

## تحلیل ۳ بعدی انتقال حرارت همرفت اجباری – آزاد جریان داخل کانال با استفاده از شبکه‌های بی‌سازمان Tet/hybrid

عطا سجودی  
فرامرز طلعتی کلاسر  
اسماعیل اسماعیل‌زاده

کارشناس ارشد دانشکده فنی مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف  
دانشیار دانشکده فنی مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز  
استاد دانشکده فنی مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز

### چکیده

در کار حاضر انتقال گرمای همرفت اجباری – آزاد در یک کانال با سطح مقطع مستطیلی بصورت سه بعدی مورد تحلیل قرار گرفته است. کانال دارای کف با شار گرمایی ثابت بوده و وجوه کناری و سقف بصورت عایق در نظر گرفته شده‌اند. به منظور بررسی تأثیر حضور مکعب‌های توپر فلزی بر روی کف به لحاظ انتقال گرما و افت فشار در حالت‌های مختلف سیستم پره‌گذاری، ضریب عملکردی تعریف گردیده است تا تأثیر هر دو پارامتر را بیان نماید. پژوهش حاضر برای پرها با شکل مقاطع متفاوت، پره مکعبی با زوایای تماس گوناگون، چیدمان طولی و عرضی متفاوت و نیز طول ورودی‌های مختلف انجام گردیده است. در بین حالات بررسی شده پروفیل مکعبی با زاویه تماس نزدیک ۷۵ درجه و نیز پره با پروفیل مثلثی بهترین ضریب عملکرد را دارا می‌باشند.

کلمات کلیدی: انتقال حرارت، همرفت اجباری – آزاد، جریان داخل کانال، سیستم پره‌گذاری، ضریب عملکرد

## Investigation of 3D Mixed Convection in Channel Flow Using Unmapped Tet/Hybrid Cells

A. Sojoudi M.Sc., Department of Mechanical Engineering, Sharif university of Technology

F. Talati Kalasar Associate Professor, Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz

E. Esmailzadeh Professor, Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz

### Abstract

3D mixed convection heat transfer in a channel flow is studied in a rectangular cross sectional duct with constant heat flux at the floor and insulated side and top walls. The main idea of this study is to investigate the influence of metal cubes at the floor to enhance and reduce the heat transfer and the static pressure drop through the channel, respectively. So there has been defined an evaluation performance to consider the both heat transfer and static pressure drop variations. In the present work, fins with different cross sections, various flow impact angles, different longitudinal and width spacing and different entrance length have been probed. Among all cases, cube with 75 deg flow impact angle and the fin with triangular cross section have the maximum performance evaluation.

**Keywords:** Heat transfer, Mixed convection, Channel flow, Fin spacing, Performance evaluation

## ۱- مقدمه

در بسیاری از پدیده‌ها بکارگیری انتقال گرمای اجباری- آزاد تأثیر بسزایی در تکمیل سازوکار سیستم دارد، که از آن جمله می‌توان به نقش آن در خشک کردن مواد غذایی، جمع کننده‌های خورشیدی، خنک کاری قطعات الکترونیکی [۱] و راکتورهای هسته‌ای [۲-۴] و بسیاری موارد دیگر اشاره نمود. قطعات الکترونیکی بیشتر به دلیل محدودیت فضایی و نیز حضور منابع مختلف تولید گرما بر روی یک صفحه الکترونیکی از مهمترین مصارف صنعتی این بحث می‌باشند. با توجه به این نکته که ترکیبی از این دو ساز و کار در بسیاری از قطعات صنعتی حکم فرماست، شناخت فیزیک این دو نوع پدیده همرفت و نیز نحوه تقابل این دو برای درک سازوکار غالب انتقال گرما ضروری به نظر می‌رسد.

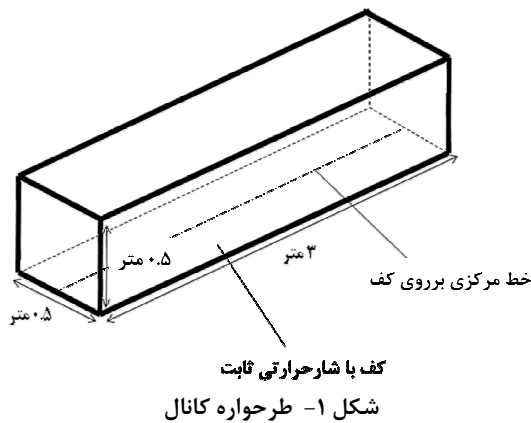
یکی از مهمترین روش‌های افزایش انتقال گرما، استفاده از سطوح گسترش یافته بصورت حجم‌های مشخص می‌باشد. تحقیقات گسترده‌ای بر روی این نوع از افزایش انتقال گرما در جریان‌های داخلی صورت گرفته است، اما عمده‌ی این بررسی‌ها در محدوده‌ای هستند که دو سازوکار انتقال گرما (آزاد و اجباری) را بصورت همزمان برای بازه‌ی کاری آنها نمی‌توان مشخص نمود، چراکه برای حضور هر دو نوع انتقال گرما می‌بایست شرایط کاری در اعداد رینولدز پایینی بوده و این با توجه به سرعت پایین دمنده‌های نصب شده در قطعات الکترونیکی که قابلیت بالایی برای تولید سرعت بالا ندارند، بیشتر مورد توجه می‌باشد.

یانگ و وفایی [۵] در یک تحقیق عددی به بررسی تأثیر اندازه‌های متفاوت مکعب‌های فلزی با فاصله گذاری‌های گوناگون برای بدست آوردن یک چیدمان بهینه پرداخته‌اند. بررسی ایشان برای یک کانال مستطیلی دو بعدی با شرط مرزی شار گرمایی ثابت برای کف و عایق برای سقف بوده که حضور مؤلفه‌های نوسانی سرعت و عدد نوسلت بدلیل حضور هر دو نوع انتقال حرارت به ثبت رسیده‌است. چنگ و هوانگ [۶] در یک کار مشابه [۵] نشان دادند که افزایش انتقال گرما توسط سطوح گسترش یافته بدلیل افزایش سطح انتقال گرما و نیز تغییر در میدان سرعت و خطوط جریان سیال می‌باشد. کوریچی و اوفر [۷] یک کانال مستطیلی دو بعدی را با دو مکعب فلزی در کف و یک مکعب در سقف با شار گرمایی ثابت در دو دیواره را بصورت عددی شبیه‌سازی نمودند. بررسی جابجایی مکعب‌ها، ضریب رسانش گرمایی مکعب‌ها در اعداد رینولدز متفاوت توسط ایشان صورت گرفت و تغییر میدان جریان از یک حالت دائم به غیر دائم در اعداد رینولدز پایین از جمله نتایج حضور انتقال گرمای ترکیبی در کار آنها محسوب می‌شود.

دوگان و سویراگلو [۸] در یک کار تجربی در یک کانال مستطیلی با شار گرمایی ثابت برای کف کانال و عایق برای سایر دیوارها انجام داده‌اند. ایشان تأثیر حضور مکعب‌ها در فواصل و اندازه‌های گوناگون را بررسی نموده و یک چیدمان بهینه برای افزایش انتقال گرما در اعداد رینولدز پایین در گستره‌ای از اعداد رایلی ارائه نمودند.

آن و لی [۹] برای اولین بار حضور مکعب‌های عایق جدا از سطح در یک کانال مستطیلی با شار گرمایی ثابت را بررسی نمودند و نشان دادند که گردابه تولید شده در فاصله بین مکعب و سطح با شار حرارتی ثابت عامل اصلی افزایش انتقال گرما موضعی می‌باشد، ولی در مجموع باعث افزایش افت فشار و پایین آمدن گرمای دفع شده از کل سطح در مقایسه با حالت مکعب‌های چسبیده به سطح می‌گردد. در واقعیت نیز می‌بایست یکسری میله‌هایی جهت دور نگه داشتن مکعب‌ها از کف در نظر گرفت که ممکن است بر روی میدان جریان سیال نیز تأثیر گذارد. مطالعات گسترده دیگری [۱۰-۱۷] نیز بر روی مکعب‌های فلزی انجام گرفته‌است که عمده آنها تلاش برای بررسی چگونگی افزایش انتقال گرما بوده و به ندرت به میزان افت فشار توجه نموده‌اند. کارهایی نیز در زمینه تأثیر حضور یک یا چند مانع بر روی مکعب‌های چسبیده به کف صورت گرفته است. وو و پرنگ [۱۸] در یک بررسی عددی نشان دادند که حضور یک صفحه با زوایای مختلف بالای مکعب‌های فلزی، افزایش قابل ملاحظه گرما را به همراه داشته ولی باعث مغشوش شدن هرچه بیشتر جریان می‌شود. کوریچی و همکاران [۱۹] در یک هندسه مشابه، با قرار دادن تعداد متعددی از صفحه‌های مورب با زوایای گوناگون در سقف به بررسی افزایش انتقال گرما در محدوده جریان آرام همراه با سازوکار انتقال گرمای مختلط پرداختند. با وجود اثبات یک زاویه و اندازه مناسب جهت افزایش انتقال حرارت، هیچ بحثی در مورد میزان افت فشار صورت نگرفته- است. بررسی‌های زیاد دیگری [۲۰-۲۶] نسبت به نصب صفحه‌های مورب صورت گرفته که تأکید بر افزایش انتقال گرما داشته‌اند. پرومونگ و همکاران [۲۷-۲۸] میزان افت فشار و انتقال گرما را برای مقدار بهینه فاصله‌گذاری و طول مناسب پره‌های مورب ۴۵ و ۳۰ درجه را بصورت جداگانه بدست آورده- اند. آنها در کار خود یک ضریب عملکردی تعریف نمودند که بصورت میزان انتقال گرما به افت فشار بی‌بعد شده محاسبه می‌شود. همچنین میزان تأثیر افت فشار و انتقال گرما در تعریف ضریب عملکرد بصورت یکسان در نظر گرفته نشده است و افت فشار در توان ۱/۳ می‌باشد.

کانال به طول سه متر با عرض و ارتفاع نیم متر در نظر گرفته شده است. کف کانال با شرط مرزی شار گرمایی ثابت بوده و سایر دیوارها عایق می باشند (شکل ۱).



بدلیل ناچیز بودن انتقال گرمای تابشی در تحقیقات گسترده صورت گرفته [۲۵-۳۴]، در کار حاضر نیز از این نوع انتقال گرما صرف نظر کرده ایم. تمامی بررسی ها در یک عدد ریچاردسون ثابت و برابر با ۱۵۰ صورت گرفته است، که بصورت زیر (رابطه ۶) تعریف می شود:

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} \quad (6)$$

همچنین، در تمامی حالات سیستم پره گذاری ها بصورت ۳ ستون و ۵ ردیفه می باشد که مساحت کل انتقال گرما پره ها در تمامی حالت ها یکسان در نظر گرفته شده است. ضریب عملکردی برای هر یک از حالت های مورد بررسی محاسبه گردیده است که به صورت زیر تعریف می شود [۲۷-۲۸]:

$$\eta = \frac{Nu}{Nu_0} \left( \frac{f}{f_0} \right)^{1/3} \quad (7)$$

که در آن هرچه انتقال گرما از کف بیشتر و افت فشار کمتر باشد، ضریب عملکرد بیشتر و طراحی بهینه تری خواهیم داشت.

### ۳- روش حل عددی

معادلات حاکم بر انتقال سیال و گرما با توجه به شرایط مرزی توسط روش حجم محدود حل شده اند. الگوریتم سیمپلر<sup>۱</sup> که توسط پاتانکار [۳۵] توسعه یافته، مورد استفاده قرار گرفته است. از تفاضل مرکزی برای گسسته سازی

سطوح گسترش یافته در اشکال گوناگونی از جمله پینی شکل [۲۹]، مثلثی [۳۰-۳۱] استفاده شده است. تغییر زاویه کانال نیز مورد بررسی محققان [۳۲-۳۴] قرار گرفته است. عموماً زمانی که جریان ورودی مجبور به حرکت در یک سربالایی (شیب مثبت) می باشد، نیروی شناوری تقویت یافته و میزان انتقال گرمای اجباری را کاهش می دهد و موجب کاهش ضریب عملکرد می شود، در حالیکه در جریان سیالی که بصورت شیب منفی در حال حرکت است، میزان انتقال گرمای اجباری افزایش یافته و افت فشار کمتری نسبت به حالت قبلی خواهد داشت که این باعث افزایش ضریب عملکرد می گردد.

در عمده کارهای صورت گرفته، بر میزان افزایش انتقال گرما تاکید داشته است، حال آنکه افزایش افت فشار حاصل از افزایش انتقال گرما می بایست کاملاً اقتصادی و به صرفه گردد، که این منوط به بررسی ضریب عملکرد می باشد. همچنین شکل های بررسی شده بصورت محدود می باشد. در کار حاضر پس از تعریف ضریب عملکرد، پروفیل های متعددی شامل مثلثی، سهموی، نیم دایره ای، نیم بیضی و مربعی را در حالت سه بعدی بررسی نموده ایم. همچنین طول ورودی سیستم پره های مکعبی و زاویه برخورد جریان سیال با آن (زوایای پروفیل مربعی با کف) برای نخستین بار بررسی گردیده است. چیدمان طولی و عرضی نیز همانند کارهای انجام شده ی قبلی برای پروفیل مربعی بهینه شده اند.

### ۲- معادلات حاکم و شرایط مرزی

معادلات حاکم [۳۳] شامل معادله بقای جرم (۱)، معادلات بقای مومنتوم (۲-۴) و معادله انرژی (۵) می باشند:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

$$\rho(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z}) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu(\nabla^2 u) \quad (2)$$

$$\rho(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z}) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu(\nabla^2 v) - g \rho \quad (3)$$

$$\rho(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z}) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu(\nabla^2 w) \quad (4)$$

$$\rho C_p (u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z}) = k(\nabla^2 T) \quad (5)$$

تمامی خواص ترموفیزیکی در معادلات بدون تغییر در نظر گرفته شده اند و فقط چگالی به عنوان پارامتر متغیر با دما می باشد، که از تقریب بوزینسک برای تعیین تغییرات آن بهره گرفته شده است. از تلفات گرمایی مربوط به اصطکاک (به دلیل سرعت بسیار پایین) صرف نظر شده است.

<sup>1</sup> SIMPLER

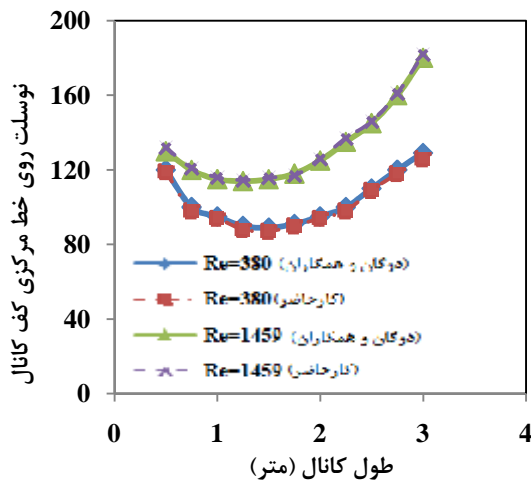
۴- نتایج عددی

نتایج حاصل از حل عددی توسط نرم افزار فلوئنت<sup>۶</sup> در پنج بخش مجزا شامل موارد زیر می باشد:

(۱) اعتبارسنجی حل عددی (۲) بررسی طول ورودی پره گذاری (۳) زاویه تماس پرها با جریان هوا (۴) چیدمان طولی و عرضی پرها (۵) شکل پروفیل پرها در هر مورد با ارائه نتایج، یک چیدمان بهینه ارائه گردیده است.

۴-۱- اعتبار سنجی حل عددی

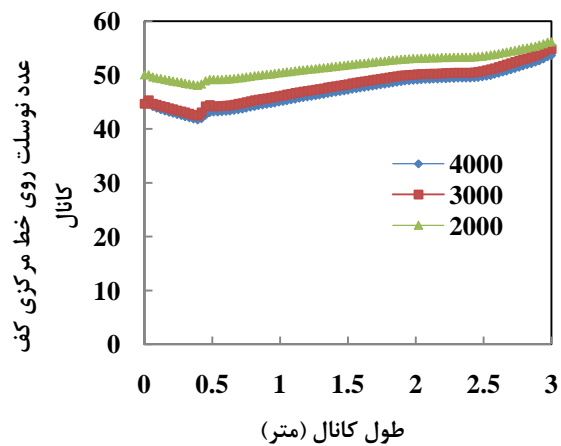
آزمایشات تجربی انجام شده توسط دوگان [۳۶] برای گرمکن هایی که بصورت تکه تکه<sup>۷</sup> و هم سطح با کف نصب شده اند، جهت اعتبارسنجی کار انتخاب شده است. همانطور که ملاحظه می گردد (شکل ۳) نوسلت محاسبه شده در کار عددی حاضر تطابق خوبی با نتایج بدست آمده از کار تجربی دوگان برای مناطق گرمکن در اعداد رینولدز مختلف داشته است. بعد از ورود سیال به کانال ابتدا رژیم انتقال گرمای اجباری بصورت خالص باعث گرم شدن سیال و به وجود آمدن گردابه هایی بر روی سطوح انتقال گرما می شود. حضور گردابه ها در سطح باعث از بین رفتن پروفیل سرعت شده و باعث کاهش انتقال گرمای اجباری می گردد. سپس رژیم همرفت آزاد با غلبه بر انتقال حرارت اجباری، باعث افزایش انتقال گرما از سطح گرم می شود. بنابراین یک ناحیه گذر برای عبور از رژیم انتقال گرمای اجباری به آزاد ملاحظه می گردد.



شکل ۳- توزیع عدد نوسلت متوسط در کف کانال برای گرمکن های تکه ای (مقایسه کار حاضر و دوگان و همکاران [۳۶])

عبارت های لزجتی و برای عبارت های جابجایی از روش فراباد<sup>۱</sup> با دقت مرتبه دو بهره گرفته شده است. تمامی حل ها برای پارامترهای مسئله تا دقت  $10^{-6}$  کنترل شده است.

سلول های انتخابی در کارهای عددی عمدتاً بصورت مثلثی و یا مربعی می باشد. در کار حاضر سلول ها بصورت حجم های مکعبی<sup>۲</sup> (سازمان یافته) و شش پهلو<sup>۳</sup> (بی سازمان) در نظر گرفته شده اند. عموماً سلول های بی سازمان علاوه بر راحتی ایجاد و استفاده، قابلیت بالایی را در پر کردن کلیه فضاها بخصوص مناطق مرزی را دارا هستند. سلول های با سازمان نیز دارای قابلیت بالایی در تبادل اطلاعات موجود بین سلول ها هستند. در کار حاضر به منظور بهره گیری از مزیت های هر دو نوع سلول، از سلول بندی پیوندی<sup>۴</sup> در نرم افزار گمبیت<sup>۵</sup> استفاده شده است. جهت بررسی استقلال شبکه از تعداد سلول انتخابی، عدد نوسلت متوسط کف برای تعداد سلول های ۲۰۰۰، ۳۰۰۰ و ۴۰۰۰ در شکل ۲ نشان داده شده است. همانطور که ملاحظه می گردد، نتایج برای شبکه بندی ۳۰۰۰ و ۴۰۰۰ کاملاً در نزدیکی همدیگر بوده و این نشان دهنده عدم وابستگی مسئله به تعداد سلول انتخابی می باشد. بنابراین تعداد ۳۰۰۰ سلول برای ادامه کار در نظر گرفته شده است.

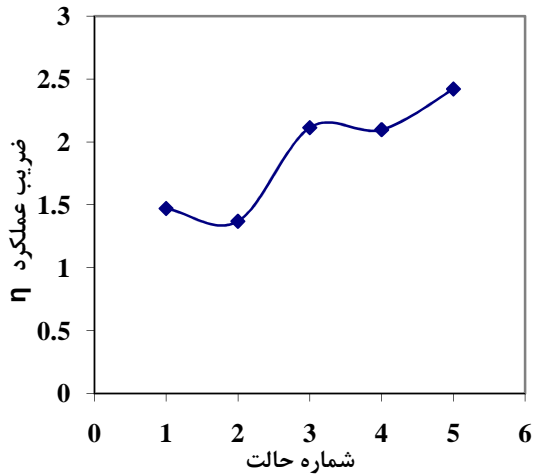


شکل ۲- توزیع عدد نوسلت متوسط روی خط مرکزی (شکل ۱) کف برای تعداد سلول های مختلف

<sup>1</sup> Upwind  
<sup>2</sup> Tetrahedral  
<sup>3</sup> Hexagonal  
<sup>4</sup> Hybrid  
<sup>5</sup> GAMBIT

<sup>6</sup> FLUENT 6.3

<sup>7</sup> Flash mounted



شکل ۵- نمودار تغییر ضریب عملکرد η برای سیستم پره‌گذاری شکل ۴

#### ۴-۳- زاویه تماس پره ها با جریان هوا

در این بخش، تغییرات ضریب عملکرد بر حسب تغییر زاویه تماس پرها ( $\phi$ ) با کف کانال، مورد بررسی قرار می‌گیرد. تغییرات زوایا از ۳۰ تا ۱۵۰ درجه در نظر گرفته شده‌اند. (شکل ۶)

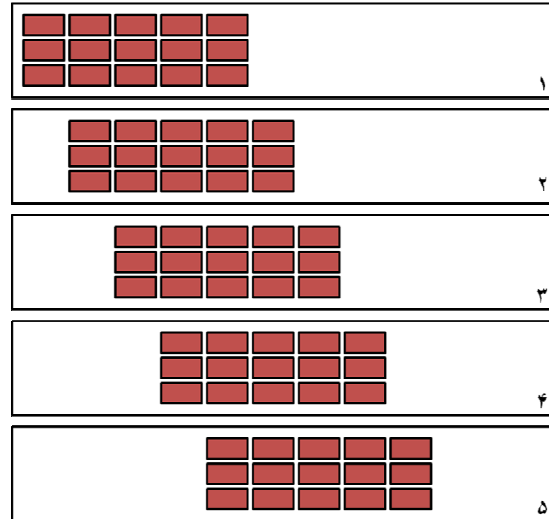


شکل ۶- طرحواره مکعب‌ها در زوایای مختلف

همانطور که از شکل ۷ ملاحظه می‌گردد، پروفیل مکعبی با زاویه تماس ۷۵ درجه بالاترین ضریب عملکرد را داراست. پروفیل‌ها با زاویه تماس نزدیک ۹۰ درجه، دارای ارتفاع بیشتری از کف بوده و در نتیجه سرعت هوای عبوری از بالای پرها بیشتر از سایر زوایا خواهد بود (سطح مقطع کم برای جریان عبوری در ارتفاع زیاد پروفیل)، که مانع از حضور گردابه‌ها به داخل جریان اصلی می‌گردد. همچنین این گردابه‌ها بین مکعب‌ها، یکی از عوامل انتقال گرما از کف به جریان می‌باشند که در صورت عدم حضور در جریان اصلی، نمی‌توانند حرارت را به خوبی از کف دفع نمایند. ولی در زوایای کمتر از ۹۰ درجه، جریان سیال اصلی می‌تواند خود را به داخل موانع رسانده و باعث جدا شدن گردابه‌های محبوس شوند. بنابراین داشتن یک ضریب عملکرد در نزدیکی ۹۰ درجه دور از انتظار نخواهد بود.

#### ۴-۲- بررسی طول ورودی پره گذاری

برای بررسی تأثیر طول ورودی پره‌گذاری که بصورت مکعبی شکل با ابعاد و فاصله‌های یکسان در نظر گرفته شده‌اند، پنج حالت مختلف را بصورت شکل ۴ در نظر می‌گیریم.

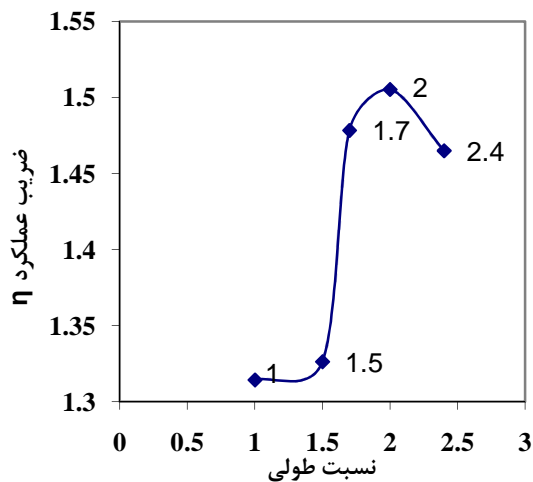


شکل ۴- طرحواره‌های سطوح مکعبی در بررسی تأثیر طول ورودی سیال (دید از بالا)

با مشاهده نمودار شکل ۵ می‌توان دریافت که هرچه سیستم پره‌گذاری دورتر از ورودی سیال به کانال باشد، ضریب عملکرد بالاتر خواهد بود.

وجود پره‌های مکعبی به ازای تمام حالت‌ها افت فشار کمتری نسبت حالت بدون پره دارند. این امر بدلیل محبوس شدن گردابه‌ها در بین پرها می‌باشد، به طوری که گردابه‌های تولیدی نمی‌توانند به داخل جریان نفوذ پیداکنند و در نتیجه آن بخش از کانال، با گردابه‌ی کمتری جریان را از خود عبور می‌دهد و موجبات پایین آمدن افت فشار می‌گردد. چون سیال نزدیک ورودی دمای کمتری نسبت به سیال خروجی دارد، لذا گردابه‌ها عموماً در همه جا به جز ابتدای کانال می‌توانند تشکیل شوند. حضور مکعب‌های فلزی در پایین دست ورودی کانال مانع حضور گردابه‌ها در جریان اصلی می‌شوند. بنابراین هرچه سیستم پره‌گذاری دورتر از ورودی قرار بگیرد، جریان با افت فشار کمتری روبرو می‌شود. البته افزایش انتقال گرما بدلیل عدم توسعه لایه مرزی در قسمت‌های ورودی کانال امری حتمی می‌باشد، چرا که سیال هنوز به لحاظ گرمایی و هیدروپنماتیکی توسعه نیافته بوده و پرها حرارت بیشتری را مبادله می‌نمایند. اما همانطور که در شکل ۵ ملاحظه می‌گردد، کاهش افت فشار نسبت افزایش انتقال گرما در سیستم پره‌گذاری دور دست ورودی، از تأثیر بالایی برخوردار است.

بدلیل نفوذ قسمتی از جریان به فاصله ما بین پره‌ها افزایش می‌یابد اما بعد از زیاد شدن فاصله پره‌ها از یک مقدار مشخصی، سرعت جریان بعد از عبور هر پره، بدلیل افزایش سطح مقطع عبوری جریان هوا، کاهش می‌یابد (که باعث افزایش افت فشار می‌گردد) و گردابه‌های ناشی از همرفت آزاد خودنمایی کرده و باعث از بین رفتن پروفیل سرعت در کف می‌شود. بنابراین یک مقدار بیشینه برای ضریب عملکرد قابل شناسایی می‌باشد.

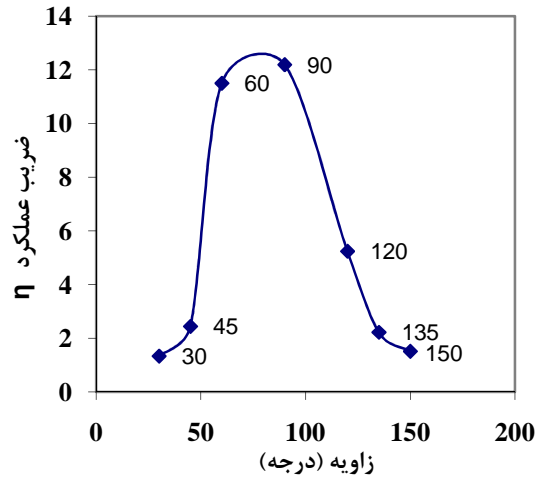


شکل ۹ - تغییرات ضریب عملکرد در نسبت فاصله‌های طولی متفاوت

#### ۴-۴-۲- تغییر فاصله‌های عرضی ( $S_w$ )

در این قسمت با ثابت نگه داشتن یک فاصله طولی، تغییر فواصل عرضی  $\frac{S_w}{w} = 0.3, 0.5, 0.8, 1, 1.2$  را مورد بررسی قرار می‌دهیم.

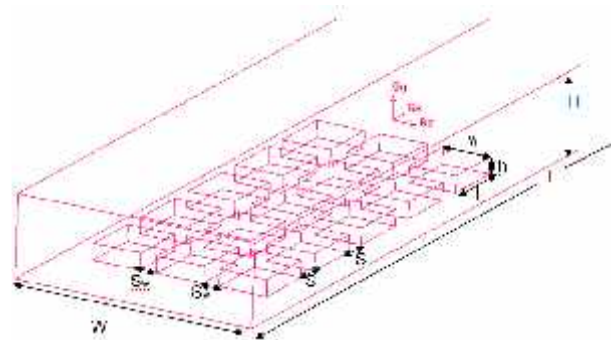
همانطور که ملاحظه می‌گردد (شکل ۱۰) یک مقدار کمینه برای ضریب عملکرد در نزدیکی نسبت عرضی ۱ وجود دارد. بدین ترتیب که با افزایش فاصله عرضی پره‌ها انتقال گرما بدلیل کاهش سرعت در لابلای پره‌ها وضعیت نامناسبی به خود می‌گیرد (کاهش می‌یابد) ولی بعد از گذر از یک حد معینی سرعت عبوری از بین پره‌ها به قدری کاهش می‌یابد که همرفت آزاد خودنمایی کرده و مشابه یک کف بدون پره انتقال گرمای بیشتری ایجاد می‌کند. به عبارت ساده‌تر، در واقع ابتدا با افزایش نسبت عرضی، همرفت آزاد تقویت یافته (بدلیل کاهش سطح مقطع جریان هوای عبوری) و در نتیجه گردابه‌های ایجاد شده افزایش یافته و باعث افزایش افت فشار می‌گردند. اما بعد از افزایش از یک مقدار مشخصی، گردابه‌های ایجاد شده سد راه جریان عبوری می‌گردند و جریان فقط مسیر خود را از لابلای پره‌ها عوض می‌کنند و افت فشار ایجاد شده تنها ناشی از تغییر مسیر جریان می‌باشد.



شکل ۷ - ضریب عملکرد در زوایای گوناگون پره

#### ۴-۴-۴- چیدمان طولی و عرضی پره‌ها

این بخش شامل دو قسمت مجزا می‌باشد. ابتدا فاصله عرضی پره‌ها را ثابت نگه داشته و فاصله طولی آنها را تغییر می‌دهیم. در قسمت بعدی نیز فاصله طولی پره‌ها را ثابت نگه داشته و فاصله عرضی را تغییر می‌دهیم. منظور از تغییر فاصله طولی و عرضی به ترتیب تغییر چیدمان پره‌ها در راستای جریان اصلی و راستای عمود بر جریان سیال می‌باشد. شکل ۸ طرحواره شکل و پارامترهای متغیر در این بررسی را نشان می‌دهد.



شکل ۸ - طرحواره مکعب‌ها مربوط به تغییرات چیدمان طولی و عرضی

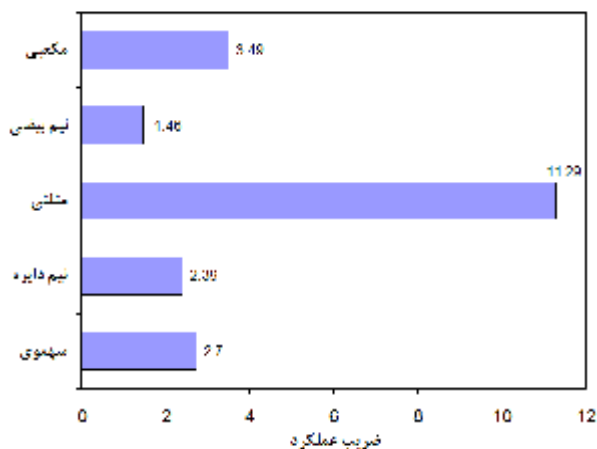
#### ۴-۴-۱- تغییر فاصله‌های طولی (S)

در این قسمت با ثابت نگه داشتن نسبت  $\frac{S_w}{w}$  فاصله‌های طولی را برای نسبت‌های  $\frac{S}{l} = 1, 1.5, 1.7, 2, 2.4$  مورد بررسی قرار می‌دهیم.

همانطور که در نمودار شکل ۹ ملاحظه می‌گردد، یک مقدار بیشینه در حوالی نسبت فاصله طولی ۲ برای ضریب عملکرد وجود دارد. با افزایش فاصله طولی پره‌ها در ابتدا انتقال گرما

همانطور که از نمودار شکل ۱۲ ملاحظه می‌گردد، پروفیل با مقطع مثلثی ضریب عملکردی در حدود ۳ تا ۴ برابر سایر پروفیل‌ها دارد. البته با توجه به فرضیات مسئله برای تمامی پروفیل‌ها که در ابتدای این بخش بیان گردید، یک زاویه ثابت برای رأس مثلث بدست آمده و برای تحقیقات وسیع‌تر می‌توان زوایای گوناگونی را مورد بررسی قرار داد.

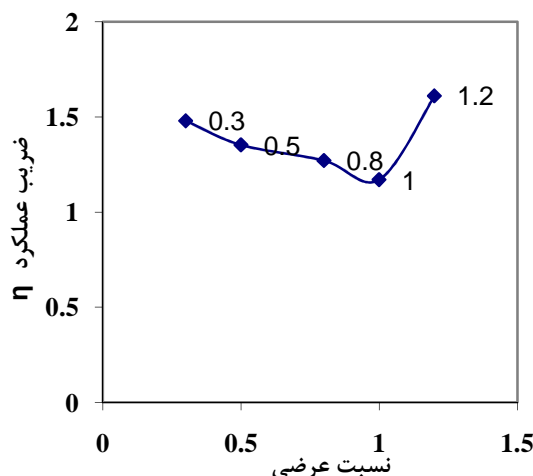
مزیت اصلی پروفیل مثلثی نسبت به سایر انواع پروفیل‌ها، اجازه دادن به جریان اصلی سیال برای ورود به مابین پره‌ها می‌باشد. بدین ترتیب وضعیت مناسب انتقال گرما ثابت می‌شود. از طرفی پروفیل مثلثی بدلیل فاصله زیاد بین پره‌ها نسبت به سایر پروفیل‌ها در شرایط یکسان، توانایی بازیافت فشار را در حدفاصل بین پره‌ها را داراست. در مجموع عوامل ذکر شده، باعث افزایش هرچه بیشتر ضریب عملکرد برای پروفیل مثلثی می‌گردد.



شکل ۱۲- ضریب عملکرد در پروفیل‌های متفاوت (تمامی اشکال از وسط کانال بر روی کف چیده شده‌اند).

### ۶- نتیجه‌گیری

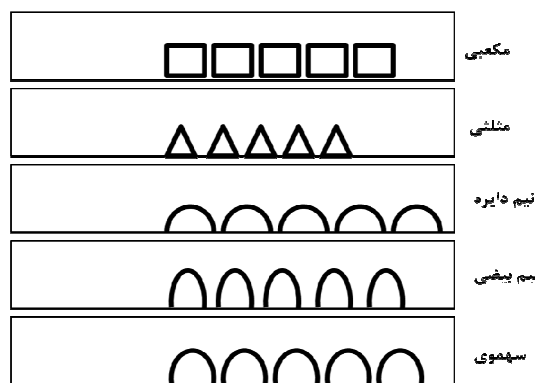
در مطالعه حاضر به بررسی تأثیر پره‌های مکعبی بر روی سطح شار گرمایی ثابت در جریان داخل کانال مستطیلی شکل در حضور هر دو نوع همرفت (اجباری و آزاد) پرداخته شده است. حضور پره‌ها تأثیر قابل ملاحظه‌ای به لحاظ کاهش افت فشار داشته‌اند. زیرا گردابه‌های تشکیل شده در بین پره‌ها محبوس گردیده و نمی‌توانند خود را به جریان اصلی سیال برسانند. پره‌ها را با تغییر طول ورودی، تغییر زاویه تماس، تغییر فاصله‌های طولی و عرضی و نیز تغییر پروفیل مقطع‌ها بررسی گردید. اغلب افزایش انتقال گرما موجب افزایش افت فشار نیز می‌گردد که چندان مطلوب نمی‌باشد، به همین دلیل ضریب عملکردی تعریف گردید تا هردو پارامتر را بصورت همزمان بررسی نماییم. در بین حالات بررسی شده پروفیل



شکل ۱۰- تغییرات ضریب عملکرد در نسبت فاصله‌های عرضی متفاوت

### ۵- تغییر شکل پروفیل پره‌ها

در این بخش با ثابت نگه داشتن مساحت بیرونی کل پره‌ها (مساحتی که انتقال گرما از آن صورت می‌گیرد) و نیز نسبت انسداد<sup>۱</sup> (نسبت ارتفاع هر پره به ارتفاع کانال) برای یک مکان ثابت و با تعداد پره‌های ثابت، شکل پروفیل پره‌ها را عوض می‌نماییم. برابر بودن نسبت انسداد بیان می‌دارد که سیال در هنگام ورود به کانال، سطح یکسانی را خواهد دید و هیچگونه احساسی نسبت به موانع پیش‌رو ندارد. بدین صورت که اشکال مستطیل، نیم‌دایره، نیم‌بیضی، مثلث و سهمی مورد مطالعه قرار می‌گیرند. طرحواره تمامی پروفیل‌ها در شکل ۱۱ ملاحظه می‌گردد. لازم به ذکر است که همه پره‌ها از یک مکان ثابت چیده شده‌اند.



شکل ۱۱- طرحواره پروفیل‌های متفاوت (فاصله‌ها و ابعاد بصورت شماتیک همانند شکل ۸ می‌باشند).

<sup>1</sup> Blockage ratio

- [7] Korichi. A., Oufer. L., "Numerical heat transfer in a rectangular channel with mounted obstacles on upper and lower walls", *Int. J. Thermal Sciences*, vol. 44, pp. 644–655, 2005.
- [8] Dogan. M., Sivrioglu. M., "Experimental investigation of mixed convection heat transfer from longitudinal fins in a horizontal rectangular channel: In natural convection dominated flow regimes", *Int. J. Energy Conversion and Management*, vol. 50, pp.2513–2521,2009.
- [9] Bakkas. M., Hasnaoui. M., Amahmid. A., "Natural convective flows in a horizontal channel provided with heating isothermal blocks: Effect of the inter blocks spacing", *Int. J. Energy Conversion and Management*, vol. 51, pp. 296–304, 2010.
- [10] Kelkar. K. M., Choudhury. D., " Numerical prediction of periodically fully developed natural convection in a vertical channel with surface mounted heat generating blocks", *Int. J. Heat and Mass Transfer*, vol.36, pp.1133– 1145, 1993.
- [11] Arquis. E., Rady. M., "Study of natural convection heat transfer in a finned horizontal fluid layer", *Int. J. Thermal Science*, vol.44, pp.43-52,2005.
- [12] Abourida. B., Hasnaoui. M., "Numerical study of partitions effect on multiplicity of solutions in an infinite channel periodically heated from below", *Int. J. Energy Conversion and Management*, vol.46, pp. 2697–2717, 2005.
- [13] Bakkas. M., Amahmid. A., Hasnaoui. M., "Numerical steady of natural convection heat transfer in a horizontal channel provided with rectangular blocks releasing uniform heat flux and mounted on its lower wall". *Int. J. Energy Conversion and Management*, vol.49, pp. 2757–2766, 2008.
- [14] El A. M., Najam. M., Semma. E., Oubarra. A., Penot. F., "Chimney effect in a T form cavity with heated isothermal blocks: the blocks height effect", *Int. J. Energy Conversion and Management*, vol.45, pp. 3181–3191, 2004.
- [15] Desrayaud. G., Fichera. A., Lauriat. G., "Natural convection air-cooling of a substrate-mounted protruding heat source in a stack of parallel boards", *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 28, pp. 469–482, 2007.
- [16] Lee. J. R., Ha. M. Y., Balachandar. S., Yoon. H. S., Lee. S. S., "Natural convection in a horizontal layer of fluid with a periodic array of square cylinders in the interior", *Int. J. Phys Fluids*, vol. 16, pp. 1097–1117, 2004.
- [17] Rashkovana. A., Aharona. J., Katza. M., Ziskind. G., "Optimization of rib-roughened annular gas-coolant channels", *Int. J. Nuclear Engineering and Design*, vol. 240, pp. 344–351, 2010.
- [18] Horng, W. W., Perng. S. W., "Effect of an oblique plate on the heat transfer enhancement of mixed convection over heated blocks in a

مکعبی با زاویه تماس نزدیک ۷۵ درجه و نیز پره با پروفیل مثلی بهترین حالت به لحاظ ضریب عملکرد را دارا هستند.

#### نمادها

Cp	ثابت گرمایی ویژه، بر حسب (J/kg . K)
f	ضریب اصطکاک، بی بعد
g	شتاب گرانش زمین، بر حسب (m/s <sup>2</sup> )
Gr	عدد گرافش، بی بعد
k	ضریب رسانندگی گرمایی، بر حسب (W/m.K)
Nu	عدد نوسلت، بی بعد
P	فشار، بر حسب (Pa)
Re	عدد رینولدز، بی بعد
Ri	عدد ریچاردسون، بی بعد
T	دما، بر حسب کلوین
u	سرعت در راستای x، بر حسب (m/s)
v	سرعت در راستای y، بر حسب (m/s)
W	سرعت در راستای z، بر حسب (m/s)

#### حروف یونانی

$\phi$	زاویه پروفیل با کف کانال، بر حسب درجه
$\eta$	ضریب عملکرد، بی بعد
$\rho$	چگالی، بر حسب (kg/m <sup>3</sup> )
$\mu$	لزجت، بر حسب (Pa.s)

#### مراجع

- [1] Teertstra. P., Culham. J. R., Yovanovich. M. M., "Comprehensive review of natural and mixed convection heat transfer models for circuit board arrays", *Int. J. Electronics manufacturing*, vol.7, Issue 6, pp.79- 92, 1997.
- [2] Abdel. R. I., Nell . E. T., "Mixed convection recirculation flow in a vertical single-rod channel connected to an upper plenum", *Nuclear Engineering and Design*, vol. 132, pp. 317-338,1992.
- [3] Sparrow. E. M., Chrysler. G. M., Azevedo. L. F., "Observed flow reversals and measured-predicted Nusselt numbers for natural convection in a one-sided heated vertical channel", *Int. J. Heat Transfer*, vol. 106 , pp. 325-332.,1984.
- [4] Iannello. V., Todreas. N. E., "Mixed convection in parallel channels with application to the liquid-metal reactor concept", *Nuclear. Sci. Eng*, vol. 101, pp.315-329, 1989.
- [5] Young. T. J., Vafai. K., "Convective flow and heat transfer in a channel containing multiple heated obstacles", *Int. J. Heat and Mass Transfer*, vol. 41, pp. 3279-3298, 1998.
- [6] Cheng. C. H., Huang. W. H., "Numerical prediction for laminar forced convection in parallel-plate channels with transverse fin arrays", *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 34, Issue2, pp. 2739-2749, 1991.



Conversion and Management , vol.51, pp. 1242–1249, 2010.

[31] Thianpong. C., Chompookham . T., Skullong. S., Promvonge. P., "Thermal characterization of turbulent flow in a channel with isosceles triangular ribs", Int. Comm. Heat and Mass Transfer, vol. 36, pp. 712–717, 2009.

[32] Ichimiya. K., Matsushima. Y., "Performance evaluation of mixed convection in an inclined square channel with uniform temperature walls", Int. J. Heat and Mass Transfer, vol. 52, pp. 1802–1810, 2009.

[33] Mittelman. G., Alshare. A., Davidson. J. H., "Composite relation for laminar free convection in inclined channels with uniform heat flux boundaries", Int. J. Heat and Mass Transfer, vol. 52, pp. 4689–4694, 2009.

[34] Yang. M. H., Yeh. R. H. , Hwang. J.J., "Mixed convective cooling of a fin in a channel", Int. J. Heat and Mass Transfer, vol. 53, pp.760–771, 2010.

[35] Patankar. S. V., "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Hemisphere, New York, 1980.

[36] Dogan. A., Sivrioglu. M., Baskaya. S., "Investigation of mixed convection heat transfer in a horizontal channel with discrete heat sources at the top and at the bottom", Int. J. Heat and Mass Transfer, vol. 49, pp. 2652–2662, 2006.

horizontal channel", Int. J. Heat and Mass Transfer, vol. 31, pp.106-124, 1999.

[19] Korichi. A., Ouferr. L., Polidori. G., "Heat transfer enhancement in self-sustained oscillatory flow in a grooved channel with oblique plates", Int. J. Heat and Mass Transfer, vol. 52, pp.1138–1148, 2009.

[20] Promvonge. P., Sripattanapipat. S., Tamna. S., Kwankaomeng. S., Thianpong. C., " Numerical investigation of laminar heat transfer in a square channel with 45° inclined baffles", Int. Comm. Heat and Mass Transfer, vol. 37, pp. 170–177, 2010.

[21] Yang. S. J., "A numerical investigation of heat transfer enhancement for electronic using an oscillating vortex generator", Int. J. Num. Heat Transfer Part A, vol. 42, pp.269–284, 2002.

[22] Myrum. T.A., Acharya. S., Inamdar. S., Mehrotra. A., "Vortex generator induced heat transfer augmentation past a rib in a heated duct air flow", Int. J. Heat Transfer, vol. 114, pp. 280–284, 1992.

[23] Myrum. T.A., Qiu. X., Acharya. S., "Heat transfer enhancement in a ribbed duct using vortex generators", Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 36, pp.3497–3508, 1993.

[24] Garimella. S. V., Eibeck. P. A., "Enhancement of single phase convective heat transfer from protruding elements using vortex generators", Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 34, pp.2431–2433, 1991.

[25] Tsay. Y. L., Cheng. J. C., Chang. T. S., "Enhancement of heat transfer from surface mounted block heat sources in a duct with baffles", Int. J. Num. Heat Transfer Part A, vol. 43, pp. 827–841, 2003.

[26] Oztop. H. F., Varol. Y., Alnak. Do. E., "Control of heat transfer and fluid flow using a triangular bar in heated blocks located in a channel", Int. Comm. Heat and Mass Transfer, vol. 36, pp.878–885, 2009.

[27] Promvonge. P., Jedsadaratanachai. W., Kwankaomeng. S., "Numerical study of laminar flow and heat transfer in square channel with 30° inline angled baffle tabulators", Int. J. Applied Thermal Engineering, vol.30, pp.1-12, 2010.

[28] Promvonge. P., Sripattanapipat. S., Tamna. S., Kwankaomeng. S., Thianpong. C., "Numerical investigation of laminar heat transfer in a square channel with 45° inclined baffles", Int. Comm. Heat and Mass Transfer, vol. 37, pp.170–177, 2010.

[29] Armellini. A., Casarsa. L., Giannattasio. P., "Low Reynolds number flow in rectangular cooling channels provided with low aspect ratio pin fins", Int. J. of Heat and Fluid Flow vol. 31, pp. 689-701, 2010.

[30] Promvonge. P., Chompookham. T., Kwankaomeng. S., Thianpong. C., "Enhanced heat transfer in a triangular ribbed channel with longitudinal vortex generators", Int. J. Energy