت بوسیله سنسورهای حرارتی اندازه‌گیری می‌شود. موقعیت مناطق اندازه‌گیری در شکل 3 نشان داده شده است. تمام مقادیر زمانیکه دمای مناطق اندازه‌گیری شده پایدار شد ثبت شده است. همچنین، فشار جریان بالادستی و پایین‌دستی هر لوور به منظور محاسبه افت فشار اندازه‌گیری شده است.

3- تئوری

3-1- مدل‌سازی

معادلات حاکم مومنوم و انرژی برای سیستم در مختصات کارتزین حل می‌شوند. شرایط مرزی تناوبی به منظور در برگرفتن اثرات حرارتی بین ردیف‌های پی در پی پره‌ها در جهت عرضی به کار گرفته می‌شود. شرط مرزی دیریکله در ورودی آرایش پره برای سرعت و دما استفاده می‌شود. معادلات حاکم را می‌توان به شکل بدون بُعد توسط طول مشخصه، عرض لوور L_p^* ، سرعت مشخصه، سرعت ورودی به پره‌ها u_{in}^* و مقیاس دمای داده شده با $(T_i^* - T_c^*)$ ، که T_i^* دمای متوسط سطح لوور است تبدیل کرد. شرایط عدم لغزش و عدم نفوذ برای سرعت و عدم پرش دما برای دما در سطوح لوور در نظر گرفته می‌شود.

بی‌بعد سازی در یک عدد رینولدز تعریف شده به صورت $Re = Re_{in} = u_{in}^* L_p^* / \nu$ و شرط مرزی دیریکله $T_{in} = 1$ و $u_1 = 1$ در ورودی پره حاصل شده است. عدد پراتل هوا برابر 0/7 است. پاتریک و تفتی [23] پیشنهاد کردند که روش شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ (LES) می‌تواند برای جریان‌های متلاطم رینولدز پایین در هندسه مولتی لوور استفاده شود. دیانگ و ژاکوبی [22] نشان دادند که جریان در آرایش یکسان مولتی لوورها در رینولدزهای پایین پایا و آرام است. جریان در رینولدزهای بالاتر منجر به گردابه‌های بزرگتر می‌شود و از

$$h^* = \frac{Q^*}{(\sum A_{fin,i}) LMTD} \quad (9)$$

و

$$LMTD = \frac{\Delta T_o^* - \Delta T_i^*}{\ln(\Delta T_o^* / \Delta T_i^*)} \quad (10)$$

 که $\Delta T_i^* = T_{f,entrance}^* - T_o^*$ و $\Delta T_o^* = T_{f,end}^* - T_o^*$ می‌باشد.

 ضریب اصطکاک f نیز بصورت رابطه (11) تعریف می‌شود:

$$f = \frac{\Delta P^*}{\rho U^2 / 2 A_c / A_c} \quad (11)$$

 که ΔP^* افت فشار، A_{fin} مساحت کلی پره و A_c حداقل سطح جریان است.

 برای مقایسه داده‌های تجربی و عددی، انحراف نسبی میانگین MRD به

صورت زیر تعریف می‌شود: می‌شود:

$$MRD = \frac{1}{N} \sum \left[\frac{|x_i^{exp} - x_i^{calc}|}{x_i^{exp}} \right] \quad (12)$$

 که x پارامتری است که مقادیر عددی و تجربی آن با هم مقایسه می‌شوند و N تعداد داده‌های تجربی است.

3-2- جزئیات محاسبات

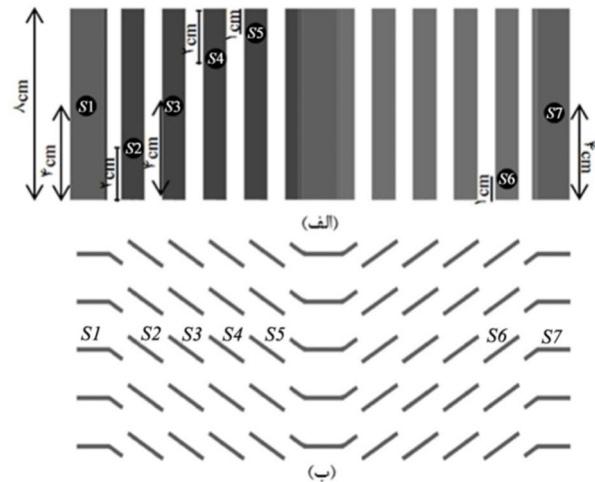
معادلات مومنوم و انرژی با گسسته‌سازی تفاضل مرکزی مرتبه دوم حل شده‌اند. از بسته نرم‌افزاری فلوئنت برای محاسبات مدل‌های سه‌بعدی استفاده شده‌است. همانطور که قبلاً اشاره شد سه آرایش هندسی در نظر گرفته شده و با استفاده از روش‌های محاسبات دینامیکی شبیه‌سازی شدند. در این تحقیق رینولدزهای پایین و متوسط ($Re = 100-1200$) با روش شبیه‌سازی گردابه بزرگ مطالعه شده‌است. مطالعات قبلی [17, 23] بیان کردند که این روش کاربرد بیشتری برای آرایش پیچیده هندسی دارد. یک شبکه مناسب 2, 151.382 نقطه‌ای برای بدست آوردن نتایج با بیشترین دقت و کمترین زمان صرف شده برای همگرایی، به کار گرفته شده‌است. نصف طول پره برای محاسبه عددی در نظر گرفته شده و نتایج برای نیمه دیگر پره بصورت تقارن اعمال می‌گردد. سرعت ورودی در جریان بالادستی و سرعت خروجی در جریان پایین‌دستی لوررها بعنوان شرایط مرزی تعیین شده‌است. شرط مرزی دما ثابت بر روی دیوار پایه لوررها در نظر گرفته شده‌است. خواص هوا به عنوان سیال و مس به عنوان جنس لورر در جدول 3 ارائه گردیده‌است.

4- بررسی دقت شبیه‌سازی

برای شروع بحث در مورد نتایج حاصل از هندسه‌های مختلف، باید ابتدا به راستی آزمایی مدل با یکی از مجموعه داده‌های موجود پرداخت. در این‌جا، از گزارش ژانگ و تفتی [15] که بر روی هندسه مولتی لورر ساده بوده استفاده شده‌است. در شکل 4 داده‌های حاصل از ژانگ و تفتی [15] و نتایج مدل برای ساختار 1 در $Re = 1000$ که مربوط به توزیع فلاکس حرارتی بی‌بُعد در لوررها است نشان داده شده‌است. نتایج نشان می‌دهد که مجموعه داده‌ها نزدیک به هم هستند (انحراف کمتر از 5%).

5- بحث و نتیجه

در این تحقیق، اثر هندسه لورر بر روی انتقال حرارت بررسی شده‌است. سه هندسه نمونه، شامل لورر ساده، لورر دیمپل دار خطی و لورر دیمپل دار زیگزاگی برای ارزیابی بر روی انتقال حرارت در نظر گرفته شده‌اند. بر خلاف مطالعات قبلی، از توزیع دما در لوررها صرف نظر نشده‌است. ردیف میانی لوررها بعنوان نمونه برای ارزیابی و مقایسه داده‌های تجربی و نتایج مطالعه عددی انتخاب شده‌است. شکل 5 کانتر توزیع دما برای سه ساختار را در $Re = 600$ نشان می‌دهد.



شکل 3 موقعیت مناطق اندازه‌گیری (الف) نمای بالایی و (ب) نمای کناری

فلاکس حرارتی با بُعد در سطح لورر بصورت رابطه (1) تعریف می‌شود:

$$q^* = -k \frac{\partial T^*}{\partial n^*} = h^* (T_f^* - T_{ref}^*) \quad (1)$$

که n^* در امتداد بردار عمود بر سطح لورر و T_{ref}^* دمای جریان مرجع است. با استفاده از متغیرهای بی‌بُعد، معادله فوق بصورت رابطه (2) می‌شود:

$$q^* = -\frac{k}{L_p^*} (T_f^* - T_{in}^*) \frac{\partial T}{\partial n} = h^* (T_f^* - T_{in}^*) (1 - T_{ref}) \quad (2)$$

فلاکس حرارتی بدون بُعد و عدد ناسلت بصورت (3) و (4) تعریف می‌شود:

$$q = \frac{q^* L_p^*}{k(T_f^* - T_{in}^*)} = -\frac{\partial T}{\partial n} \quad (3)$$

$$Nu = \frac{h^* L_p^*}{k} = \frac{-\frac{\partial T}{\partial n}}{(1 - T_{ref})} \quad (4)$$

در این مقاله T_{ref} با استفاده از متوسط لگاریتمی محاسبه می‌شود:

$$T_{ref} = 1 - \frac{T_{out} - T_{in}}{\ln \left\{ \frac{1 - T_{in}}{1 - T_{out}} \right\}} \quad (5)$$

برای هر لورر، T_{ref} با استفاده از هر داده ورودی و خروجی بدست آمده محاسبه می‌شود. T_{in} و T_{out} به ترتیب در مرز جریان بالادستی و پایین‌دستی هر لورر میانگین‌گیری می‌شود. برای ارزیابی تأثیر مبدل‌های حرارتی مولتی لورر، بازده و ضریب اثر بخشی پره معرفی شده‌است. بازده پره برابر نسبت انتقال حرارت از پره واقعی به انتقال حرارت از یک پره فرضی با هندسه و شرایط مشابه اما با یک دمای برابر با پایه آن پره، است.

$$\eta = \frac{q^*}{q_{max}^*} = \frac{(T_f^* - T_{ref}^*)}{(T_b^* - T_{ref}^*)} \quad (6)$$

که T_b^* دمای پایه پره است.

همچنین، اثر بخشی پره برابر است با نسبت انتقال حرارت از پره به انتقال حرارت حالتی که پره وجود ندارد. به عبارت دیگر، این پارامتر بیان می‌کند که چه مقدار حرارت اضافی از پره منتقل شده‌است.

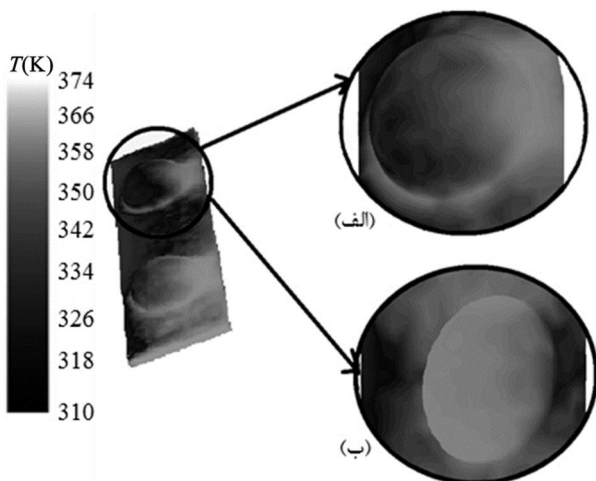
$$\varepsilon = \frac{q^*}{h^* A_{finbase} (T_b^* - T_{ref}^*)} \quad (7)$$

که $A_{finbase}$ سطح پایه پره است.

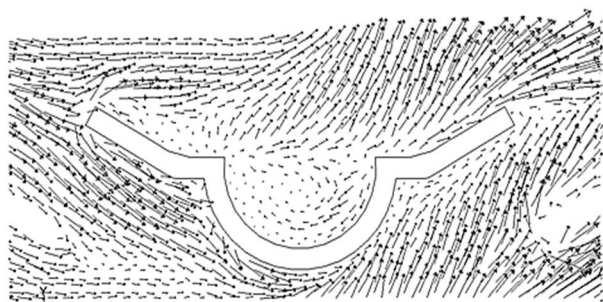
در این بخش، انتقال حرارت با تعریف پارامتر j کلبورن و افت فشار با پارامتر f مشخص می‌شود. پارامتر j کلبورن بصورت رابطه (8) تعریف می‌شود:

$$j = \frac{h^*}{C_p \rho U} Pr^{2/3} \quad (8)$$

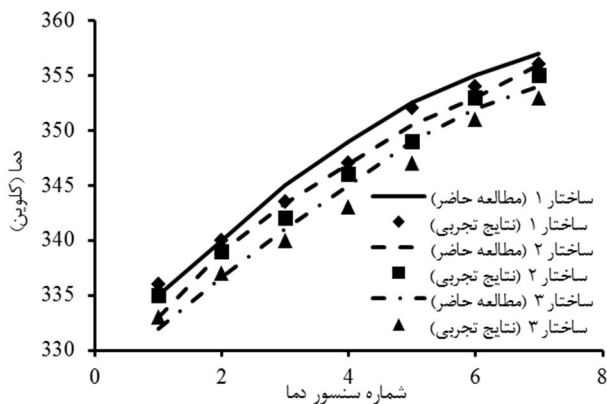
که Pr ، C_p و ρ به ترتیب ظرفیت ثابت گرمایی، عدد پرانلد و چگالی هوا هستند. U سرعت متوسط در حداقل سطح جریان است. h^* بر اساس نرخ انتقال حرارت (Q^*) و اختلاف دمای متوسط لگاریتمی $LMTD$ قابل تعریف است:



شکل 6 بزرگنمایی توزیع دما (K) در دیمپل (الف) سطح محدب (ب) سطح مقعر در $Re = 600$

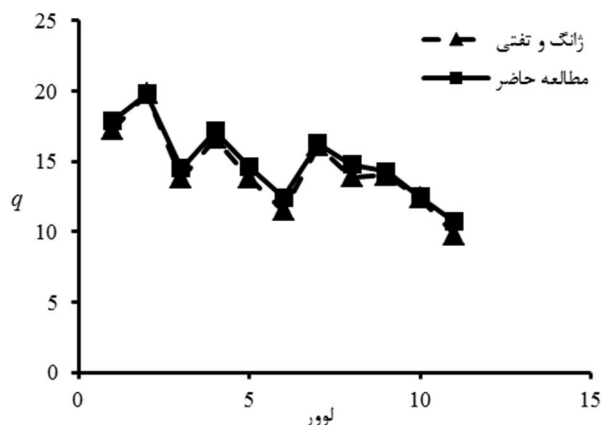


شکل 7 - بردار سرعت سیال اطراف دیمپل در $Re = 600$

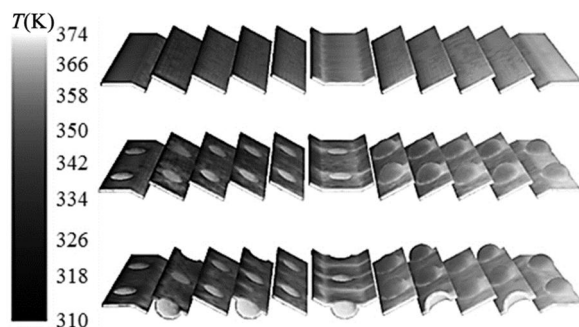


شکل 8 دمای سطوح لورور برای سه ساختار

در شکل 9 تغییرات فلاکس حرارتی بدون بُعد در پایه لورور برای سه ساختار رسم شده است. همانطور که مشخص است، فلاکس حرارتی اولین لورور بیشتر از آخرین لورور است و مقدار فلاکس حرارتی به سمت جریان پایین‌دستی کاهش می‌یابد. به دلیل اینکه، سطح لورور 6 بزرگ‌تر از دیگر لورورها است و نیز جهت جریان در این لورور تغییر می‌کند، فلاکس حرارتی در لورور 6 افزایش می‌یابد و مجدداً روند نزولی ادامه می‌یابد. با توجه به شکل 9 می‌توان این نتیجه را گرفت که فلاکس حرارتی به طور مستقیم با عدد رینولدز متناسب است. در سه ساختار، بازه تغییرات فلاکس حرارتی در $Re = 1200$ بیشتر از $Re = 600$ است. با ایجاد دیمپل در سطوح لورور، فلاکس حرارتی افزایش می‌یابد و این مقدار در آرایش زیگزاگی بیشتر از آرایش خطی است. ایجاد دیمپل و به کار بردن آرایش زیگزاگی، فلاکس حرارتی را در اعداد رینولدز 600 و 1200، به ترتیب 5/7% و 9/1% افزایش می‌دهد.



شکل 4 مقایسه توزیع فلاکس حرارتی بی‌بعد روی لورورها



شکل 5 توزیع دما بر روی لورورها در $Re = 600$

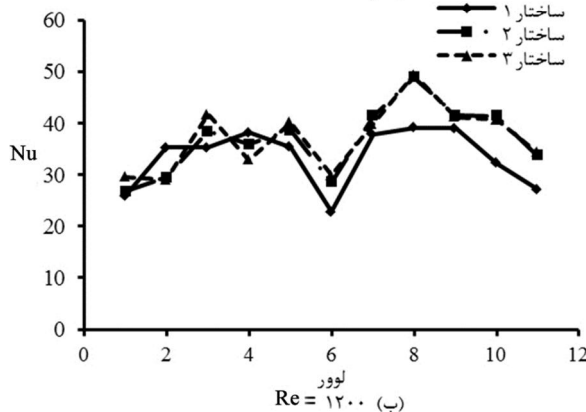
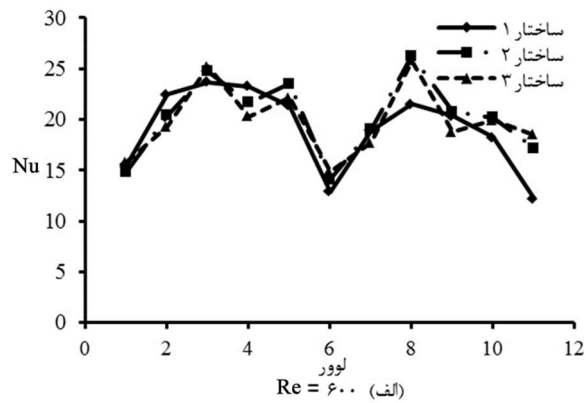
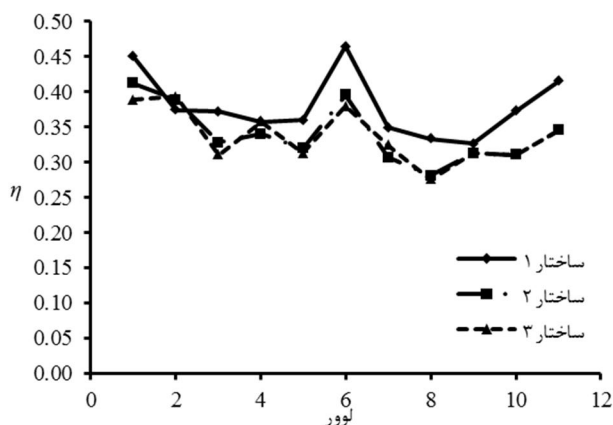
جدول 3 خواص هوا و مس

چگالی	ظرفیت گرمایی ویژه	ضریب هدایت گرمایی	ویسکوزیته
ماده	$(J kg^{-1} K^{-1})$	$(W m^{-1} K^{-1})$	$(kg m^{-1} s^{-1})$
هوا	1006/43	0/024	$1/789 \times 10^{-5}$
مس	385	401	-

همانطور که در شکل 5 مشخص است، در هر لورور با افزایش فاصله پایه لورور، دما کاهش می‌یابد. همچنین، دمای لورورها در جهت مسیر سیال افزایش می‌یابد. این روند ثابت است، زیرا گرما از مبدل حرارتی به سیال منتقل می‌شود و سیال در مسیر گرم‌تر می‌شود و اختلاف بین دمای سیال و لورورها کمتر می‌شود. چنانچه در شکل 6 دیده می‌شود سطح مقعر دیمپل‌ها گرم‌تر از سطح محدب آن‌ها می‌باشد.

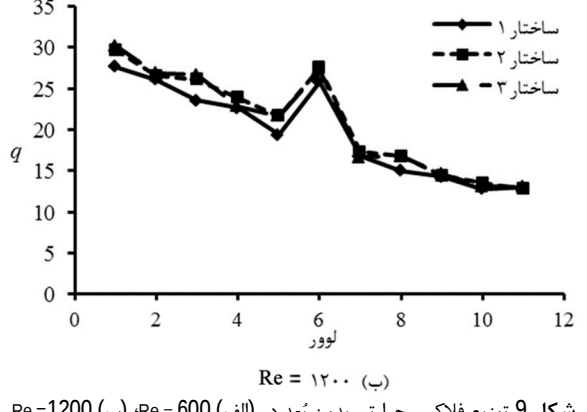
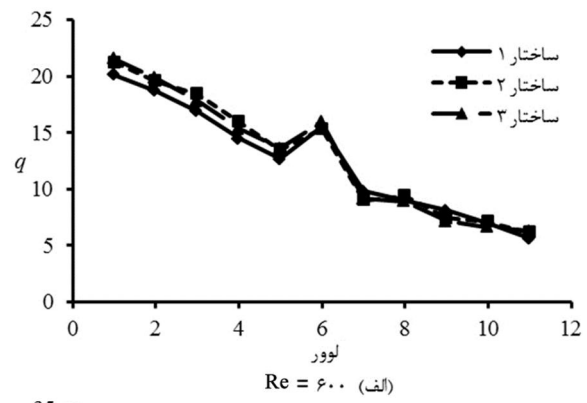
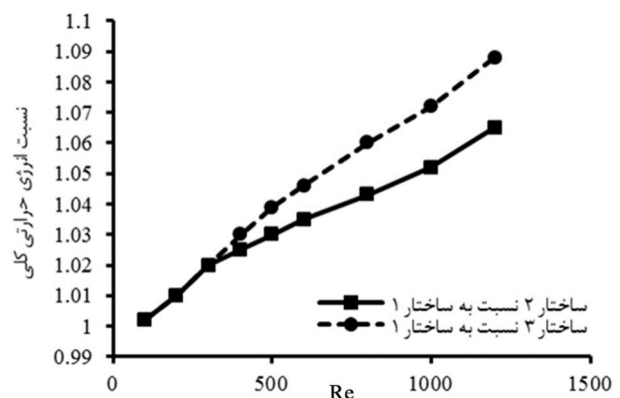
به دلیل حرکت گردابه‌ای که درون دیمپل رخ می‌دهد جریان غیر افتاده، در نتیجه ضریب انتقال حرارت که وابسته به سرعت سیال است کاهش یافته و به تبع آن میزان انتقال حرارت کاهش می‌یابد. این امر باعث می‌شود تا دمای سطح مقعر دیمپل به دلیل میزان کم انتقال حرارت، کمتر افت کند. پدیده گیر افتادن سیال درون دیمپل در شکل 7 نشان داده شده است.

دماهای مناطق اندازه‌گیری که در شکل 3 نشان داده شده است، برای سه حالت در $Re = 1200$ به صورت عددی محاسبه شدند و با مقادیر ثبت شده از دستگاه آزمایش در شکل 8 مقایسه شدند. نتایج نشان می‌دهند که دماهای محاسبه شده مطابقت خوبی با مقادیر تجربی دارند. مقایسه دمای اندازه‌گیری شده در سه حالت، نشان می‌دهد که این مقدار در آرایش زیگزاگی لورورهای دیمپل دار (حالت سوم) کمتر است. زیرا این آرایش جریان را متلاطم‌تر می‌کند و نرخ انتقال حرارت را افزایش داده و دمای سطوح لورورها را نسبت به دیگر ساختارها سریع‌تر کاهش می‌دهد. مقدار MRD برای حالت‌های 1 تا 3 به ترتیب 0/31%، 0/28% و 0/32% است.


 شکل 11 توزیع اعداد ناسلت در (الف) $Re=600$ (ب) $Re=1200$

 شکل 12 بازده پره برای سه ساختار در $Re=1200$

حداکثر انتقال حرارت در جایی که بیشترین اختلاف دما وجود دارد اتفاق می‌افتد. از این‌رو، اگر سطوح لوور داخلی در دمای دیواره باشند، انتقال حرارت ایده‌آل برای پره‌های لوور به وجود می‌آید. بدلیل هر دو مقاومت حرارتی لوور و انرژی حرارتی مصرف شده توسط جریان، دمای سطح لوور از دمای پایه آن کمتر است.

چون دیپمل‌ها نرخ انتقال حرارت را افزایش می‌دهند، بنابراین اختلاف دمای بین مناطق میانه لوورها و جریان سیال عبوری کاهش می‌یابد. بازده و ضریب اثر بخشی پره معرفی شدند تا اثر ایجاد دیپمل‌ها و کاربرد آرایش زیگزگی بر روی عملکرد مبدل حرارتی مولتی لوور را مشخص کنند. شکل 12 و شکل 13 به ترتیب بازده و ضریب اثر بخشی پره برای تمام حالات در $Re=1200$ را نشان می‌دهند. شکل 12 نشان می‌دهد که بازده پره در ساختار 1 نسبت به دیگر ساختارها بیشتر است، که این موضوع با توجه به معادله 6 قابل انتظار بود، زیرا دمای میانگین لوورها در این ساختار به دمای پایه لوور نزدیک است.


 شکل 9 توزیع فلاکس حرارتی بدون بُعد در (الف) $Re=600$ (ب) $Re=1200$


شکل 10 نسبت انتقال حرارت کلی به حالت لوور ساده در اعداد رینولدز مختلف

در شکل 10، نسبت میزان انرژی حرارتی (که توسط انرژی سنج از دستگاه حین آزمایش در اعداد رینولدز متفاوت اندازه‌گیری شده) برای آرایش‌های دیپمل دار خطی و دیپمل دار زیگزگی به لوور ساده نشان داده شده است. همانطور که در شکل 10 مشخص است، انتقال حرارت کل برای هر دو ساختار در رینولدزهای کم مشابه هم می‌باشد، اما در اعداد رینولدز بالاتر این مقدار متفاوت می‌شود. شکل 10 نشان می‌دهد که انتقال حرارت کل برای ساختارهای 2 و 3 در عدد رینولدز 1200، به ترتیب 6/5% و 8/9% بیشتر از ساختار لوور ساده است. تغییرات عدد ناسلت در امتداد لوورها در شکل 11 نشان داده شده‌است.

در ساختار 3، غالباً میانگین اعداد ناسلت لوورها بیشتر از اعداد ناسلت حالت لوور ساده می‌باشد. از شکل 11 می‌توان نتیجه گرفت که نوسانات جریان ناپایدار و وجود گردابه در نیمه جریان پایین دستی آرایش پره‌ها موجب می‌شود که ضریب انتقال حرارت میانگین در نیمه جریان پایین دستی به ویژه در ساختار 3، بیشتر شود.

حرارت به نسبت بیشتری افزایش می‌یابد، فاکتور z با افزایش عدد رینولدز کاهش می‌یابد.

همچنین، انتقال حرارت بیشتر صورت گرفته در ساختار 3، دمای سطوح لوور را کاهش می‌دهد و باعث کم شدن بازده نسبت به دیگر ساختارها می‌شود.

همچنین شکل 14 نشان می‌دهد که ایجاد دیمپل منجر به افزایش مقدار فاکتور z در لوورها می‌شود. همچنین آرایش زیگزاگی، جریان را متلاطم‌تر می‌کند و موجب می‌شود که مقدار فاکتور z بیشتر شود. چنانچه از شکل 14 قابل برداشت است، ساختار 3 فاکتور z را در تمام اعداد رینولدز تا 46% نسبت به ساختار 1 افزایش می‌دهد. مقدار MRD برای حالت‌های 1 تا 3 به ترتیب 7/5%، 5/4% و 5/2% است. است.

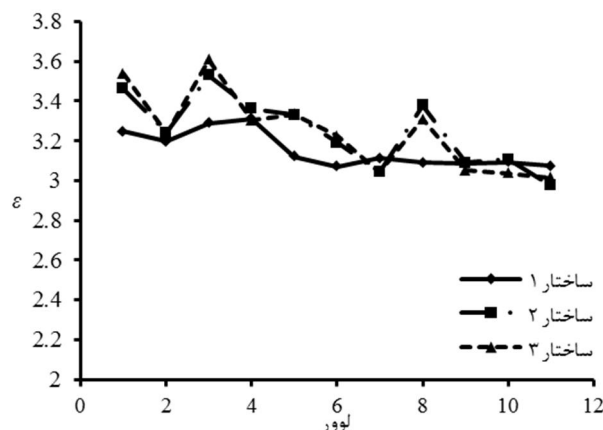
مشخصه افت فشار با پارامتر بی‌بعد فاکتور f ارائه شده است. شکل 15 مقدار فاکتور f برای سه ساختار در اعداد رینولدز 100 تا 1200 را نشان می‌دهد. می‌توان مشاهده کرد که در تمام حالت‌ها فاکتور f با افزایش رینولدز کاهش می‌یابد. همچنین شکل 15 نشان می‌دهد که در اعداد رینولدز یکسان، لوور دیمپل دار بیشترین مقدار فاکتور f را دارد. این مقدار بالاتر بودن فاکتور f به دلیل اثر مقادیر بیشتر افت فشار ساخته شده توسط دیمپل‌ها، بسیار بدیهی است. همچنین قابل انتظار بود که فاکتور f برای آرایش زیگزاگی بیشتر از آرایش خطی است. ساختارهای 2 و 3 مقدار فاکتور f را به ترتیب 31% و 43% بیشتر از ساختار 1 کرده است. مقدار MRD برای ساختارهای 1 تا 3 به ترتیب 6/6%، 5/1% و 6/5% است.

6- نتیجه‌گیری

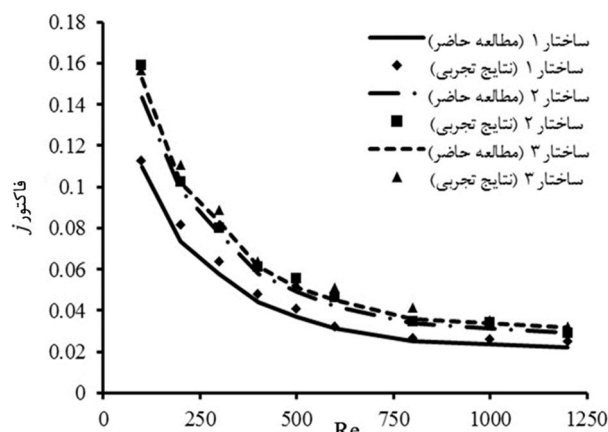
محدوده وسیعی از ارزیابی آزمایشگاهی و عددی برای سه ساختار؛ پره لوور ساده، پره لوور دیمپل دار با آرایش خطی و زیگزاگی، برای تعیین مشخصه‌های انتقال حرارت و افت فشار انجام شد. هر دو نتایج عددی و تجربی نشان می‌دهند که مجموعه لوورهای دیمپل دار با آرایش زیگزاگی بیشترین فلاکس حرارتی را داشتند، و این آرایش نرخ انتقال حرارت کلی را به ویژه در رینولدزهای بالا افزایش داد. داده آزمایشگاهی نشان داد که کاربرد این هندسه نرخ انتقال حرارت کلی را نسبت به هندسه لوور ساده در اعداد رینولدز 800، 1000 و 1200 به ترتیب 6/1%، 7/8% و 8/9% افزایش می‌دهد. توزیع دما در بدنه لوورها به صورت عددی برای سه ساختار محاسبه شده است. مقایسه نتایج شبیه‌سازی و داده‌های تجربی نشان دادند که مطابقت خوبی با هم دارند. تأثیر ایجاد دیمپل و آرایش زیگزاگی با دو پارامتر بازده و ضریب اثربخشی پره ارزیابی شدند. نتایج نشان داد که لوور دیمپل دار با آرایش زیگزاگی کمترین مقدار بازده و بیشترین مقدار ضریب اثربخشی را نسبت به دیگر ساختارها دارند. در واقع در این ساختار با تعداد لوورهای کمتر می‌توان به همان میزان انتقال حرارت کلی در حالت لوور ساده دست یافت که این امر موجب کاهش وزن و هزینه ساخت مبدل حرارتی می‌شود. همچنین نتایج نشان دادند که این ساختار بیشترین مقدار فاکتور z و فاکتور f را نسبت به دیگر ساختارها دارد. این ساختار مقادیر فاکتور z و فاکتور f را در تمام اعداد رینولدز به ترتیب تا 46% و 43% نسبت به هندسه لوور ساده افزایش می‌دهد.

7- فهرست علائم

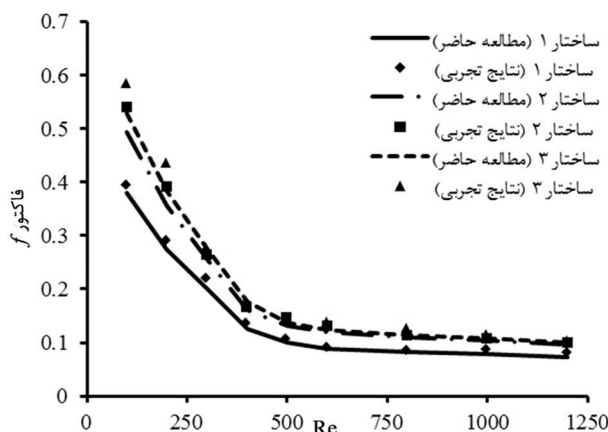
C_p	ظرفیت گرمایی ویژه ($J kg^{-1} K^{-1}$)
F_p^*	فاصله دو ردیف لوور (mm)
h^*	ضریب انتقال حرارت ($W m^{-2} K^{-1}$)
k^*	ضریب هدایت گرمایی ($W m^{-1} K^{-1}$)



شکل 13 ضریب اثربخشی پره برای سه ساختار در $Re=1200$



شکل 14 فاکتور z برای تمام ساختارها در $Re=100-1200$



شکل 15 فاکتور f برای تمام ساختارها در $Re=100-1200$

شکل 13 نشان می‌دهد که ضریب اثر بخشی در نیمه جریان بالادستی آرایش پره‌ها برای حالت 3 دارای مقدار بیشتری نسبت به دیگر حالت‌ها می‌باشد و بعد از آن، این مقدار نسبت به دیگر حالات کاهش می‌یابد. می‌توان نتیجه گرفت که اولین لوورها اثر بیشتری بر انتقال حرارت دارد و بیشترین انتقال حرارت در این لوورها صورت می‌گیرد. مقادیر ضریب اثربخشی پره حالت‌های 1 تا 3 برای افزایش عملکرد مبدل حرارتی در $Re = 1200$ ، به ترتیب 316%، 325% و 327% است.

شکل 14 مقدار فاکتور z را برای تمام حالت‌ها در رینولدزهای متفاوت نشان می‌دهد. می‌توان در شکل 14 دید که وقتی رینولدز افزایش می‌یابد، فاکتور z کاهش می‌یابد. چون سرعت جریان در مقایسه با ضریب انتقال

- [7] A. Achaichia, T. A. Cowell, Heat transfer and pressure drop characteristics of flat tube and louvered plate fin surfaces, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 1, No. 2, pp. 147-157, 1988.
- [8] K. Suga, H. Aoki, T. Shinagawa, Numerical Analysis on Two-Dimensional Flow and Heat Transfer of Louvered Fins Using Overlaid Grids, *JSME international journal. Ser. 2, Fluids engineering, heat transfer, power, combustion, thermophysical properties*, Vol. 33, No. 1, pp. 122-127, 1990.
- [9] A. Achaichia, M. Heikal, Y. Sulaiman, T. Cowell, Numerical investigation of flow and friction in louvered fin arrays, in *Proceeding of, Hemisphere Publishing Corporation*, pp. 333-333, 1994.
- [10] J. Dong, J. Chen, Z. Chen, W. Zhang, Y. Zhou, Heat transfer and pressure drop correlations for the multi-louvered fin compact heat exchangers, *Energy Conversion and Management*, Vol. 48, No. 5, pp. 1506-1515, 2007.
- [11] C.-T. Hsieh, J.-Y. Jang, 3-D thermal-hydraulic analysis for louver fin heat exchangers with variable louver angle, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26, No. 14-15, pp. 1629-1639, 2006.
- [12] V. N. Afanasyev, Y. P. Chudnovsky, A. I. Leontiev, P. S. Roganov, Turbulent flow friction and heat transfer characteristics for spherical cavities on a flat plate, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 7, No. 1, pp. 1-8, 1993.
- [13] P. M. Ligrani, N. K. Burgess, S. Y. Won, Nusselt Numbers and Flow Structure on and Above a Shallow Dimpled Surface Within a Channel Including Effects of Inlet Turbulence Intensity Level, *Journal of Turbomachinery*, Vol. 127, No. 2, pp. 321-330, 2004.
- [14] W. Zhengyi, Y. Khoon Seng, K. Boo Cheong, *Numerical Simulation of Laminar Channel Flow over Dimpled Surface*, Fluid Dynamics and Co-located Conferences in: 16th AIAA Computational Fluid Dynamics Conference, Eds.: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2003.
- [15] X. Zhang, D. K. Tafti, Classification and effects of thermal wakes on heat transfer in multilouvered fins, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 44, No. 13, pp. 2461-2473, 2001.
- [16] M. A. Elyyan, D. K. Tafti, Flow and Heat Transfer Characteristics of Dimpled Multilouvered Fins, *Journal of Enhanced Heat Transfer*, Vol. 16, No. 1, pp. 43-60, 2009.
- [17] M. A. Elyyan, D. K. Tafti, A novel split-dimple interrupted fin configuration for heat transfer augmentation, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 52, No. 5-6, pp. 1561-1572, 2009.
- [18] M. A. Elyyan, A. Rozati, D. K. Tafti, Investigation of dimpled fins for heat transfer enhancement in compact heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 51, No. 11-12, pp. 2950-2966, 2008.
- [19] H. Shokuhmand, F. Sangtarash, Numerical and experimental study on the effect of dimple-louvered fins on flow efficiency in compact heat exchangers, in *The 22st Annual International Conference on Mechanical Engineering*, Ahvaz, Iran, 2014.
- [20] V. P. Malapure, S. K. Mitra, A. Bhattacharya, Numerical investigation of fluid flow and heat transfer over louvered fins in compact heat exchanger, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 46, No. 2, pp. 199-211, 2007.
- [21] W. Li, X. Wang, Heat transfer and pressure drop correlations for compact heat exchangers with multi-region louver fins, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 53, No. 15-16, pp. 2955-2962, 2010.
- [22] N. C. DeJong, A. M. Jacobi, Localized flow and heat transfer interactions in louvered-fin arrays, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 46, No. 3, pp. 443-455, 2003.
- [23] W. V. Patrick, D. K. Tafti, Computations of flow structure and heat transfer in a dimpled channel at low to moderate Reynolds number, in *Proceeding of, American Society of Mechanical Engineers*, pp. 401-412, 2004.

L_p^*	عرض لوور (mm)
Nu	عدد ناسلت
P^*	فشار (Pa)
Pr	عدد پرانتل
q	فلاکس انتقال حرارت بدون بُعد
Q^*	انتقال حرارت کلی (W)
r	شعاع دیمپل (mm)
Re	عدد رینولدز
S_1^*, S_2^*	عرض لوورهای ورودی و خروجی، عرض لوور تغییر دهنده مسیر (mm)
T	دمای بدون بُعد
u_{in}^*	سرعت ورودی ($m s^{-1}$)
U	سرعت متوسط در حداقل سطح جریان ($m s^{-1}$)
علایم یونانی	
θ	زاویه لوور
μ	لزجت دینامیکی ($kgm^{-1}s^{-1}$)
ρ	چگالی (kgm^{-3})
بالانویس‌ها	
*	مقادیر دارای بُعد
زیرنویس‌ها	
f, fin	پره
in	ورودی
out	خروجی
ref	مقدار مرجع

8- مراجع

- [1] W. Kays, A. London, Heat transfer and flow friction characteristics of some compact heat exchanger surfaces, *Trans. ASME*, Vol. 72, pp. 1075-1097, 1950.
- [2] F. Beauvais, *An aerodynamic look at automotive radiators*, SAE Technical Paper, 1965.
- [3] C. Davenport, Correlation for heat transfer and flow friction characteristics of louvered fin, *AIChE Symposium series*, 1983.
- [4] Y.-J. Chang, C.-C. Wang, Air Side Performance of Brazed Aluminum Heat Exchangers, *Journal of Enhanced Heat Transfer*, Vol. 3, No. 1, pp. 15-28, 1996.
- [5] J. Rugh, J. Pearson, S. Ramadhyani, Study of a very compact heat exchanger used for passenger compartment heating in automobiles, *28th National Heat Transfer Conference and Exhibition*, 1992.
- [6] M. Ferrero, A. Scattina, E. Chiavazzo, F. Carena, D. Perocchio, M. Roberti, G. Toscano Rivalta, P. Asinari, Louver Finned Heat Exchangers for Automotive Sector: Numerical Simulations of Heat Transfer and Flow Resistance Coping With Industrial Constraints, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 135, No. 12, pp. 121801-121801, 2013.