

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشکده‌ی مهندسی مکانیک و مکاترونیک

پایان‌نامه کارشناسی ارشد

مهندسی مکانیک-گرایش تبدیل انرژی

عنوان

مطالعه عددی جریان و انتقال حرارت در مسیرهای خنک کاری داخلی پره‌های روتور و استاتور

توربین گازی با در نظر گرفتن دیمپل‌ها و برآمدگی‌های V شکل

نگارش

سید حسین حسینی

استاد راهنما:

دکتر محمود نوروزی

استاد مشاور:

دکتر محمد حسن کیهانی

تیر ۱۳۹۸

شماره: ۲۰۹۸/۱۲۱  
تاریخ: ۹۸/۶/۲۴

باسمه تعالی



مدیریت تحصیلات تکمیلی

فرم شماره (۳) صورتجلسه نهایی دفاع از پایان نامه دوره کارشناسی ارشد

با نام و یاد خداوند متعال، ارزیابی جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد خانم / آقای سید حسین حسینی با شماره دانشجویی ۹۵۰۴۵۷۴ رشته مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی تحت عنوان مطالعه عددی جریان و انتقال حرارت در مسیرهای خنک کاری داخلی پره های روتور و استاتور توربین گازی با در نظر گرفتن دیمپل ها و برآمدگی های V شکل که در تاریخ ۹۸/۰۴/۲۵ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام می گردد:

قبول (با درجه: .....)			
<input type="checkbox"/> مردود			
نوع تحقیق: <input checked="" type="checkbox"/> نظری <input type="checkbox"/> عملی			
عضو هیأت داوران	نام و نام خانوادگی	مرتبه علمی	امضاء
۱- استاد راهنمای اول	دکتر محمود نوروزی	دانشیار	
۲- استاد راهنمای دوم			
۳- استاد مشاور	دکتر محمد حسن کیهانی	استاد	عماد بنیور رحمانیان
۴- نماینده تحصیلات تکمیلی	دکتر علی خالقی	استادیار	
۵- استاد ممتحن اول	دکتر رامین ذاکری	استادیار	
۶- استاد ممتحن دوم	دکتر علی عباس نژاد	استادیار	

نام و نام خانوادگی رئیس دانشکده: دکتر محمد محسن شاه مردان

تاریخ و امضاء و مهر دانشکده:

تصیر: در صورتی که کسی مردود شود حداکثر یکبار دیگر (در مدت مجاز تحصیل) می تواند از پایان نامه خود دفاع نماید (دفاع مجدد نباید زودتر از ۴ ماه برگزار شود).



## تقدیم‌نامه

از پدر گر قالب تن یافتم      از معلم جان روشن یافتم

تقدیم به دست‌های زحمت‌کش پدرم و محبت‌های بی‌دریغ مادرم و حمایت‌های همیشگی همسر  
مهربانم؛

و همچنین تقدیم به برادر عزیزتر از جانم و استاد گرامی‌ام که با کمک‌های خود مرا در راه تألیف  
این پایان‌نامه یاری دادند.



## سپاس‌گزاری

منت خدای را عزوجل که طاعتش موجب قربست و به شکر اندرش  
مزید نعمت، هر نفسی که فرو می‌رود ممد حیاتست و چون بر می‌آید  
مفرح ذات، پس در هر نفسی دو نعمت موجودست و بر هر نعمت  
شکری واجب.

سعدی

پس از حمد خداوند باری تعالی بر خود لازم می‌دانم تا زحمات اساتید گرانقدرم را ارج نهم.  
بسیار خرسندم که افتخار شاگردی اساتید فرزانه جناب آقای دکتر محمود نوروزی و دکتر  
محمد حسن کیهانی را دارم، بیش از همه سپاس‌گزار زحمات، محبت‌ها و راهنمایی‌های ایشان  
هستم و از خداوند رحمان بهترین‌ها را برای ایشان آرزو دارم.  
از اساتید بزرگوار آقایان دکتر محسن نظری و دکتر پوریا اکبرزاده که خالصانه از علم خویش به  
من آموختند و زحمت داوری این پایان‌نامه را نیز متقبل شدند، کمال تقدیر و تشکر را دارم.  
بر خود لازم می‌دانم از تمامی عزیزانی که به هر نحوی در طول دوران تحصیل و تهیه این  
مجموعه مرا یاری دادند صمیمانه تشکر و قدرانی نمایم و از خداوند متعال برای همه ایشان  
موفقیت و سربلندی را خواستارم.

## تعهد نامه

اینجانب سید حسین حسینی دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته تبدیل انرژی دانشکده‌ی مکانیک و مکاترونیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان‌نامه مطالعه عددی جریان و انتقال حرارت در مسیر های خنک‌کاری داخلی پره های روتور و استاتور توربین گازی با در نظر گرفتن دیمپل ها و برآمدگی های V شکل تحت راهنمایی دکتر محمود نوروزی

متعهد می‌شوم:

- تحقیقات در این پایان‌نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است.
- در استفاده از نتایج پژوهش‌های محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است.
- مطالب مندرج در پایان‌نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ‌جایی ارائه نشده است.
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می‌باشد و مقالات مستخرج با نام «دانشگاه صنعتی شاهرود» و یا «Shahrood University of Technology» به چاپ خواهد رسید.
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان‌نامه تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان‌نامه رعایت می‌گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان‌نامه، در مواردی که از موجود زنده (یا بافت‌های آن‌ها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است.
- در کلیه مراحل انجام این پایان‌نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است، اصل رازداری، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است.

## تاریخ

### امضای دانشجو

### مالکیت نتایج و حق نشر

- کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج، کتاب، برنامه‌های رایانه‌ای، نرم افزارها و تجهیزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می‌باشد. این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود.
- استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان‌نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی‌باشد.

## چکیده

خنک کاری داخلی پره های توربین گاز با توجه به شرایط کاری با دمای بالا، یکی از مهم ترین مسائل در زمینه توربو ماشین ها می باشد. روشی جایگزین برای آشفته سازهای دندانانه ای<sup>۱</sup> در سال های اخیر، استفاده از دیمپل یا برآمدگی می باشد. این دو تکنیک در مقایسه با دندانانه افت فشار کمتری به وجود می آورند که این مسئله باعث افزایش راندمان حرارتی می شود. در تحقیق حاضر، با استفاده از روش های عددی، مشخصه های جریانی و انتقال حرارتی کانال خنک کاری مستطیلی شکل مجهز به دیمپل و برآمدگی مورد بررسی قرار گرفته است. چهار هندسه مختلف از دیمپل ها و برآمدگی های V شکل در نظر گرفته شده است. هدف از انجام این تحقیق، افزایش انتقال حرارت، اختلاط جریان و همچنین ترکیب این دو روش بر روی دیوارهای مختلف کانال داخل پره توربین می باشد. پس از آزمودن مدل های توربولانسی دیگر همچون  $k-\epsilon$  و RSM، مدل توربولانسی  $K-\omega$  انتخاب شده و تمامی نتایج با استفاده از این مدل به دست آمده است. ترکیب دیمپل و برآمدگی بر روی دیوارهای مختلف کانال هدف اصلی طراحی در این تحقیق می باشد و بازه عددی رینولدز از ۱۰۰۰۰ تا ۶۰۰۰۰ مورد نظر گرفته شده است. نتایج حاکی از آن است که در رینولدزهای پایین ( $Re=10000$ )، حالتی که دیواره های روبرویی به دیمپل مجهز شده است، بالاترین راندمان را داراست. این در حالیست که در حالت های دیگر آزمایش شده، نرخ عدد ناسلت<sup>۲</sup> یکسانی را نشان می دهند. با افزایش رینولدز تا ۲۰۰۰۰، این نرخ برای تمامی حالت ها مورد افزایش می یابد. در رینولدزهای بالاتر، در حالت هایی که یک دیواره به دیمپل مجهز شده، دیواره های روبرویی به دیمپل و یا به دیمپل و برآمدگی مجهز شده اند، دچار کاهش در نرخ انتقال حرارت می شوند. اگرچه در حالتی که چهار دیواره کانال به دیمپل مجهز شده اند، به دلیل وجود یک جفت گردابه مخالف گرد به وجود آمده از دیمپل های روی دیواره کناری نرخ انتقال حرارت افزایش پیدا می کند. لازم به ذکر است که در تمامی موارد با افزایش رینولدز ضریب اصطکاک افزایش یافته، در نتیجه بالاترین راندمان حرارتی متعلق به حالت چهار دیواره مجهز به دیمپل می باشد.

**واژگان کلیدی:** خنک کاری داخلی توربین گاز، دیمپل و برآمدگی های V شکل، راندمان حرارتی، آشفته سازهای دندانانه ای

<sup>1</sup> Rib Turbulators

<sup>2</sup> Nusselt Number Ratio



## فهرست عنوان‌ها

م	فهرست شکل‌ها	۱
س	فهرست جداول	۱
ش	فهرست نشانه‌ها	۱
۱	فصل ۱ مقدمه	۱
۲	۱-۱ مقدمه	۲
۶	۱-۲ روش‌های خنک‌کاری	۶
۶	۱-۲-۱ خنک‌کاری داخلی	۶
۹	۱-۲-۲ خنک‌کاری خارجی	۹
۱۱	۱-۳ مروری بر ادبیات موضوع	۱۱
۲۱	۱-۴ تعریف مسئله	۲۱
۲۲	۱-۵ ضرورت انجام پژوهش	۲۲
۲۲	۱-۶ روش تحقیق	۲۲
۲۳	۱-۷ اهداف پژوهش	۲۳
۲۵	فصل ۲ روش تحقیق	۲۵
۲۶	۲-۱ مقدمه	۲۶
۲۶	۲-۲ معادلات حاکم در جریان توربولانس	۲۶
۲۶	۲-۲-۱ متوسط‌گیری جمعی	۲۶
۲۷	۲-۲-۲ متوسط‌گیری زمانی	۲۷
۲۷	۲-۲-۳ معادله پیوستگی، مومنتوم و انرژی برای جریان آشفته	۲۷
۲۸	۲-۳ مدل‌سازی جریان‌های توربولانس	۲۸
۲۹	۲-۳-۱ مروری بر روش‌های RANS	۲۹
۳۲	۲-۴ انتخاب مدل آشفتگی و صحت‌گذاری	۳۲
۳۶	۲-۵ هندسه مدل	۳۶
۴۰	۲-۶ تولید شبکه، شبکه بندی و استقلال از شبکه	۴۰
۴۱	۲-۷ شرایط مرزی	۴۱
۴۳	فصل ۳ نتایج	۴۳
۴۴	۳-۱ مقدمه	۴۴

۴۴	.....	۳-۲- تعریف پارامترها
۴۵	.....	۳-۳- توزیع دما و ناسلت محلی
۶۷	.....	۳-۴- نرخ انتقال حرارت و ناسلت متوسط
۶۸	.....	۳-۵- میدان جریان و توزیع سرعت
۷۷	.....	۳-۶- عملکرد حرارتی و ضریب اصطکاک
۸۱	.....	فصل ۴ نتیجه‌گیری و پیشنهادات
۸۵	.....	منبع‌ها

## فهرست شکل ها

- شکل ۱-۱: روش های خنککاری پره توربین گاز (الف) خنککاری خارجی (ب) خنککاری داخلی [۲] ..... ۴
- شکل ۱-۲: چیدمان آشوبگرها در داخل کانال خنک کاری و نحوه تشکیل گردابه‌ها در پیکربندی‌های متفاوت [۳] ۸
- شکل ۱-۳: شماتیک جریانی در یک دیمپل [۷] ..... ۹
- شکل ۱-۴: حالت مختلف دیواره های کانال با دیمپل یا برآمدگی [۱۲] ..... ۱۳
- شکل ۱-۵: هندسه های مختلف از جا گیری دیمپل و برآمدگی رو به روی هم [۲۵] ..... ۱۶
- شکل ۱-۶: شماتیک مفهومی از جریان های ثانویه به وجود آمده از دیمپل های V شکل [۳۹] ..... ۱۹
- شکل ۱-۷: شماتیک هندسه کلی مورد استفاده در این تحقیق ..... ۲۲
- شکل ۱-۲: صحنه گذاری بر مدل توربولانسی توسط مقایسه متوسط ضریب عدد ناسلت عرضی در طول کانال گرما دیده با استفاده از سه مدل توربولانسی ..... ۳۲
- شکل ۲-۲: صحنه گذاری بر مدل توربولانسی توسط مقایسه ضریب اصطکاک کلی با استفاده از سه مدل توربولانسی ..... ۳۳
- شکل ۲-۳: هندسه به کار رفته در تحقیق سو [۵۲] ..... ۳۳
- شکل ۲-۴: اطلاعات کلی کانال ..... ۳۶
- شکل ۲-۵: اطلاعات قسمت مجهز به دیمپل کانال (تمامی اندازه ها به سانتی متر میباشد) ..... ۳۷
- شکل ۲-۶: نمای جانبی ناحیه مورد مطالعه چهار حالت مختلف استفاده شده در این تحقیق ..... ۳۸
- شکل ۲-۷: اطلاعات هندسی مربوط به تقعر و تحدب های V شکل ..... ۳۹
- شکل ۲-۸: شبکه بندی مورد استفاده برای حالت A ..... ۴۱
- شکل ۲-۹: شرایط مرزی برای حالت D ..... ۴۲
- شکل ۱-۳: نواحی مختلف مورد بررسی بر روی ردیف نوزدهم دیمپل ها ..... ۴۶

- شکل ۳-۲: توزیع دما برای رینولدز های مختلف (حالت A,  $X/D_h=9.4$ ) ..... ۴۷
- شکل ۳-۳: توزیع دما برای رینولدز های مختلف (حالت B,  $X/D_h=9.4$ ) ..... ۴۹
- شکل ۳-۴: توزیع دما برای رینولدز های مختلف (حالت C,  $X/D_h=9.4$ ) ..... ۵۱
- شکل ۳-۵: توزیع دما برای رینولدز های مختلف (حالت D,  $X/D_h=9.4$ ) ..... ۵۳
- شکل ۳-۶: توزیع دما برای رینولدز های مختلف (حالت A,  $X/D_h=9.28$ ) ..... ۵۵
- شکل ۳-۷: توزیع دما برای رینولدز های مختلف (حالت A,  $X/D_h=9.15$ ) ..... ۵۷
- شکل ۳-۸: توزیع عدد ناسلت محلی عرضی برای حالت A در سه ناحیه مختلف ..... ۵۹
- شکل ۳-۹: توزیع عدد ناسلت محلی عرضی برای حالت B در سه ناحیه مختلف ..... ۶۱
- شکل ۳-۱۰: توزیع عدد ناسلت محلی عرضی برای حالت C در سه ناحیه مختلف ..... ۶۳
- شکل ۳-۱۱: توزیع عدد ناسلت محلی عرضی برای حالت D در سه ناحیه مختلف ..... ۶۵
- شکل ۳-۱۲: متوسط ضریب عدد ناسلت برای حالت های مختلف ..... ۶۷
- شکل ۳-۱۳: اندازه وورتیسیته در قسمت انتهایی دیمپل در رینولدز ۱۰۰۰۰ ..... ۶۹
- شکل ۳-۱۴: توزیع سرعت و گردابه های ثانویه برای حالت های مختلف در رینولدز ۱۰۰۰۰ و  $X/D_h=9.28$  ..... ۷۰
- شکل ۳-۱۵: اندازه وورتیسیته در قسمت انتهایی دیمپل در رینولدز ۲۰۰۰۰ ..... ۷۱
- شکل ۳-۱۶: توزیع سرعت و گردابه های ثانویه برای حالت های مختلف در رینولدز ۲۰۰۰۰ و  $X/D_h=9.28$  ..... ۷۲
- شکل ۳-۱۷: اندازه وورتیسیته در قسمت انتهایی دیمپل در رینولدز ۴۰۰۰۰ ..... ۷۳
- شکل ۳-۱۸: توزیع سرعت و گردابه های ثانویه برای حالت های مختلف در رینولدز ۴۰۰۰۰ و  $X/D_h=9.28$  ..... ۷۴
- شکل ۳-۱۹: اندازه وورتیسیته در قسمت انتهایی دیمپل در رینولدز ۶۰۰۰۰ ..... ۷۵
- شکل ۳-۲۰: توزیع سرعت و گردابه های ثانویه برای حالت های مختلف در رینولدز ۶۰۰۰۰ و  $X/D_h=9.28$  ..... ۷۶
- شکل ۳-۲۱: ضریب اصطکاک برای حالت های مختلف ..... ۷۸
- شکل ۳-۲۲: عملکرد حرارتی برای حالت های مختلف ..... ۷۹



شکل ۳-۲۳: مقایسه ضریب عملکرد حرارتی حالت D با مطالعات قبلی ..... ۸۰

## فهرست جداول

جدول ۱-۲: استقلال از شبکه برای رینولدز ۱۰۰۰۰ و سرعت ورودی ۷,۰۵۹ متر بر ثانیه ..... ۴۰

## فهرست نشانه‌ها

محیط کانال مستطیلی	$P$ [m]	مساحت عرضی کانال مستطیلی	$A_c$ [m <sup>2</sup> ]
فشار ورودی هوا	$P_{in}$ [Pa]	نسبت ابعاد کانال	$AR(W/H)$
فشار خروجی هوا (فشار اتمسفریک)	$P_{out}$ [Pa]	ضریب درگ اصطکاکی	$C_f$
عدد پرانتل	$Pr$	قطر دیمپل	$D$ [m]
شار حرارتی دیواره	$Q_w$ [W/m <sup>2</sup> ]	قطر هیدرولیکی کانال مستطیلی	$D_h$ [m]
عدد رینولدز برای جریان خنک‌کننده	$Re(\rho U_i D_h / \mu)$	ضریب اصطکاک	$f$
فاصله دیمپل‌های $V$ شکل در جهت طولی کانال	$S_x$ [m]	ضریب اصطکاک برای جریان توسعه یافته درون لوله صاف	$f_0$

فاصله دیمپل های کروی در جهت طولی کانال	$S_{xd}$ [m]	ضریب انتقال حرارت	$h$ [W/m <sup>2</sup> .K]
فاصله دیمپل های V شکل در جهت عرضی کانال	$S_y$ [m]	ارتفاع کانال	$H$ [m]
فاصله دیمپل های کروی در جهت عرضی کانال	$S_{yd}$ [m]	هدایت حرارتی هوا	$k$ [W/m <sup>2</sup> .K]
دمای توده هوای خنک- کننده	$T_B$ [K]	طول قسمت حرارت ندیده کانال	$L_0$ [m]
دمای محلی سطح حرارت دیده	$T_{(i)}$ [K]	طول قسمت حرارت دیده کانال	$L_1$ [m]
متوسط سرعت هوای ورودی	$U_i$ [m/s <sup>2</sup> ]	عدد ناسلت	$Nu$
عرض کانال	$W$ [m]	عدد ناسلت برای جریان درون یک لوله صاف	$Nu_0$

## علائم یونانی

ویسکوزیته دینامیک هوا	$\mu$ [kg/m.s]	ارتفاع دیمپل	$\delta$ [m]
چگالی سیال	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	افت فشار در طول کانال	$\Delta p$ ( $P_{in}-P_{out}$ ) [Pa]
ویسکوزیته حرکتی هوا	$\nu$ [kg/m.s]	نرخ اتلاف انرژی	$\varepsilon$



# فصل ۱ مقدمه

## ۱-۱- مقدمه

خنک کاری داخلی پره های توربین گاز با توجه به شرایط کاری با دمای بالا، یکی از مهم ترین مسائل در زمینه توربو ماشین ها می باشد. تکنیک های استفاده شده برای افزایش نرخ انتقال حرارت در خنک کننده داخلی ایرفویل های توربین گاز شامل دندانانه آشفته ساز، پین فین، سطوح دیمپل دار، سطوح با آرایه ای از پله، کانال های چرخان و سطوح زبر می باشند. طبق گفته لیگرانی<sup>۱</sup> و همکاران [۱]، تمام این ابزارها برای افزایش جریان های ثانویه و سطوح آشفته گی به منظور افزایش اختلاط و در برخی موارد برای ایجاد گردابه های در جهت جریان، عمل می کنند. این گردابه ها و جریان های ثانویه نه تنها باعث افزایش جابجایی حرارت به دور از سطوح می شوند بلکه تولید آشفته گی سه بعدی با ایجاد گردان سرعت در حجم قابل توجهی از جریان را نیز افزایش می دهند؛ این ها بعد از بزرگتر شدن بخش هایی از میدان جریان، آشفته گی ها را افزایش می دهند. علاوه بر این، تمامی تکنیک های ذکر شده، افزایش انتقال حرارت را توسط افزایش سطح برای انتقال حرارت جابجایی، فراهم می کنند. هدف کلی تکنیک های خنک کاری داخلی، حداقل کردن افت فشار و افزایش میزان انتقال حرارت در مسیرهای خنک کننده است. شکل ۱-۱ روش های خنک کاری داخلی برای یک پره توربین چند مسیره را از هان<sup>۲</sup> و همکاران [۲] ارائه می دهد. در چنین آرایشی هوای خنک کننده از طریق پره وارد ایرفویل می شود و سپس از یکی از چند مسیر داخلی عبور می کند. به دلیل شکل پره، مسیرهای خنک کننده در بسیاری از نقاط به طور کلی محصور شده اند و به همین دلیل سرد کردن آن دشوار است. این مسیرهای خنک کننده به طور کلی دارای سطح مقطع های پیچیده هستند، زیرا باید با کانتورهای خارجی ایرفویل های توربین سازگار باشند. در حفره های لبه حمله<sup>۳</sup> و فرار<sup>۴</sup> ایرفویل، ابزاری که بیشترین نرخ انتقال حرارت را برای یک نرخ جریان ارائه می دهند، نیاز است. هندسه لبه حمله برای مسیر های خنک کاری بسیار مناسب است، در حالی که یک لبه فرار نازک، محدودیت های هندسی را برای اندازه های مسیر و دسترسی به سیال خنک کننده ی هوا ایجاد می کند. به همین علت خنک کاری جت و محفظه های چرخان معمولاً در

---

<sup>1</sup> Ligrani *et al.*

<sup>2</sup> Han *et al.*

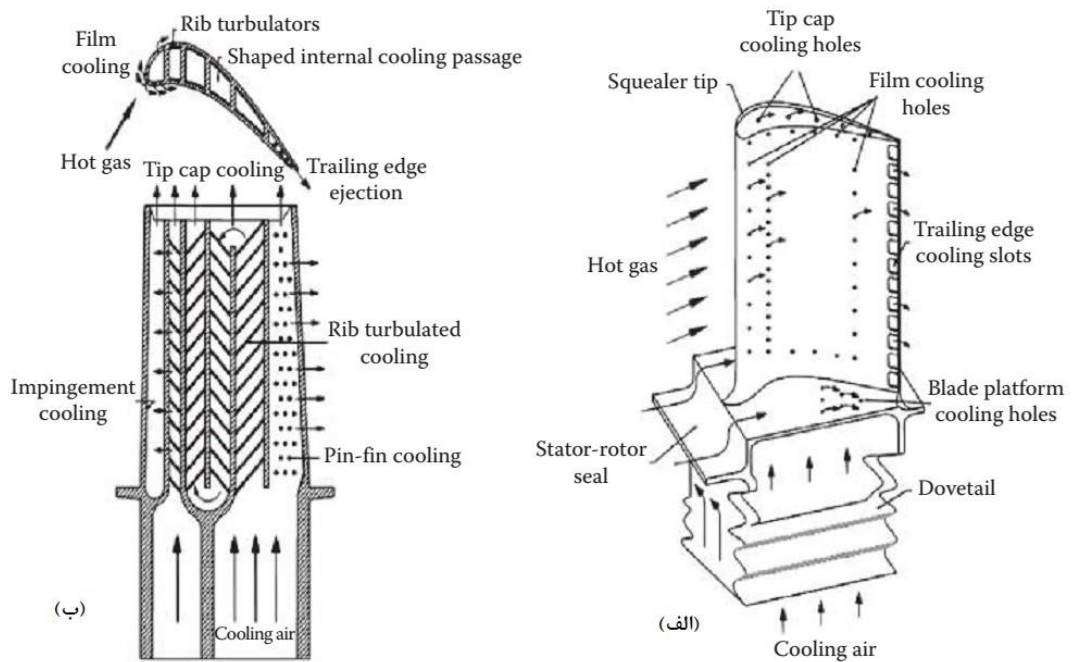
<sup>3</sup> leading

<sup>4</sup> trailing



نزدیکی لبه‌ی حمله‌ی ایرفویل، هم به صورت جداگانه و همچنین با پین فین و شکل‌های پیچیده‌تر آشفته‌ساز، معمولاً در نزدیکی لبه فرار ایرفویل به کار گرفته می‌شوند. دندان‌ه آشفته‌ساز و یا افزایش دهنده‌های آشفستگی نیز در مسیرهای نزدیک بخش‌های میانی ایرفویل واقع شده است. گاهی دیمپل‌ها و یا المان‌های زبر نیز در همه قسمت‌های داخلی ایرفویل یا به تنهایی یا به همراه سایر تکنیک‌ها استفاده می‌شوند. پس از عبور از این تکنیک‌ها، هوای خنک‌کننده از طریق سوراخ‌های خنک‌کننده فیلم خارج می‌شود یا از مسیرهای خروجی عبور می‌کند که به بخش دیگری از ایرفویل وارد می‌شود.

محدودیت‌های مهم و متعددی برای توسعه تکنیک‌های خنک‌کننده داخلی توربین گاز اعمال شده است. رفع نمودن این محدودیت‌ها مستلزم توجه همزمان به انواع مسائل فنی چند رشته‌ای است. این مسائل شامل تولید، فضای در دسترس، شکل ایرفویل، نیازهای سطح خنک‌کننده ایرفویل، تلفات آیرودینامیکی، در دسترس بودن خنک‌کننده، افت قانون دوم و هزینه افت فشار، علاوه بر انتقال حرارت و ملاحظات حرارتی است. در نتیجه روند کنونی طراحی سیستم‌های خنک‌کاری توربین پیشرفته نیازمند توسعه همزمان طرح‌های حفاظت حرارتی خارجی، مانند خنک‌کاری فیلم، به همراه فناوری‌های خنک‌کننده داخلی، مانند در نظر گرفتن متغیرهای رسانش در اجزای جامد و نیز مسائل مربوط به هزینه‌های افت فشار آیرودینامیکی است. یکی از راه‌هایی که طراحان، سازندگان و محققان در تلاش برای برآورده شدن این نیازهای بیشمار در پیش گرفته‌اند، توسعه فن‌آوری‌های خنک‌کننده داخلی است که ترکیبی از ابزار مختلف را درون یک مسیر از سیستم خنک‌کننده مورد استفاده قرار می‌دهند. نتیجه این مسائل، حفاظت حرارتی بهینه و هزینه‌های افت فشار حداقل و افزایش میزان انتقال حرارت است.



شکل ۱-۱: روش های خنک کاری پره توربین گاز (الف) خنک کاری خارجی (ب) خنک کاری داخلی [۲]

تعداد محدودی از بررسی‌های موجود، استفاده از ابزار ترکیبی را برای افزایش انتقال حرارت مسیر داخلی در نظر گرفته‌اند. به‌عنوان مثال دندانه آشفته ساز، پین‌فین و دیمپل باهم [۳]، ترکیب پین‌فین و دیمپل [۴] و ترکیب پله آشفته سازها و پین‌فین‌ها [۵]. نتایج این مطالعات با اطلاعات بدست آمده قبل از سال ۲۰۰۳ بدون اثرات چرخشی توسط لیگرانی و همکاران [۱] مقایسه شد. این داده‌ها شامل نتایج تقویت انتقال حرارت برای کانال‌های خنک کننده داخلی، با دندانه آشفته ساز، پین‌فین، سطوح دیمپل‌دار، سطوح با برآمدگی، محفظه‌های چرخان یا سطوح زبر مقایسه شد.

این مقایسه نشان می‌دهد که تمام داده‌های جدید که از سال ۲۰۰۳ تاکنون به‌دست آمده، از توسعه داده‌های به‌دست آمده از تحقیقات پیش از سال ۲۰۰۳، بدون اثرات چرخشی جمع‌آوری شده است [۱]. آرایش جدیدتر با امیدوارکننده‌ترین ویژگی‌های عملکردی ممکن است تحقیقات سالانه<sup>۱</sup> و ساندن<sup>۲</sup> [۶] باشد، زیرا نسبت عدد ناسلت برابر با ۴/۲ و نسبت ضریب اصطکاک ۷/۸ بدست آمده است. نتیجه‌گیری مشابه در

<sup>۱</sup> Salameh

<sup>۲</sup> Sundén

رابطه با گسترش داده‌ها نیز با توجه به پارامترهای عملکرد حرارتی متوسط کل،  $Nu/Nu_0/(f/f_0)^{1/3}$  و  $Nu/Nu_0/(f/f_0)$  وقتی با نسبت ضریب اصطکاک  $f/f_0$  تغییر می‌کنند، بدست آمد.

این مقایسه‌ها منجر به این نتیجه‌گیری می‌شود که پیشرفت در توانایی ما برای ارائه حفاظت حرارتی متوسط مکانی کل بهتر، از سال ۲۰۰۳ به حداقل رسیده است. با این حال، به رغم این نتیجه، بسیاری از فن‌آوری‌های تقویت انتقال حرارت که از سال ۲۰۰۳ توسعه یافتند، در مقایسه با بسیاری از دستگاه‌های توسعه یافته قبل از آن زمان، ممکن است حفاظت حرارتی محلی را بهبود بخشند. این حفاظت حرارتی محلی بیشتر مربوط به گرادیان‌های محلی دما و انتقال حرارت است که همچنین برای دوام و قابلیت اطمینان دراز مدت موتورهای توربین گاز، بسیار مهم هستند. گرادیان دمای محلی در رابطه با میزان تنش حرارتی محلی نیز مهم است. بدین ترتیب بهترین تکنیک‌ها با کمترین تنش‌های حرارتی، آن‌هایی هستند که دارای پایین‌ترین گرادیان دمای محلی هستند.

برای پیشرفت بیشتر فن‌آوری‌های تقویت انتقال حرارت در خنک‌کاری داخلی اجزای موتورهای توربین گاز، داده‌های تجربی با کیفیت بالا مورد نیاز است. هر آزمایشی مستلزم مستندسازی کامل از ویژگی‌های مربوطه از جمله توزیع متوسط محلی و توزیع متوسط مکانی عدد ناسلت و همچنین افت فشار مسیر کلی جریان و نسبت ضریب اصطکاک است. شرایط عملیاتی موتور با چرخش و بدون چرخش باید هر زمان که ممکن است، همسان باشد. بهبود عملکرد حرارتی اضافی را می‌توان با دستگاه‌های منحصر به فرد با استفاده از دانش دقیق و گسترده‌ای از اثرات و تعاملات بین هندسه و جزئیات پیکربندی و جریان حاصل و ویژگی‌های انتقال حرارت، بدست آورد. استفاده از دستگاه‌های ترکیبی جدید نیز فرصت‌های عالی برای بهبود عملکرد حرارتی خنک‌کننده داخلی ارائه می‌دهد. علاوه بر این داده‌های آزمایشی چرخش با کیفیت بالا (بالاخص داده‌های محلی و مکانی)، به ویژه با جریان‌های مختلف داخلی و خارجی و انواع دستگاه‌های تقویت انتقال حرارت مورد نیاز است.

## ۱-۲- روش‌های خنک‌کاری

### ۱-۲-۱- خنک‌کاری داخلی

توربین‌های گاز در سراسر جهان صنعتی نقش فزاینده‌ای ایفا می‌کنند. در حالی که این توربو ماشین‌ها به طور قابل ملاحظه‌ای برای نیروی هوایی و تولید برق زمینی استفاده می‌شوند، برای نیروی دریایی و سایر کاربردهای صنعتی نیز به کار می‌روند. همانطور که تقاضا برای قدرت به شکل الکتریسیته یا نیرو، همچنان افزایش می‌یابد، مهندسان باید توربو ماشین‌هایی را برای رفع این تقاضا توسعه دهند. خروجی قدرت را می‌توان با افزایش دمای گاز ورودی به توربین افزایش داد. با این حال افزایش دمای گاز باید با احتیاط انجام شود. دمای این جریان اصلی گاز داغ توسط اجزای توربین یعنی پره‌های توربین، محدود می‌شود. گازهای بسیار گرم باعث ایجاد تنش‌های شدید حرارتی شده و منجر به خرابی زود هنگام تیغه یا پره می‌شود که باعث آسیب رساندن به موتور می‌شود.

تکنیک‌های مختلف خنک‌کننده در طراحی توربو ماشین‌ها برای افزایش عمر قطعات توربین اجرا شده است. هوا از کمپرسور خارج و به پره‌های توربین تزریق می‌شود. این هوای خنک‌کننده از اجزای داخلی عبور و گرما را قبل از خروج از پره از طریق سوراخ‌های خنک‌کننده فیلم از پره دور می‌کند. این هوای نسبتاً خنک یک فیلم محافظ روی سطح پره تشکیل می‌دهد که پره را از جریان اصلی گاز داغ محافظت می‌کند.

تعدادی از روش‌ها معمولاً در ترکیب‌های مختلف برای حذف گرما از پره داخلی استفاده می‌شود. در داخل، برخورد جت یک تکنیک رایج برای لبه‌ حمله است. یکی از روش‌های خنک‌کننده برای لبه‌های فرار، خنک‌کننده پین‌فین است. پین‌هایی که به دو سمت فشار و مکش کانال خنک‌کننده متصل می‌شوند، پشتیبانی ساختاری را فراهم می‌کنند، در حالی که انتقال حرارت را در این مسیر خنک‌کننده افزایش می‌دهند.

با خنک شدن لبه‌های حمله و فرار پره‌ها، تنها منطقه مرکزی باقی می‌ماند. تعدادی از مسیرهای مارپیچ<sup>۱</sup> را می‌توان به عنوان کانال‌های خنک‌کننده هوا استفاده کرد. این کانال‌های خنک‌کننده به‌طور معمول با دندان‌های آشفته‌ساز پوشانده می‌شود. این دندان‌ها انتقال حرارت را با ترک لایه مرزی و ایجاد اختلاط اضافی سیال گرم‌تر در کنار دیواره کانال با هوای نسبتاً خنک‌تر در نزدیکی مرکز کانال افزایش می‌دهند. مقطع کانال‌ها بسته به جایی که کانال در پره قرار دارد، متفاوت است. به عبارت دیگر، کانال‌های نزدیک به لبه حمله ممکن است فاصله‌ی نسبتاً بزرگی بین سطوح حمله و فرار داشته باشند (در کانال خنک‌کننده، سطح حمله‌ی کانال در سمت مکش پره قرار دارد و سطح فرار در سمت فشار). در نزدیکی لبه فرار پره ممکن است عکس این موضوع برای کانال‌های خنک‌کننده وجود داشته باشد؛ یعنی این کانال‌ها فاصله بسیار کمی بین سطوح حمله و فرار دارند. کانال‌ها در نزدیکی مرکز پره‌ها متفاوت از دو کانال مجاور لبه‌های حمله و فرار هستند و ممکن است دارای سطح مقطع مربعی باشند.

اگر چه خنک کاری اجزای توربین با هوا از کمپرسور به طور مؤثر باعث افزایش عمر قطعات می‌شود، اما کارایی کلی توربوماشین را نیز کاهش می‌دهد. هوای خنک‌کننده مقدار سیال مورد استفاده برای تولید انرژی را کاهش می‌دهد. بنابراین باید تعادل بین افزایش دمای گاز و استخراج گاز برای خنک نگه داشتن حفظ شود. درک جریان از کانال‌های خنک‌کننده می‌تواند منجر به طراحی مؤثر خنک‌کننده شود که مقدار خنک‌کننده را به حداقل می‌رساند. این طرح‌های خنک‌کننده بهینه سازی شده منجر به داشتن توربوماشین هایی می‌شود که با افزایش تولید برق کارآمدتر می‌شوند.

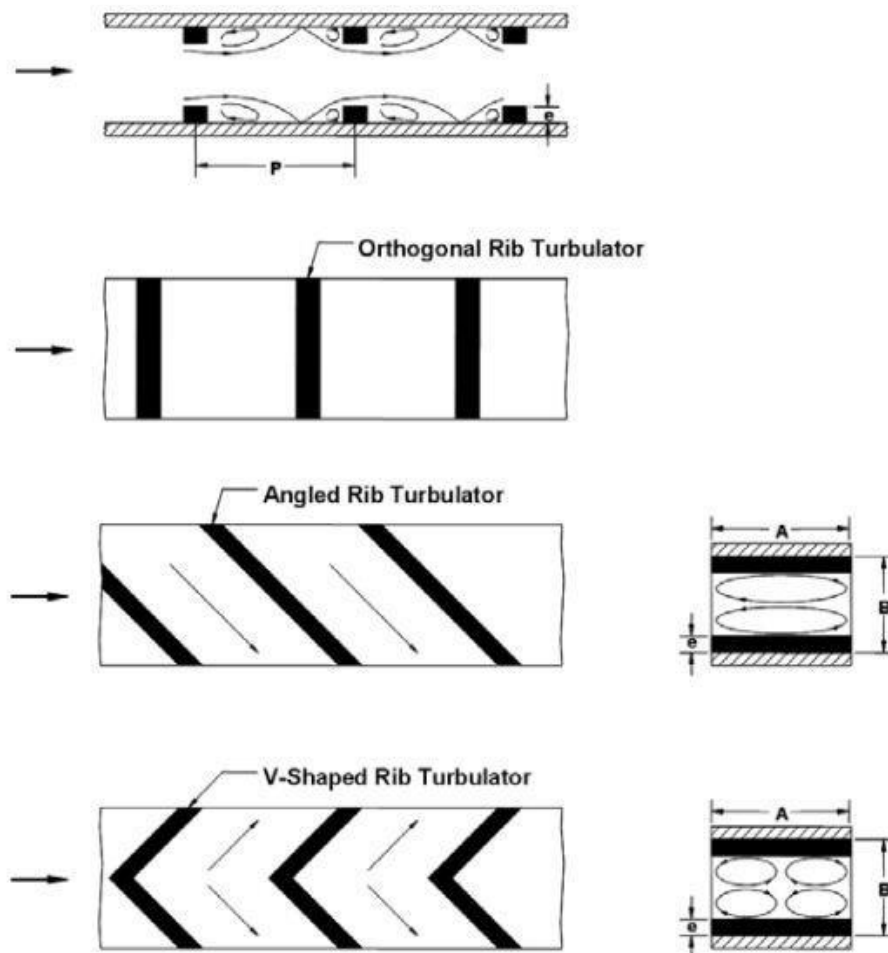
سیال با عبور از داخل کانال و برخورد با دیواره پره انتقال حرارت را افزایش می‌دهد و برای اینکه انتقال حرارت افزایش یابد از روش‌های مختلفی برای این کار استفاده می‌شود که به برخی از موارد آن در متن زیر پرداخته شده است.

---

<sup>1</sup> Serpentine path

۱-۲-۱-۱- آشفته‌سازدندانه‌ای<sup>۱</sup>

یک روش متداول برای خنک‌کاری داخلی استفاده از آشفته‌سازهای دندانه‌ای می‌باشد و عدد رینولدز سیال، چیدمان آشفته‌سازها و نسبت ابعاد کانال در میزان افزایش انتقال حرارت تاثیرگذار می‌باشند. سیال با برخورد به آشفته‌سازها از سطح دیواره جدا شده و با عبور از روی آشفته‌سازها در پشت آن گردابه ایجاد می‌کند که بسته به نوع آرایش آشفته‌سازها تعداد گردابه‌ها متفاوت است و با توجه به این مورد میزان انتقال حرارت هر نوع آرایش آشفته‌سازها با توجه به نوع قرارگیری شان متفاوت می‌باشد. گردابه‌های ایجاد شده که در پشت آشفته‌سازها به دام می‌افتند در شکل ۲-۱ نمایش داده شده‌اند.



شکل ۲-۱: چیدمان آشوبگرها در داخل کانال خنک‌کاری و نحوه تشکیل گردابه‌ها در پیکربندی‌های متفاوت [۳]

<sup>۱</sup> Rib



و این لایه به صورت عایقی مابین هوای داغ خارج و پره می‌باشد؛ معایب اصلی این روش مقاومت ضعیف در درجه حرارت بالا و عدم مقاومت در برابر اکسیداسیون می‌باشد.



### ۳-۱- مروری بر ادبیات موضوع

طی چند دهه گذشته، افزایش تقاضا برای بازده بالاتر توربین گاز، دمای ورودی توربین را به سطوح بالاتر افزایش داده است. ورود چنین دمای بالایی به توربین می‌تواند به‌طور قابل توجهی باعث افزایش هزینه تعمیر و نگهداری ایرفویل‌ها و کاهش طول عمر آن‌ها شود و یا حتی به آن‌ها آسیب دائمی برساند. برای توسعه ایرفویل‌های توربین بسیار بادوام که بتوانند بارهای شدید حرارتی را تحمل کنند، فناوری‌های خنک‌کاری داخلی نیاز به توسعه دارند.

تکنیک‌های خنک‌کاری داخلی متعددی از جمله آشفته‌سازهای دندانهای، پین-فین، چت پاششی و دیمپل‌ها در دو دهه اخیر به صورت عددی و آزمایشگاهی مورد بررسی قرار گرفته‌اند. شایان ذکر است که اغلب این تحقیقات بر روی سه تکنیک اولی تمرکز داشته‌اند. تکنیک دیمپل یک جایگزین بسیار مناسب برای تکنیک دندانهای به شمار می‌آید. در مقایسه با تکنیک دندانهای، این تکنیک افت فشار کمتری در کانال خنک‌کاری به وجود می‌آورد که نهایتاً منجر به افزایش راندمان نسبت به دندانهای می‌شود. در نتیجه، این تکنیک جایگزین مناسبی برای سایر تکنیک‌ها می‌تواند باشد. غالب تحقیقات انجام شده بر روی تکنیک دیمپل به صورت آزمایشگاهی بوده است. بدین منظور و با توجه به اهمیت این تکنیک در خنک‌کاری تحقیق حاضر بر روی وجه عددی متمرکز گشته است.

از اولین تحقیقات آزمایشگاهی انجام شده بر روی تکنیک دیمپل و برآمدگی می‌توان به تحقیق انجام شده توسط لیو<sup>۱</sup> و هوانگ<sup>۲</sup> [۸] اشاره نمود که در آن به بررسی هندسه‌های مختلف از این تکنیک و تاثیر آن بر نرخ انتقال حرارت و افت فشار در کانال پرداخته شده است. آزمایشات در این تحقیق بر روی سه هندسه مختلف با سطح مقطع مثلثی، نیم دایره‌ای و مربعی انجام شده است. پس از بررسی نتایج مشخص شد که

<sup>1</sup> Liou

<sup>2</sup> Hwang

سطح مقطع مربعی بیشترین تعداد نواحی داغ<sup>۱</sup> را داراست که این نواحی نرخ انتقال حرارت سطح را بسیار کاهش می‌دهند.

از این به بعد بسیاری از محققین از طریق روش های آزمایشگاهی به بررسی تاثیر تکنیک دیمپل و برآمدگی بر روی افزایش نرخ انتقال حرارت پرداختند. از اولین تحقیقات می‌توان به تحقیق محمود<sup>۲</sup> و لیگرانی [۹] در زمینه بررسی تاثیر شاخصه‌های مختلف از جمله نسبت ابعاد<sup>۳</sup> کانال، ضریب دما<sup>۴</sup>، عدد رینولدز و ساختار جریان بر روی انتقال حرارت در کانال مجهز به دیمپل اشاره نمود. نتایج بر رو و بالای سطح دارای دیمپل در بازه رینولدز ۶۰۰ تا ۱۱۰۰۰ مورد اندازه‌گیری قرار گرفت. جریان ظاهر شده توسط الگو های دود<sup>۵</sup> نشان دهنده این بود که با افزایش ارتفاع بی بعد کانال (H/D)، گردابه های به وجود آمده حاصل از دیمپل ها، قوی تر شده و منجر به افزایش عدد ناسلت می‌شوند. مون<sup>۶</sup> و لائو<sup>۷</sup> [۱۰] در تحقیق خود به بررسی نرخ انتقال حرارت بر روی دیواره های یک کانال با سطح مقطع مربعی شکل دارای دیمپل های سیلندری و نیم کروی شکل پرداختند. آزمایشات برای نه حالت مختلف از دیمپل ها با قطر و ارتفاع مختلف، در بازه رینولدز ۱۰۰۰۰ تا ۶۵۰۰۰ انجام شد. بر اساس نتایج دیمپل های سیلندری شکل عملکرد بهتری از خود نشان داده- اند. برگس<sup>۸</sup> و لیگرانی [۱۱] در تحقیق خود به بررسی تاثیر عمق دیمپل ها بر نرخ انتقال حرارت در کانال در بازه رینولدز ۹۹۴۰ تا ۷۴۸۰۰ پرداختند. نتایج حاکی از آن بود که دیمپل های عمیق تر ضریب انتقال حرارت بالاتری را به دو دلیل عمده از خود نشان می‌دهند:

۱- دیمپل های عمیق تر گردابه ها و جریان های ثانویه قوی تری می‌سازند.

۲- دیمپل های عمیق تر شاخصه های توربولانسی قوی تری به وجود می‌آورند.

<sup>1</sup> Hot spots

<sup>2</sup> Mahmood

<sup>3</sup> Aspect Ratio

<sup>4</sup> Temperature Ratio

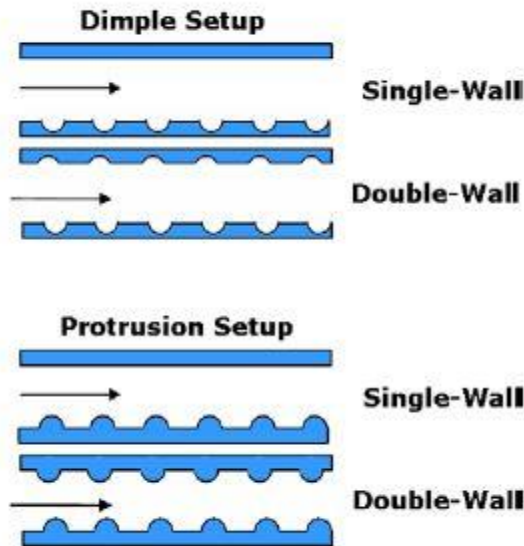
<sup>5</sup> Smoke Pattern

<sup>6</sup> Moon

<sup>7</sup> Lau

<sup>8</sup> Burgess

علاوه بر این تحقیقات، هوانگ<sup>۱</sup> و همکاران [۱۲]، در تحقیقی آزمایشگاهی به بررسی قرار دادن دیمپل و برآمدگی بر روی دیواره های روبرویی در رینولدز های پایین پرداختند.



شکل ۱-۴: حالت مختلف دیواره های کانال با دیمپل یا برآمدگی [۱۲]

با استفاده از تکنیک کریستال مایع گذرا<sup>۲</sup>، نتایج برتری نرخ انتقال حرارت در حالتی که دیواره های روبرویی به این تکنیک مجهز هستند را نشان می‌دهد. در حالتی که دیواره های روبرویی مجهز به برآمدگی هستند، افت فشار به بیشترین حالت خود می‌رسد. اگرچه در رینولدز های پایین، برای حالت دیواره های روبرویی مجهز به دیمپل افت فشار مانند حالت تک دیواره می‌باشد. بنابراین عملکرد حرارتی این حالت از سایر حالت ها بیشتر می‌باشد. در تحقیقی دیگر، ژو<sup>۳</sup> و همکاران [۱۳] شاخصه های جریان لایه مرزی توربولانس بر روی سطح دارای دیمپل را مورد مطالعه قرار دادند.

محدودیت تجهیزات آزمایشگاهی برای اندازه‌گیری نرخ انتقال حرارت و تصویر سازی جریان توربولانسی از یک طرف، پیشرفت روزافزون نرم افزارهای شبیه سازی از طرف دیگر، بسیاری از محققین را به سمت روش های عددی در این زمینه سوق داده است. از اولین تحقیقات انجام شده با روش عددی در این زمینه

<sup>1</sup> Hwang *et al.*

<sup>2</sup> TLC

<sup>3</sup> Zhou *et al.*

می‌توان به تحقیق انجام شده توسط پارک<sup>۱</sup> و همکاران [۱۴] اشاره نمود. آن‌ها در این تحقیق با استفاده از مدل  $k-\varepsilon$  Realizable به بررسی جریان در بالای سطح دیمپل پرداختند. ژئی<sup>۲</sup> به همراه همکاران [۱۵]، [۱۶]، با استفاده از همین مدل، به بررسی نرخ انتقال حرارت روی سطح بالایی پره توربین مجهز به دیمپل های نیمکره ای پرداختند. نتایج حاکی از دو برابر شدن نرخ انتقال حرارت در حضور دیمپل و برآمدگی نسبت به حالت مسطح بود. ژو<sup>۳</sup> و آکاریا<sup>۴</sup> [۱۷] و همچنین رائو<sup>۵</sup> و همکاران [۱۸]، با استفاده از مدل های  $k-\omega$  و RSM<sup>۶</sup> به بررسی انتقال حرارت و جرم و ساختار جریان در یک کانال مربعی شکل با چهار هندسه مختلف از دیمپل پرداختند. همچنین آن‌ها نتایج عددی و آزمایشگاهی را با یکدیگر مقایسه کردند. در هر دو این تحقیقات، دیمپل اشک شکل<sup>۷</sup> بالاترین نرخ انتقال حرارت و جرم را از خود نشان می‌داد. علاوه بر این، ژئی و همکاران [۱۹]، با استفاده از مدل  $k-\varepsilon$  Realizable به بررسی نرخ انتقال حرارت و جریان در یک کانال مستطیلی شکل مجهز به دیمپل ها و برآمدگی های اشک شکل پرداخته و متوجه شدند که با افزایش رینولدز نرخ انتقال حرارت کاهش می‌یابد. چن<sup>۸</sup> و همکاران [۲۰] تحقیق مشابهی را با مدل DES انجام داده‌اند.

به علاوه، ژنگ<sup>۹</sup> و همکاران [۲۱] در تحقیق خود به بررسی عددی هندسه‌ای جدید از دیمپل ها به نام دیمپل های شیار دار<sup>۱۰</sup> پرداخته‌اند. کیسلو<sup>۱۱</sup> و همکاران [۲۲]، به بررسی گردابه های به وجود آمده توسط یک سیلندر و تاثیر آن بر روی نیروی درگ و ضریب انتقال حرارت در کانال صاف و دیمپل دار پرداخته‌اند. تمامی تحقیقات نام برده شده بر روی کانال ثابت انجام شده است. برای درک بهتر شرایط واقعی در کانال های خنک‌کاری داخل پره های توربین، گریفیس<sup>۱۲</sup> و همکاران [۲۳] به بررسی ضریب انتقال حرارت را

---

<sup>1</sup> Park *et al.*

<sup>2</sup> Xie *et al.*

<sup>3</sup> Zhou

<sup>4</sup> Acharya

<sup>5</sup> Rao *et al.*

<sup>6</sup> Reynolds Stress Model

<sup>7</sup> Tear Drop dimple

<sup>8</sup> Chen *et al.*

<sup>9</sup> Zheng *et al.*

<sup>10</sup> Ridge Dimple

<sup>11</sup> Kiselev *et al.*

<sup>12</sup> Griffith *et al.*

در کانال چرخان که دو دیواره روبرویی آن به دیمپل مجهز شده بودند پرداختند. نتایج آزمایشگاهی شباهت بسیار زیاد آشفته سازهای دندانهای ای و دیمپل ها را در این حالت نشان می‌داد. برای مقایسه نتایج آزمایشگاهی با نتایج عددی، الیان و تفتی [۲۴] با استفاده از مدل LES<sup>۱</sup> به بررسی اثر نیروی کوریولیس<sup>۲</sup> بر روی ساختار جریان و نرخ انتقال حرارت در کانال با دو دیواره مجهز به دیمپل پرداختند. با افزایش عدد چرخش اثر گردابه‌های ثانویه قوی تر می‌شدند. توجه به این نکته ممکن است جالب باشد که تا به حال تحقیقی در مورد بررسی اثر دیمپل و برآمدگی بر روی دیواره‌های روبرویی انجام نگرفته است.

از اولین تحقیقاتی که به بررسی اثر کارکرد دیمپل و برآمدگی به طور همزمان بر روی نرخ انتقال حرارت پرداخته است می‌توان به تحقیق لیگرانی و همکاران [۲۵] اشاره نمود. آن‌ها در تحقیق آزمایشگاهی به بررسی ساختار جریان و عدد ناسلت محلی در کانالی که دیواره‌های روبرویی آن به دیمپل و برآمدگی مجهز شده اند پرداختند. اولین اثر اضافه نمودن برآمدگی روبرویی دیمپل به وجود آمدن جریان‌های ثانویه قوی تر و بزرگ تر می‌باشد.

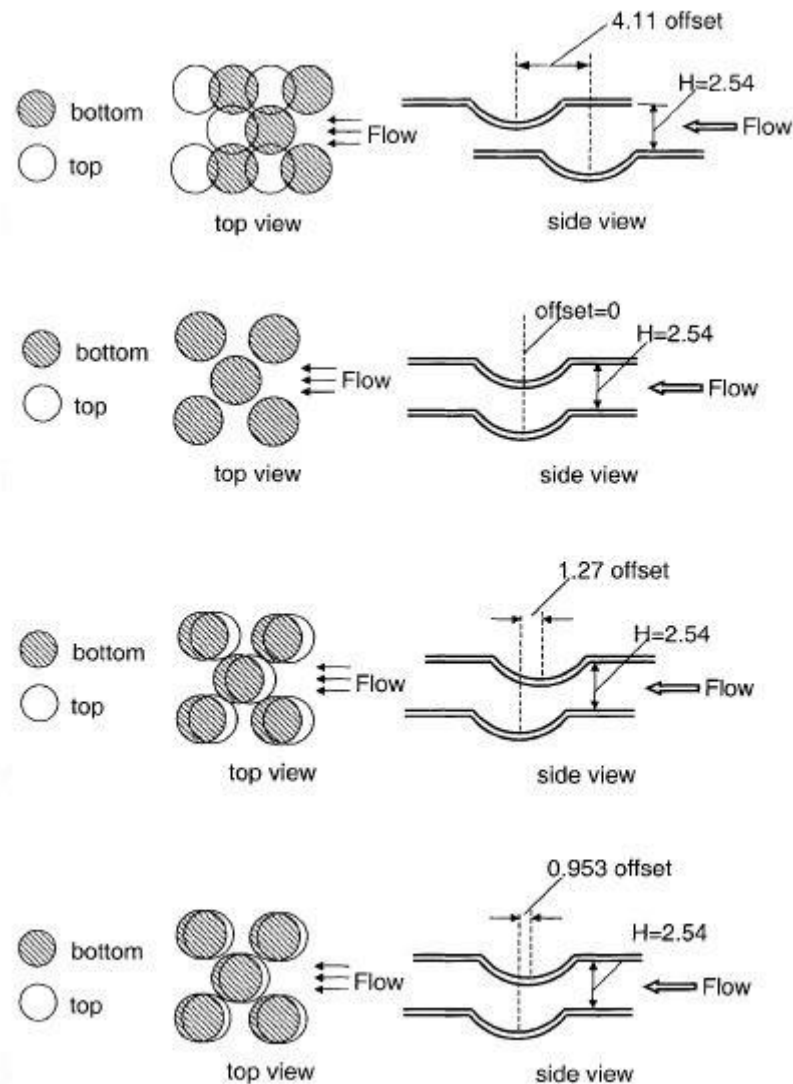
علاوه بر این افزودن برآمدگی به دو دلیل زیر انتقال حرارت را افزایش می‌دهد:

۱. اتصال مجدد جریان لایه برشی جدا شده در بالای سطح دیمپل.

۲. جفت گردابه‌های قوی تر.

<sup>۱</sup> Large Eddy Simulation

<sup>۲</sup> Coriolis Force



شکل ۱-۵: هندسه های مختلف از جا گیری دیمپل و برآمدگی رو به روی هم [۲۵]

نتایج نشان دهنده این بود که نحوه قرار گرفتن دیمپل و برآمدگی روبروی هم تاثیر چندانی به روی نرخ انتقال حرارت ندارد. البته باید به این موضوع اشاره نمود که افزودن برآمدگی باعث افزایش دو تا سه برابری افت فشار در کانال به ترتیب نسبت به حالت دیمپل دار و کانال صاف می شود. بعد از لیگرانی تمامی تحقیقات در این زمینه به صورت عددی انجام شده اند.

الیان و تفتی [۲۶] و چن و همکاران [۲۷] ساختار جریان و نرخ انتقال حرارت در کانال مجهز به دیمپل و برآمدگی را به ترتیب با استفاده از مدل های توربولانسی LES و DES مورد بررسی قرار دادند. نتایج حاکی از آن بود که افزایش انتقال حرارت در دیمپل ها به خاطر توربولانس به وجود آمده در لایه برشی بالا

دست دیمپل است، در حالی که دلیل افزایش انتقال حرارت در برآمدگی برخورد جت مانند جریان خنک کننده بر روی سطح برآمدگی می‌باشد. در انتها به این نکته اشاره شد که استفاده از دیمپل و برآمدگی روش بسیار مناسبی با توجه به افت فشار کمتر نسبت به سایر تکنیک‌ها برای افزایش انتقال حرارت می‌باشد. ژئی و همکاران [۲۸] در تحلیلی عددی به بررسی ساختار جریان و نرخ انتقال حرارت در کانالی مربع شکل مجهز به هندسه جدیدی از دیمپل‌ها، با نام دیمپل‌ها با برآمدگی داخلی<sup>۱</sup> با استفاده از مدل  $k-\epsilon$  پرداختند. این نوع از هندسه علاوه بر افزایش نرخ انتقال حرارت، افت فشار پایین‌تری نسبت به حالت عادی دیمپل نشان می‌دادند.

ژئی [۲۹] و لیو و همکاران [۳۰]، در تحقیقات خود به بررسی هندسه جدیدی با نام دیمپل به همراه برآمدگی ثانویه پرداختند. برآمدگی ثانویه به این معناست که به نسبت دیمپل ابعاد و اندازه‌های کوچک‌تری دارد. استفاده از این تکنیک نرخ انتقال حرارت درون دیمپل را بسیار افزایش داده است. علاوه بر این افت فشار اضافه شده توسط برآمدگی بسیار ناچیز بوده است. الیان و تفتی [۳۱] در تحقیقی دیگر به بررسی اثر شتاب کوریولیس در کانال مجهز به دیمپل و برآمدگی با استفاده از مدل LES پرداخته‌اند.

نه تنها تاثیر دیمپل و برآمدگی به صورت جدا یا ترکیبی، بلکه تاثیر ترکیب دیمپل و برآمدگی با سایر تکنیک‌های خنک‌کاری نیز در دو دهه اخیر مورد بررسی قرار گرفته است. رائو و همکاران [۳۲] تحقیقی آزمایشگاهی بر روی تاثیر ترکیب دیمپل با پین‌فین با عمق‌های مختلف دیمپل انجام داده‌اند. مقایسه انجام شده بین نتایج آزمایشگاهی و مقالات قبلی حاکی از آن بود که ترکیب این دو تکنیک نرخ انتقال حرارت را تا ۱۹٪ افزایش می‌دهد. پارک و همکاران [۳۳] این بار تاثیر ترکیب بلوک‌های سوراخ‌دار<sup>۲</sup> و دیمپل را مورد بررسی قرار دادند. همچنین سینگ<sup>۳</sup> [۳۴] و جانگ<sup>۴</sup> و همکاران [۳۵] به بررسی تاثیر ترکیب آشفته‌سازهای دندان‌ه‌ای و دیمپل‌های سیلندری پرداختند.

<sup>۱</sup> Internal-protruted Dimple

<sup>۲</sup> Perforated Blockage

<sup>۳</sup> Singh *et al.*

<sup>۴</sup> Jang *et al.*

در زمینه عددی این مدل تحقیقات می‌توان به تحقیقات دیو<sup>۱</sup> و همکاران [۳۶ و ۳۷] اشاره نمود که در مورد ترکیب دیمپل و برآمدگی به همراه پین فین در کانال و خم‌های کانال بوده است. شن<sup>۲</sup> و همکاران [۳۸] به بررسی ساختار جریان و نرخ انتقال حرارت در کانال U شکل به همراه دیمپل و برآمدگی و آشفته ساز دندان‌ه‌ای تحت اثر نیروی کوریولیس پرداخت. در تمامی این تحقیقات با افزودن دیمپل و برآمدگی، نرخ انتقال حرارت نسبت به حالت‌های معمولی افزایش یافته است.

جوردن<sup>۳</sup> و رایت<sup>۴</sup> [۳۹] برای اولین بار از هندسه جدیدی از دیمپل‌ها، با نام دیمپل‌های V شکل در تحقیقی آزمایشگاهی با استفاده از تکنیک TSP<sup>۵</sup> استفاده نمودند. آزمایشات بر روی کانالی مستطیل شکل با ضریب ابعاد ۳:۱ برای بازه رینولدز ۱۰۰۰۰ تا ۳۰۰۰۰ انجام شده است. نتایج به دست آمده از این تحقیق حاکی از آن است که این هندسه جدید جایگزین بسیار مناسبی برای تکنیک آشفته‌ساز دندان‌ه‌ای و حتی دیمپل‌های کروی می‌باشد، زیرا با افزایش رینولدز ضریب عملکرد حرارتی نسبت به این دو تکنیک عدد بالاتری را داراست. دلیل اصلی و مهم که منشا این موضوع می‌باشد، گردابه‌ها و جریان‌های ثانویه ضد چرخشی به وجود آمده در انتهای این دیمپل‌ها است.

---

<sup>1</sup> Due *et al.*

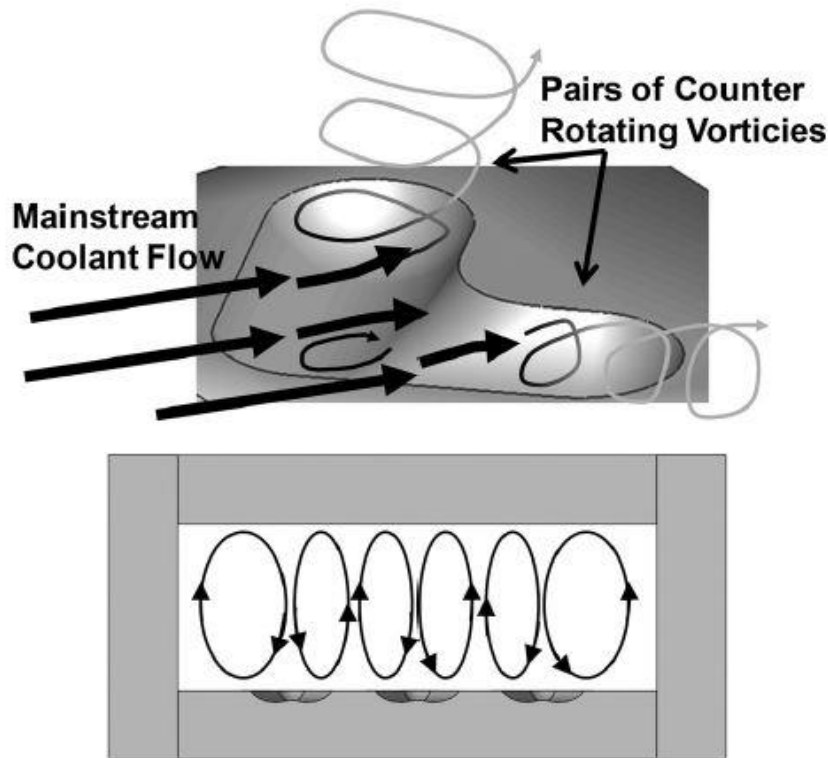
<sup>2</sup> Shen *et al.*

<sup>3</sup> Jordan

<sup>4</sup> Wright

<sup>5</sup> Transient Sensitive Picture





شکل ۱-۶: شماتیک مفهومی از جریان های ثانویه به وجود آمده از دیمپل های V شکل [۳۹]

براون<sup>۱</sup> و همکاران [۴۰] با مطالعه بر روی تحقیق جوردن و رایت [۳۹] و با استفاده از تکنیک S-PIV<sup>۲</sup> به بررسی تاثیر نحوه چینش دیمپل های V شکل به دو صورت منظم<sup>۳</sup> و درهم<sup>۴</sup> در نرخ انتقال حرارت پرداختند. نتایج به دست آمده از این تحقیق حاکی از آن بود که آرایش منظم به دلیل گردابه های قوی تر به وجود آمده در کانال، عملکرد حرارتی بهتری را دارا می باشد. در زمینه دیمپل های V شکل تا کنون تحقیق عددی انجام نگرفته و همچنین ترکیب دیمپل و برآمدگی این هندسه نیز مورد توجه قرار نگرفته است.

علاوه بر کارهای ذکر شده در زمینه دیمپل می توان به تحقیقات ذیل نیز اشاره نمود. شن [۴۱]، وانگ<sup>۵</sup>

[۴۲] و همکاران به بررسی عددی شاخصه های انتقال حرارت در کانال مجهز به دیمپل به همراه سوراخ

<sup>۱</sup> Brown *et al.*

<sup>۲</sup> Stereoscopic Particle Image Velocimetry

<sup>۳</sup> IN-Line

<sup>۴</sup> Staggered

<sup>۵</sup> Wang

مکش<sup>۱</sup> پرداختند. رائو و زنگ<sup>۲</sup> [۴۳] جریان و نرخ انتقال حرارت در کانال خنک کاری مشبک<sup>۳</sup> مجهز به دیمپل را مورد بررسی قرار دادند. وو<sup>۴</sup> و همکاران [۴۴] به بررسی نرخ انتقال حرارت در یک مبدل حرارتی مجهز به دیمپل و پین فین پرداختند.

تمامی تحقیقات فوق الذکر، افزایش نرخ انتقال حرارت توسط دیمپل در کانال های مستطیل شکل را مد نظر قرار داده‌اند. در مقایسه، کار های کمتری بر روی کانال های لوله‌ای شکل متمرکز بوده‌اند. بانکر<sup>۵</sup> و دونلان<sup>۶</sup> [۴۵] به بررسی نرخ انتقال حرارت و ساختار جریان در جریان داخل لوله مجهز به تقعر و تحدب پرداختند. در تحقیقی دیگر، چانگ<sup>۷</sup> و همکاران [۴۶] نرخ انتقال حرارت و افت فشار در کانالی با هندسه‌ای جدید را مورد بررسی قرار دادند. در این تحقیق آزمایشگاهی، کانالی مجهز به دیمپل با هندسه سطح مقطع شش ضلعی مورد استفاده قرار گرفت. تمامی تحقیقات عددی متمرکز به کانال های لوله ای شکل مجهز به دیمپل توسط ژی و همکاران [۴۷، ۴۸ و ۴۹] انجام گرفته است. آن ها نرخ انتقال حرارت در لوله مجهز به دیمپل و برآمدگی را بررسی نمودند. همچنین در تحقیقی دیگر [۴۸]، دیمپل های بیضوی شکل در لوله مورد تحقیق قرار گرفت. جدید ترین تحقیق این گروه بر روی لوله مجهز به دیمپل اشکی شکل انجام گرفته است.

---

<sup>1</sup> Bleed hole

<sup>2</sup> Zang

<sup>3</sup> Latticework

<sup>4</sup> Wu *et al.*

<sup>5</sup> Bunker

<sup>6</sup> Dunnellan

<sup>7</sup> Chang *et al.*

## ۴-۱- تعریف مسئله

با توجه به مطالعات انجام شده، مشخص است که تحقیق قابل توجهی بر روی دیمپل های V شکل انجام نگرفته است. از طرفی این روش عملکرد حرارتی بسیار خوبی از خود نشان داده و همین طور می تواند جایگزین بسیار مناسبی برای آشفته ساز های دندانه و یا دیمپل های معمولی باشد. در تحقیق حاضر، با استفاده از شبیه سازی توربولانسی شاخصه های انتقال حرارتی و جریانی در کانالی مستطیل شکل مجهز به دیمپل برای بازه رینولدز ۱۰۰۰۰ تا ۶۰۰۰۰ مورد بررسی قرار گرفته است.

در تحقیق جوردن و رایت [۳۹]، بر روی دیمپل های V شکل در بازه رینولدز ۱۰۰۰۰ تا ۴۰۰۰۰ بررسی ها انجام گرفته است و در این بازه از رینولدز، بازه حرارتی سیر صعودی داشته است. شایان ذکر است که در این تحقیق به صورت مستقیم اشاره به آن شده که با روش های CFD، رینولدز های بالاتر از ۴۰۰۰۰ نیز باید مورد بررسی قرار گیرند، تا مشاهده شود که آیا این روند در جریان های با رینولدز بالاتر نیز صحت دارد یا خیر؟

از طرف دیگر، نتایج تحقیقات دیگر از جمله تحقیقات تفتی و الیان [۲۴، ۲۶ و ۳۱] حاکی از آن بود که استفاده از دیمپل و برآمدگی بر روی دیوارهای روبرویی می تواند در افزایش نرخ انتقال حرارت موثر باشد. از این رو در این تحقیق به بررسی تاثیر مجهز کردن دیوار های روبرویی کانال به دیمپل و برآمدگی پرداخته شده است. علاوه بر این، تا کنون تحقیق آزمایشگاهی و یا عددی بر روی تاثیر اضافه نمودن دیمپل بر روی دیواره های کناری کانال نیز انجام نگرفته است. بنابراین، این پارامتر نیز در این تحقیق مورد بررسی قرار گرفته است. در آخر در این تحقیق چهار حالت مختلف برای درک بهتر از نرخ انتقال حرارت و ساختار جریان در این تحقیق با روش عددی مورد بررسی قرار گرفته است که در بخش بعدی به صورت مفصل به ویژگی های هر یک پرداخته می شود.



شکل ۱-۷: شماتیک هندسه کلی مورد استفاده در این تحقیق

## ۱-۵- ضرورت انجام پژوهش

از آنجائیکه محرک عملکردی اصلی در یک نیروگاه سیکل ترکیبی، توربین گازی است، افزایش راندمان این توربین‌ها دارای اهمیت است. از ترمودینامیک توربین گاز و سیکل برایتون، می‌دانیم که پارامترهای کلی طراحی که عملکرد سیکل را تعیین می‌کنند، نسبت فشار و ماکزیمم دمای سیکل در ورودی توربین می‌باشند. با افزایش دمای ورودی توربین، انتقال حرارت به پره‌های توربین نیز افزایش می‌یابد و به منظور اینکه پره‌ها از دوام خوبی برخوردار باشند، نیاز است تا از سیستم خنک‌کاری پره توربین گازی استفاده شود. در این پژوهش به مطالعه و شبیه‌سازی خنک‌کاری داخلی کانال می‌پردازیم که نتایج پژوهش قابل استفاده در طراحی توربین‌های گاز و افزایش راندمان و توسعه آن‌ها می‌باشد. با توجه به آنکه تکنیک مذکور، با مطالعه تحقیقات قبلی، جایگزین موثرتر با راندمان حرارتی بالاتری نسبت به دندان‌ها و یا دیمپل‌های سنتی می‌باشد، توجه و تحقیق در این مورد بسیار حائز اهمیت می‌باشد.

## ۱-۶- روش تحقیق

- مطالعه مقالات و مستندات قبل و مرتبط
- تولید هندسه
- مطالعه و تحقیق بر روی شبکه بندی هندسه و مدل توربولانسی مورد نیاز
- تحلیل عددی به کمک نرم‌افزارهای تجاری
- استخراج نتایج و بحث بر روی آن

## ۷-۱- اهداف پژوهش

اهداف این پژوهش عبارتند از:

- (
- بهبود میزان انتقال حرارت از سطح پره‌های توربین گازی با استفاده از تغییرات هندسی در سیستم خنک‌کاری داخلی که سبب افزایش انتقال حرارت مورد نظر ما می‌شود.
  - بهبود متوسط عمر قطعات موجود در توربین گازی چرخان با استفاده از بهینه‌سازی سیستم خنک‌کاری با توجه به این امر که افزایش دمای ورودی توربین گازی مورد نظر در دماهای بالا سبب ایجاد آسیب‌هایی بر روی قطعات می‌شود، با استفاده از سیستم خنک‌کاری مناسب، آسیب‌ها را کاهش می‌دهیم.
  - تغییر در هندسه داخلی کانال پره‌های توربین گازی چرخان به منظور بهبود در سیستم خنک‌کاری پره‌های توربین.



## فصل ۲ روش تحقیق

## ۲-۱- مقدمه

قدم‌های هر شبیه‌سازی عبارت‌اند از آماده‌سازی مدل هندسی، شبکه و انتخاب روش حل، در این فصل پس از ارائه معادلات حاکم و روش‌های گسسته‌سازی، اطلاعاتی از مدل هندسی و شبکه تولید شده روی آن شرح داده خواهد شد.

## ۲-۲- معادلات حاکم در جریان توربولانس

در این قسمت می‌خواهیم معادلات حاکم بر جریان توربولانس را بررسی کنیم. اما در ابتدا باید با مفهوم متوسط گیری آشنا شویم. در کل دو نوع متوسط گیری وجود دارد:

۱- متوسط گیری جمعی<sup>۱</sup>

۲- متوسط گیری زمانی<sup>۲</sup>

## ۲-۲-۱- متوسط گیری جمعی

برای فهم مفهوم این نوع متوسط گیری یک آزمایش جریان آشفته را که شرایط آن کاملاً تکرار پذیر است را در نظر بگیرید. چنانچه آزمایش را  $N$  بار انجام داده و متغیر  $\eta$  را در لحظه  $t_s$  در هر آزمایش اندازه‌گیری نمائیم، مجموعه‌ای از  $N$  عدد مقادیر لحظه ای  $\eta$  را خواهیم داشت. متوسط جمعی  $\bar{\eta}$  - که نشانگر متوسط گیری شده زمانی آن متغیر است - به شرح زیر می‌باشد:

$$\bar{\eta} = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N [\eta(t_s)]_n \quad (2-1)$$

<sup>1</sup> Ensemble averaging

<sup>2</sup> Time averaging



## ۲-۲-۲- متوسط گیری زمانی

در این نوع متوسط گیری، برای یک آزمایش، مقادیر میدان  $\eta$  را در طی زمان آزمایش اندازه گیری نموده و از مقادیر ثبت شده نسبت به زمان متوسط می گیریم:

$$\bar{\eta} = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} \eta dt \quad (2-2)$$

## ۲-۲-۳- معادله پیوستگی، مومنتوم و انرژی برای جریان آشفته

میدانیم که فرم دیفرانسیلی معادله پیوستگی به صورت زیر می باشد:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (2-3)$$

چنانچه متوسط گیری زمانی از معادله فوق انجام گیرد، معادله حاصله به صورت زیر در خواهد آمد:

$$\overline{\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i)} = 0 \quad (2-4)$$

با جایگذاری کمیت‌های لحظه ای با مقادیر متوسط زمانی به علاوه مقادیر نوسانی و نیز استفاده از قوانین متوسط گیری رینولدز خواهیم داشت:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \bar{u}'_i) = 0 \quad (2-5)$$

برای یک جریان تراکم ناپذیر، از آنجا که  $\bar{\rho}$  برابر صفر است، معادله فوق به صورت زیر در خواهد آمد:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2-6)$$

به طور مشابه، معادلات مومنتوم و انرژی به صورت زیر به دست می‌آیند:

$$\rho \left( \frac{\partial u_i}{\partial t} + u_i u_{i,j} \right) = -P_{i,j} + (\rho - \rho_0) g_i + [\mu(u_{i,j} + u_{j,i}) - \overline{\rho u_i' u_j'}]_{i,j} \quad (2-7)$$

$$\rho C_p \left( \frac{\partial T}{\partial t} + u_i T_{i,j} \right) = (k T_{i,j} - \rho C_p \overline{u_i' T'})_{i,j} + H \quad (2-8)$$

که در آن  $k$  بیان کننده هدایت حرارتی، ترم  $\overline{\rho u_i' u_j'}$  بیانگر انتقال مومنتوم در راستای  $x_i$  (تانسور تنش رینولدز)، ترم  $\rho C_p \overline{u_i' T'}$  را اصطلاحاً انتقال آنتالپی (یا انتقال انرژی) در راستای  $x_i$  (شار حرارتی) و  $H$  را اتلاف انرژی می‌نامند.

### ۳-۲- مدل سازی جریان های توربولانس

اگر از دیدگاه امروزی به مسأله توربولانس بپردازیم، شاید بیشترین پیشرفت نسبت به دهه‌های ۱۹۷۰ و ۱۹۸۰ میلادی، پیشرفت در روش‌های محاسباتی باشد (و سخت افزار لازم برای اجرای آن‌ها). اولین آن‌ها LES بود که به وسیله دردورف<sup>۱</sup> در سال ۱۹۷۰ ارائه شد [۵۰]. به دنبال آن به سرعت روش DNS به وسیله اورساگ<sup>۲</sup> و پترسون<sup>۳</sup> در سال ۱۹۷۲ ارائه شد [۵۱]. همچنین گستره‌ی وسیعی از روش RANS در آن سال مورد بررسی قرار گرفت. از آن زمان تا دهه ۱۹۹۰ به دلیل کمبود امکانات محاسباتی برای روش‌های LES و DNS، روش RANS به طور گسترده‌ای مورد استفاده قرار گرفت.

از نظر ماهیت محاسبات، روش LES بین روش RANS و DNS محسوب می‌شود. در روش RANS با متوسط گیری زمانی، مقادیر متوسط متغیرها محاسبه می‌شود. اما روش DNS بدون هیچگونه مدل سازی

<sup>1</sup> Deardorff

<sup>2</sup> Orszag

<sup>3</sup> Peterson

و با اعمال شبکه‌بندی در حد کوچکترین مقیاس‌ها به حل جریان می‌پردازد. در روش RANS، پارامترها به دو جمله نوسانی و متوسط که شامل تمامی مقادیر نوسان است مدل سازی می‌شوند. مزیت LES نسبت به RANS در آن است که ابتدا مقیاس‌های بزرگ از مقیاس‌های کوچک جدا شده و سپس نوسان موجود در مقیاس‌های کوچک مدل سازی می‌شود. در LES می‌توان مطمئن بود که هرگونه حرکتی در مقیاس‌های شامل انرژی‌های بزرگ، به‌صورت مستقیم، مانند روش DNS محاسبه می‌شود.

### ۱-۳-۲- مروری بر روش‌های RANS

معادلات RANS، معادلات متوسط زمانی برای حرکت جریان سیال در حالت توربولانس هستند. سمت چپ این معادله تغییراتی را در مومنتوم اجزای سیال با توجه به ناپایداری و جابجایی در جریان متوسط نمایش می‌دهد. این تغییرات به وسیله نیروهای جسمی، تنش‌های مربوط به میدان فشار، تنش‌های لزجی و تنش‌های ظاهری مربوط به سرعت نوسانی (که به تنش‌های رینولدز معروفند) متوازن می‌شوند. در این قسمت به تعریف کوتاهی از چهار مدل توربولانسی اسپالارات آلماراس،  $k - \omega$ ،  $k - \varepsilon$  و  $k - \varepsilon$  RNG می‌پردازیم.

#### ۱-۳-۱-۱- مدل توربولانسی $k - \varepsilon$

این مدل یکی از رایج‌ترین مدل‌ها برای حل معادلات حاکم بر جریان توربولانس می‌باشد، اگرچه در پیش بینی گرادیان فشار معکوس عملکرد ضعیفی از خود نمایش می‌دهد. این مدل در اصطلاح یک مدل دو معادله‌ای می‌باشد. اولین معادله برای به دست آوردن متغیر انرژی آشفتگی جنبشی یا همان  $k$  و دومین معادله برای به دست آوردن متغیر اتلاف آشفتگی یا همان  $\varepsilon$  به کار گرفته می‌شود. این مدل برای شبیه سازی جریان‌های داخلی و خارجی و جریان‌های با دیواره محدود با گرادیان فشار نسبتاً کوچک عملکرد دقیقی از خود نشان می‌دهد. در نقطه مقابل برای جریان‌های با فشار معکوس زیاد به هیچ عنوان مناسب نیست.

### ۲-۱-۳-۲- مدل توربولانسی RNG

مدل RNG مدلی مشابه به  $k-\varepsilon$  می باشد تنها با این تفاوت که اصلاحاتی بر روی معادله اپسیلون به منظور محاسبه دقیق تر مقیاس های متفاوت حرکت، انجام گرفته است. به همین خاطر مدل RNG برای مدل سازی حرکت در مقیاس های کوچکتر بسیار مناسب می باشد.

### ۲-۱-۳-۳- مدل توربولانسی $k-\omega$

این مدل یک مدل توربولانسی دو معادله ای لزجت گردابی است که بسیار متداول است. این مدل برای پیش بینی رفتار سیال در بخش درونی لایه مرزی بسیار مناسب بوده و در تمامی نواحی زیر لایه لزج نزدیک دیواره عملکرد خوبی را از خود نشان می دهد. پژوهشگرانی که از این مدل استفاده می کنند، اعتقاد دارند که بر خلاف مدل  $k-\varepsilon$ ، این مدل رفتار مناسبی در جدایش جریان و گرادیان فشار معکوس از خود بروز می دهد. این توانایی، مزیت و برتری این مدل را نسبت به مدل  $k-\varepsilon$  نشان می دهد.

در حالت کلی می توان مدل های آشفتگی را به صورت زیر تقسیم بندی کرد:

- مدل های جبری آشفتگی:

○ مدل طول اختلاط پرانتل

○ مدل سیببسی-اسمیت

○ مدل بالدوین-لوماکس

- مدل های تک معادله ای آشفتگی:

○ مدل اسپالارات-آماراس

○ مدل بالدوین-بارس

- مدل های دو معادله ای آشفتگی:

○ مدل  $k-\varepsilon$

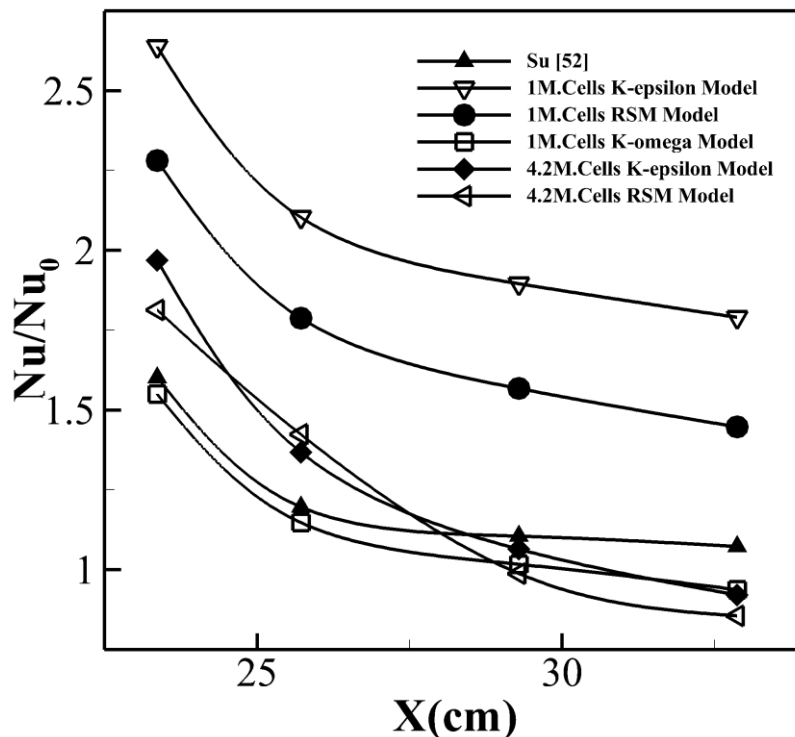
○ مدل  $k - \omega$

○ مدل  $k - \tau$

- مدل تنش‌های رینولدز

## ۲-۴- انتخاب مدل آشفتگی و صحه گذاری

مدل توربولانسی بر اساس دو پارامتر هزینه محاسباتی و پیش بینی جریان و انتقال حرارت با صحت قابل قبول انتخاب گردیده است. سه مدل مختلف مورد بررسی قرار گرفته اند. این مدل ها شامل: مدل تنش های رینولدز RSM،  $k-\epsilon$  استاندارد و مدل  $k-\omega$  استاندارد می باشند. این سه مدل برای پیش بینی و مقایسه با نتایج عددی حاصل از تحقیق سوو<sup>۱</sup> و همکاران [۵۲] که با استفاده از مدل RSM نتایج خود را به دست آورده اند، مورد استفاده قرار گرفته اند. نتایج حاصل از تحقیق سو و نتایج به دست آمده از این سه مدل در اشکال ۱-۲ و ۲-۲ به ترتیب به فرم متوسط ضریب عدد ناسلت عرضی<sup>۲</sup> و ضریب اصطکاک برای رینولدز ۱۰۰۰۰ نشان داده شده اند.

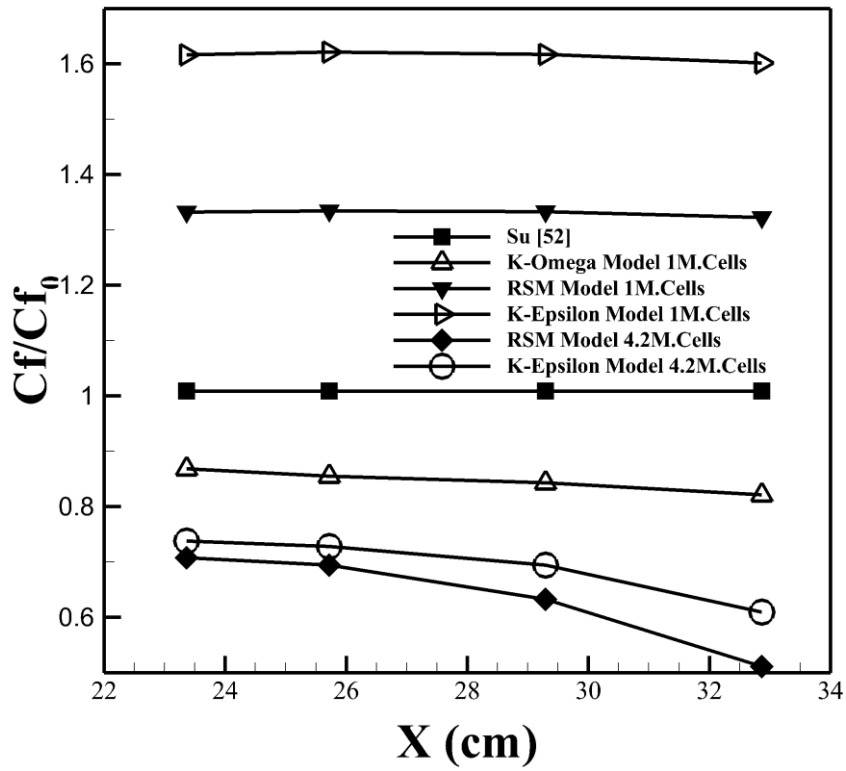


شکل ۲-۱: صحه گذاری بر مدل توربولانسی توسط مقایسه متوسط ضریب عدد ناسلت عرضی در طول کانال گرما دیده با

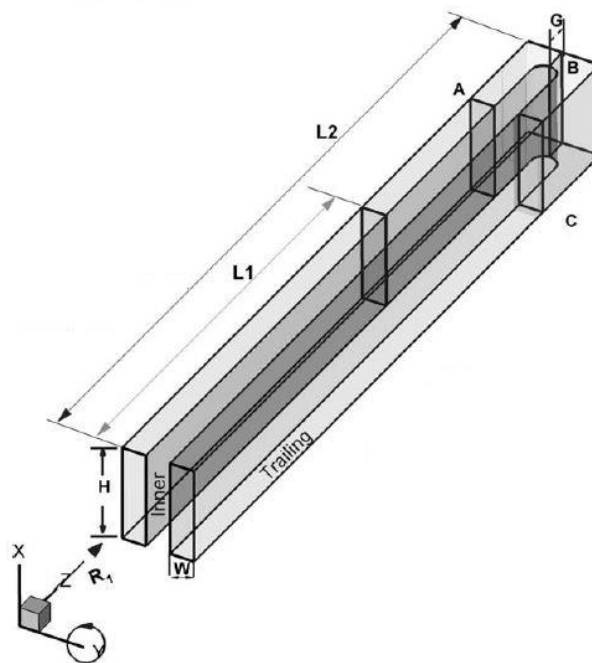
استفاده از سه مدل توربولانسی

<sup>1</sup> Su *et al.*

<sup>2</sup> Spanwise-averaged Nusselt number ratio



شکل ۲-۲: صحنه گذاری بر مدل توربولانسی توسط مقایسه ضریب اصطکاک کلی با استفاده از سه مدل توربولانسی



شکل ۲-۳: هندسه به کار رفته در تحقیق سو [۵۲]

طول کلی کانال،  $L$ ، برابر است با  $۳۷,۴۷$  سانتی متر ( $۱۴,۵۷$  اینچ). کانال شامل دو قسمت بدون حرارت صاف ( $L_1 = 22.23 \text{ cm (8.75in)}$ ) و قسمت حرارت دیده ( $L_2 = 15.24 \text{ cm (6in)}$ ) می‌باشد. عرض کانال  $۱,۲۷$  سانتی متر بوده و قطر هیدرولیکی برای ضریب ابعاد  $۱:۴$  برابر  $۲,۰۳$  سانتی متر می‌باشد.

شکل ۱-۲ نشان می‌دهد که با یک میلیون سلول مدل های  $RSM$  و  $k-\varepsilon$  مقادیر بالاتری نسبت به نتایج سوو [۵۲] از خود نشان می‌دهند، که حاکی از دقت پایین این شبکه بندی بر روی این مدل ها است. از طرف دیگر، با همین مقدار سلول مدل  $k-\omega$  بسیار به نتایج سوو نزدیک بوده است. اگرچه که در شبکه های متراکم تر مدل های  $RSM$  و  $k-\varepsilon$  نیز جواب های نزدیکی به نتایج سوو [۵۲] حاصل می‌کنند، اما هزینه محاسباتی بسیار بالا می‌رود. به علاوه در حالت شبکه بندی متراکم باز هم مدل  $k-\omega$  نتایج دقیق تری را برای انتقال حرارت از خود نشان می‌دهد.

همان طور که در تصویر ۲-۲ مشخص است ضریب اصطکاک مدل  $k-\omega$  با شبکه بندی درشت تر به نتایج سوو [۵۲] بسیار نزدیک تر می‌باشد. از این رو مدل  $k-\omega$  استاندارد برای این تحقیق انتخاب شده است. این مدل که مدلی بر اساس ویسکوزیته ادی<sup>۱</sup> است، مورد استفاده قرار گرفته است زیرا نسبت به مدل های دیگر همچون  $LES, RSM$  و  $DNS$ <sup>۲</sup> به حافظه کامپیوتری و حجم شبکه بندی کمتر نیازمند است و در عین حال نتایج بسیار مطلوبی را در محدوده اعداد رینولدز پایین حاصل می‌نماید.

معادلات حاکم بر  $k$  و  $\omega$  به شرح زیر می‌باشند:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k) = \rho \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta^* \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \sigma^* \frac{\rho k}{\omega} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (۲-۹)$$

<sup>۱</sup> Eddy Viscosity

<sup>۲</sup> Direct Numerical Simulation



$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho\omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \omega) \\ &= \alpha \frac{\omega}{k} \rho \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta \rho \omega^2 + \sigma_d \frac{\rho}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \\ &+ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \sigma \frac{\rho k}{\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \end{aligned} \quad (2-10)$$

ویسکوزیته ادی توربولانس توسط معادله زیر به دست می‌آید:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2-11)$$

که در آن  $C_\mu=0.085$  می‌باشد. ویلکاکس<sup>۱</sup> [۵۳] ضرایب باقیمانده انرژی جنبشی توربولانس  $k$  و  $\omega$  را بدین صورت بیان کرده است:

$$\alpha = \frac{13}{25} \quad \beta^* = \frac{9}{100} \quad \sigma = \frac{1}{2} \quad \sigma^* = \frac{3}{5} \quad Pr_t = \frac{8}{9}$$

$$\sigma_d = \begin{cases} 0, & \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \leq 0 \\ \sigma_{do}, & \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} > 0 \end{cases} \quad \sigma_{do} = \frac{1}{8}$$

ضریب  $\beta$  زمانی در معادله وارد می‌شود که نیروی چرخشی داشته باشیم. اطلاعات تکمیلی در مورد این ضریب در تحقیق ویلکاکس [۵۳] بیان شده است. همچنین شایان ذکر است که در این تحقیق از نرم افزار FLUENT ورژن 17.2.0 با استفاده از مدل سازی حجم محدود<sup>۲</sup> استفاده شده است. این کد دستوری از

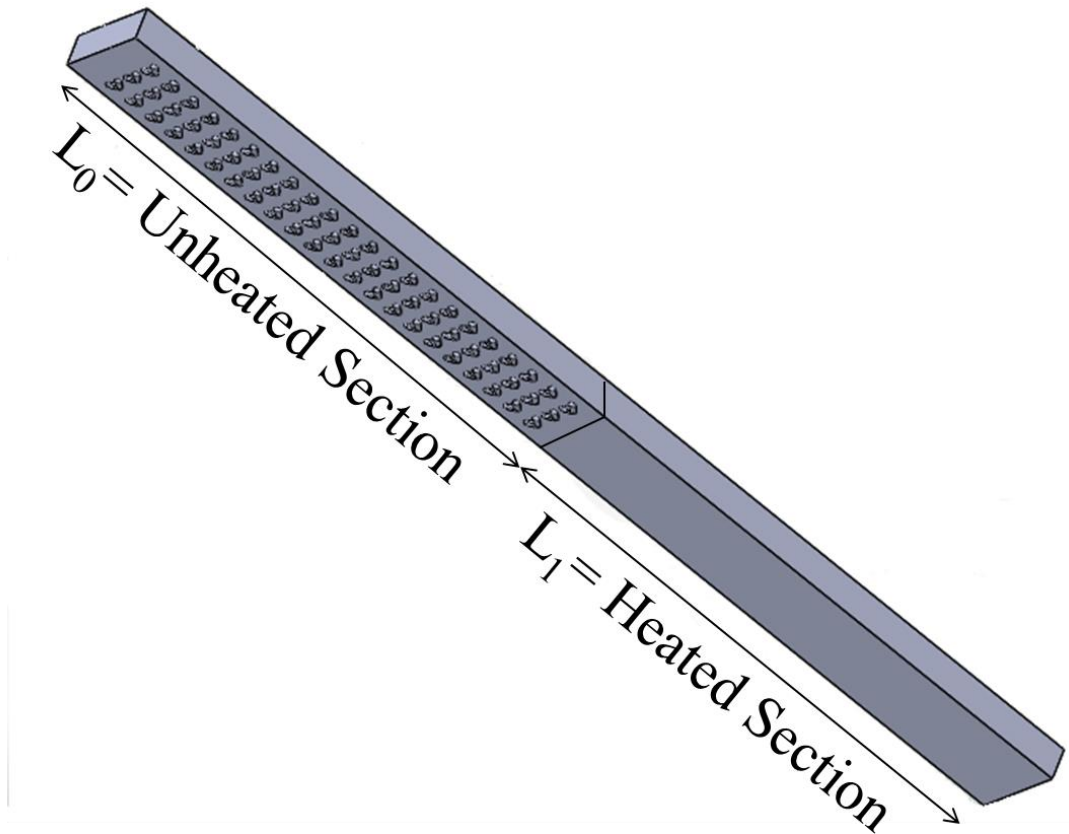
<sup>1</sup> Wilcox

<sup>2</sup> Finite Volume Modeling

روش حجم محدود برای حل معادلات حاکم بر جریان و انتقال حرارت با شرایط مرزی درست استفاده می-کند. کوپلینگ میدان فشار و سرعت توسط الگوریتم SIMPLE انجام گرفته است. از نرم افزار طراحی SolidWorks 2013 برای طراحی مدل و از نرم افزار تجاری ANSYS Workbench ورژن 17.2 برای ساخت شبکه استفاده گردیده است.

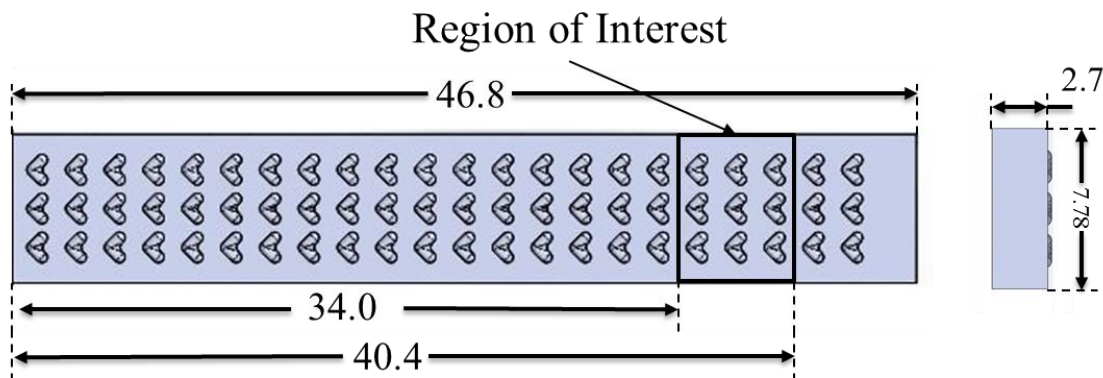
### ۲-۵- هندسه مدل

هندسه کلی کانال و دیمپل های V شکل از تحقیق جوردن و رایت [۳۹] برداشت شده است. تصویر ۴-۲ شماتیک کلی کانال را نشان می دهد:



شکل ۴-۲: اطلاعات کلی کانال

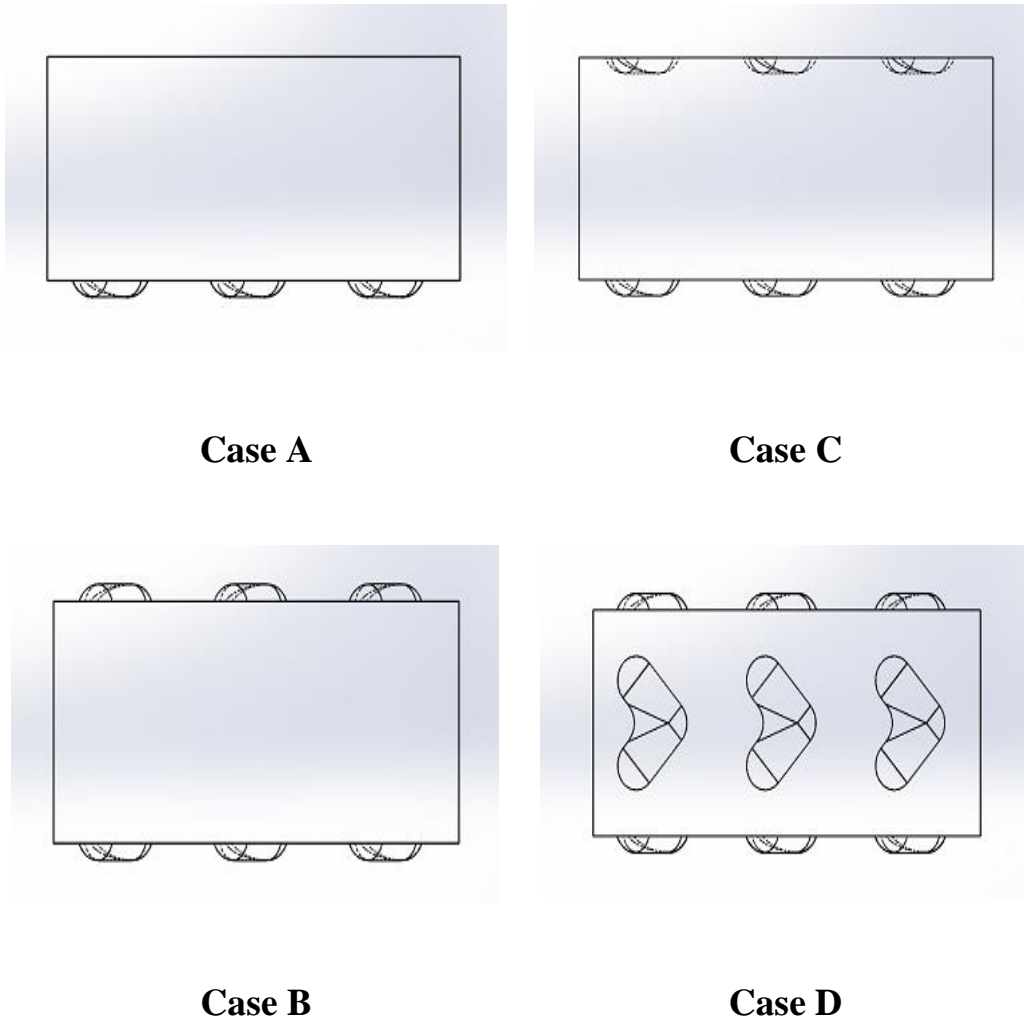
کانال شامل یک کانال مستطیل شکل با ضریب ابعاد ۳:۱ می‌باشد. قطر هیدرولیکی کانال ۴ سانتی متر است. کانال شامل قسمت صاف ورودی است که طول آن دقیقاً با قسمت حرارت دیده مجهز به دیمپل برابر است ( $L_0=L_1=11.7D_h$ ). این طول ورودی برای آن قرار گرفته است که جریان از لحاظ هیدرو-دینامیکی کاملاً توسعه یافته شود. سطح مقطع عرضی کانال در تمام طول کانال ثابت است. شکل ۲-۵ هندسه قسمت تحت شار حرارتی را نشان می‌دهد.



شکل ۲-۵: اطلاعات قسمت مجهز به دیمپل کانال (تمامی اندازه‌ها به سانتی متر می‌باشد)

قسمت مورد مطالعه (Region on Interest) در ناحیه ای قرار گرفته است که از لحاظ حرارتی نیز جریان کاملاً توسعه یافته است ( $8.5 \leq x/D_h \leq 10.1$ ). با توجه به تحقیق جوردن و رایت [۳۹]، در این ناحیه تفاوت دمایی در جهت جریان بسیار ناچیز بوده از این رو می‌توان جریان را از لحاظ حرارتی کاملاً توسعه یافته در نظر گرفت.

در این تحقیق شاخصه های انتقال حرارتی و جریانی برای چهار حالت مختلف از دیمپل‌ها و برآمدگی‌های V شکل مورد بررسی قرار گرفته است. از این جا به بعد، این حالت‌ها با حروف A, B, C و D شناخته می‌شوند. در تمامی این حالت‌ها از شار حرارتی یکسان استفاده شده است. نمای جانبی تمامی این حالت‌ها در شکل ۲-۶ نمایش داده شده است.



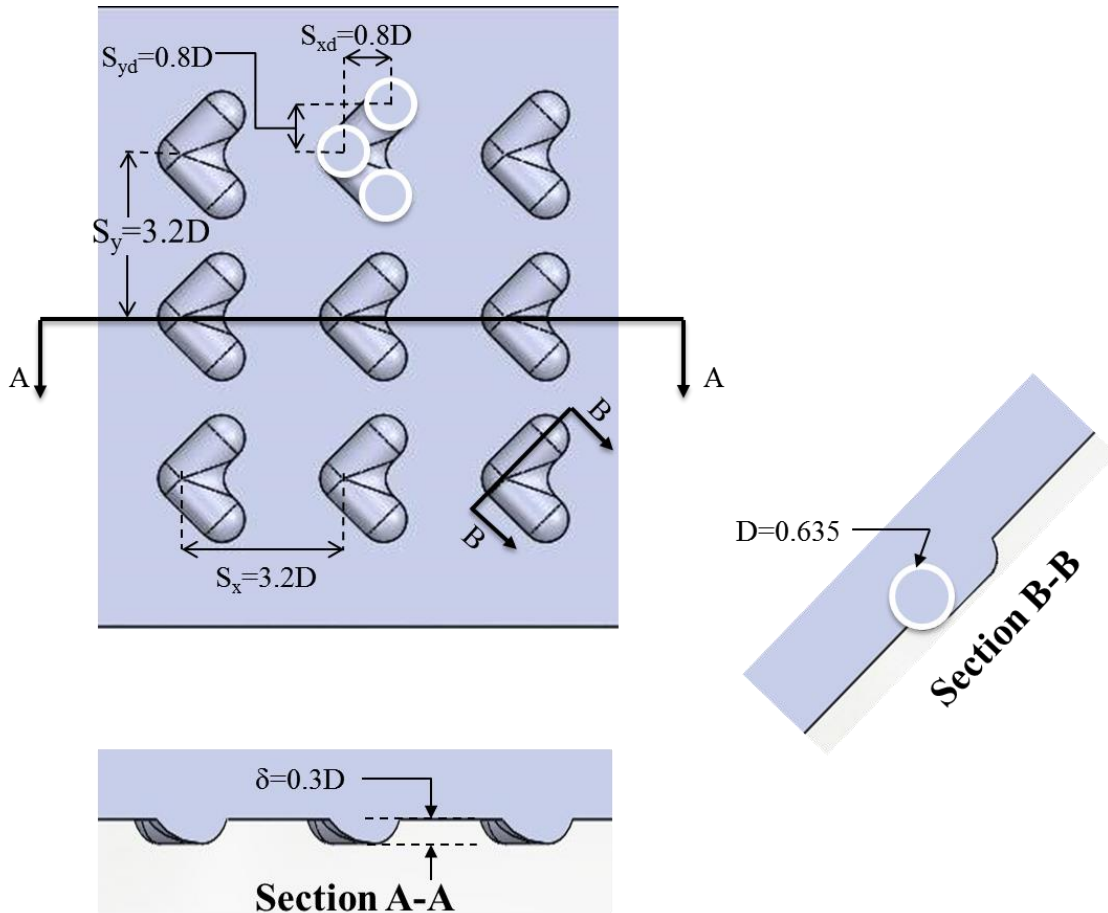
شکل ۲-۶: نمای جانبی ناحیه مورد مطالعه چهار حالت مختلف استفاده شده در این تحقیق

حالت A دقیقاً هندسه مورد استفاده در تحقیق جوردن و رایت [۳۹] می‌باشد. سطح پایینی کانال توسط ۳ ردیف ۲۲ تایی از دیمپل V شکل به صورت منظم پر شده است.

حالت B تنها تفاوتی که با حالت A دارد، این است که دیوارهای روبرویی آن به دیمپل با همان تنظیمات قبلی مجهز شده است. در حالت C نیز دیواره‌های روبرویی تحت شار حرارتی هستند اما این بار به جای دو دیواره مجهز به دیمپل، دیواره پایینی مجهز به دیمپل و دیواره بالایی مجهز به برآمدگی می‌باشد.

در نهایت در حالت D تمامی دیواره‌ها مجهز به دیمپل می‌باشند. دیواره‌های بالایی و پایینی با همان تنظیمات قبلی اما دیواره‌های کناری به یک ردیف ۲۲ تایی دیمپل V شکل مجهز شده‌اند.

هندسه دیمپل های V شکل نیز از تحقیق جوردن و رایت [۳۹] اقتباس شده است. شکل ۷-۲ اطلاعات مربوط به این هندسه را نشان می‌دهد.



شکل ۷-۲: اطلاعات هندسی مربوط به تقعر و تحدب های V شکل

قطر تقعر و تحدب ها ۰,۶۳۵ سانتی متر و عمق هر کدام ۰,۳ قطرشان می‌باشد. فاصله های عرضی و طولی هر دو برابر ۰,۸ قطر تقعر و تحدب ها است. فاصله بین هر تقعر یا تحدب با یکدیگر نیز ۳,۲ قطر می‌باشد.

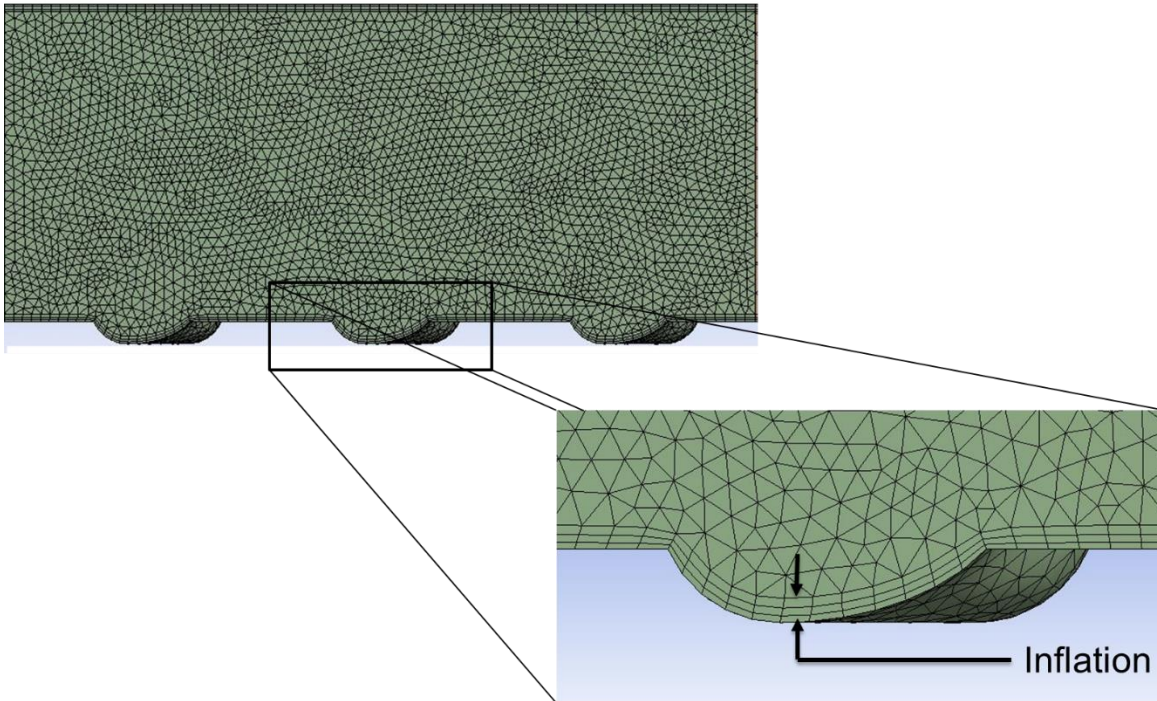
## ۲-۶- تولید شبکه، شبکه بندی و استقلال از شبکه

شبکه بندی در این تحقیق توسط نرم افزار ANSYS Workbench انجام گرفته است. با توجه به مدل توربولانسی  $Y^+$  مورد نظر بین ۱ تا ۵ در نظر گرفته شد.

برای بررسی آنکه حل مستقل از شبکه بندی می باشد، حل های عددی با تعداد سلول های ۴۲۰۲۵۶، ۶۹۷۶۴۰، ۱۰۲۵۱۶۴ و ۱۳۰۴۶۶۲ برای کانال صاف مورد استفاده در تحقیق سوو [۵۲] برای رینولدز ۱۰۰۰۰ انجام گرفت. متوسط ضریب عدد ناسلت عرضی در فاصله مکانی  $L = 23.363\text{cm}$  و ضریب اصطکاک به دست آمده از این چهار شبکه بندی در جدول ۱-۲ آمده است. با توجه به نتایج به دست آمده و برای بالانس کردن هزینه محاسباتی و به دست آوردن بهترین دقت، شبکه بندی حاوی ۱۰۰۰۰۰۰ سلول (شبکه بندی ۳) برای این تحقیق انتخاب شد.

جدول ۱-۲: استقلال از شبکه برای رینولدز ۱۰۰۰۰ و سرعت ورودی ۷.۰۵۹ متر بر ثانیه

شبکه ۴	شبکه ۳	شبکه ۲	شبکه ۱	
(1304662)	(1025164)	(697640)	(420256)	تعداد سلول ها
1.55	1.5493	1.5533	1.5257	$Nu/Nu_0$
Baseline	0.0425%	0.2145%	1.5704%	$\Delta Nu/Nu_0 - \text{Difference \%}$
0.844332	0.853019	0.854063	0.861067	$C_f/C_{f0}$
Baseline	1.028861%	1.152509%	1.98204%	$\Delta C_f/C_{f0} - \text{Difference \%}$



شکل ۲-۸: شبکه بندی مورد استفاده برای حالت A

همان‌طور که در شکل ۲-۸ مشاهده می‌شود برای لایه مرزی بر روی دیواره های کانال، تعداد سه زیر لایه با ضریب رشد ۱٫۲ مورد استفاده قرار گرفته است. نوع المان‌ها چهار وجهی انتخاب شده است و شبکه بندی بی ساختار در نظر گرفته شده است. شایان ذکر است در رینولدز های متفاوت و برای به دست آوردن  $y^+$  مطلوب ضخامت زیر لایه لزج متفاوت بوده است.

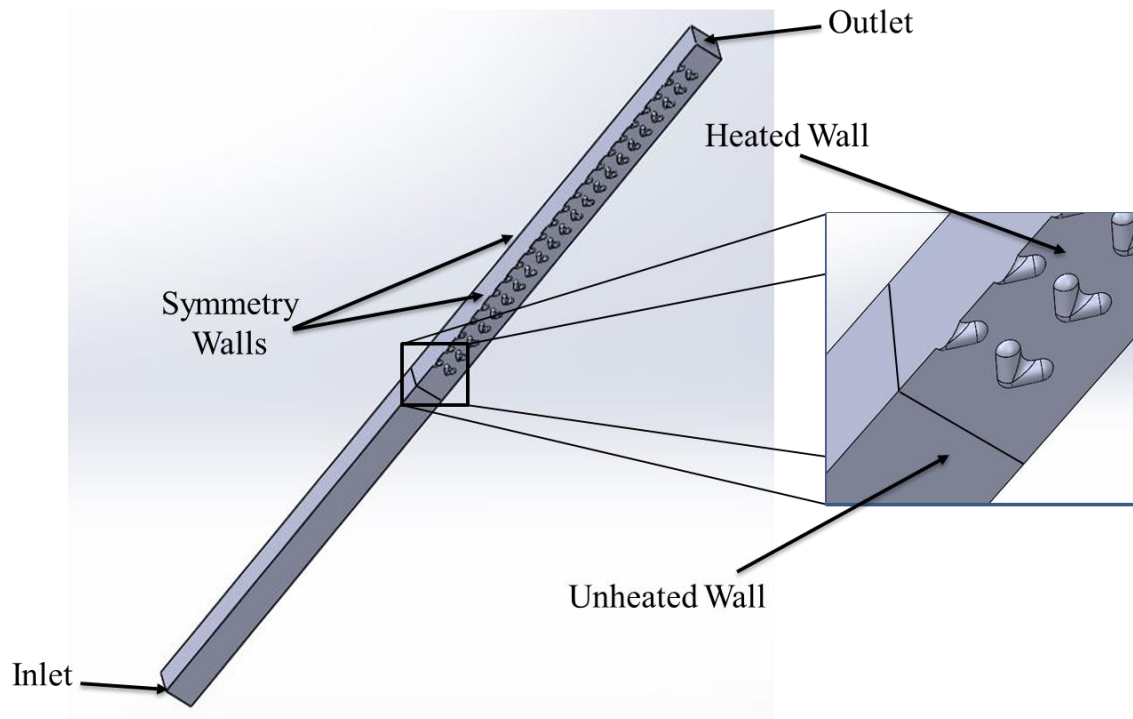
## ۲-۷- شرایط مرزی

در تحقیق حاضر شرایط مرزی قسمت ورودی و خروجی آدیاباتیک<sup>۱</sup> فرض شده است. شار حرارتی ثابت بر روی سطح با مقدار  $2008,354$  وات بر متر مربع بر روی دیواره های مجهز به دیپیل یا برآمدگی اعمال گردیده است. شرط عدم لغزش<sup>۲</sup> بر روی تمامی دیواره های کانال در نظر گرفته شده، برای حالت های A و B از یک شرط تقارن و برای حالت های C و D از دو شرط تقارن به منظور تسهیل در انجام حل به کار گرفته شده است. سرعت یکنواخت در ورودی (با توجه به رینولدز) اعمال گردیده و دمای جریان ورودی

<sup>۱</sup> Adiabatic

<sup>۲</sup> No-slip Condition

برای تمامی حالت ها ۳۰۰ کلوین و شدت توربولانس ورودی  $5\%$ <sup>۱</sup> می باشد. در قسمت خروجی نیز فشار اتمسفریک در نظر گرفته شده است. شکل ۲-۹ شرایط مرزی بر روی هندسه کانال در حالت D را نشان می دهد.



شکل ۲-۹: شرایط مرزی برای حالت D

در این تحقیق، به دلیل عدم وجود تغییرات دمایی شدید در جریان خنک کننده در ورودی و خروجی کانال، سیال غیرقابل تراکم، هوای خشک با خواص حرارتی-فیزیکی ثابت فرض شده است. جریان سه بعدی، توربولانسی پایا و غیر چرخشی می باشد. از تقریب مرتبه دوم<sup>۲</sup> برای حل معادلات حاکم استفاده شده است. کمترین ضریب همگرایی برای معادلات پیوستگی، مومنتوم،  $k$  و  $\omega$  برابر با  $10^{-3}$  و برای معادله انرژی  $10^{-6}$  در نظر گرفته شده است.

<sup>۱</sup> Inlet Turbulenc Intensity

<sup>۲</sup> Second-order Scheme



## فصل ۳ نتایج

## ۳-۱- مقدمه

در این فصل نتایج مربوط به شبیه‌سازی چهار مدل مختلف کانال درج خواهد شد. از این نتایج می‌توان به توزیع دما، توزیع نرخ عدد ناسلت، توزیع وورتیسیته و میدان سرعت و همچنین ضریب اصطکاک و عملکرد حرارتی اشاره نمود. بعد از بررسی نتایج و بحث در مورد آن‌ها بهترین حالت معرفی خواهد شد.

## ۳-۲- تعریف پارامترها

پارامترهای مورد استفاده در این تحقیق در این قسمت مورد بررسی قرار گرفته‌اند. عدد رینولدز بدین صورت تعریف گردیده است:

$$Re = \frac{u_i D_h}{\nu} \quad (3-1)$$

که در  $u_i$  سرعت متوسط ورودی،  $D_h$  قطر هیدرولیکی و  $\nu$  ویسکوزیته دینامیکی سیال می‌باشد. ضریب اصطکاک به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$f = \frac{\Delta p}{2\rho u_i^2} \cdot \frac{D_h}{L} \quad (3-2)$$

که  $L$  و  $\Delta p$  به ترتیب طول کلی کانال و اختلاف فشار خروجی نسبت به ورودی کانال در قسمت حرارت دیده می‌باشند.

عدد ناسلت محلی به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$Nu(i) = \frac{q_w}{T(i) - T_B} \cdot \frac{D_h}{k} \quad (3-3)$$

که در آن  $T_B$  دمای متوسط جرم وزنی<sup>۱</sup> سیال خنک کننده، که در هر سطح مقطع اندازه گیری می شود،  $T(i)$  دمای محلی سطح کانال در هر نقطه و  $k$  رسانایی حرارتی سیال می باشد. شایان ذکر است که عدد کلی ناسلت با معدل گیری متوسط تمامی نقاط بر روی سطح کانال به دست می آید.

### ۳-۲- توزیع دما و ناسلت محلی

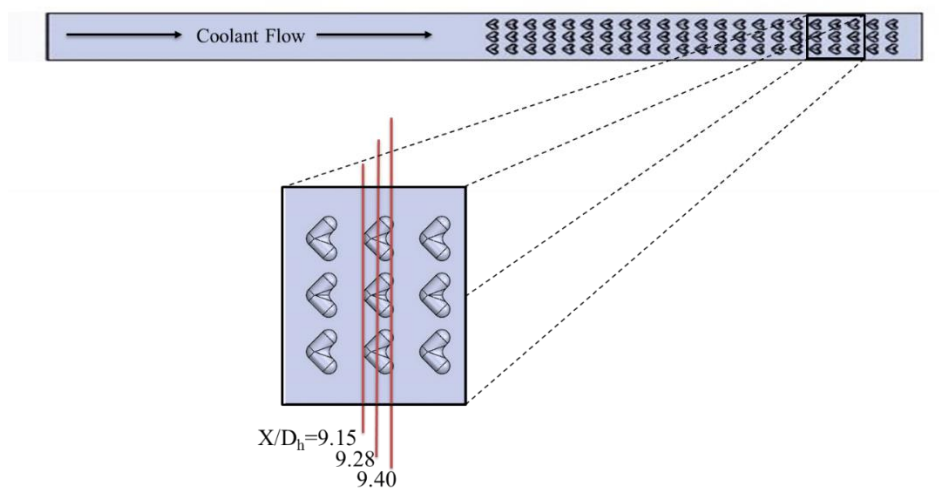
برای مقایسه عملکرد حرارتی کانال مجهز به دیمپل با سایر روش های خنک کاری، مقایسه عدد ناسلت با ناسلت به دست آمده برای جریان کاملا توسعه یافته و توربولانس درون یک لوله بی بعد می شود [۳۹]. فرمول معادله همبستگی دیتوس-بوئتلر<sup>۲</sup> مورد استفاده در این تحقیق به صورت زیر می باشد:

$$\frac{Nu_i}{Nu_0} = \frac{hD_h}{k_f} \cdot \frac{1}{0.023Re^{0.8}Pr^{0.4}} \quad (3-4)$$

در تحقیق حاضر، توزیع دما، عدد ناسلت محلی، گردابه ها و توزیع سرعت بر روی ردیف نوزدهم دیمپل ها در سه ناحیه مختلف لبه جلویی، میانه و لبه انتهایی دیمپل که به ترتیب با ضرایب بی بعد  $X/D_h$  های ۹،۱۵، ۹،۲۸ و ۹،۴۰ نمایش داده می شوند. این نواحی از لحاظ حرارتی کاملا توسعه یافته و مستقل از اثرات انتهایی کانال چه در جهت عرض و چه در جهت طولی می باشند [۳۹].

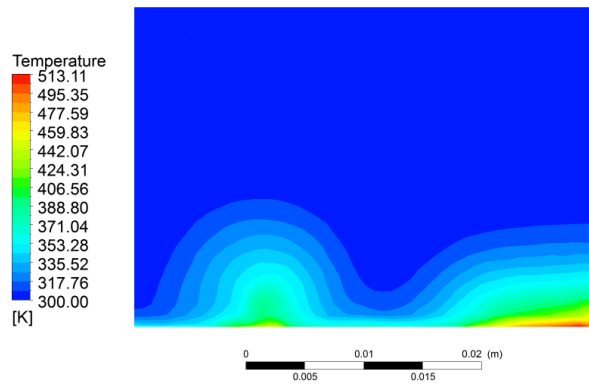
<sup>۱</sup> Mass-Weighted Average

<sup>۲</sup> Dittus-Boetler

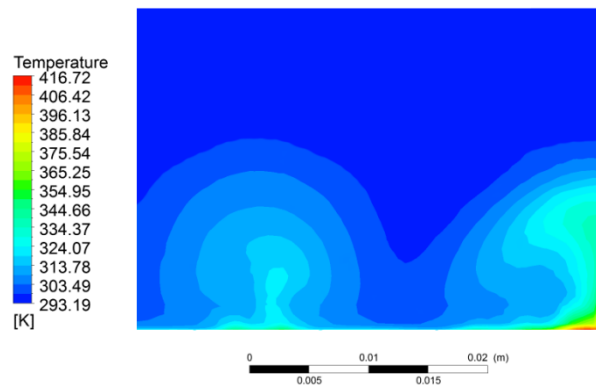


شکل ۳-۱: نواحی مختلف مورد بررسی بر روی ردیف نوزدهم دیمپل ها

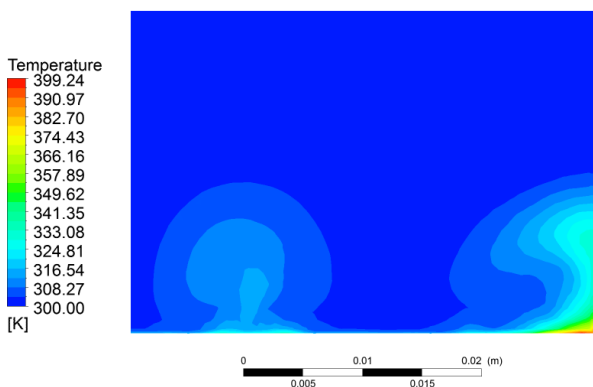
تصاویر ۳-۲ تا ۳-۱۴ توزیع دما برای حالت های مختلف در سه ناحیه مختلف را نشان می دهند. در تمامی تصاویر با استفاده از قید تقارن تنها نیمی از کانال نمایش داده می شود (در تمامی تصاویر باید این موضوع را در نظر گرفت که جریان به داخل صفحه می رود).



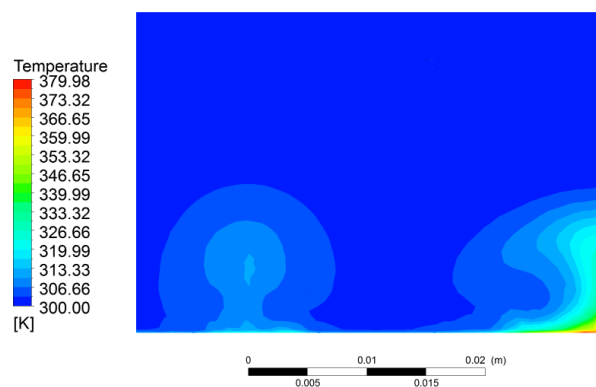
(Re=10000)



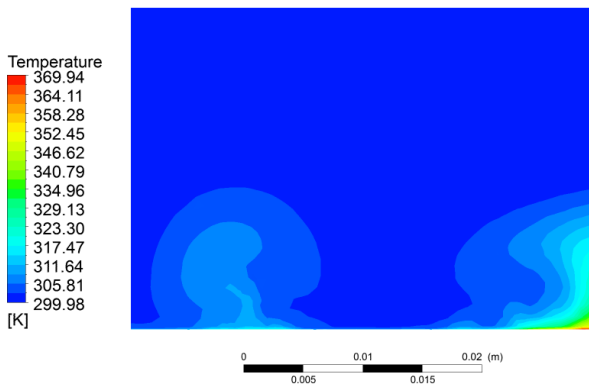
(Re=20000)



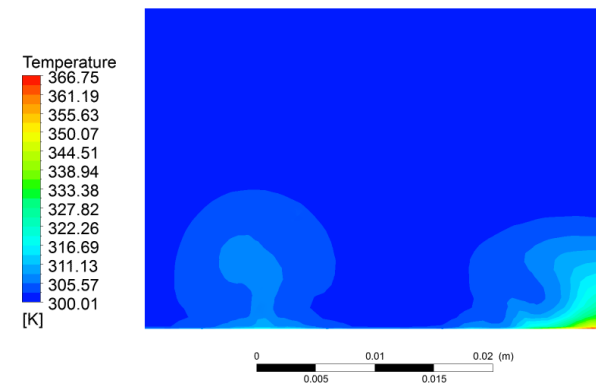
(Re=30000)



(Re=40000)



(Re=50000)



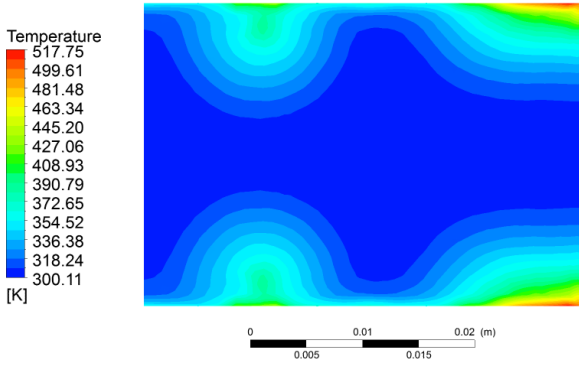
(Re=60000)

شکل ۳-۲: توزیع دما برای رینولدز های مختلف (حالت A،  $X/D_h=9.4$ )

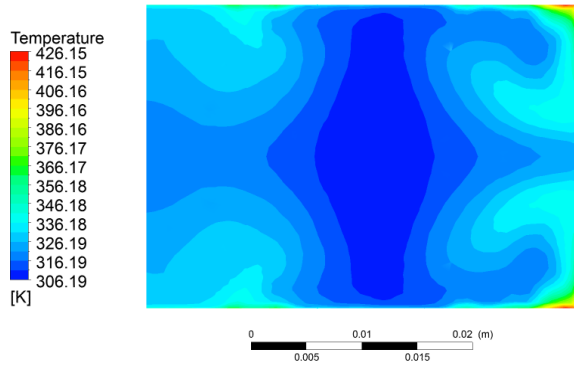
در شکل ۲-۳ مشاهده می‌شود که در نواحی جفت گردابه های ضد چرخشی در لبه انتهایی به وجود آمده از بازو های دیمپل<sup>۱</sup> دمای سیال خنک کننده بالا می‌رود. علاوه بر این در گوشه سمت راست کانال به دلیل به وجود آمدن ناحیه کم فشار دما بالا و بالاتر می‌رود. با افزایش رینولدز از ۱۰۰۰۰ تا ۲۰۰۰۰ دما در تمامی نواحی محاسباتی افت تقریباً ۱۰۰ کلونی داشته، حال آنکه در رینولدز های بالاتر این تفاوت رفته رفته کم می‌شود. همان‌طور که ملاحظه می‌شود نه تنها از لحاظ کمی بلکه از لحاظ کیفی نیز، حجم سیال خنک‌کننده ای که گرم می‌شود، با افزایش رینولدز از ۱۰۰۰۰ تا ۲۰۰۰۰ تقریباً دو برار شده و در رینولدز های بالاتر کاهش محسوسی دارد.

---

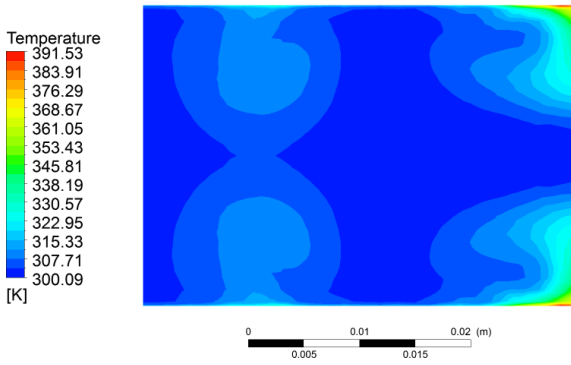
<sup>۱</sup> Dimple legs



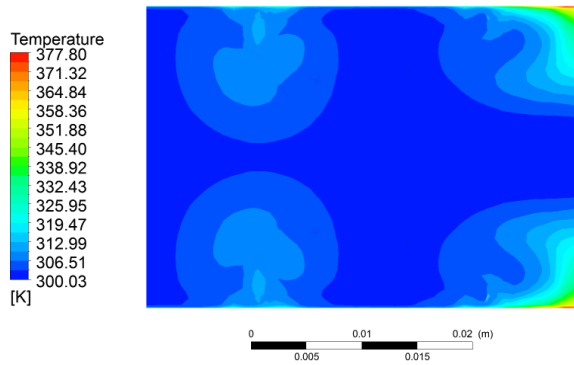
(Re=10000)



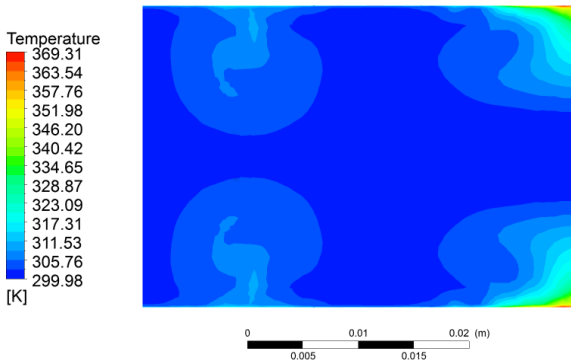
(Re=20000)



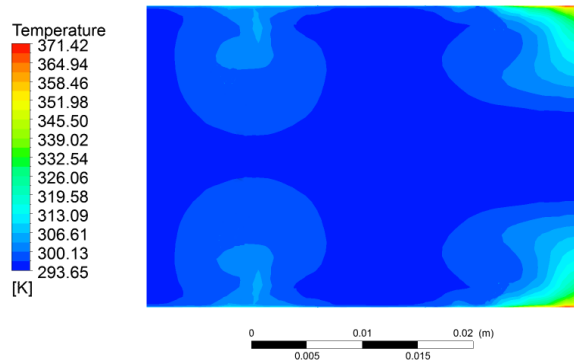
(Re=30000)



(Re=40000)



(Re=50000)

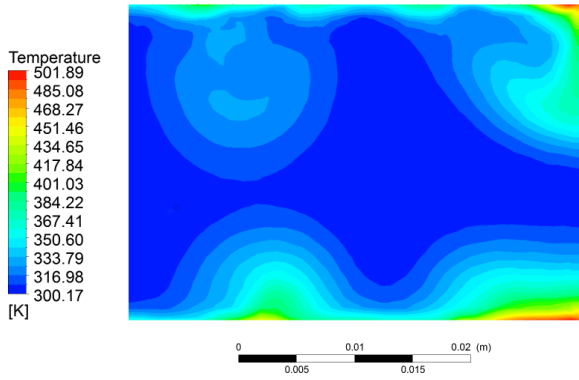


(Re=60000)

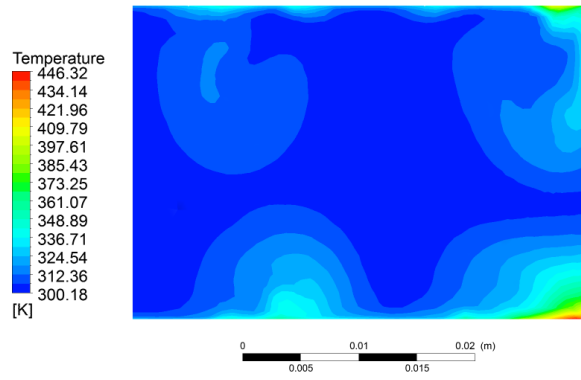
شکل ۳-۳: توزیع دما برای رینولدز های مختلف (حالت B,  $X/D_h=9.4$ )

در حالت B و توزیع دمای آن، شباهت های بسیار زیادی با حالت A مشاهده می شود. باز هم می توان مشاهده نمود که با افزایش رینولدز از ۱۰۰۰۰ تا ۲۰۰۰۰ کاهش محسوسی در دمای تمامی نقاط ناحیه محاسباتی اتفاق می افتد. در حالت B و در رینولدز ۲۰۰۰۰ مشاهده می شود که به واسطه دیپل های اضافه شده بر روی وجه بالایی کانال کاملاً سیال خنک کننده گرم شده و این موضوع می تواند شاهدی بر افزایش نرخ انتقال حرارت در این حالت باشد. در این دو حالت توزیع دما در نقاط مختلف محاسباتی با افزایش رینولدز از ۱۰۰۰۰ تا ۶۰۰۰۰ تقریباً ۱۵۰ کلین کاهش می یابد.

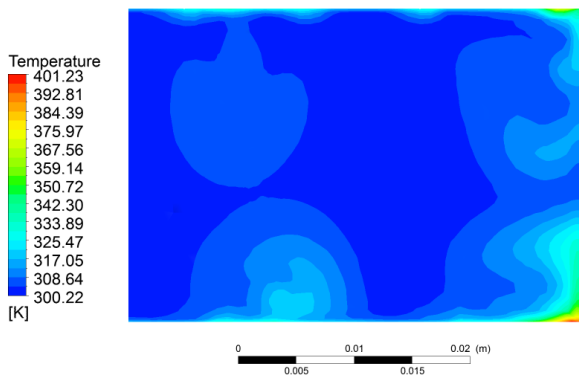




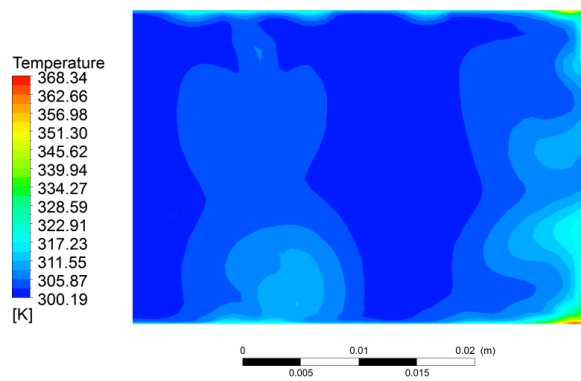
(Re=10000)



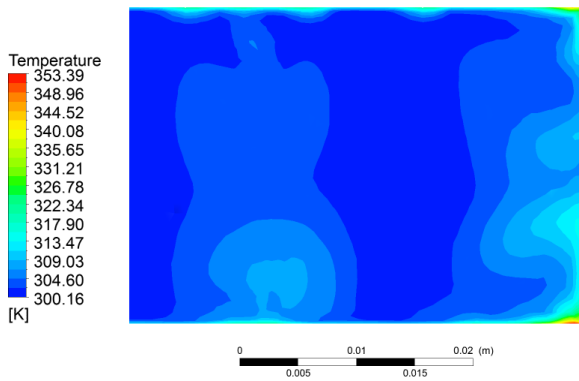
(Re=20000)



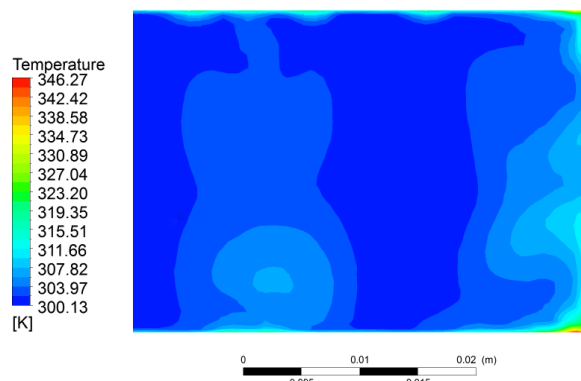
(Re=30000)



(Re=40000)



(Re=50000)



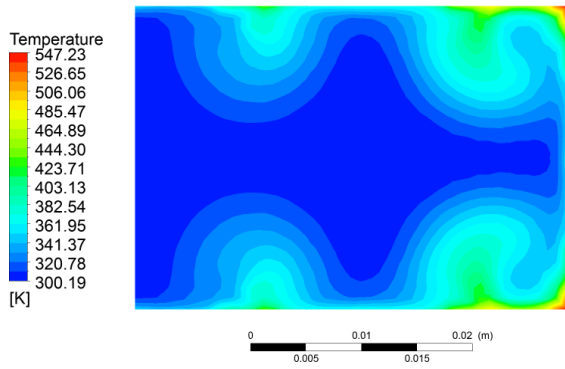
(Re=60000)

شکل ۳-۴: توزیع دما برای رینولدز های مختلف (حالت C,  $X/D_h=9.4$ )

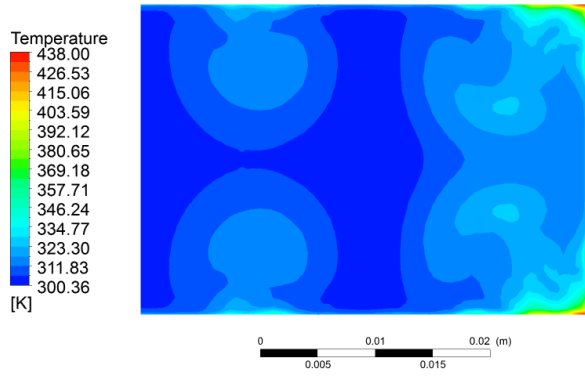
در شکل ۳-۴ مشاهده می‌شود که در نقاط ابتدایی برآمدگی به دلیل به وجود آمدن نقطه حمله<sup>۱</sup> دمای سیال بالا رفته و این امر نرخ انتقال حرارت را در این ناحیه به صورت محلی افزایش می‌دهد. اما در سایر نقاط روی دیواره مجهز به برآمدگی دمای سیال خنک‌کننده پایین است و نرخ انتقال حرارت در این نقاط کم می‌باشد. کاملاً قابل مشاهده است که نواحی نزدیک به دیوار بالایی (به جز در برخی نواحی) با وجود شار حرارتی بر روی این دیواره، تقریباً با دمای سیال هم دماست. این مسئله نرخ انتقال حرارت را به صفر می‌رساند. این روند حتی برای دیواره پایینی در رینولدزهای بالا نیز رخ می‌دهد. از این رو استفاده از دیمپل‌ها و برآمدگی‌های V شکل بر روی دیواره‌های روبرویی نمی‌تواند تکنیک مناسبی برای افزایش نرخ انتقال حرارت باشد.

---

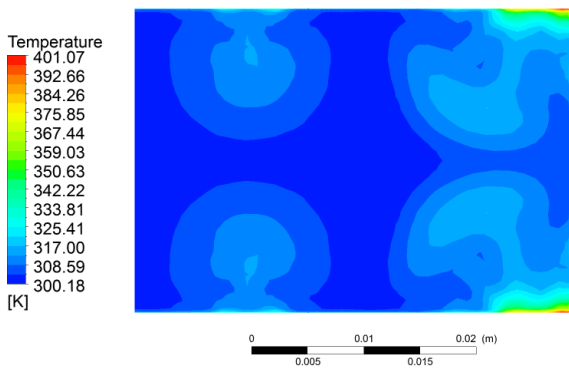
<sup>1</sup> Stagnation point



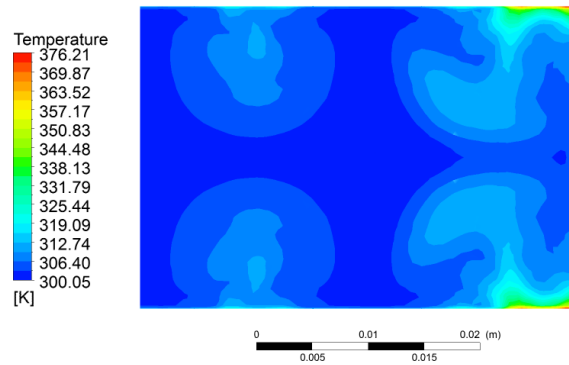
(Re=10000)



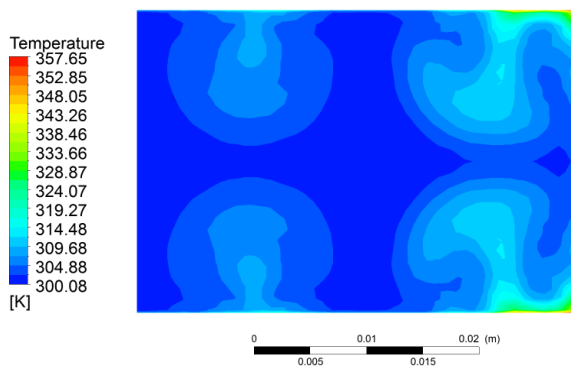
(Re=20000)



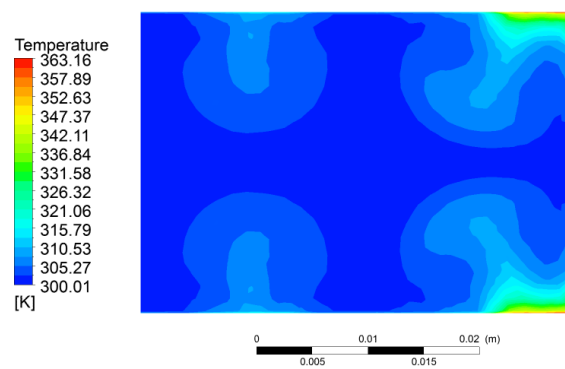
(Re=30000)



(Re=40000)



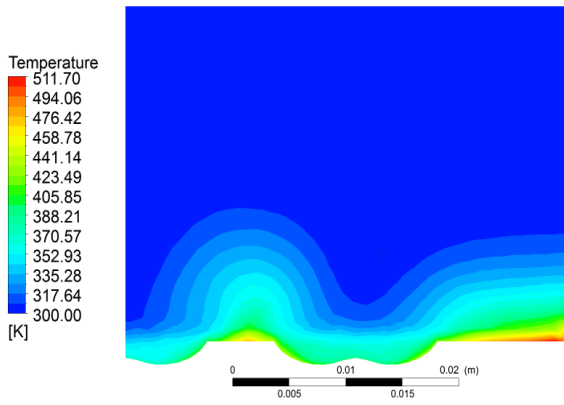
(Re=50000)



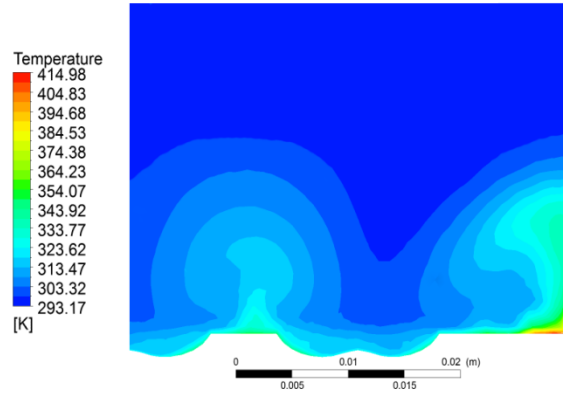
(Re=60000)

شکل ۳-۵: توزیع دما برای رینولدز های مختلف (حالت  $X/D_h=9.4$ ,  $D$ )

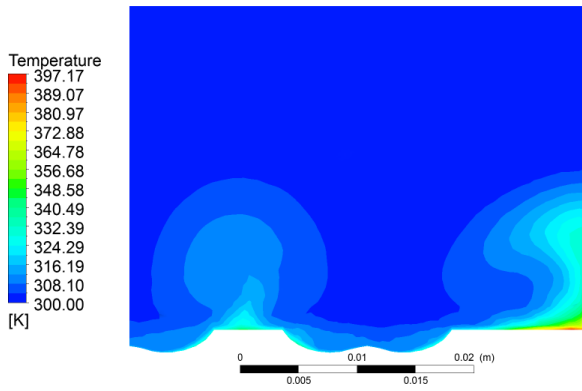
در تمامی حالت ها با رسیدن به رینولدز ۲۰۰۰۰ دمای سیال در تمامی ناحیه محاسباتی افزایش می‌یابد. با افزایش رینولدز، دمای سیال در ابتدا کاهش یافته و سپس به طور تقریبی ثابت باقی می‌ماند. این اتفاق برای حالت C در شکل ۳-۴ نیز اتفاق می‌افتد. اگرچه، در حالت D، با افزایش عدد رینولدز از ۲۰۰۰۰ تا ۶۰۰۰۰ توزیع دما در نقاط ناحیه محاسباتی تقریباً ثابت باقی می‌ماند. در شکل ۳-۵ دمای سیال در سمت راست کانال نسبت به حالت B افزایش چشم‌گیری داشته که دلیل اصلی آن جفت گردابه اضافی به وجود آمده توسط دی‌مپل موجود بر روی دیواره کناریست. ماکزیمم دما در حالت D با افزایش رینولدز از ۱۰۰۰۰ تا ۶۰۰۰۰ کاهش ۲۰۰ کلونی داشته است. این در حالی است که در سایر حالت ها این کاهش بین ۱۰۰ تا ۱۵۰ کلون بوده است.



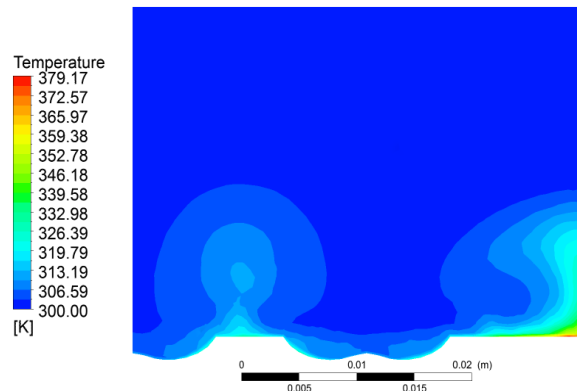
(Re=10000)



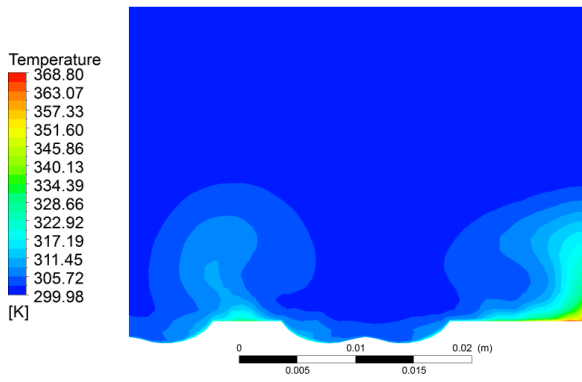
(Re=20000)



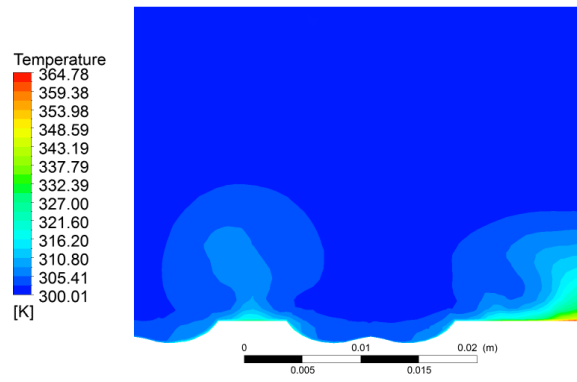
(Re=30000)



(Re=40000)



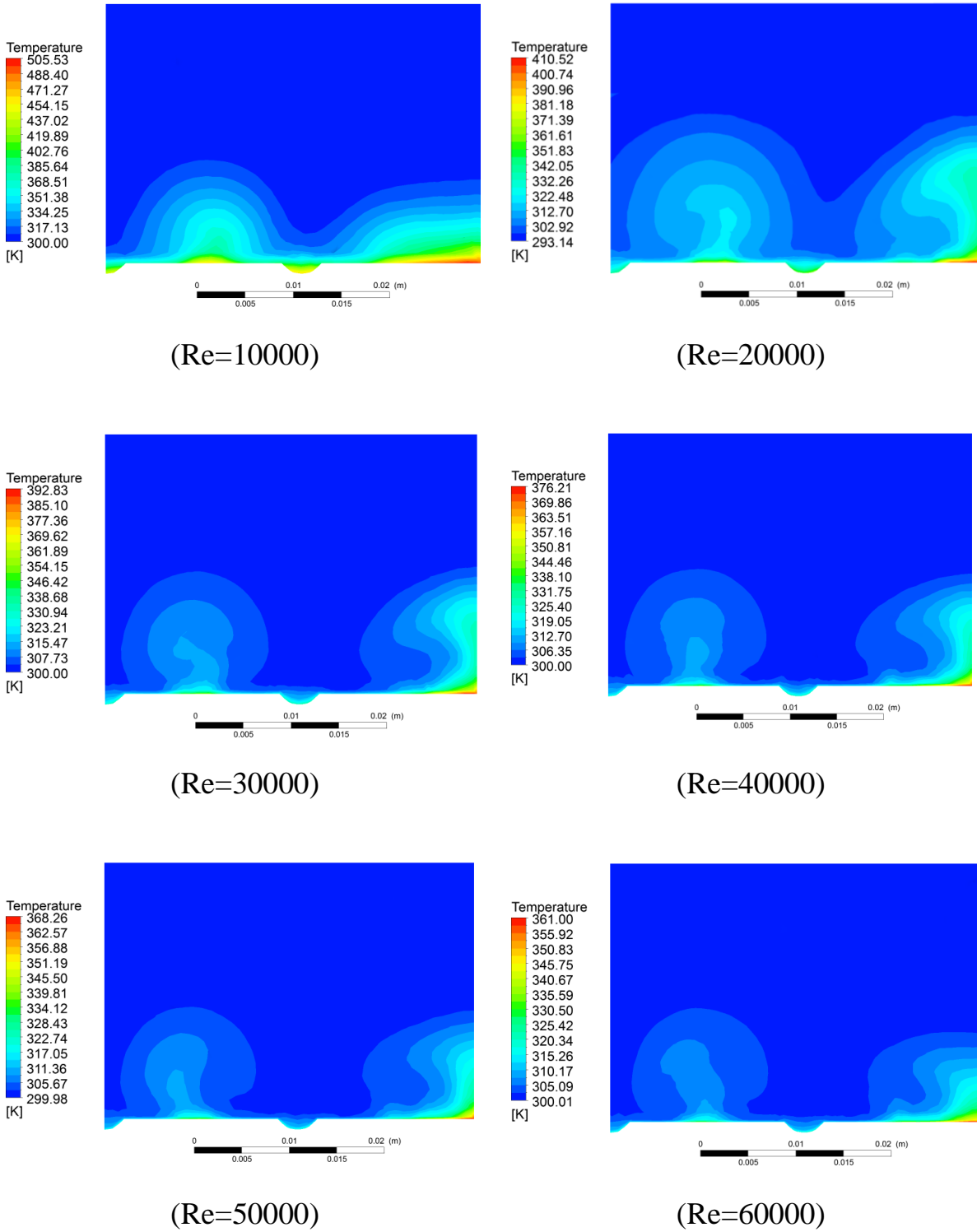
(Re=50000)



(Re=60000)

شکل ۳-۶: توزیع دما برای رینولدز های مختلف (حالت A,  $X/D_h=9.28$ )

همان طور که در شکل ۳-۶ مشاهده می‌شود در ناحیه جدایش جریان در قسمت میانی دیمپل دمای سیال بالا رفته که این موضوع با توجه به توزیع وورتیسیتته در اشکال صفحات بعد نرخ انتقال حرارت در این قسمت را کاهش می‌دهد. طراحان صنعتی برای رفع این مشکل با تغییر هندسه به منظور کوچک کردن ناحیه جدایش می‌توانند ضریب عملکرد حرارتی را افزایش دهند. بهترین راه برای رفع این مشکل استفاده از برآمدگی‌های داخلی می‌باشد [۲۸]. با استفاده از این تکنیک می‌توان ناحیه جدایش را به حداقل رساند و نرخ انتقال حرارت را در قسمت جلویی دیمپل بالا برد. این موضوع می‌تواند در تحقیقات آینده مورد بررسی قرار گیرد. در حالت‌های دیگر نیز رفتار سیال به این حالت شباهت دارد.

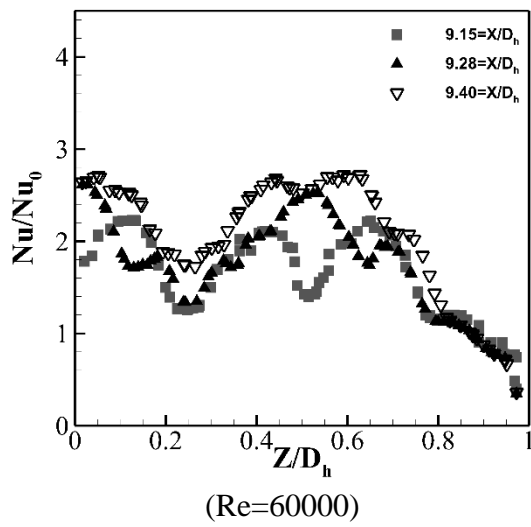
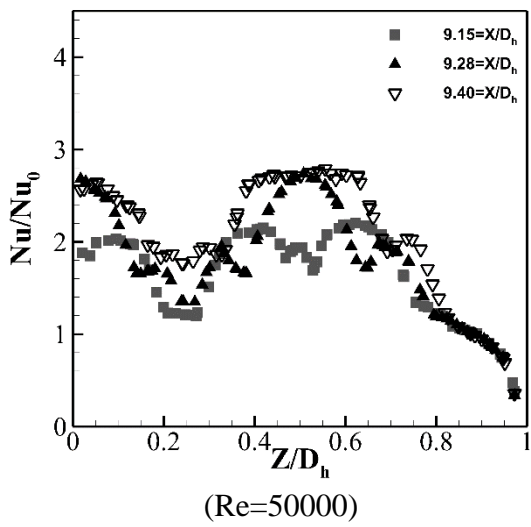
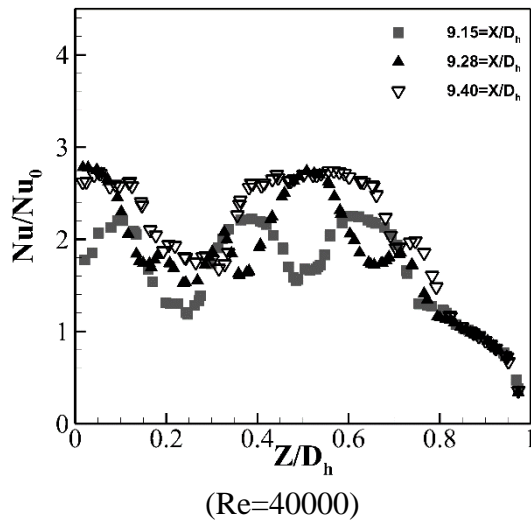
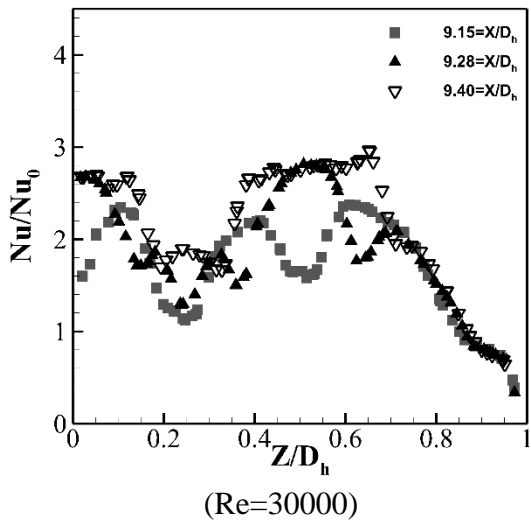
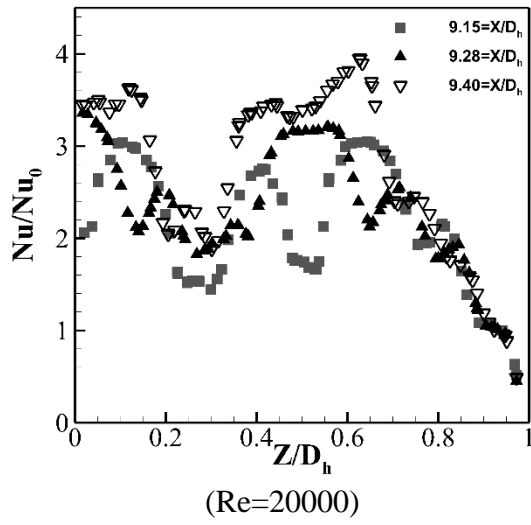
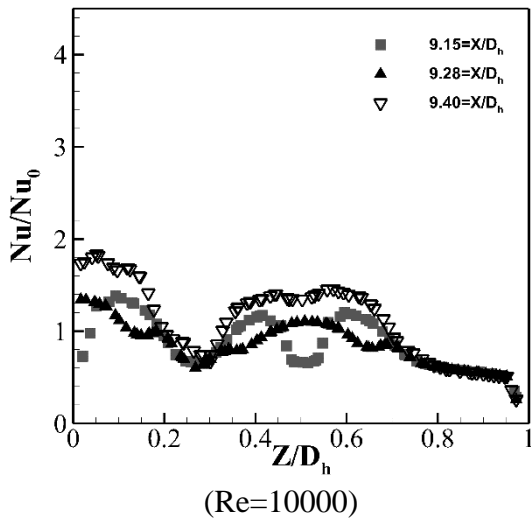


شکل ۳-۷: توزیع دما برای رینولدز های مختلف (حالت A،  $X/D_h=9.15$ )

در شکل ۳-۷ توزیع دما در لبه جلویی دیمپل ها نمایش داده شده است. همان طور که مشاهده می شود، در لبه جلویی دیمپل به دلیل جدایش جریان دمای سیال بسیار بالا رفته که نرخ انتقال حرارت را بسیار کاهش می دهد. از این منظر، این ناحیه برای طراحان نقطه بحرانی محسوب می شود و پیشنهاد می شود در تحقیقات بعدی بیشتر مورد بررسی قرار گیرد. به جز این مورد در هر سه ناحیه توزیع دما یکسان بوده است. اشکال ۳-۸ تا ۳-۱۲ توزیع عدد ناسلت محلی عرضی را در سطح پایینی کانال در رینولدز های مختلف برای حالت های مختلف را نشان می دهد. در قسمت انتهایی دیمپل (ناحیه  $X/D_h = 9.15$ )، جریان از سطح جدا شده و یک حجم از هوای گرم درون فضای دیمپل محبوس شده که یک ناحیه با ناسلت بسیار پایین را به وجود می آورد. که البته این موضوع برای حالت  $D$  صادق نمی باشد و همان طور که در این تصاویر مشخص است در رینولدز های بالا این ناحیه کم اثر تر می گردد و نرخ انتقال حرارت افزایش می یابد. در میانه دیمپل، ضریب عدد ناسلت به دلیل جت برخوردی جریان بر روی سطح دیمپل پس از ناحیه جدایش افزایش می یابد. بالاترین ضریب عدد ناسلت متعلق به ناحیه انتهایی دیمپل است که دلیل اصلی آن پیوستن دوباره جریان با جریان اصلی خنک کننده است.

در تمامی این نمودار ها مشخص است که نرخ عدد ناسلت به جز در ناحیه کناری کانال، تقریباً از ۱ بیشتر است. که این مسئله نشان دهنده افزایش نرخ انتقال حرارت با افزودن دیمپل و یا برآمدگی نسبت به کانال صاف است. در قسمت کناری کانال به دلیل به وجود آمدن ناحیه کم فشار، نرخ انتقال حرارت بسیار پایین می باشد. طراحان صنعتی باید این موضوع را در نظر گرفته و برای رفع آن طراحی های خود را تغییر دهند.



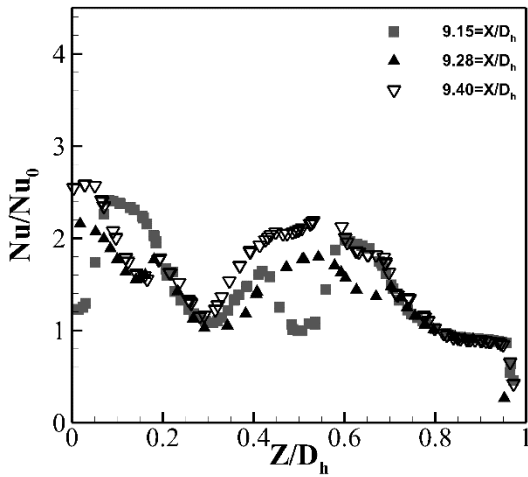


شکل ۳-۸: توزیع عدد ناسلت محلی عرضی برای حالت A در سه ناحیه مختلف

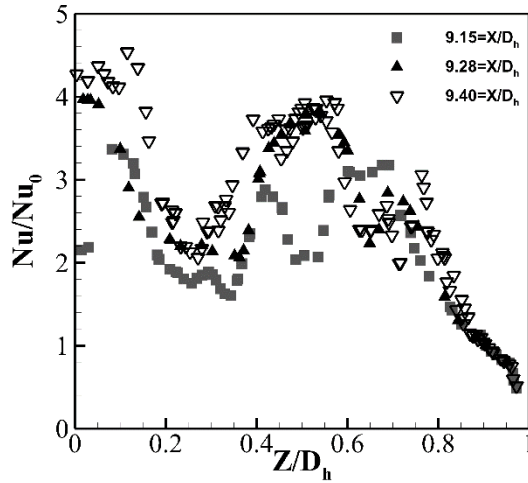
در حالت های A، B و C یعنی در اشکال ۳-۸ تا ۳-۱۲ با افزایش رینولدز از ۱۰۰۰۰ تا ۲۰۰۰۰ ضریب عدد ناسلت به طور قابل توجهی افزایش یافته است (تقریباً ۴ برابر می شود). با افزایش رینولدز برای این سه حالت، در رینولدز ۳۰۰۰۰ ضریب عدد ناسلت کاهش یافته و بعد از آن تقریباً ثابت می ماند. در شکل ۳-۸ مشاهده می شود که در نواحی  $Z/D_h = 0.05, 0.4, 0.6$  در تمامی رینولدزها ناسلت در قسمت انتهایی دیمپل به بالاترین مقدار خود رسیده است. این نواحی دقیقاً دنباله بازوهای دیمپل است که در تحقیق جوردن و رایت [۳۹] پیش بینی شده بود نرخ انتقال حرارت بالایی داشته باشند. این موضوع ناشی از گردابه های به وجود آمده در این ناحیه و اتصال مجدد جریان در قسمت انتهایی دیمپل است.

در شکل ۳-۸ مشاهده می شود که، از رینولدز ۲۰۰۰۰ به بعد در نقطه  $Z/D_h = 0.25, 0.5$  و  $X/D_h = 9.15$  که مینیمم مقدار نرخ عدد ناسلت را به خود اختصاص می دهند، با افزایش رینولدز این مقادیر تقریباً ثابت می ماند. این مسئله نشان گر این است که نرخ انتقال حرارت در ناحیه ابتدایی دیمپل، که ناحیه جدایش جریان می باشد، و همچنین فاصله بین دو دیمپل کناری، مستقل از عدد رینولدز بوده و با افزایش آن تغییر چندانی در این حالت نمی کند.

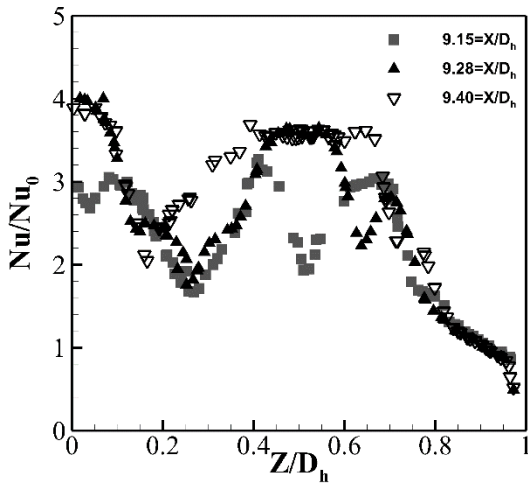
نکته بعدی که در این شکل قابل مشاهده می باشد این است که، در نقطه  $Z/D_h = 0.5$  و  $X/D_h = 9.28$  و  $9.40$  که نقاط میانی و انتهایی دیمپل می باشند، در رینولدزهای بالا تقریباً برابر بوده و تنها تفاوتی که این در این دو ناحیه نرخ می دهد، مرتبط با گردابه های به وجود آمده توسط بازوهای دیمپل می باشد که نرخ انتقال حرارت را افزایش می دهند.



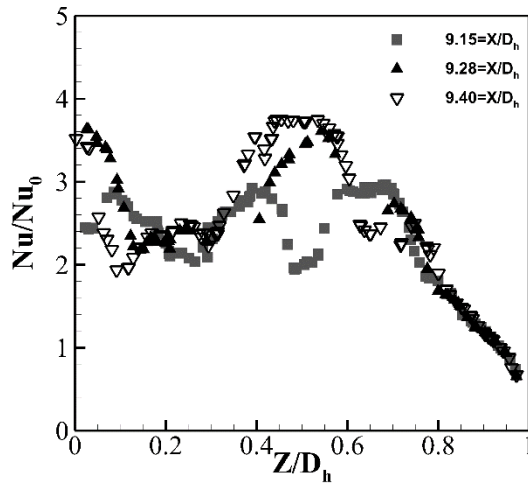
(Re=10000)



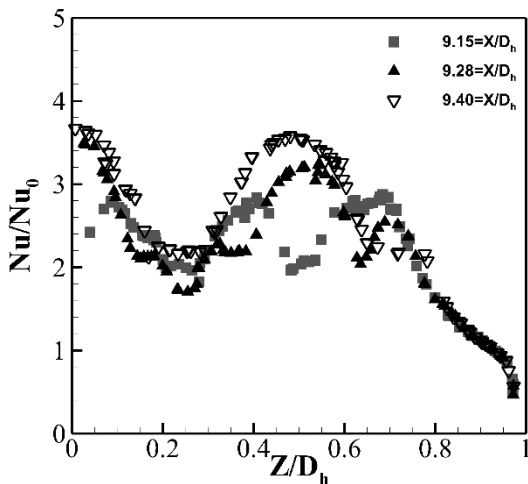
(Re=20000)



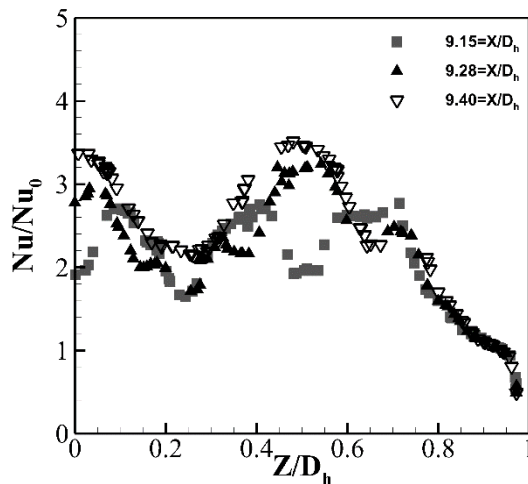
(Re=30000)



(Re=40000)



(Re=50000)

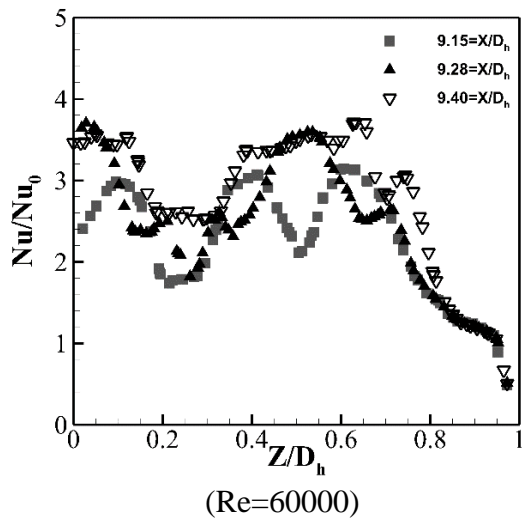
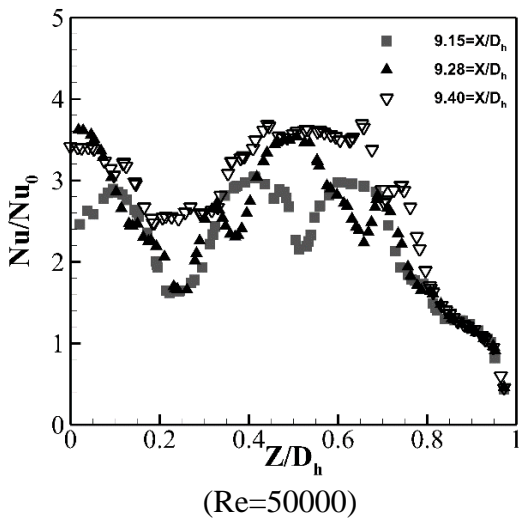
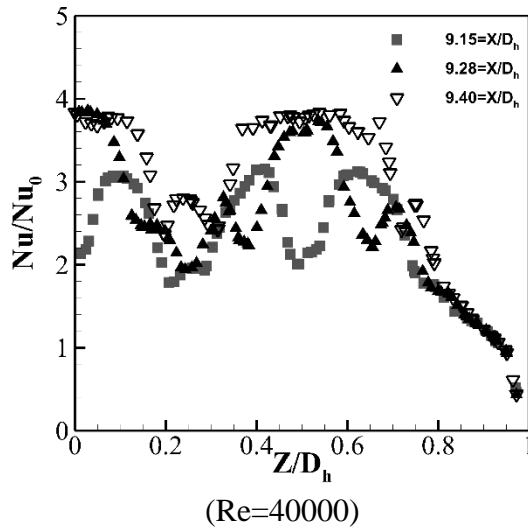
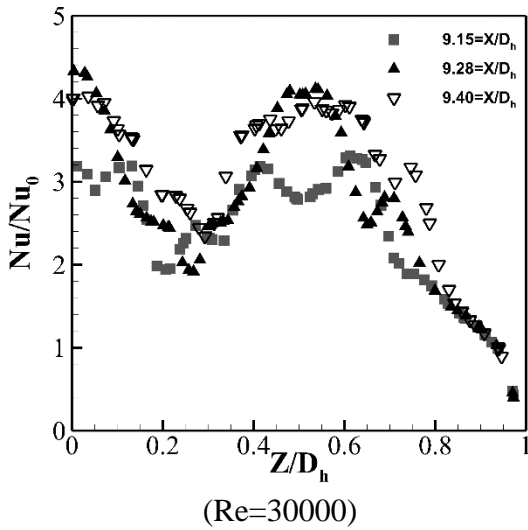
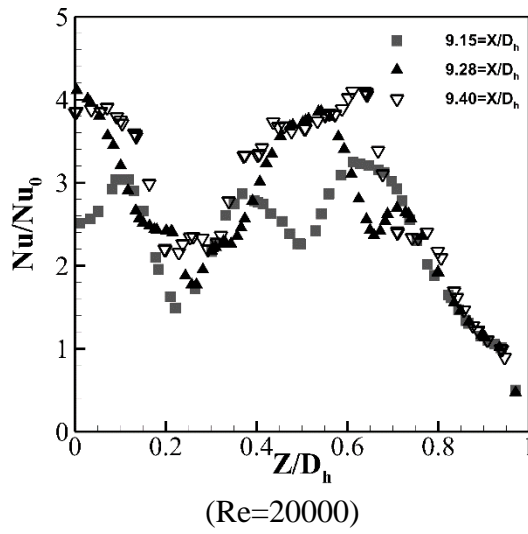
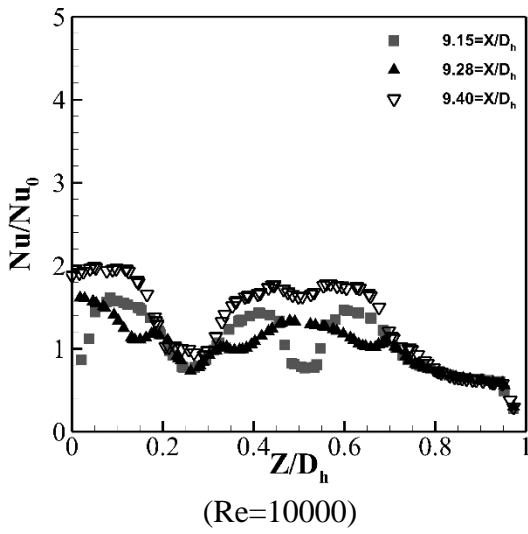


(Re=60000)

شکل ۳-۹: توزیع عدد ناسلت محلی عرضی برای حالت B در سه ناحیه مختلف

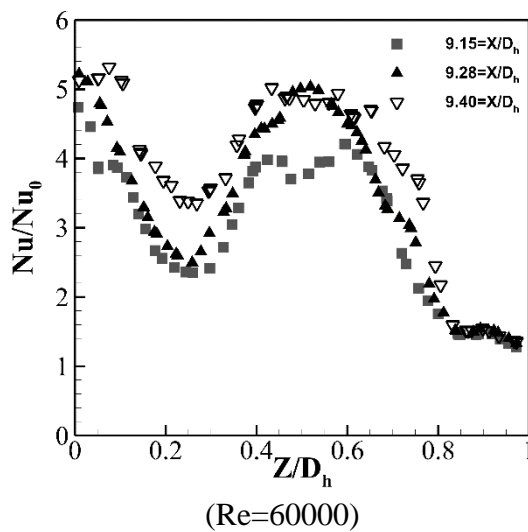
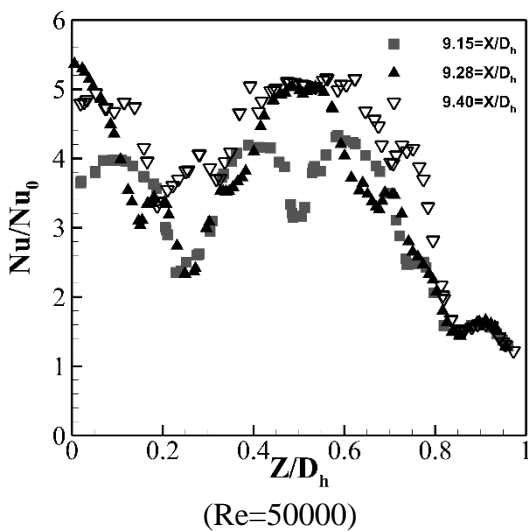
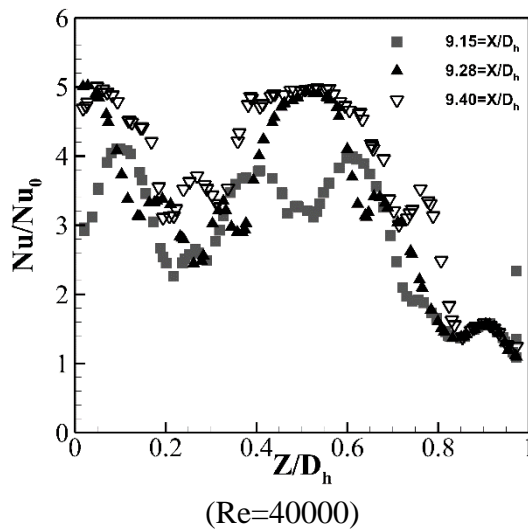
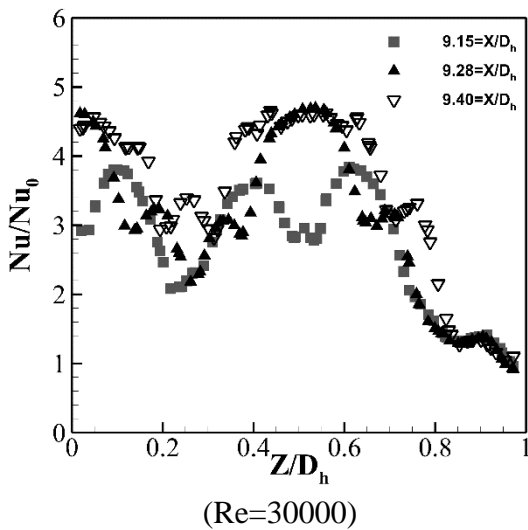
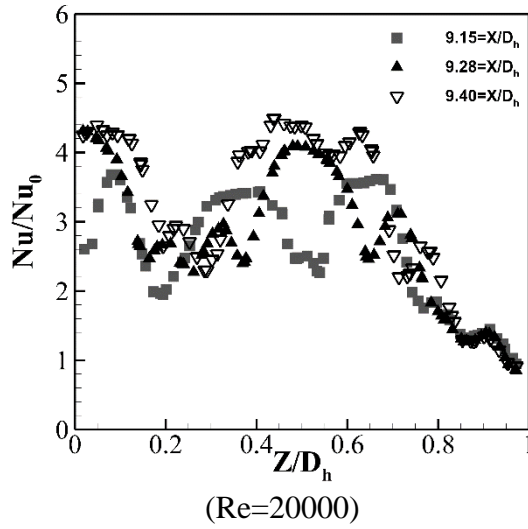
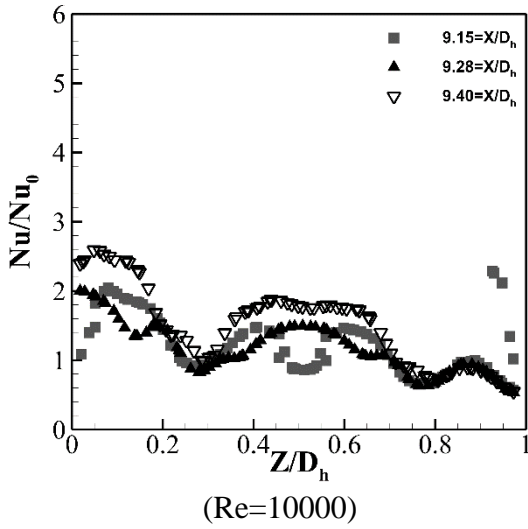
در شکل ۳-۹ مشاهده می‌شود نقاط ماکزیمم نسبت به حالت  $A$  کمی جابجا شده است. این موضوع نتیجه جفت گردابه‌های اضافی به وجود آمده به واسطه دیمپل‌های دیواره بالاییست. اما به صورت کلی نرخ انتقال حرارت در این حالت نسبت به حالت  $A$ ، حتی به مقدار کم، در تمامی رینولدزهای افزایش یافته است که این موضوع نشان دهنده اثر مثبت مجهز نمودن دیواره‌های روبرویی به دیمپل بر روی نرخ انتقال حرارت است. گذشته از این موارد توزیع عدد ناسلت در تمامی ناحیه محاسباتی تقریباً مشابه حالت  $A$  می‌باشد.

کاهش نرخ عدد ناسلت بعد از رینولدز ۲۰۰۰۰ نسبت به حالت  $A$  کمتر بوده و ثبات بیشتری در نمودار دیده می‌شود. در رینولدز ۱۰۰۰۰ افزایش ۲۵٪ نسبت به حالت  $A$  مشاهده می‌شود. پس می‌توان نتیجه گرفت در رینولدزهای پایین نیز استفاده از دیمپل بر روی دیواره‌های روبرویی، نرخ انتقال حرارت را نسبت به حالتی که تنها یک دیواره مجهز به دیمپل است افزایش می‌دهد. این افزایش در رینولدزهای بالایی نیز مشهود است اما این افزایش نرخ کمتری در مقایسه با رینولدزهای پایین دارد.



شکل ۳-۱۰: توزیع عدد ناسلت محلی عرضی برای حالت C در سه ناحیه مختلف

از تصاویر قبلی مشخص است که در تمامی نواحی دیمپل نرخ انتقال حرارت تابعی از رینولدز می‌باشد. علاوه بر این در حالت C ناحیه گرمی در انتهای برآمدگی وجود دارد که حاصل جت جریانی به وجود آمده بعد از ناحیه برآمدگی است. در این حالت تغییر چندانی نسبت به حالت B مشاهده نمی‌شود. حتی در برخی از نواحی به نسبت حالت B نرخ انتقال حرارت کمی کاهش یافته است. همان‌طور که در تصویر ۳-۱۰ مشاهده می‌شود استفاده از دیمپل و برآمدگی های V شکل بر روی دیواره های روبرویی رووش موثری در رینولدز های پایین نمی‌باشد. نرخ عدد ناسلت در رینولدز ۱۰۰۰۰ تقریبا برابر با حالت A می‌باشد. این بدین معناست که افزودن برآمدگی بر روی دیواره روبرویی مجهز به دیمپل تاثیر چندانی بر نرخ انتقال حرارت در این رینولدز ندارد.



شکل ۳-۱۱: توزیع عدد ناسلت محلی عرضی برای حالت  $D$  در سه ناحیه مختلف

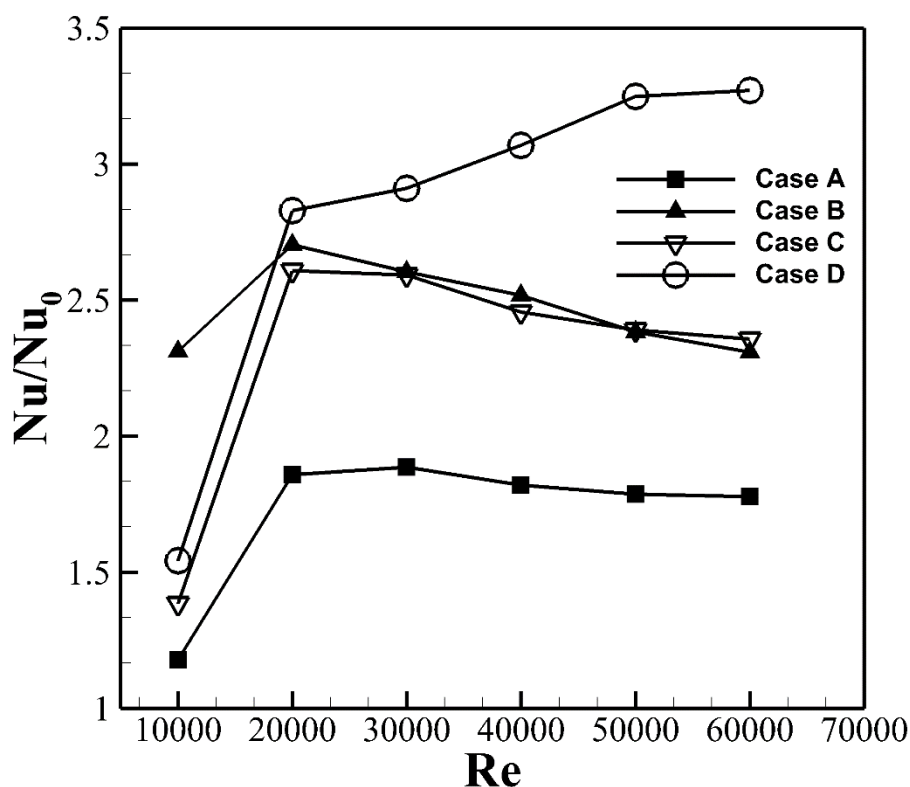
در حالت D در تصویر ۳-۱۱ با افزایش رینولدز ضریب عدد ناسلت به صورت مداوم افزایش یافته تا در رینولدز ۵۰۰۰۰ به ماکزیمم حالت خود رسیده ( $Nu/Nu_0=5$ ) و بعد از آن ثابت می‌ماند که این امر خلاف تمامی سه حالت پیشین بوده و بالاترین مقدار نرخ عدد ناسلت در تمامی حالت‌ها می‌باشد. برای تمامی رینولدزها، این ضریب تقریباً بیشتر از یک می‌باشد، که نشان دهنده افزایش نرخ انتقال حرارت نسبت به حالت صاف است.

در رینولدزهای پایین نیز در این حالت افزایش نرخ عدد ناسلت و در نتیجه نرخ انتقال حرارت، نسبت به سایر حالت‌ها مشهود است. نکته حائز اهمیت دیگر این می‌باشد که با افزایش رینولدز در ناحیه لبه جلویی دیمپل که در حالت‌های دیگر نرخ انتقال حرارت پایینی به دلیل جدایش جریان در این ناحیه داشت، این موضوع رفته رفته کمرنگ شده و نرخ انتقال حرارت در این ناحیه افزایش یافته است. این موضوع می‌تواند نتیجه جفت گردابه‌های اضافی حاصل از دیمپل‌های روی دیواره‌های کناری باشد که جریان را به داخل دیمپل فشار داده و این ناحیه را کوچک‌تر می‌کنند.



## ۳-۴- نرخ انتقال حرارت و ناسلت متوسط

شکل ۳-۱۲ نشان گر متوسط ضریب عدد ناسلت معدل گرفته شده بر روی تمامی سطوح حرارت دیده کانال برای حالت های مختلف است که با استفاده از رابطه هم بستگی دیتوس-بوئتلر بی بعد شده است. این مقدار با متوسط گیری بر روی تمامی سطوح حرارت دیده کانال به دست می آید.



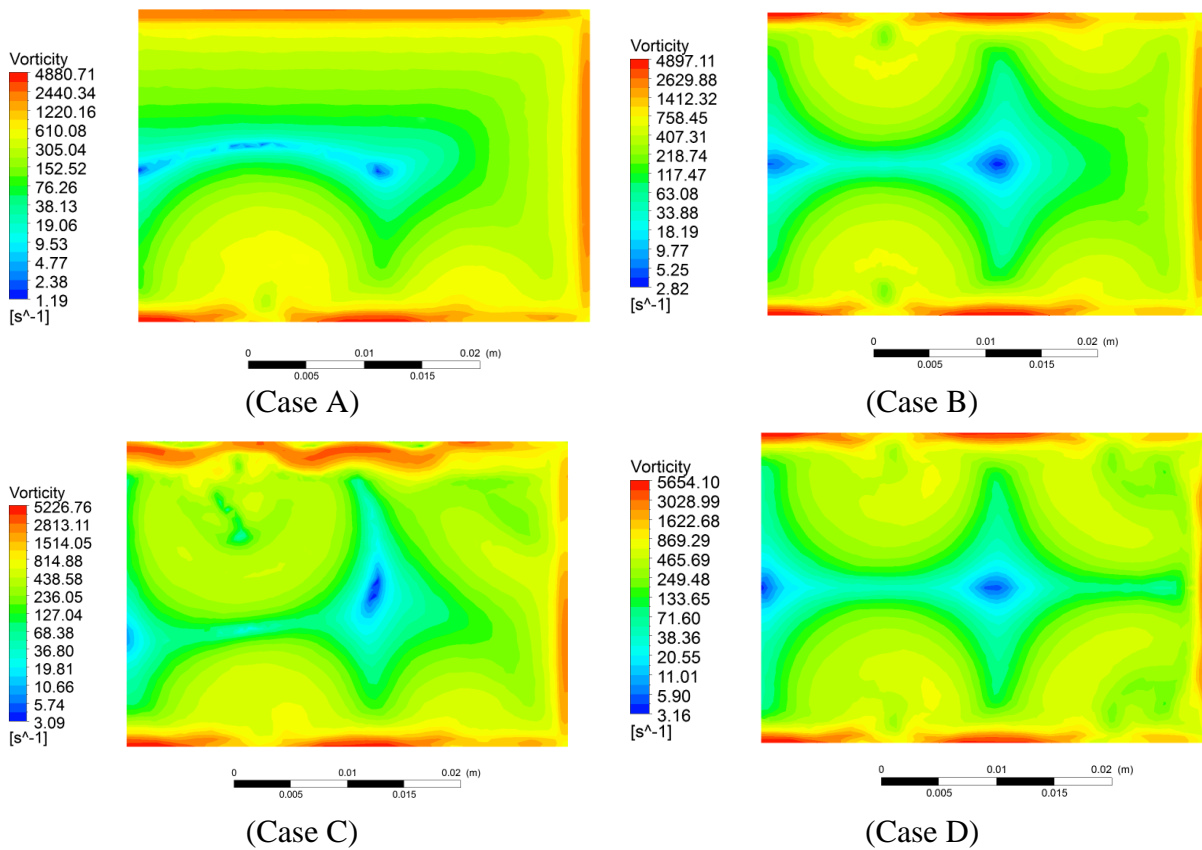
شکل ۳-۱۲: متوسط ضریب عدد ناسلت برای حالت های مختلف

همان طور که مشاهده می شود مقدار  $Nu/Nu_0$  با افزایش رینولدز از ۱۰۰۰۰ تا ۲۰۰۰۰ به جز حالت B که افزایش کمی داشته، افزایش چشم گیری داشته است. برای حالت های A، B و C در رینولدز های بالا  $Nu/Nu_0$  یا کاهش می یابد و یا ثابت می ماند. در رینولدز ۱۰۰۰۰ بهترین عملکرد متعلق به حالت B با عدد ۲٫۴ می باشد. این مسئله نشان دهنده این است که در رینولدز های پایین این حالت، حالت بهینه می باشد. برای حالت D در رینولدز های پایین تفاوت بسیار زیادی وجود دارد. علاوه بر این، در رینولدز های بالا اگرچه به صورت کم، اما با افزایش رینولدز نرخ انتقال حرارت بر خلاف حالت های دیگر افزایش پیدا می کند.

نتایج حاصل از شکل ۳-۱۲ نشان می‌دهد که تکنیک دیمپل و یا برآمدگی تکنیکی موثر در رینولدز های پایین است.

### ۵-۳- میدان جریان و توزیع سرعت

در این قسمت به بررسی توزیع سرعت و میدان جریان و هم‌چنین گردابه های ثانویه در نواحی مختلف پرداخته ایم. برای ساده سازی در این قسمت و برای مقایسه حالت های مختلف به طور بهتر و با توجه به نتایج به دست آمده قبلی، نتایج به دست آمده از رینولدز های ۱۰۰۰۰، ۲۰۰۰۰، ۴۰۰۰۰ و ۶۰۰۰۰ نمایش داده شده است.

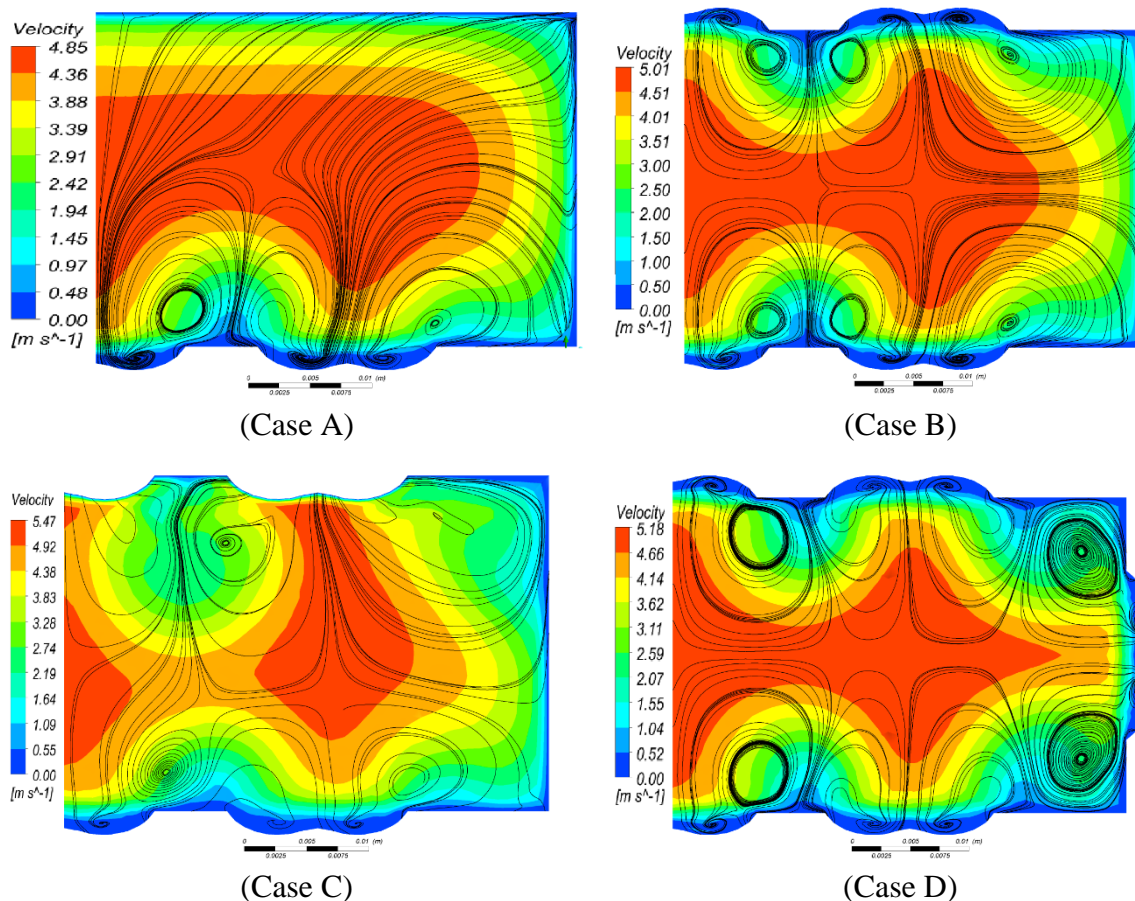


شکل ۳-۱۳: اندازه وورٹیسیتھ در قسمت انتہایی دیمپل در رینولدز ۱۰۰۰۰

شکل ۳-۱۳ توزیع وورٹیسیتھ<sup>۱</sup>، که در واقع همان شدت چرخشی بودن جریان در سیال را نشان می‌دهد، در قسمت انتہایی دیمپل برای رینولدز ۱۰۰۰۰ را نشان می‌دهد. با افزایش این متغیر به شرط اینکه گردابه ایستا در جریان وجود نداشته باشد، نرخ انتقال حرارت افزایش می‌یابد. از طرف دیگر به دلیل وجود نداشتن مانع فیزیکی در قسمت انتہایی دیمپل، بر خلاف تکنیک هایی همچون دندان‌های آشفته‌ساز، گردابه ایستا به وجود نمی‌آید. همان‌طور که مشاهده می‌شود، در حالت D اندازه وورٹیسیتھ ها به وجود آمده از بازو های دیمپل بسیار بالاتر از حالت های دیگر است، که این مسئله منجر به رشد ضریب نرخ انتقال حرارت و هم-چنین اختلاط بهتر جریان می‌شود. اگرچه در حالت C اندازه وورٹیسیتھ بزرگ است اما ناحیه کوچکی در قسمت پشت برآمدگی می‌باشد که اندازه وورٹیسیتھ آن بسیار کوچک است و به صورت محلی این مسئله نرخ

<sup>1</sup> Vorticity Distribution

انتقال حرارت را کاهش می‌دهد. در این رینولدز ماکزیمم مقدار وورتیسیته در دو حالت A و D تفاوت ۱۰۰۰ رادیانی دارند. این موضوع مناسب بودن حالت D برای افزایش نرخ انتقال حرارت را در این بازه رینولدز های

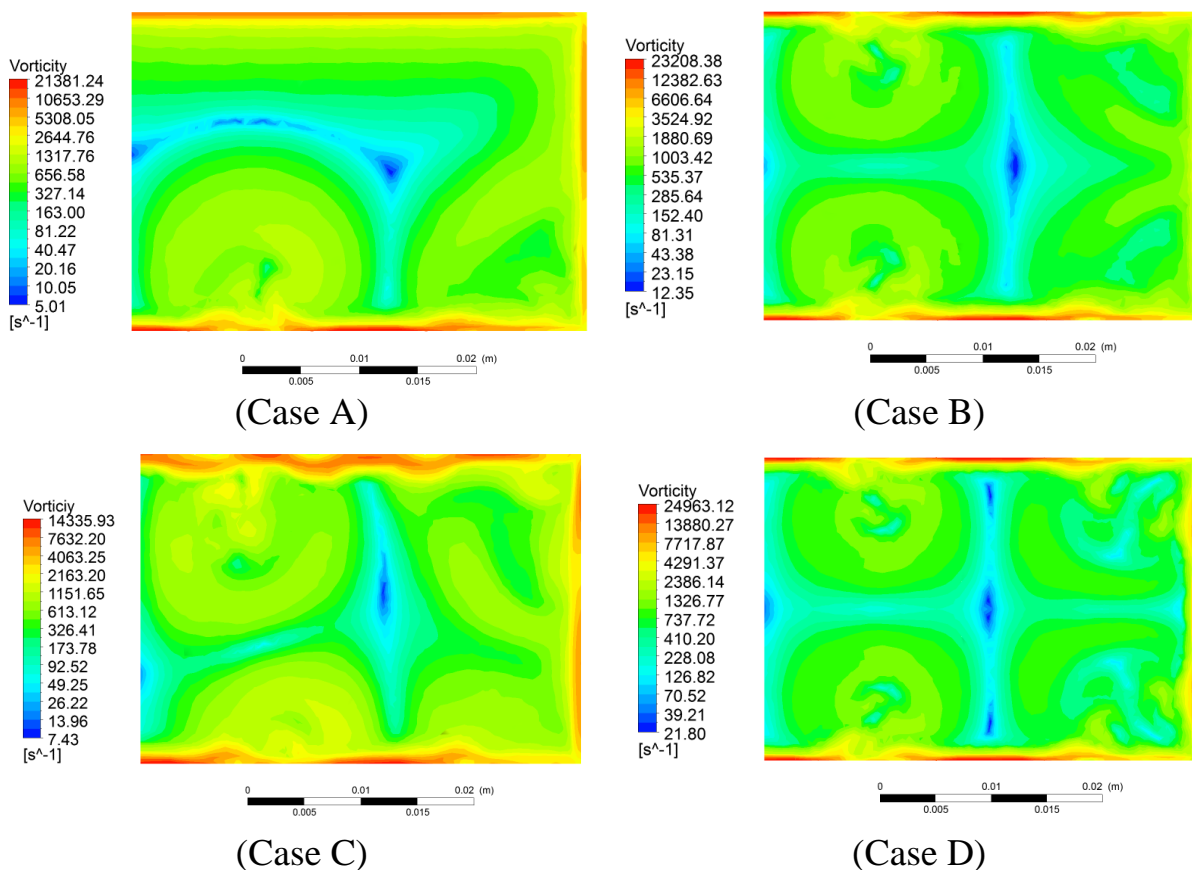


پایین نشان می‌دهد.

شکل ۳-۱۴: توزیع سرعت و گردابه های ثانویه برای حالت های مختلف در رینولدز ۱۰۰۰۰ و  $X/D_h=9.28$

از طرف دیگر، شکل ۳-۱۴ کانتور های سرعت و جفت گردابه های ثانویه در ناحیه میانی دیمپل را نشان می‌دهد که در تحقیق جوردن و رایت وجودشان پیش‌بینی شده بود [۳۹]. نتایج نشان می‌دهد که در حالت D به توجه به جفت گردابه اضافی حاصل از دیمپل بر روی دیواره کناری، اختلاط جریان قوی تر شده و این مسئله باعث می‌شود که جریان خنک‌کننده به داخل دیمپل کشیده شده و ناحیه جدایش را کوچک‌تر و کوچک‌تر کند و در نتیجه نرخ انتقال حرارت افزایش یابد. حال آنکه در حالت های دیگر به خصوص حالت C این گردابه نسبت به حالت D بسیار ضعیف تر می‌باشند.

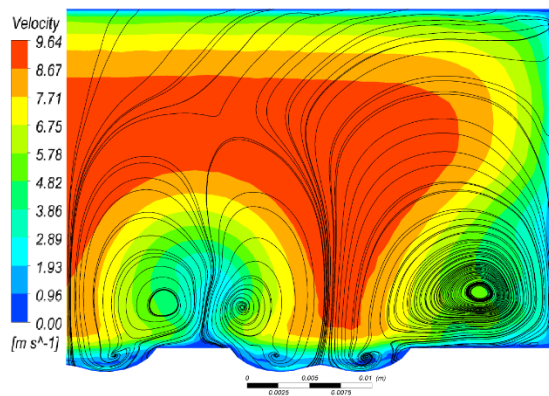
اشکال ۳-۱۵ تا ۳-۲۰ توزیع سرعت و وورتیسیته به همراه الگوهای جریان های ثانویه را برای رینولدز های ۲۰۰۰۰، ۴۰۰۰۰ و ۶۰۰۰۰ نشان می دهد. در رینولدز های بالاتر، در حالت C ناحیه با نرخ انتقال حرارت پایین و وورتیسیته کم رفته رفته محو می شود. اگرچه، اندازه وورتیسیته نسبت به سایر حالت ها در این حالت بسیار کم تر است. به جز این مورد تمامی توزیع ها رفتاری شبیه حالت رینولدز ۱۰۰۰۰ را دارند.



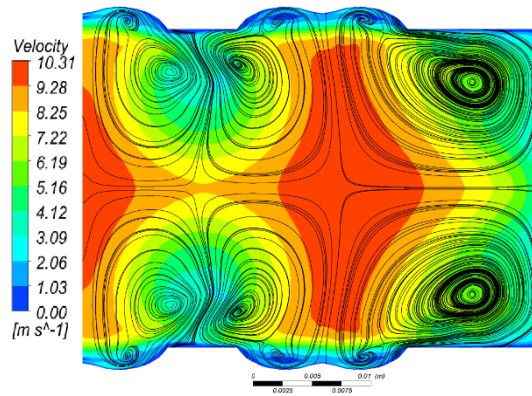
شکل ۳-۱۵: اندازه وورتیسیته در قسمت انتهایی دیمپل در رینولدز ۲۰۰۰۰

در شکل ۳-۱۵ مشاهده می شود در رینولدز ۲۰۰۰۰ وورتیسیته نسبت به رینولدز ۱۰۰۰۰، ۵ الی ۶ برابر شده است. این موضوع برای حالت C تقریباً ۳ برابر می باشد. از این رو این فاکتور را می توان دلیل خوبی برای رد کردن حالت C دانست. علاوه بر این همان طور که در شکل ۳-۱۴ توضیح داده شده بود هنوز در نقاط

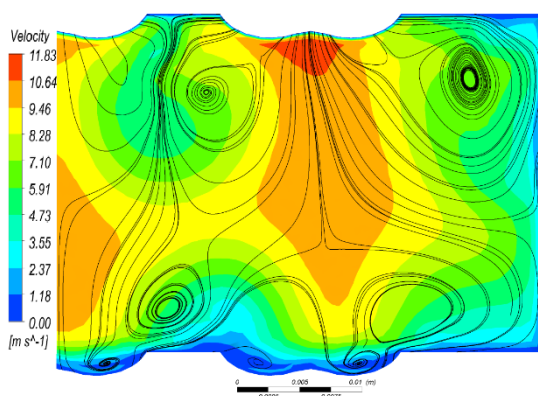
نزدیک به دیوار که برای ما بسیار مهم می‌باشند، در حالت C، در ناحیه پشت برآمدگی‌ها وور تیسسته کمتر از



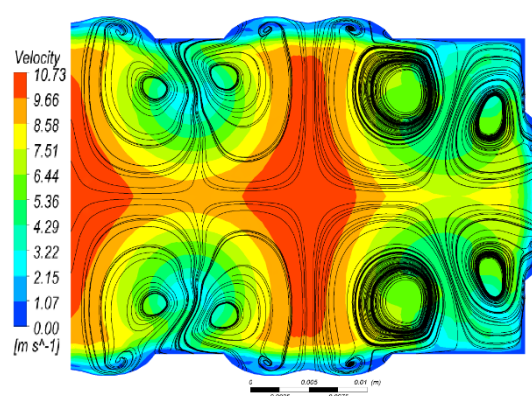
(Case A)



(Case B)



(Case C)

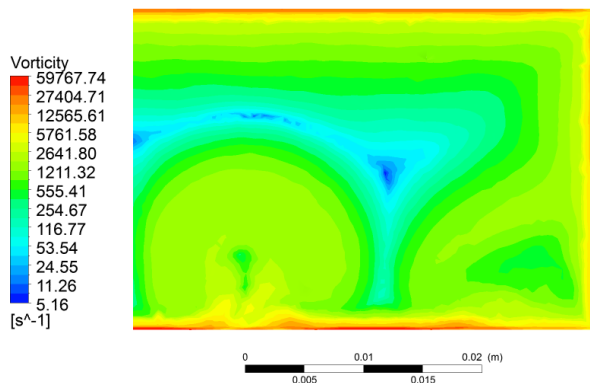


(Case D)

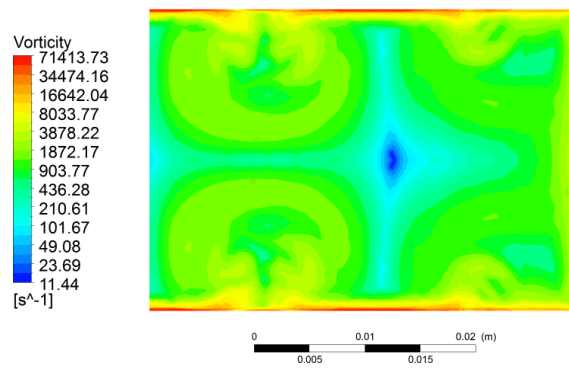
حالت دیپیل می‌باشد.

شکل ۳-۱۶: توزیع سرعت و گردابه‌های ثانویه برای حالت‌های مختلف در رینولدز ۲۰۰۰۰ و  $X/D_h=9.28$

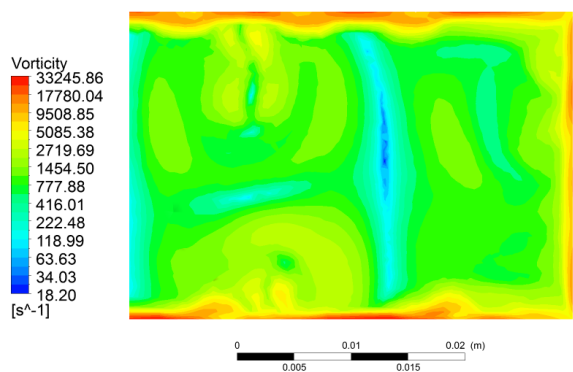
در شکل ۳-۱۶ مشاهده می‌شود گردابه‌ها و جریان‌های ثانویه نسبت به رینولدز ۱۰۰۰۰ قوی‌تر شده‌اند. این موضوع در تمامی حالت‌ها مشهود است. در حالت C همان‌طور که در تصویر مشاهده می‌شود، دیگر ما از واژه‌ای به اسم جفت گردابه نمی‌توانیم استفاده کنیم. گردابه‌ها و اختلاط به وجود آمده از سمت دیواره بالایی، نظم جفت گردابه‌های پایین را از بین برده که این موضوع می‌تواند تاثیر منفی بر روی نرخ انتقال حرارت داشته باشد.



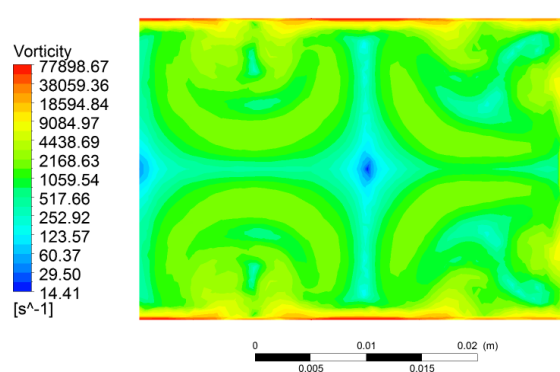
(Case A)



(Case B)



(Case C)

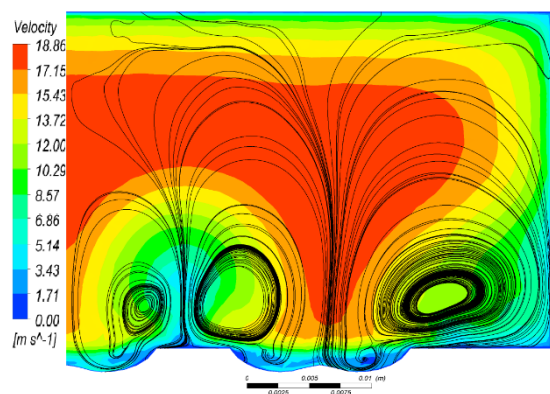


(Case D)

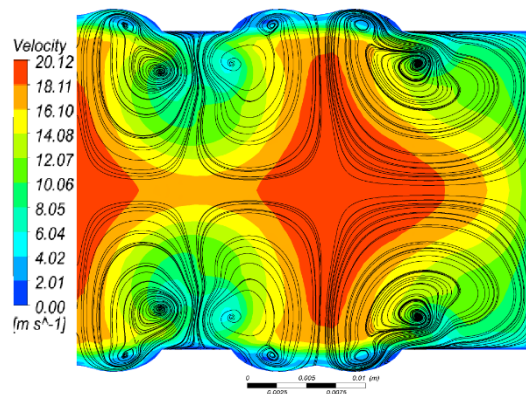
شکل ۳-۱۷: اندازه وورتیسیتیه در قسمت انتهایی دیمپل در رینولدز ۴۰۰۰۰

در رینولدز های بالا تر همان طور که در تصویر ۳-۱۷ مشاهده می شود ناحیه پشت برآمدگی که وورتیسیتیه کمتری داشت، رفته رفته محو می گردد. از این مسئله می توان نتیجه گیری کرد که از این حالت بهتر است برای جریان های با رینولدز بالا استفاده نمود. همان طور که مشاهده می شود در این رینولدز اختلاف ماکزیمم وورتیسیتیه در حالت های A و D تقریبا ۱۷۰۰۰ رادیان می باشد. در مقایسه با رینولدز ۱۰۰۰۰ میتوان مشاهده نمود که با ۴ برابر شدن سرعت وورتیسیتیه افزایش ۱۷ برابری داشته است.

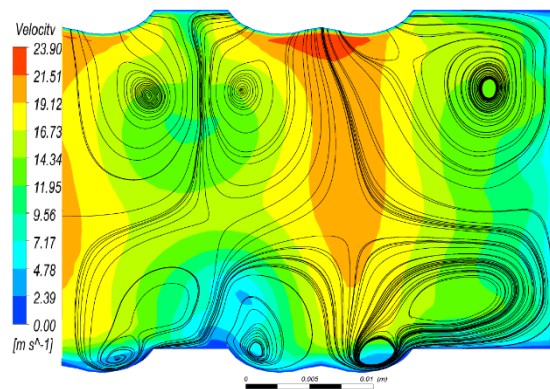




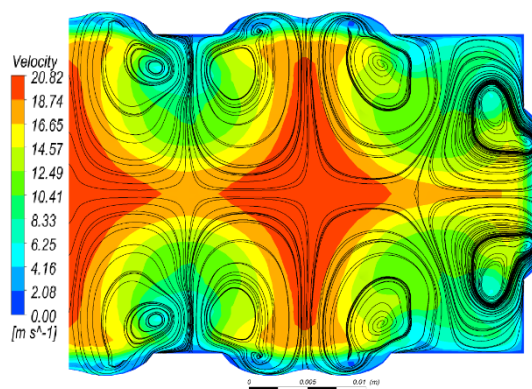
(Case A)



(Case B)



(Case C)

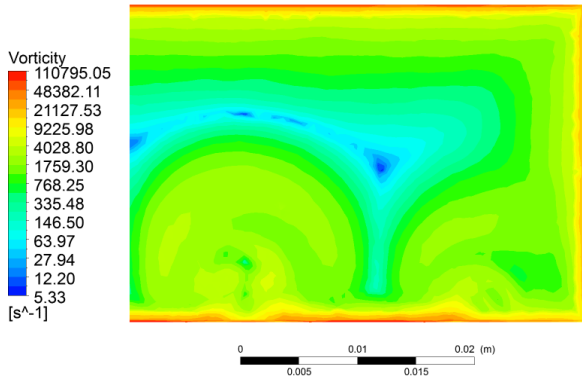


(Case D)

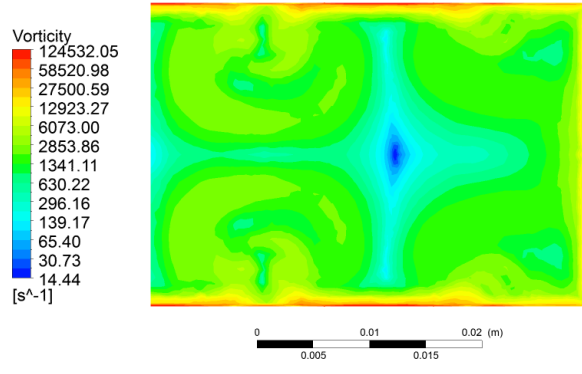
شکل ۳-۱۸: توزیع سرعت و گردابه های ثانویه برای حالت های مختلف در رینولدز  $40000$  و  $X/D_h=9.28$

نکته حائز اهمیت در تصویر ۳-۱۸ این می باشد که در حالت C در قسمت میانی برآمدگی ناحیه ای به وجد آمده که سرعت جریان خنک کننده در آن بسیار بالا بوده است. این نکته به دلیل شتاب گرفتن جریان در حال عبور از روی برآمدگی می باشد. شتاب گرفتن موضعی جریان خنک کننده و تفاوت سرعتی بالا نسبت به جریان مرکزی، می تواند تاثیر منفی بر روی نرخ انتقال حرارت داشته باشد.

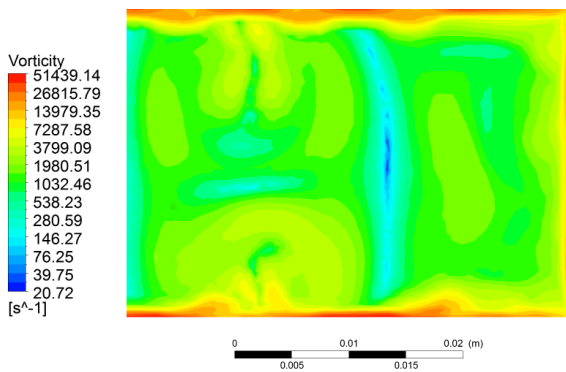




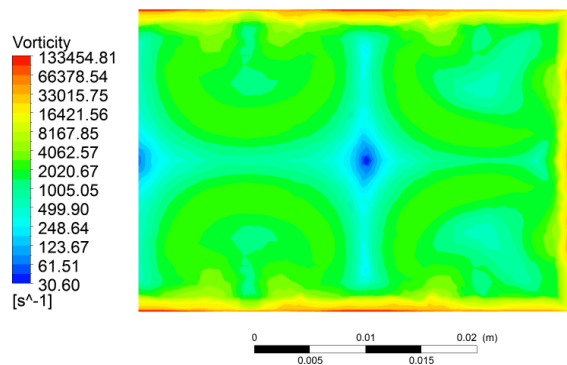
(Case A)



(Case B)



(Case C)

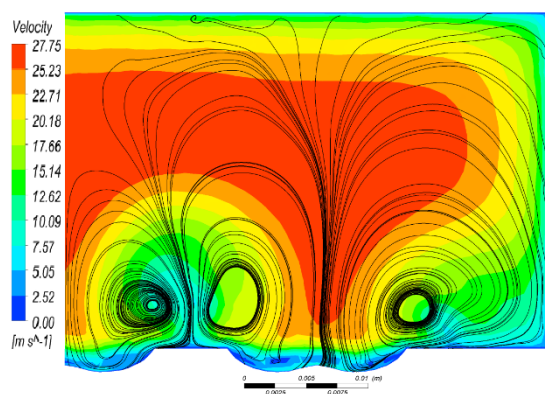


(Case D)

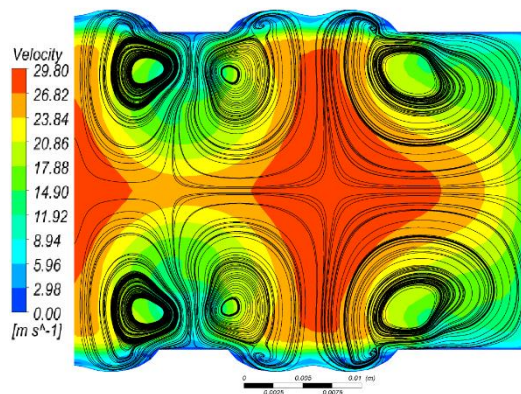
شکل ۳-۱۹: اندازه وورتیسیته در قسمت انتهایی دیمپل در رینولدز ۶۰۰۰

در شکل ۳-۱۹ مشاهده میشود که وورتیسیته به ماکزیمم حالت خود رسیده است. و اگر آن را با رینولدز ۱۰۰۰۰ مقایسه کنیم مقدار وورتیسیته برای حالت A، B و C با شش برابر کردن سرعت تقریباً ۲۴ الی ۲۵ برابر شده است. این موضوع در مورد حالت C تقریباً ۱۰ برابر است. نکته جالب توجه در این عکس این می-

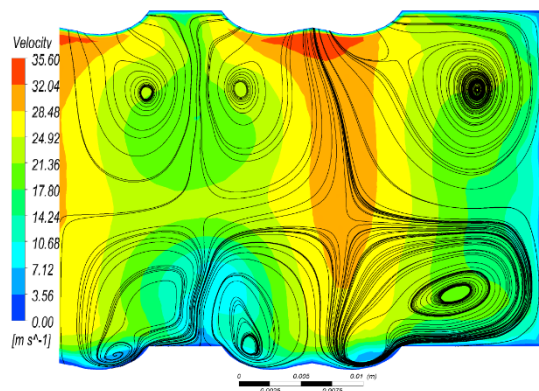
باشد که بر روی نواحی کنار دیواره، توزیع وورتیسیته - که بیشترین مقدار خود را دارد - به صورت یکنواخت بوده که این موضوع نشان دهنده افزایش نرخ انتقال حرارت در این نواحی می باشد.



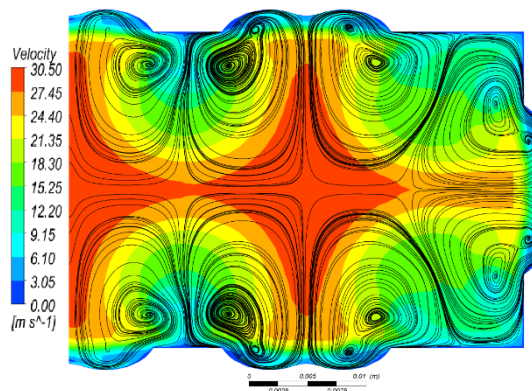
(Case A)



(Case B)



(Case C)



(Case D)

شکل ۳-۲۰: توزیع سرعت و گردابه های ثانویه برای حالت های مختلف در رینولدز ۶۰۰۰۰ و  $X/D_h=9.28$

همان طور که در شکل ۳-۲۰ مشاهده می‌شود جریان های ثانویه نسبت به تمامی حالت های پیشین قوی تر شده - به خصوص در حالت C- و جریان خنک‌کار را بیشتر داخل دیمپل کشیده و این موضوع نرخ انتقال حرارت را افزایش می‌دهد. افزایش سرعت محلی بر روی برآمدگی در حالت C در این رینولدز به بیشترین مقدار خود رسیده و این موضوع نرخ انتقال حرارت محلی را در این ناحیه به شدت کاهش می‌دهد.

### ۳-۶- عملکرد حرارتی و ضریب اصطکاک

در حالی که هدف نهایی در تحقیقات این چینی، به دست آوردن بالاترین نرخ انتقال حرارت می‌باشد، توجه به اینکه این نرخ با چه قیمتی به دست می‌آید بسیار مهم می‌باشد. این هزینه و قیمت خود را به فرم افت فشار در کانال نشان می‌دهد. که همچون عدد ناسلت بهتر است که با رابطه بلازیوس<sup>۱</sup> برای جریان توسعه یافته درون لوله صاف بی بعد شود. نرخ ضریب اصطکاک بدین شکل تعریف می‌شود:

$$\frac{f}{f_0} = \frac{f}{0.079Re^{-0.25}} \quad (۳-۵)$$

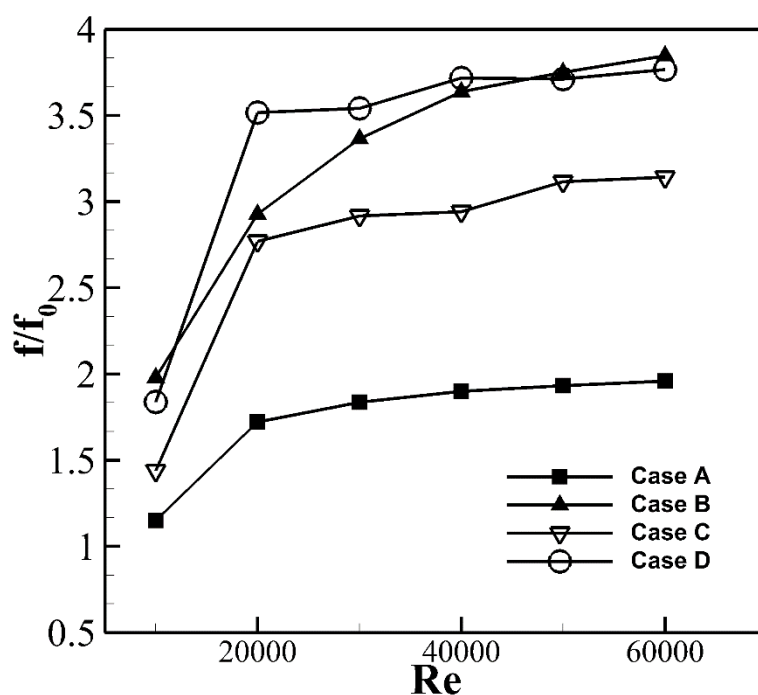
بر اساس نرخ انتقال حرارت در فرمول ۳-۴ و ضریب اصطکاک، عملکرد حرارتی دیمپل های V شکل به

صورت زیر می‌باشد [۵۵]:

<sup>۱</sup> Blasius Equation

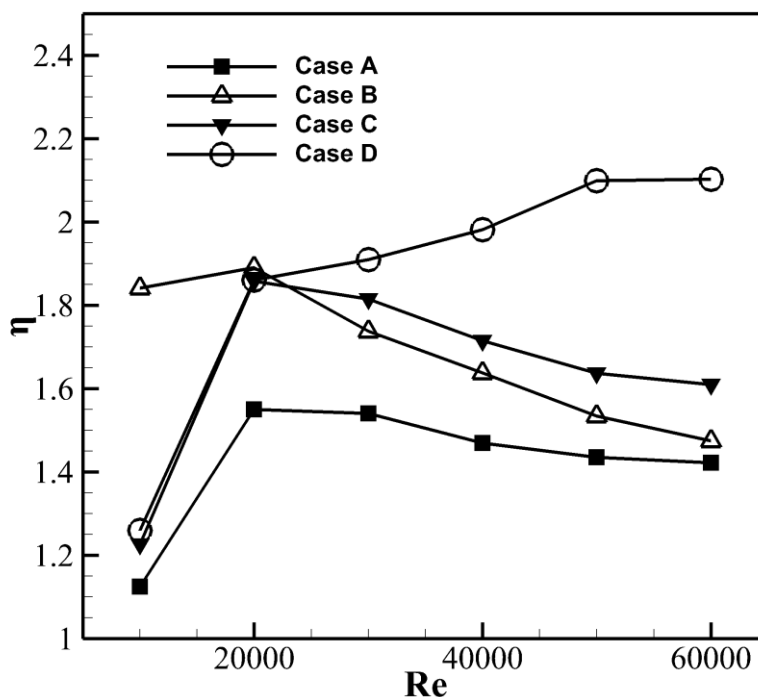
$$\eta = \frac{\left(\frac{Nu}{Nu_0}\right)}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^{1/3}} \quad (3-6)$$

مقایسه ای بین ضریب اصطکاک برای چهار حالت مختلف در شکل ۳-۲۱ نمایش داده شده است. همان-طور که ملاحظه می‌شود از رینولدز ۱۰۰۰۰ تا ۲۰۰۰۰ ضریب اصطکاک بسیار بالا می‌رود. در رینولدز های بالاتر حالت B بالاترین ضریب اصطکاک را از خود نشان می‌دهد. بنابراین استفاده از دیمپل بر روی دیواره-های روبرویی روشی پر هزینه برای افزایش نرخ انتقال حرارت می‌باشد. از طرف دیگر، استفاده از دیمپل ها و برآمدگی های V شکل بر روی دیواره های روبرویی (حالت C) جایگزین خوبی برای حالت B است.



شکل ۳-۲۱: ضریب اصطکاک برای حالت های مختلف

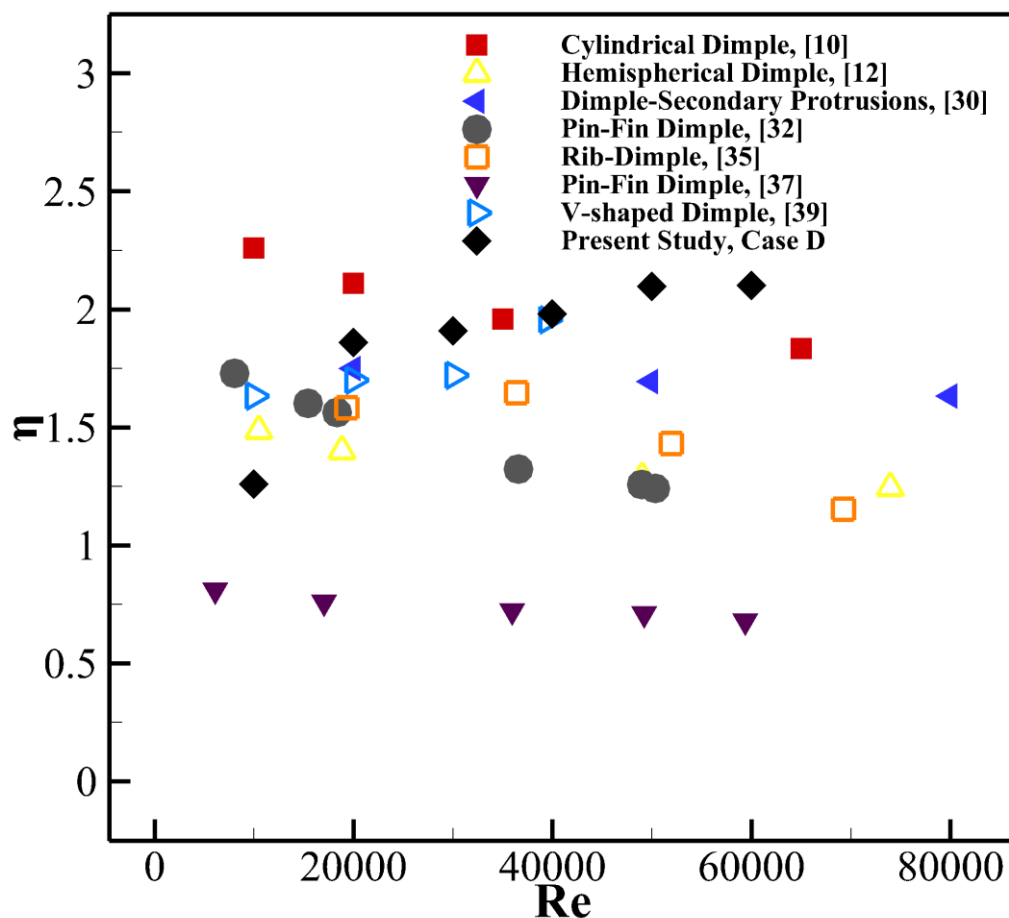
همچنین در شکل ۳-۲۲ عملکرد حرارتی برای حالت های مختلف نمایش داده شده است.



شکل ۳-۲۲: عملکرد حرارتی برای حالت های مختلف

در رینولدز های پایین-۱۰۰۰۰- حالت B بهترین عملکرد را دارد. با افزایش رینولدز تا ۲۰۰۰۰ حالت های B، C و D رفتار یکسانی نشان می دهند که همگی از حالت A بالاتر می باشند. از طرف دیگر حالت D در رینولدز های بالاتر بهترین عملکرد را از خود نشان می دهد. در تمامی دیگر حالت ها با افزایش رینولدز عملکرد حرارتی کاهش می یابد.

شکل ۳-۲۳ ضریب عملکرد کلی حالت D به همراه تکنیک هایی از تحقیقات قبلی همچون دیمپل سیلندری شکل [۱۰]، دیمپل های نیم کروی [۱۲]، دیمپل با برآمدگی ثانویه [۳۰]، پین فین و دیمپل [۳۲ و ۳۷]، دندانه با دیمپل [۳۵] و دیمپل های V شکل [۳۹] را در بر دارد. دلیل انتخاب این حالت ها به خاطر رایج تر بودن این تکنیک ها در زمینه خنک کاری داخلی پره های توربین گاز می باشد.



شکل ۳-۲۳: مقایسه ضریب عملکرد حرارتی حالت D با مطالعات قبلی

به طور واضح مشخص است که ترکیب پین فین و دیمپل عملکرد ضعیف‌تری نسبت به ترکیب دندان‌ها با دیمپل در تمامی رینولدزها دارد. دلیل عمده این مسئله افت فشار شدید و اندازه نیروی درگ به وجود آمده توسط پین فین می‌باشد. در رینولدزهای پایین‌تر، دیمپل‌های سیلندری شکل نسبت به دیمپل‌های V شکل عملکرد بهتری داشته‌اند. اگرچه، در رینولدزهای بالا با اضافه نمودن دیمپل به دیواره‌های کناری کانال بهترین عملکرد در مقایسه یا تکنیک‌های قبلی را دارد.

## فصل ۴ نتیجه‌گیری و پیشنهادها

نرخ انتقال حرارت و ضریب اصطکاک در کانال مستطیل شکل مجهز به چهار حالت مختلف از قرار گیری دیمپل‌ها و برآمدگی‌های  $V$  در این تحقیق به صورت عددی مورد بررسی قرار گرفت. نتایج به دست آمده از ساختار جریان و شاخصه‌های انتقال حرارت به دست آمده و مورد بررسی قرار گرفت. نتایج به دست آمده از این اطلاعات به شرح زیر می‌باشد:

- اضافه نمودن دیمپل و برآمدگی جایگزین بسیار مناسبی برای آشفته‌سازهای دندان‌ای در رینولدزهای پایین می‌باشد. حال آنکه، با اضافه نمودن یک جفت دیمپل بر روی دیواره‌های جانبی کانال در رینولدزهای بالا عملکرد مناسبی از خود نشان می‌دهند.
- دما در تمام نواحی محاسباتی در رینولدزهای بالا نسبت به رینولدزهای پایین تر کاهش یافته به جز در حالت  $D$  که با افزایش رینولدز این توزیع تقریباً ثابت می‌ماند. همچنین دمای سیال خنک‌کننده در حالت  $D$  بالاتر از سایر حالت‌هاست که این مسئله نشانه بالا بودن نرخ انتقال حرارت می‌باشد.
- در حالت  $D$  توزیع ناسلت محلی در تمامی نقاط ناحیه محاسباتی در تمامی بازه رینولدز نسبت به سایر حالت‌ها بالا تر بوده که دلیل اصلی آن جفت گردابه ثانویه به وجود آمده به وسیله دیمپل‌های روی دیواره‌های جانبی می‌باشد. در حالی که از رینولدز ۲۰۰۰۰ به بالا عدد ناسلت در تمامی حالت‌ها کاهش می‌یابد، در حالت  $D$  این نرخ ثابت باقی می‌ماند. همچنین ناحیه با نرخ انتقال حرارت پایین به وجود آمده در بالا دست دیمپل در این حالت با افزایش رینولدز کوچک تر می‌شود.
- اندازه وورٹیسیت‌ه و گردابه‌های ثانویه از سوپی، و کانتورهای سرعت از سوی دیگر گواهی دیگر بر برتری حالت  $D$  نسبت به سایر حالت‌ها می‌باشند. جفت گردابه به وجود آمده توسط دیمپل‌های کناری جریان را به سمت داخل دیمپل‌ها فشار می‌دهد که ناحیه جدایش را کوچک‌تر و در نتیجه نرخ انتقال حرارت را بیشتر خواهد کرد.



- با اضافه نمودن دیمپل و یا برآمدگی بر روی هر کدام از دیواره های کانال ضریب اصطکاک نسبت به حالت A افزایش می‌یابد. اگرچه در حالت C این مقدار نسبت به دو حالت دیگر کمتر بوده که این موضوع به دلیل شتاب گرفتن جریان در حال حرکت از روی برآمدگی می‌باشد.
- مقایسه بین حالت D و مهم ترین تحقیقات انجام شده قبلی حاکی از آن بود که در رینولدز های بالا این حالت عملکرد بالایی از خود نشان می‌دهد و میتواند جایگزین خوبی برای تکنیک های دیگر باشد.

در ادامه پیشنهاد می‌شود جهت توسعه این تحقیق مطالعات زیر صورت پذیرد:

- مطالعه حالت های مختلف موجود در این تحقیق در شرایط چرخشی
- استفاده از مدل های آشفتگی LES و DES برای بهتر مدل کردن گردابه‌ها
- بررسی هر چه بیشتر هندسه دیمپل و برآمدگی V شکل برای رفع کردن نقاط گرم به وجود آمده به واسطه هندسه این تکنیک



## منبعها

- [1] P. M. Ligrani, M. M. Oliveira, and T. Blaskovich, "Comparison of heat transfer augmentation techniques," *AIAA journal*, vol. 41, no. 3, pp. 337-362, 2003.
- [2] J.-C. Han, S. Dutta, and S. Ekkad, *Gas turbine heat transfer and cooling technology*. CRC Press, 2012.
- [3] A. Murata, S. Nishida, H. Saito, K. Iwamoto, Y. Okita, and C. Nakamata, "Heat transfer enhancement due to combination of dimples, protrusions, and ribs in narrow internal passage of gas turbine blade," in *ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition*, 2011, pp. 1173-1182: American Society of Mechanical Engineers.
- [4] Y. Rao, C. Wan, Y. Xu, and S. Zang, "Local heat transfer characteristics in channels with pin fin and pin fin-dimple arrays," in *ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition*, 2011, pp. 1205-1216: American Society of Mechanical Engineers.
- [5] S. C. Siw, M. K. Chyu, and M. A. Alvin, "Effects of pin detached space on heat transfer in a rib roughened channel," *Journal of Turbomachinery*, vol. 135, no. 2, p. 021029, 2013.
- [6] T. Salameh and B. Sunden, "Comparison of continuous and truncated ribs on internal blade tip cooling," in *ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition*, 2012, pp. 1-9: American Society of Mechanical Engineers.
- [7] W.-L. Fu, L. M. Wright, and J.-C. Han, "Rotational buoyancy effects on heat transfer in five different aspect-ratio rectangular channels with smooth walls and 45degree ribbed walls," *Journal of Heat Transfer*, vol. 128, no. 11, pp. 1130-1141, 2006.

- [8] T.M. Liou, J.J. Hwang, Effect of ridge shapes on turbulent heat transfer and friction in a rectangular channel, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.36, No.4. pp.931-940.1993.
- [9] G.I. Mahmood, P.M. Ligrani, Heat transfer in a dimpled channel: combined influence of aspect ratio, temperature ratio, Reynolds number, and flow structure, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 45(2002) 2011-2020.
- [10] S.W. Moon, S.C. Lau, Turbulent heat transfer measurements on a wall with concave and cylindrical dimples in square channel, *ASME Turbo Expo 2002*, June 3-6.
- [11] N.K. Burgess, P.M. Ligrani, Effect of dimple depth on channel Nusselt numbers and friction factors, *Journal of heat transfer*, August 2005, Vol. 127, 839-847.
- [12] S.D. Hwang, H.G. Kwon, H.H. Cho, Heat transfer with dimple/protrusion arrays in a rectangular duct with a low Reynolds number range, *International Journal of Heat and fluid flow*, 29(2008) 916-926.
- [13] W. Zhou, Y. Rao, H. Hu, An experimental investigation on the characteristics of turbulent boundary layer flows over a dimpled surface, *Journal of Fluid engineering*, February 2016, Vol. 138/ 021204-1.
- [14] J. Park, P.R. Desam, P.M. Ligrani, numerical predictions of flow structure above a dimpled surface in a channel, *Numerical heat transfer, part A*, 45:1-20, 2004.
- [15] G. Xie, B. Sunden, Numerical predictions of augmented heat transfer of and internal blade tip-wall by numerical dimples, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53(2010) 5639-5650.
- [16] G. Xie, B. Sunden, Q. Wang, Predictions of enhanced heat transfer of an internal blade tip-wall with hemispherical dimples and protrusion, *ASME Turbo Expo 2010*, June 14-18, 2010.

- [17] S. Acharya, F. Zhou, Experimental and computational study of heat/mass transfer and flow structure for four dimple shapes in square internal passage, *Journal of Turbomachinery*, November 2012, Vol. 134/061028-1.
- [18] Y. Rao, Y. Feng, B. Li, B. Weigand, Experimental and numerical study of heat transfer and flow friction in channels with dimples of different shape, *Journal of Heat transfer*, March 2015, Vol.137/ 031901-1.
- [19] Y. Xie, H. Qu, D. Zhang, Numerical investigation of flow and heat transfer in rectangular channel with teardrop dimple/protrusion, *International Journal of Heat and Mass transfer* 84(2015) 486-496.
- [20] Y. Chen, Y.T. Chew, B.C. Khoo, enhancement of heat transfer in turbulent channel flow over dimpled surface, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55(2012) 8100-8121.
- [21] L. Zheng, Y. Xie, D. Zheng, Numerical investigation on heat transfer performance and flow characteristics in a rectangular air cooling channel (AR=2) with ridged dimples, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 107(2017) 403-417.
- [22] N.A. Kislev, A.I. Leontiev, Y.A. Vinogradov, A.G. Zditovets, M.M. Strongin, Effect of large-scale vortex by a cylinder on the drag and heat transfer coefficients of smooth and dimpled surfaces, *International Journal of Thermal Sciences*, 136(2019) 396-409.
- [23] T.S. Griffith, L.Al-Hadrahmi, Je.C. Han, Heat transfer in rotating rectangular cooling channels (AR=4) with dimples, *Journal of Turbomachinery*, July 2003, Vol.125/ 555.
- [24] M.A. Elyyan, D.K. Tafti, Investigation of Coriolis forces effect of flow structure and heat transfer distribution in a rotating dimpled channel, *Journal of Turbomachinery*, May 2012, Vol.134/ 031007-1.
- [25] P.M. Ligrani, G.I. Mahmood, J.L. Harrison, C.M. Clayton, D.L. Nelson, Flow structure and local Nusselt variations in a channel with dimples and

- protrusion on opposite walls, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44(2001) 4413-4425.
- [26] M.A. Elyyan, D.K. Tafti, Large eddy simulation investigation of flow and heat transfer in a channel with dimples and protrusions, *Journal of Turbomachinery*, October 2008, Vol.130/041016-1.
- [27] Y. Chen, Y.T. Chew, B.C. Khoo, Heat transfer and flow structure on periodically dimple-protrusion patterned walls in turbulent channel flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 78 (2014) 871–882.
- [28] G. Xie, J. Liu, P.M. Ligrani, W. Zhang, Numerical analysis of flow structure and heat transfer characteristics in square channels with different internal-protruded dimple geometrics, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 67 (2013) 81–97.
- [29] Y. Xie, Z. Shen, D. Zhang, P.M. Ligrani, Numerical Analysis of Flow Structure and Heat Transfer Characteristics in Dimpled Channels With Secondary Protrusions, *Journal of Heat Transfer*, MARCH 2016, Vol. 138 / 031901-1.
- [30] J. Liu, Y. Song, G. Xie, B. Sunden, Numerical modeling flow and heat transfer in dimpled cooling channels with secondary hemispherical protrusions, *Energy* (2014) 1e19.
- [31] M.A. Elyyan, D.K. Tafti, Effect of Coriolis forces in a rotating channel with dimples and protrusions, *International Journal of Heat and Fluid Flow* 31 (2010) 1–18.
- [32] Y. Rao, C. Wan, Y. Xu, An experimental study of pressure loss and heat transfer in the pin fin-dimple channels with various dimple depths, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 55 (2012) 6723–6733.
- [33] J.S. Park, Y.H. Jo, J.S. Kwak, Heat transfer in a rectangular duct with perforated blockages and dimpled sidewalls, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 97 (2016) 224–231.

- [34] P. Singh, J. Pandit, S.V. Ekkad, Characterization of heat transfer enhancement and frictional losses in a two-pass square duct featuring unique combinations of rib Turbulators and cylindrical dimples, *International Journal of Heat and Mass Transfer* (2016).
- [35] H.N. Jang, J.S. Park, J.S. Kwak, Experimental study on heat transfer characteristics in a ribbed channel with dimples, semi-spherical protrusions, or oval protrusions, *Applied Thermal Engineering*, S1359-4311(17)35808-8.
- [36] W. Du, L. Luo, S.Wang, X. Zhang, Effect of the dimple location and rotating number on the heat transfer and flow structure in a pin finned channel, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 127 (2018) 111–129.
- [37] W. Du, L. Luo, S. Wang, X. Zhang, Flow structure and heat transfer characteristics in a 90-deg turned pin finned duct with different dimple/protrusion depths, *Applied Thermal Engineering*, S1359-4311(17)37110-7.
- [38] Z.Shen, Y. Xie, D. Zhang, Numerical predictions on fluid flow and heat transfer in U-shaped channel with the combination of ribs, dimples and protrusions under rotational effects, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 80 (2015) 494–512.
- [39] C.N. Jordan, L.M. Wright, Heat Transfer Enhancement in a Rectangular (AR53:1) Channel With V-Shaped Dimples, *Journal of Turbomachinery*, JANUARY 2013, Vol. 135 / 011028-1.
- [40] C.P. Brown, L.M. Wright, S.T. McClain, Comparison of staggered and In-line V-shaped dimple arrays using S-PIV, *ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition*, June 15 – 19, 2015, Montréal, Canada.

- [41] Z. Shen, H. Qu, D. Zhang, Y. Xie, Effect of bleed hole on flow and heat transfer performance of U-shaped channel with dimple structure, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 66 (2013) 10–22.
- [42] S. Wang, W. Du, L. Luo, D. Qju, X. Zhang, S. Li, Flow structure and heat transfer characteristics of a dimpled wedge channel with a bleed hole in dimple at different orientations and locations, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 117 (2018) 1216–1230.
- [43] Y. Rao, S. Zang, Flow and Heat Transfer Characteristics in Latticework Cooling Channels With Dimple Vortex Generators, *Journal of Turbomachinery*, FEBRUARY 2014, Vol. 136 / 021017-1.
- [44] X. Wu, L. Feng, D. Liu, H. Meng, Y. Lu, Numerical Study on the Effect of Tube Rows on the Heat Transfer Characteristic of Dimpled Fin, *Advances in Mechanical Engineering*, Volume 2014, Article ID 637052, 9 pages.
- [45] R.S. Bunker, K.F. Donnellan, Heat Transfer and Friction Factors for Flows Inside Circular Tubes With Concavity Surfaces, *Journal of Turbomachinery*, OCTOBER 2003, Vol. 125 / 665.
- [46] S.W. Chang, K.F. Chiang, T.C. Chou, Heat transfer and pressure drop in hexagonal ducts with surface dimples, *Experimental Thermal and Fluid Science* 34 (2010) 1172–1181.
- [47] S. Xie, Z. Liang, L. Zhang, Y. Wang, H. Ding, J. Zhang, Numerical investigation on heat transfer performance and flow characteristics in enhanced tube with dimples and protrusions, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 122 (2018) 602–613.
- [48] S. Xie, Z. Liang, L. Zhang, Y. Wang, A numerical study on heat transfer enhancement and flow structure in enhanced tube with cross ellipsoidal dimples, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 125 (2018) 434–444.



- [49] S. Xie, Z. Liang, J. Zhang, Y. Wang, H. Ding, Numerical investigation on flow and heat transfer in dimpled tube with teardrop dimples, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 131 (2019) 713–723.
- [50] J. W. Deardorff, "A numerical study of three-dimensional turbulent channel flow at large Reynolds numbers," *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 41, no. 2, pp. 453-480, 1970.
- [51] S. A. Orszag and G. Patterson, "Numerical simulation of turbulence," in *Statistical models and Turbulence*: Springer, 1972, pp. 127-147.
- [52] G. Su, H.C. Chen, J.C. Han, J.D. Heidmann, Computation of flow and heat transfer in rotating two-pass rectangular channels (AR = 1:1, 1:2, and 1:4) with smooth walls by a Reynolds stress turbulence model, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47 (2004) 5665–5683.
- [53] D.C. Wilcox, Formulation of the k- $\epsilon$  Turbulence Model Revisited, *AIAA Journal*, Vol. 46, No. 11, November 2008.



## Abstract

An alternative for rib Turbulators in past recent years for internal heat transfer enhancement is surfaces with dimple and/or protrusion. These two techniques induce less pressure drop compared to rib, which leads to higher thermal performance. In the present study, flow characteristics and heat transfer enhancement for surfaces with V-shaped dimples and/or protrusion is investigated using numerical methods. There have been four cases with different configuration of V-shaped concavities. The objective of this study is to enhance heat transfer and flow mixing, combining these two techniques on different walls of channel. All the results are obtained using standard  $k-\omega$  model. The combination of dimples and protrusion on different walls of channel is the main design parameter. The inlet Reynolds number ranges from 10,000 to 60,000 conducted for four cases with different internal concavities. Measurements indicated that in lower Reynolds ( $Re=10,000$ ) highest  $Nu/Nu_0$  belongs to the case which only opposite walls of channel were dimpled. Whereas other cases approximately induce the same amount of  $Nu/Nu_0$ . By increasing Reynolds number to 20,000 all cases show similar trend. The  $Nu/Nu_0$  increases for all of cases. As the Reynolds goes higher, all cases show decrease in heat transfer ratio except the case, which sidewalls are also dimpled, which shows increasing trend in heat transfer which is due to two additional counter-rotating vortices induced in sidewalls. Moreover, in all cases by increasing in Reynolds number, friction factor increases. Therefore, the highest overall thermal performance belongs to the case which sidewalls as well as opposite walls.

**Keywords:** Internal cooling of Gas Turbine, V-shaped Concavities, Thermal Performance, Rib Turbulators.



**Shahrood University of Technology**  
**Department of Mechanical Engineering**

**Title**

**Numerical analysis of flow structure and heat transfer characteristics in a rectangular cooling channel ( $AR=3:1$ ) in gas turbine blades with V-shaped dimples and protrusions**

**Written by**

**Seyyed Hossein Hasani**

**Supervisor**

**Dr. Mahmood Norouzi**

**Advisor**

**Dr. Mohammad Hasan Kayhani**

**July 2019**