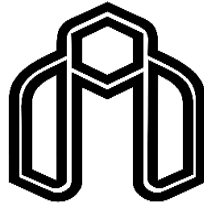


بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک

پایان نامه کارشناسی ارشد تبدیل انرژی

مطالعه‌ی عددی جهت بهبود عملکرد حرارتی برای خنک‌کاری داخلی

توربین گاز در کانال‌های چندپاسه

نگارنده:

پویا پویایی

استاد راهنما:

دکتر محمدحسن کیهانی

استاد مشاور:

دکتر محمود نوروزی

شهریور ۱۳۹۸

شماره: ۳۰۸/۱۱۸

تاریخ: ۹۸/۰۶/۱۴

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 آقای پویا پویایی با شماره دانشجویی ۹۵۰۳۳۶۴ رشته مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی تحت عنوان مطالعه‌ی عددی جهت بهبود عملکرد حرارتی برای خنک‌کاری داخلی توربین‌گاز در کانه‌های چندپایه که در تاریخ ۹۸/۰۶/۱۳ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام می‌گردد:

قبول (با درجه: عالی.....)	<input checked="" type="checkbox"/>
مردود	<input type="checkbox"/>
نوع تحقیق: نظری	<input checked="" type="checkbox"/>
عملی	<input type="checkbox"/>

امضاء	مرتبه علمی	نام و نام خانوادگی	عضو هیأت داوران
	استاد	دکتر محمدحسن کیپانی	۱- استاد راهنمای اول
			۲- استاد راهنمای دوم
	دانشیار	دکتر محمود نوروزی	۳- استاد مشاور
	دانشیار	دکتر محسن نظری	۴- نماینده تحصیلات تکمیلی
	استادیار	دکتر علی سررشته‌داری	۵- استاد ممتحن اول
	دانشیار	دکتر پوریا اکبرزاده	۶- استاد ممتحن دوم

نام و نام خانوادگی رئیس دانشکده: دکتر محمد محسن شاهمردان

تاریخ و امضاء و مهر دانشکده:

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

کوهر قیمتی از کام نهنگان آزند آن که اورا غم جان است به دریانرود

سعدی

تقدیم به :

پدر بزرگوار و مادر مهربانم

آنان که مهر آسمانی شان آرام بخش آلام زمینی ام است

استوارترین تکیه گاهم، دستان پر مهر پدرم

سبزترین نگاه زندگی ام، چشمان سبز مادرم

هرچه آموختم در مکتب عشق شما آموختم و هرچه بکوشم قطره ای از دریای بی کران

مهربانیتان را سپاس نتوانم بگویم.

امروز هستی ام به امید شماست و فردا کلید باغ بهشتم رضای شما

بوسه بر دستان پر مهرتان

تقدیر و تشکر:

نخستین سپاس و ستایش از آن خداوندی است که بنده کوچکش را در دریای بیکران

اندیشه، قطره‌ای ساخت تا وسعت آن را از دریچه‌های ناب آموزگارانی بزرگ به تماشا

نشیند. اکنون که در سایه‌سار بنده نوازی‌هایش پایان‌نامه حاضر به انجام رسیده

است، بر خود لازم می‌دانم تا مراتب سپاس را از بزرگوارانی به‌جا آورم که اگر دست

یاریشان نبود هرگز این پایان‌نامه به انجام نمی‌رسید.

ابتدا از مهربان‌ترین همراهان زندگی‌ام، پدر بزرگوار و مادر مهربانم، که حضورشان در

فضای زندگی‌ام مصداق بی‌ریای سخاوت بوده است.

همچنین راهنمایی‌های ارزنده استاد گرانقدر، جناب آقای دکتر محمدحسن کیهانی

شایسته قدردانی است.

همچنین از کمک‌های بی‌دریغ و فراوان مشاور خوبم در تمام مراحل پروژه، جناب

آقای دکتر محمود نوروزی تشکر فراوان می‌نمایم.

در پایان از تمام اساتید گرانقدر دانشکده مکانیک دانشگاه شاهرود تشکر و قدردانی

نموده، و از خداوند متعال توفیق روزافزون را برایشان مسئلت می‌نمایم.

پویا پویایی

تعهدنامه

اینجانب پویا پویایی دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه مطالعه‌ی عددی جهت بهبود عملکرد حرارتی برای خنک‌کاری داخلی توربین‌گاز در کانه‌های چندپاسه تحت راهنمایی دکتر محمدحسن کیهانی 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 هیچ جا ارائه نشده است.
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود است 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 بوده‌اند 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 است. 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

امروزه نیروگاه‌های حرارتی بیشترین نیاز جهانیان به انرژی را تأمین می‌کنند. یکی از راه‌های افزایش راندمان حرارتی در نیروگاه‌های گازی بالا بردن دمای گاز داغ ورودی به توربین‌گاز می‌باشد. لذا توجه این پژوهش معطوف به شبیه‌سازی و مطالعه‌ی سه‌بعدی جریان سیال و انتقال حرارت آشفته، جهت خنک‌کاری داخلی ناحیه‌ی میانی (وتر)، پره‌های ثابت و دوار توربین‌گاز توسط کانال‌های چهارپاسه‌ی ماریپیچ صاف و ریب‌دار، در مسیر می‌باشد. همچنین با افزودن ترکیبی از تقویت‌کننده‌های عملکرد حرارتی مسیره‌های خنک‌کاری ماریپیچ، شامل افزودن پره‌ی راهنما در خم و ریب‌های گوشه گرد ۴۵ درجه نسبت به جریان اصلی بر سطوح مکشی و فشاری به بررسی و بهبود ضریب عملکرد حرارتی پرداخته شده است. معادلات حاکم بر جریان و انتقال حرارت سیال خنک‌کننده با استفاده از نرم‌افزار فلونت ۱۷/۲ و استفاده از مدل توربولانسی تنش رینولدزی در سه عدد رینولدز در محدوده‌ی ۲۰۰۰۰ تا ۶۰۰۰۰ و چهار عدد چرخش در محدوده‌ی ۰/۱۶ تا ۰/۱۳ برای محفظه‌های مختلف خنک‌کاری در حالت ثابت و دوار به انجام رسیده است. با توجه به نتایج حاصله، مدل توربولانسی تنش رینولدزی به‌عنوان مدل توربولانسی مناسب جهت اعتبارسنجی و شبیه‌سازی جریان و انتقال حرارت کانال‌های ماریپیچ برگزیده شده و همچنین تأثیر پره‌های راهنما در ناحیه‌ی خم توپی جهت افزایش ضریب عملکرد خنک‌کاری داخلی برای کانال‌های صاف و ریب‌دار، ثابت و دوار مطلوب بوده و توانسته این ضرایب را در بیشترین مقدار خود برای حالات مختلف، تا ۱۰ درصد افزایش دهد. علاوه بر آن تأثیر تغییر زاویه‌ی چرخش نسبت به محور دوران از حالت متعامد به غیر متعامد در یکنواختی ناسلت و جلوگیری از تنش حرارتی دیواره‌ها مؤثر بوده، اما در کل باعث کاهش ضریب عملکرد حرارتی به میزان ۳۷/۸۰ درصد خواهد شد.

کلید واژگان: خنک‌کاری داخلی، کانال‌های ماریپیچ چندپاسه، مدل توربولانسی تنش رینولدزی، پره‌ی

راهنما، تغییر زاویه کانال نسبت به محور دوران، ریب‌های گوشه گرد اغتشاشگر

فهرست مطالب

فصل ۱: مقدمه.....	۱
۱-۱ مقدمه	۲
۲-۱ توربین گاز.....	۲
۳-۱ احتیاج پره‌های توربین گاز به خنک‌کاری.....	۳
۴-۱ سیستم خنک‌کاری توربین گاز	۷
۵-۱ خنک‌کاری داخلی.....	۹
۱-۵-۱ خنک‌کاری ضربه‌ای جت سیال خنک‌کننده	۱۰
۲-۵-۱ ریب‌های مغشوش‌کننده‌ی جریان.....	۱۱
۳-۵-۱ تأثیر دیمپل یا فرورفتگی.....	۱۳
۴-۵-۱ تأثیر پین‌فین.....	۱۴
۵-۵-۱ خم متصل‌کننده گذرگاه‌ها و عملکرد آن در خنک‌کاری.....	۱۵
۶-۵-۱ تأثیر پره‌ی خم راهنما در خم متصل‌کننده گذرگاه‌ها.....	۱۸
۷-۵-۱ تأثیر چرخان‌بودن گذرگاه‌ها در خنک‌کاری داخلی.....	۱۹
۶-۳ خنک‌کاری خارجی.....	۲۳
۷-۱ پوشش حرارتی و انتقال حرارت.....	۲۳
۸-۱ مروری بر تحقیقات پیشین.....	۲۴
۹-۱ معرفی تحقیق حاضر.....	۴۱
۱۰-۱ نوآوری.....	۴۱
۱۱-۱ مروری بر فصل‌های پایان‌نامه.....	۴۲
فصل ۲: معادلات حاکم.....	۴۳
۱-۲ مقدمه.....	۴۴
۲-۲ معادلات حاکم.....	۴۶
۳-۲ مدل‌های توربولانسی.....	۴۸

۵۰ مدل کی اپسیلون ۱-۳-۲
۵۵ مدل کی امگا ۲-۳-۲
۶۰ مدل تنش رینولدزی ۳-۳-۲
۶۲ رفتار جریان در نزدیک دیواره ۴-۲
۶۴ دستگاه مختصات چرخان ۵-۲
۶۶ معادلات بکار برده شده در تحلیل نتایج ۶-۲
۶۹ فصل ۳: بیان مسئله و روش عددی
۷۰ ۱-۳ شرح مسئله
۷۰ ۲-۳ مدل آزمایشگاهی
۷۲ ۳-۳ هندسه‌ی میدان حل
۷۶ ۴-۳ مدل‌سازی مسئله
۷۶ ۱-۴-۳ بررسی شبکه‌ی ایجادشده
۸۰ ۲-۴-۳ استقلال از شبکه
۸۳ ۳-۴-۳ شرایط مرزی و خواص سیال
۸۴ ۴-۴-۳ تنظیمات حل گر و روش عددی
۸۵ ۵-۳ معیار همگرایی
۸۷ فصل ۴: نتایج حاصل از شبیه‌سازی
۸۸ ۱-۴ مقدمه
۸۸ ۲-۴ اعتبار سنجی
۸۸ ۱-۲-۴ اعتبار سنجی محفظه‌ی خنک‌کننده‌ی بدون چرخش
۹۰ ۲-۲-۴ اعتبار سنجی محفظه‌ی خنک‌کننده‌ی دوار
۹۶ ۳-۴ تأثیر پره‌ی راهنما در کانال‌های صاف بدون چرخش $Ro=0$
۱۰۲ ۴-۴ تأثیر پره‌ی راهنما در کانال‌های ریب‌دار بدون چرخش $Ro=0$
 ۵-۴ تأثیر عدد چرخش در میزان عملکرد کلی حرارتی کانال دوار با زاویه‌ی دوران متعامد نسبت به محور دوران

۱۰۸.....	
۱۱۰.....	۴-۵-۱ کانال چهارپاسه با دیواره‌های صاف (بدون زبری).....
۱۱۲.....	۴-۵-۲ کانال چهارپاسه با سطوح مکشی و فشاری ریب‌دار (با زبری).....
۱۱۴.....	۴-۶ تأثیر پرهی راهنما در حالت خنک‌کاری دوار در ناحیه‌ی خم توپی شکل.....
۱۱۷.....	۴-۷ تأثیر زاویه‌ی چرخش کانال نسبت به محور دوران.....
۱۱۷.....	۴-۷-۱ کانال چهارپاسه با دیواره‌های مکشی و فشاری صاف (بدون زبری).....
۱۱۹.....	۴-۷-۲ کانال چهارپاسه با دیواره‌های مکشی و فشاری ریب‌دار (با زبری).....
۱۲۳.....	فصل ۵: نتیجه‌گیری و پیشنهادها.....
۱۲۴.....	۵-۱ مقدمه.....
۱۲۴.....	۵-۲ نتایج و دستاوردها.....
۱۲۶.....	۵-۳ پیشنهادهایی برای کارهای آینده.....
۱۲۸.....	مراجع:

فهرست جدول‌ها

- جدول ۱-۱: عملکرد کلی هندسه‌های مختلف خم مورد مطالعه قرار گرفته شده توسط آچاریا و همکارانش [۹] ۳۶
- جدول ۱-۲: ثوابت مدل توربولانسی کی اِپسیلون استاندارد..... ۵۲
- جدول ۲-۲: ثوابت مدل توربولانسی کی اِپسیلون RNG..... ۵۳
- جدول ۳-۲: ثوابت مدل توربولانسی کی امگا استاندارد..... ۵۷
- جدول ۱-۳: پارامترهای هندسی مربوط به کانال مینا..... ۷۵
- جدول ۲-۳: بررسی مقدار متوسط ناسلت برای کانال چهارپاسه‌ی صاف با پره‌ی راهنما برای نشان دادن استقلال از مش در رینولدز ۲۰۰۰۰..... ۸۱
- جدول ۳-۳: بررسی مقدار ضریب اصطکاک برای کانال چهارپاسه‌ی صاف با پره‌ی راهنما برای نشان دادن استقلال از مش در رینولدز ۲۰۰۰۰..... ۸۱
- جدول ۴-۳: بررسی مقدار متوسط ناسلت برای کانال چهارپاسه‌ی ریب‌دار با پره‌ی راهنما برای نشان دادن استقلال از مش در رینولدز ۲۰۰۰۰..... ۸۲
- جدول ۵-۳: بررسی مقدار ضریب اصطکاک برای کانال چهارپاسه‌ی ریب‌دار با پره‌ی راهنما برای نشان دادن استقلال از مش در رینولدز ۲۰۰۰۰..... ۸۲
- جدول ۶-۳: خواص سیال ورودی به کانال بر اساس داده‌های مطالعه‌ی تجربی هوانگ و همکارانش [۶]..... ۸۳
- جدول ۱-۴: ضریب کلی حرارتی مدل تجربی ونگ در حالت ثابت و دوار توسط شبیه‌سازی با مدل توربولانسی تنش رینولدزی در رینولدز ۲۰۰۰۰..... ۹۶
- جدول ۲-۴: مقایسه اثر اغتشاشگرهای مختلف در کانال بدون چرخش ($Ro=0$) تک‌پاسه در رینولدز ۲۰۰۰۰..... ۱۰۳
- جدول ۳-۴: مقایسه وجود یا عدم وجود پره‌ی راهنما در خم متصل‌کننده گذرگاه دوم و سوم در حالت کانال دوار صاف به عددچرخش ۰/۱۳..... ۱۱۶

جدول ۴-۴: مقایسه وجود یا عدم وجود پره‌ی راهنما در خم متصل‌کننده گذرگاه دوم و سوم در حالت کانال

دوار ریبدار با عدد چرخش ۰/۰۶۴..... ۱۱۶

جدول ۴-۵: اطلاعات مربوط به شبیه‌سازی و مقایسه‌ی دو زاویه کانال متعامد و ۴۵ درجه نسبت به محور دوران

در عدد چرخش ۰/۱۳ ۱۱۹

جدول ۴-۶: اطلاعات مربوط به شبیه‌سازی و مقایسه‌ی دو زاویه کانال متعامد و ۴۵ درجه نسبت به محور دوران

در عدد چرخش ۰/۰۶۴..... ۱۲۱

فهرست شکل‌ها

- شکل ۱-۱: افزایش قدرت خروجی از چرخه در برابر افزایش دمای جریان ورودی به روتور توربین به طور شماتیک نشان داده شده است [۲]..... ۵
- شکل ۲-۱: تغییر دمای ورودی به توربین در طول زمان با پیشرفت فناوری‌های مختلف خنک‌کاری و پوشش‌های محافظ حرارتی [۲]..... ۵
- شکل ۳-۱: نشان دهنده‌ی مقطع عرضی خنک‌کننده و توزیع شار حرارتی بر روی پره‌های ثابت و متحرک [۳]..... ۶
- شکل ۴-۱: طراح‌های خنک‌کاری پره‌های توربین گاز . الف خنک‌کاری خارجی . ب. خنک‌کاری داخلی [۳]..... ۷
- شکل ۵-۱ : مقایسه افت فشار و انتقال حرارت و نمایش جریان‌های به وجود آمده در ریب‌های..... ۱۲
- شکل ۶-۱: دیمپل‌فاکننده جریان ثانویه و افزایش‌دهنده انتقال حرارت در کانال چرخان [۲۶]..... ۱۳
- شکل ۷-۱: جریان‌های ثانویه ایجاد شده حاصل از چرخش و خم متصل‌کننده گذرگاه‌های کانال [۴]..... ۱۷
- شکل ۸-۱ : نشان دادن تصویر جریان سیال توسط الفرت و همکارانش در صفحه‌ی عمود بر جریان که از ابتدا تا انتهای خم کشیده شده است . الف: برای حالت کانال چرخان . ب: برای حالت بدون چرخش [۴]..... ۱۷
- شکل ۹-۱: تصویر جریان در خم متصل‌کننده دو گذرگاه صاف و ریب دار توسط الفرت و همکارانش که نمایش‌دهنده‌ی حباب جدایش سیال در ناحیه‌ی بعد از خم و همچنین گردابه‌های ایجادشده در گوشه‌های کانال می‌باشد [۴]..... ۱۸
- شکل ۱۰-۱: سطح مقطع متغییر کانال‌های چندپاسه نسبت به هندسه‌ی پره به همراه جفت گردابه‌های القا شده حاصل از چرخش کانال [۱۰]..... ۱۹
- شکل ۱۱-۱: تصویر کلی ناشی از تأثیرات چرخش تحریک‌کننده‌ی جریان‌ات ثانویه در کانال دوپاسه [۳۹]..... ۲۲
- شکل ۱۲-۱: کانتور بی‌بعد سرعت در صفحه‌ی متقارن چهار کانال مورد پژوهش شولر و همکاران [۱۱]..... ۲۷
- شکل ۱۳-۱: جزئیات هندسه‌ی مورد پژوهش لی و همکارانش [۸]..... ۲۹
- شکل ۱۴-۱: سه زاویه‌ی کانال استفاده شده در مطالعه‌ی تجربی هان و دوتا [۷]..... ۳۲
- شکل ۱۵-۱: بردار سرعت بر روی صفحه‌ی متقارن برای حالات مختلف در رینولدز ۲۵۰۰۰ [۴۸]..... ۳۴

- شکل ۱-۱۶: شماتیک هندسه‌های خم مورد مطالعه قرار گرفته شده در پژوهش عددی آچاریا [۹] ۳۵
- شکل ۱-۱۷: تصویر از خم‌های مورد مطالعه قرار گرفته شده در مطالعه‌ی عددی و آزمایشگاهی کولتی ۳۸
- شکل ۱-۱۸: نمایی از طرح‌های کانال‌های چندپاسه ارائه‌شده توسط سینک و همکاران [۵۰، ۵۱] ۳۹
- شکل ۲-۱: نواحی سه‌گانه‌ی جریان نزدیک دیواره به همراه پارامتر بی‌بعد سرعت و فاصله از دیواره [۵] ۶۳
- شکل ۲-۲: سیستم دستگاه مختصات چرخان [۱] ۶۵
- شکل ۳-۱: تصویری از چینش وسایل مربوط به مطالعه‌ی آزمایشگاهی بر روی انتقال حرارت کانال چهار پاسه توسط هوانگ و همکارانش [۶] ۷۱
- شکل ۳-۲: شکل هندسی مدل آزمایشگاهی هوانگ و همکارانش [۶] ۷۲
- شکل ۳-۳: شکل هندسی مورد مینا در بررسی عددی ب همراه مشخص کردن نواحی مختلف کانال ۷۳
- شکل ۳-۴: کانال با آرایش ریب‌های آشفته‌کننده بر روی سطوح مکشی و فشاری به همراه پره‌ی راهنما در خم ۷۴ ۷۴
- شکل ۳-۵: تغییر زاویه‌ی ۴۵ درجه‌ی کانال نسبت به محور چرخش ۷۶
- شکل ۳-۶: تفاوت شبکه‌ی مناسب برای تابع دیوار و رفتار ویژه دیواره [۱] ۷۸
- شکل ۳-۷: شبکه‌ی ایجاد شده در دامنه‌ی محاسباتی برای کانال چهارپاسه ریب‌دار با پره‌ی راهنما در ناحیه‌ی تویی ۷۹
- شکل ۴-۱: مقایسه‌ی مدل‌های توربولانسی مختلف در بدست آوردن میزان نسبت ناسلت بر روی سطح فشاری کانال بدون چرخش در رینولدز ۲۰۰۰ ۹۰
- شکل ۴-۲: مقایسه‌ی میزان نسبت ناسلت با نتایج تجربی بر روی سطح فشاری کانال در حالت چرخان در عدد چرخش ۰/۰۴۲ ۹۱
- شکل ۴-۳: مقایسه‌ی میزان نسبت ناسلت با نتایج تجربی بر روی سطح مکشی کانال در حالت چرخان در عدد چرخش ۰/۰۴۲ ۹۲
- شکل ۴-۴: میزان مقایسه‌ی نسبت ناسلت بر روی صفحات مکشی و فشاری مطالعه‌ی هوانگ و همکارانش در عدد چرخش ۰/۰۴۲ [۶] ۹۳

- شکل ۴-۵: میزان مقایسه‌ای نسبت ناسلت بر روی صفحات مکشی و فشاری با استفاده از شبیه‌سازی مدل توربولانسی تنش رینولدزی در عدد چرخش ۰/۰۴۲..... ۹۳
- شکل ۴-۶: کانتور نسبت ناسلت محفظه‌ی بدون دوران هوانگ و همکارانش حاصل از شبیه‌سازی با مدل توربولانسی تنش رینولدزی- تنش اومگا در رینولدز ۲۰۰۰۰. الف: صفحه‌ی فشاری. ب: صفحه‌ی مکشی..... ۹۴
- شکل ۴-۷: کانتور نسبت ناسلت محفظه‌ی دورار با عدد چرخش ۰/۰۴۲ هوانگ حاصل از شبیه‌سازی با مدل توربولانسی تنش رینولدزی- تنش اومگا در رینولدز ۲۰۰۰۰. الف: صفحه‌ی فشاری. ب: صفحه‌ی مکشی..... ۹۵
- شکل ۴-۸: نشان‌دهنده‌ی تفاوت توزیع سرعت بی‌بعد در دو کانال صاف با و بدون استفاده از پره‌ی راهنما در حالت بدون چرخش در رینولدز ۲۰۰۰۰. الف: کانال با وجود پره‌ی راهنما در ناحیه‌ی توپی شکل. ب: کانال بدون پره‌ی راهنما در ناحیه‌ی توپی شکل..... ۹۷
- شکل ۴-۹: کانتور نسبت ناسلت دو کانال خنک‌کننده بر روی سطح فشاری در رینولدز ۶۰۰۰۰ الف: کانال با پره‌ی راهنما در ناحیه‌ی توپی. ب: کانال بدون پره‌ی راهنما در ناحیه‌ی توپی..... ۹۹
- شکل ۴-۱۰: مقایسه نسبت عدد ناسلت متوسط کانال خنک‌کاری صاف در حالت ثابت - تأثیر اثر پره‌ی راهنما در خم در محدوده‌ی رینولدز ۲۰۰۰۰ تا ۶۰۰۰۰..... ۱۰۰
- شکل ۴-۱۱: مقایسه نسبت ضریب اصطکاک کانال خنک‌کاری صاف در حالت ثابت و تأثیر اثر پره‌ی راهنما در خم توپی شکل در محدوده‌ی رینولدز ۲۰۰۰۰ تا ۶۰۰۰۰..... ۱۰۱
- شکل ۴-۱۲: مقایسه ضریب عملکرد حرارتی کانال خنک‌کاری صاف در حالت ثابت و تأثیر اثر پره‌ی راهنما در خم در محدوده‌ی رینولدز ۲۰۰۰۰ تا ۶۰۰۰۰..... ۱۰۲
- شکل ۴-۱۳: کانتور نسبت ناسلت متوسط برای محفظه‌ی خنک‌کننده‌ی دارای ریب در حالت بدون چرخش در رینولدز ۶۰۰۰۰ بر روی صفحه‌ی مکشی. الف: کانال با پره‌ی راهنما. ب: کانال بدون پره‌ی راهنما..... ۱۰۵
- شکل ۴-۱۴: مقایسه نسبت عدد ناسلت متوسط کانال خنک‌کاری ریب دار در حالت ثابت و تأثیر اثر پره‌ی راهنما در خم در محدوده‌ی رینولدز ۲۰۰۰۰ تا ۶۰۰۰۰..... ۱۰۶
- شکل ۴-۱۵: مقایسه نسبت ضریب اصطکاک کانال خنک‌کاری ریب دار در حالت ثابت و تأثیر اثر پره‌ی راهنما در خم در محدوده‌ی رینولدز ۲۰۰۰۰ تا ۶۰۰۰۰..... ۱۰۷

- شکل ۴-۱۶: مقایسه ضریب عملکرد حرارتی کانال خنک‌کاری ریب دار در حالت ثابت و تأثیر اثر پره‌ی راهنما در خم در محدوده‌ی رینولدز ۲۰۰۰۰ تا ۶۰۰۰۰..... ۱۰۸
- شکل ۴-۱۷: شکل سه بعدی ناحیه‌ی محاسباتی کانال خنک‌کننده‌ی چهارپاسه به همراه مشخص کردن سطوح مکشی و فشاری..... ۱۱۰
- شکل ۴-۱۸: کانتور سرعت و خطوط جریان کانال خنک‌کننده صاف در عدد چرخش ۰/۱۳..... ۱۱۱
- شکل ۴-۱۹: مقایسه‌ی عملکرد حرارتی کانال صاف در دو عدد چرخش ۰/۳۲ و ۰/۱۳..... ۱۱۲
- شکل ۴-۲۰: مقایسه‌ی ضریب عملکرد حرارتی کانال ریب‌دار در دو عدد چرخش ۰/۱۶ و ۰/۰۶۴..... ۱۱۳
- شکل ۴-۲۱: کانتور نسبت ناسلت متوسط برای محفظه‌ی خنک‌کننده‌ی دارای ریب ۴۵ درجه نسبت به جریان اصلی در حالت دوار با عدد چرخش ۰/۱۶. الف : سطح فشاری ب : سطح مکشی..... ۱۱۴
- شکل ۴-۲۲: نسبت ناسلت دو کانال متعامد و ۴۵ درجه نسبت به محور دوران بر سطوح فشاری و کناری در عدد چرخش ۰/۱۳..... ۱۱۸
- شکل ۴-۲۳: نسبت ناسلت دو کانال متعامد و ۴۵ درجه نسبت به محور دوران بر سطوح فشاری و کناری در عدد چرخش ۰/۱۳..... ۱۲۰

فهرست علائم

زمان	t	ضریب اصطکاک	f
فشار	$P(\text{Pa})$	ضریب اصطکاک دیتوس - بولتر	f_0
عدد پرانتل	Pr	ضریب انتقال حرارت جابجایی	$h \left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$
عدد رینولدز	Re	انرژی جنبشی آشفتگی	$k \left(\frac{m^2}{s^2} \right)$
عدد چرخش	Ro	هدایت حرارتی	$\lambda \left(\frac{W}{m \cdot K} \right)$
دما	$T(K)$	شار حرارتی دیواره	$q'' \left(\frac{W}{m^2} \right)$
دمای توده سیال	$T_b(K)$	بردار موقعیت	$\vec{r}(m)$
دمای دیواره	$T_w(K)$	بردار سطح مقطع	$\vec{A}(m^2)$
سرعت سیال ورودی کانال	$U \left(\frac{m}{s} \right)$	ثابت آشفتگی	C_μ
بردار سرعت مطلق	$\vec{V} \left(\frac{m}{s} \right)$	قطر هیدرولیکی	$D_h(m)$
بردار سرعت نسبی	$\vec{W} \left(\frac{m}{s} \right)$	عدد ناسلت متوسط	Nu
تانسور مرتبه دوم تنش رینولدز	$\overline{U_i U_j}$	عدد ناسلت دیتوس-بولتر	Nu_0

ترم چشمه‌ای	S	تانسور شار حرارتی آشفستگی	$\overline{U_j T'}_i$
عدد بی بعد فاصله از دیواره	y^+	نسبت ابعادی	AR
شعاع خارجی پره‌ی راهنما	r_o^{TV}	شعاع داخلی پره‌ی راهنما	r_i^{TV}
شعاع خارجی خم توپی شکل	r_o	شعاع داخلی خم توپی شکل	r_i
نسبت عرض کانال به فاصله‌ی بین دو گذرگاه	W/W_{web}	نسبت عرض کانال به اختلاف فاصله‌ی خم توپی شکل	W/W_{el}
عرض کانال	W	طول کانال	H

علائم یونانی

لزجت دینامیکی	μ (kg/m.s)	لزجت ادی (Eddy)	μ_t (kg/m.s)
چگالی	ρ (kg/m ³)	تنش برشی	τ (N/m ²)
سرعت زاویه‌ای	θ (rpm)	نرخ اتلافات انرژی جنبشی	ε

فصل ۱: مقدمه

۱-۱ مقدمه

امروزه با افزایش جمعیت بشری، نیاز روزافزون به تولید انرژی آن هم با کمترین هزینه و آلودگی به وجود آمده، مورد توجه پژوهشگران قرار گرفته است. توربین‌های گازی به‌عنوان یکی از وسایل تولید توان، که به‌صورت تکی یا به‌صورت ترکیبی با توربین‌های بخار (سیکل ترکیبی) در نیروگاه‌ها و همچنین وسیله‌ای برای پیشرانش هواپیماها و زیردریایی‌ها و دیگر کاربردهای صنعتی و نظامی استفاده می‌شود. سیکل برایتون اساس کار تمامی توربین‌های گازی می‌باشد براین اساس یکی از راه‌های مؤثر افزایش توان خروجی و راندمان حرارتی این سیکل، افزایش دمای ورودی به‌روتور توربین^۱، می‌باشد. طراحی در دمای کاری و شرایط کارکرد بحرانی (بالتر از نقطه‌ی ذوب آلیاژ پره‌ها)، نیازمند استفاده از آلیاژهای مقاوم با پوشش‌های حرارتی^۲ به همراه توسعه روش‌ها و نوآوری‌های مختلف در خنک‌کاری داخلی و خارجی در پره‌های ثابت و متحرک و همچنین محفظه‌ی احتراق می‌باشد. تا طی آن عمر پره‌ها افزایش و دستگاه در نقطه‌ی کاری ایمن‌تری در حال کار باشد. برای طراحی یک سیستم خنک‌کاری کارآمد و پیشرفته، باید درک عمیقی از ویژگی‌های انتقال حرارت در میان جریان سه‌بعدی ناپایا در شرایط کاملاً آشفته داشته باشیم. بنابراین در شبیه‌سازی باید دقت لازمه را به کار گرفت به‌طوری‌که در این فرآیند اگر دمای پره را ۳۰ درجه سانتی‌گراد کمتر از حالت واقعی پیش‌بینی شود، عمر پره به نصف کاهش می‌یابد [2]. بنابراین پیش‌بینی دقیقی از ضریب انتقال حرارت محلی و همچنین دمای محلی پره به‌منظور جلوگیری از نقاط داغ محلی و افزایش طول عمر پره نیاز می‌باشد.

۱-۲ توربین گاز

توربین گاز وظیفه دارد قدرت را برای راندن کمپرسور و لوازم جانبی ایجاد کند. مزیت‌های عمده توربین گاز عبارتند از: قابلیت اطمینان فوق‌العاده، نسبت پیشرانه به وزن زیاد و میزان ارتعاش کم به دلیل عدم

¹ Rotor Inlet Temperature (RIT)

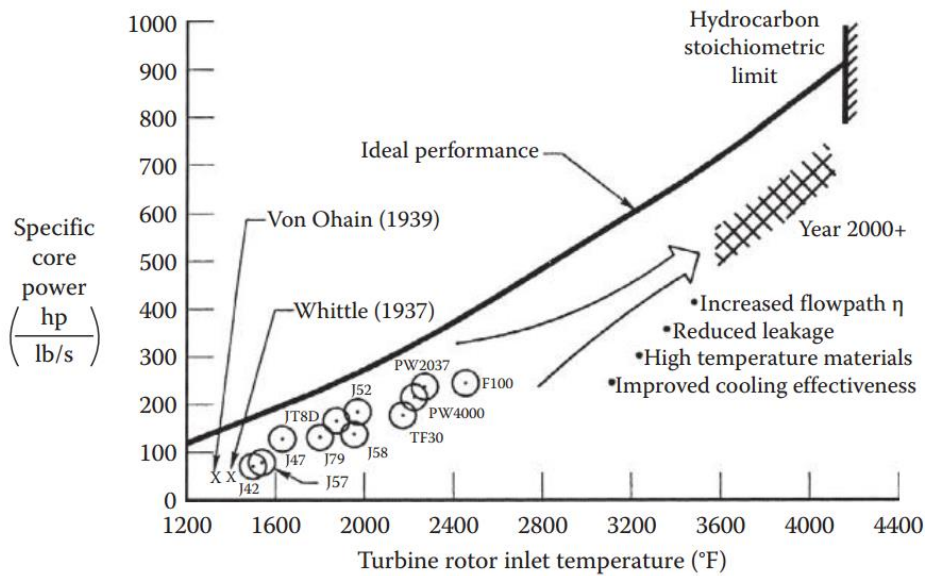
² Thermal barrier coating (TBC)

استفاده از قطعات رفت و برگشتی. کار موتور توربین گاز ممکن است به صورت گشتاور محوری یا به صورت نیروی پیشرانه در جت مورد استفاده قرار گیرد. بدون تردید یکی از مهم‌ترین کاربردهای توربین‌گاز درزمینه‌ی تولید نیروی پیشرانه موردنیاز هواپیماها است. اصول کارکرد این نوع موتورها تقریباً ساده است. هوا از طریق یک مجرای ورودی به بخش کمپرسور واردشده و طی مراحل آن متراکم می‌شود. سپس هوای متراکم وارد محفظه‌ی احتراق شده و با اضافه شدن سوخت مشتعل می‌شود. گرمای ناشی از احتراق مخلوط هوا و سوخت باعث منبسط شدن و جریان یافتن آن به سمت انتهای موتور می‌گردد، این جریان منبسطشده از میان یک سری پره‌های ثابت و متحرک توربین عبور می‌کند که از طریق یک شفت به کمپرسور متصل شده است. هوای منبسطشده توربین را به گردش درمی‌آورد، که در نتیجه باعث به حرکت درآمدن کمپرسور نیز می‌شود.

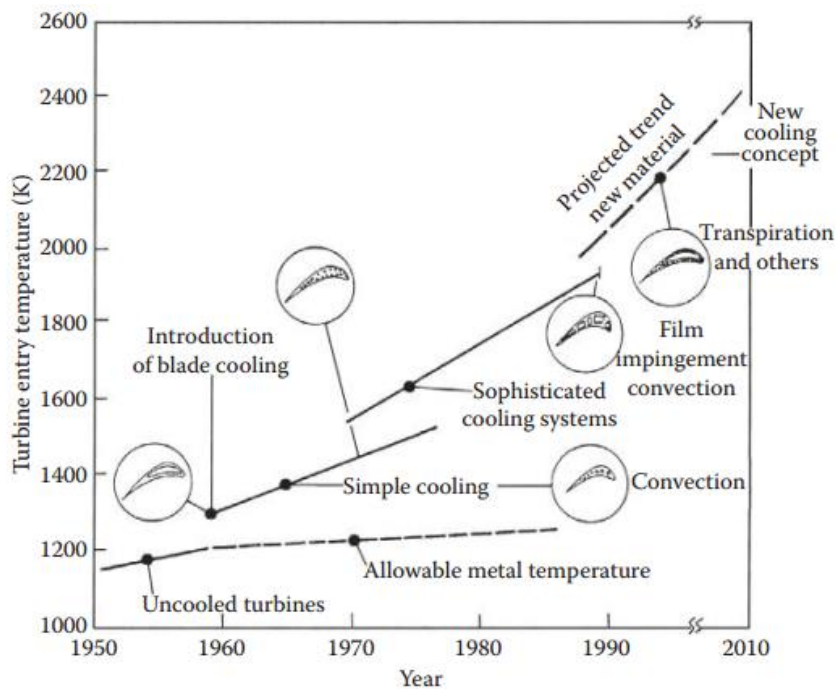
۱-۳ احتیاج پره‌های توربین‌گاز به خنک‌کاری

توربین‌های گازی به‌طور گسترده به‌منظور تأمین نیروی پیشرانش هواپیماها و زیردریایی‌ها، تولید توان در توربین‌های نیروگاهی و یا در دیگر کاربردهای صنعتی و نظامی مورد استفاده قرار می‌گیرد. افزایش دمای جریان ورودی به روتور و توسعه‌ی فناوری روش‌های خنک‌کننده نقش مهم و حیاتی، در افزایش راندمان حرارتی و توان خروجی از طریق آن‌ها ایفا می‌کند. این مسئله به‌طور شماتیک در شکل ۱-۱ با نمایش قدرت مرکزی ویژه (نیروی پیش برنده ویژه) به‌صورت تابعی از دمای جریان ورودی به روتور توربین مشخص شده است. به‌طور کلی افزایش دمای جریان ورودی به روتور توربین، یکی از روش‌های کارآمد برای افزایش بازده در موتورهای توربین‌گاز می‌باشد. در نتیجه برای رسیدن به توان موردنیاز باید دمای جریان ورودی به روتور را بالا برد، که این دما برای شرایط کاری پره فراتر از نقطه‌ی ذوب و تسلیم آن می‌باشد. از آنجاکه دمای ذوب آلیاژ پره‌ها در حالت عادی و بدون خنک‌کاری در حدود ۱۱۰۰ درجه سانتی‌گراد می‌باشد [۲]. به همین منظور برای کارکرد ایمن و کارآمد، باید عمل خنک‌کاری در پره‌ها به شکل ویژه انجام شود. شکل ۱-۲ نشان‌دهنده‌ی ارتباط مستقیم رشد روش‌های مختلف و ترکیبی

خنک‌کاری به همراه محافظ پوشش‌های حرارتی پره‌های توربین‌گاز نسبت به افزایش دمای جریان ورودی به روتور می‌باشد. لازم به ذکر می‌باشد که برای دو برابر کردن قدرت توربین‌های گاز هواپیماها، باید دمای جریان ورودی به روتور توربین که امروزه در حدود ۱۷۰۰ می‌باشد را به ۲۰۰۰ افزایش داد [۲]. البته باید خاطرنشان کرد که این افزایش توان با توجه به بهره‌گیری از روش‌های مختلف خنک‌کاری، به ازای یک مقدار ثابت از هوای استخراج‌شده از کمپرسور باشد. دمای هوای خنک‌کننده در حدود ۷۰۰ است و معمولاً بسته به نوع کارکرد و توان تولیدی، ۳ الی ۲۰ درصد هوای پرفشار تولیدی از کمپرسور را جهت خنک‌کاری می‌گیرد [۶]. برای توربین‌های زمینی شامل نیروگاه‌های سیکل ترکیبی تولیدتوان ۳۰۰ الی ۴۰۰ مگاواتی و پیشرانس دریایی و دیگر مصارف صنعتی مانند استفاده جهت پمپاژ در صنایع نفت (توان تولیدی کمتر از ۳۰ مگاوات) دمای جریان ورودی روتور نیز افزایش می‌یابد، اما با نرخ تعیین‌شده توسط محدودیت‌های آلودگی محیطی با تأکید بر کاهش NOx، برای این منظور دمای جریان ورودی به روتور باید در محدوده‌ی دمایی ۱۳۰۰ تا ۱۵۰۰ درجه‌ی سانتی‌گراد باشد [۱]. لذا استفاده بهینه از هوای خنک‌کننده به منظور دستیابی به چرخه‌ی ایده آل با بیشترین راندمان حرارتی مهم می‌شود. از این رو می‌توان نتیجه گرفت که توسعه و به‌کارگیری آلیاژها با پوشش‌های محافظ حرارتی و روش‌های پیشرفته خنک‌کاری داخلی و خارجی از ملزومات موردنیاز در طراحی توربین‌های گازی پر قدرت با راندمان حرارتی مطلوب برای تمامی مصارف خواهد بود.

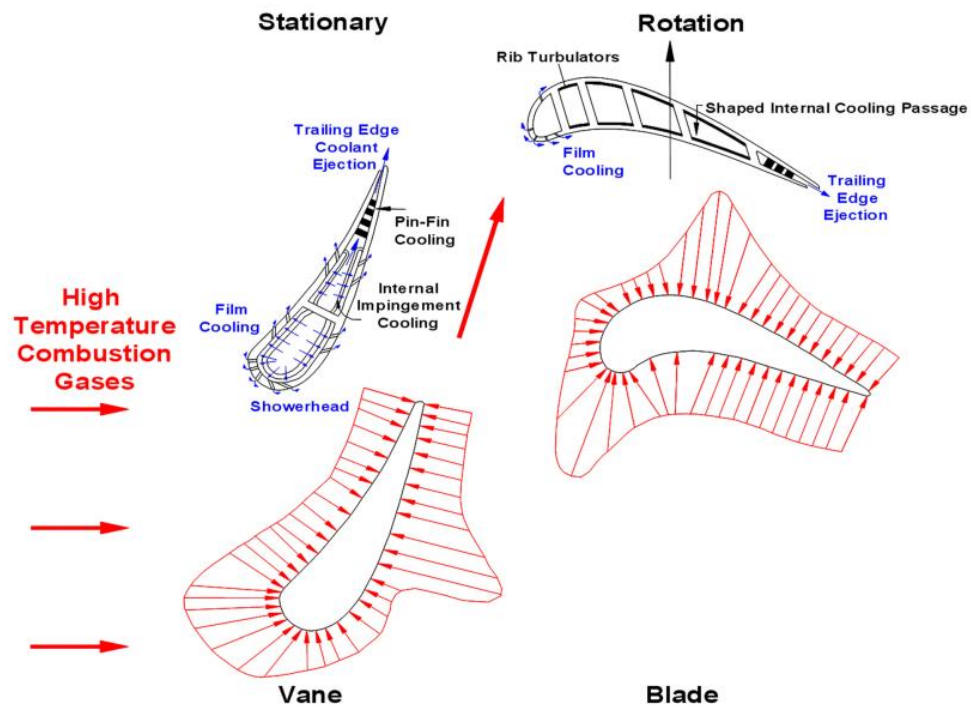


شکل ۱-۱: افزایش قدرت خروجی از چرخه در برابر افزایش دمای جریان ورودی به روتور توربین به طور شماتیک نشان داده شده است [۲].



شکل ۲-۱: تغییر دمای ورودی به توربین در طول زمان با پیشرفت فناوری‌های مختلف خنک‌کاری و پوشش‌های محافظ حرارتی [۲]

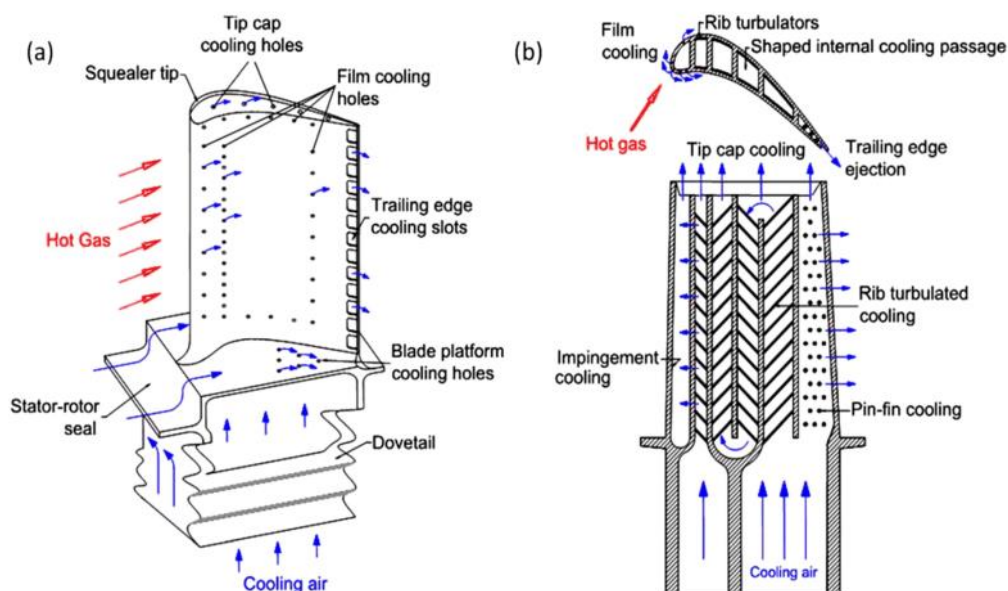
شکل ۱-۳ نشان دهنده‌ی توزیع شار حرارتی بر روی سطوح پره‌های ثابت و متحرک توربین گاز به همراه طرح‌های داخلی و خارجی خنک‌کاری می‌باشد. همان‌طور که دمای ورودی توربین افزایش می‌یابد، گرمای منتقل‌شده به تیغه توربین نیز افزایش خواهد یافت. سطح و تغییر دما، در مواد تشکیل‌دهنده تیغه، باعث تنش‌های حرارتی و شکست تیغه می‌شود. به همین منظور باید جنس تیغه‌ها از دوام قابل‌قبولی برخوردار باشد. باید توجه داشت اگر پیش‌بینی درستی از وضعیت دمایی پره‌ها نداشته باشیم ممکن است عمر پره‌ها به نصف کاهش یابد. بنابراین، پیش‌بینی دقیق، ضریب انتقال حرارت و درجه حرارت محلی به‌منظور پیشگیری از نقاط داغ محلی و افزایش عمر تیغه توربین، بسیار مهم است. علاوه بر آن، عملیات خنک‌کاری یک نیاز حیاتی برای کارکرد ایمن و بادوام پره‌های توربین‌گاز در شرایط خشن کاری می‌باشد.



شکل ۱-۳: نشان دهنده‌ی مقطع عرضی خنک‌کننده و توزیع شار حرارتی بر روی پره‌های ثابت و متحرک [۳]

۴-۱ سیستم خنک کاری توربین گاز

معمولاً تیغه‌های توربین گاز، با هوای پرفشار استخراج‌شده از کمپرسور، خنک می‌شوند. از آنجاکه این هوای گرفته‌شده موجب به پدافت بها در کاهش راندمان حرارتی کل و توان خروجی از توربین می‌شود، لذا درک و بهینه‌سازی فناوری خنک کاری برای بدست آوردن هندسه‌ی مناسب سیستم خنک‌کننده، تحت شرایط بحرانی کاری موتور بسیار مورد اهمیت می‌باشد. توربین‌های گاز به‌صورت داخلی و خارجی (فیلمی) خنک می‌شوند. شکل ۴-۱ طرح‌واره‌ای از این خنک‌کاری‌ها را نشان می‌دهد. اگر دمای ورودی گاز داغ به پره‌ها در سطح بالایی قرار بگیرد در کنار سیستم خنک کاری داخلی، خنک کاری خارجی هم مورد استفاده قرار می‌گیرد. توربین گاز شامل مراحل مختلفی است که این مراحل هر کدام شامل پره‌های ثابت و متحرک می‌باشد که بنا به ظرفیت و کاربرد توربین گاز تعداد این مراحل تعیین می‌شود. در مرحله‌ی اول توربین، دمایی گاز داغ به نسبت دیگر مراحل در سطح بالایی قرار دارد به همین منظور طراحی سیستم خنک‌کننده مرحله‌ی اول باید بسیار پیچیده و از کارآمدی خوبی به نسبت دیگر مراحل برخوردار باشد [۷].



شکل ۴-۱: طراحی های خنک کاری پره‌های توربین گاز . الف خنک کاری خارجی . ب.خنک کاری داخلی [۳]

طراحی‌های معمول توربین با ناتوانایی در پیش‌بینی دقیق توزیع ضریب انتقال حرارت تحت شرایط جریان توربوماشین موتور، همراه هستند. نتیجه‌ی این طراحی بهینه نشده، باعث استفاده از مقادیر بیش‌ازحد هوا خنک‌کننده می‌شود، که در نهایت باعث ضرر به کل سیکل و همچنین افزایش سوخت مصرفی را در پی خواهد داشت. اولین مرحله توربین را، پره‌های ثابت تشکیل می‌دهند. که نازل هدایت‌کننده جریان^۱ نیز نامیده می‌شوند و همواره در معرض دمای بالا و جریان گاز کاملاً توربولانس، خروجی از محفظه‌ی احتراق می‌باشند. به این خاطر دانستن توزیع بار حرارتی در مرحله اول پره‌های ثابت توربین تحت شرایط جریان درون موتور، باید تعیین شود. در واقع تخمین زدن توزیع دقیق انتقال حرارت می‌تواند موجب کمک به طراحی یک سیستم خنک‌کننده و همچنین باعث جلوگیری از نقاط بسیار داغ محلی در سطح پره شود. به‌طور کلی انتقال حرارت بر روی پره‌ی توربین تحت تأثیر شکل تیغه (انحنای سطح پره و گردیان فشار ایجادشده بر روی آن)، رفتار گذرای لایه‌ی مرزی، جریان آزاد آشفته، زبری سطح تیغه، موقعیت سوراخ سیال خروجی از سطح تیغه (جهت خنک‌کاری فیلمی)، جدایش و اتصال مجدد جریان، برهم‌کنش شوک و لایه‌مرزی، عدد رینولدز و ماخ جریان خروجی از محفظه‌ی احتراق، می‌باشد [۳]. بعد از سرعت گرفتن جریان گاز داغ، توسط پره‌های ثابت مرحله اول، جریان به سمت پره‌های متحرک همان مرحله از توربین، جهت تولید توان هدایت می‌شوند. در ورودی جریان به پره‌های چرخان، وضعیت دمایی تیغه و سطح آشفستگی جریان نسبت به پره‌های ثابت ردیف اول کمتر بوده، اما سرعت سیال ورودی به این بخش در حدود دو تا سه برابر پره‌های ثابت افزایش داشته است [۳].

براین اساس پره‌های متحرک جریان ویک ناپایای ناشی از جریان بالادست ایجادشده از لبه‌ی فرار^۲ پره‌ی ثابت را دریافت می‌کنند. اختلاط توربولانس در این حالت در حدود ۲۰ درصد می‌باشد. مهم‌تر از همه، چرخش تیغه باعث می‌شود گازهای داغ از طرف سطح فشار بالا (سطح فشاری)^۳ از طریق شکاف نوک

¹ Nozzle guide vane (NGV)

² Trailing edge

³ Pressure surface

پره^۱ به سمت سطح فشار پایین (سطح مکشی)^۲ نشت کنند. این اغلب موجب آسیب به سطح نوک خارجی بالایی در نزدیکی قسمت فشاری ناحیه‌ی فرار تیغه می‌شود. ضروری است که فیزیک جریان پیچیده سه‌بعدی و توزیع انتقال حرارت مرتبط در تیغه‌ی روتور، به‌ویژه در نزدیکی ناحیه نوک، تحت شرایط کاری جریان توربین، به‌خوبی درک شود و همچنین باید توجه داشته باشیم که چرخش باعث می‌شود که بیشینه دما از خط گام تیغه^۳ به سمت ناحیه نوک تغییر مکان دهد. به همین منظور طراحان در شبیه‌سازی نیز باید به‌طور دقیق پروفیل‌های دمای جریان ورودی به پره‌های چرخان و سرعت نا‌پایا و همچنین سطح آشفستگی مرتبط با آن را پیش‌بینی کنند [۳].

۱-۵ خنک‌کاری داخلی

در این روش عامل اصلی انتقال حرارت، هدایت حرارتی می‌باشد. خنک‌کاری توسط مسیره‌های خنک‌کننده‌ای که در داخل پره تعبیه‌شده، انجام می‌شود. در داخل این گذرگاه‌ها جریان سیال خنک‌کن گرمای دیواره‌های سطوح فشاری و مکشی پره را گرفته و دمای آن‌ها را کاهش می‌دهد و طی این عمل دمای سیال خنک‌کننده با عبور از مسیره‌های پیچیده و مارپیچ رو به افزایش می‌باشد. در حال حاضر طرح‌های خنک‌کاری داخلی برای پره‌های توربین‌گاز شامل خنک‌کاری ضربه‌ای جت سیال خنک‌کننده^۴، ریب مغشوش‌کننده^۵، پین‌فین^۶، دیمپل^۷ (حفره) و برآمدگی^۸ یا دیگر مکانیزم‌هایی که باعث اغتشاش بیشتر جریان و افزایش سطح حرارتی نسبت به کانال صاف می‌شود، می‌باشد. طراحان با به‌کارگیری این مکانیزم‌ها در مسیر جریان عبوری هوای خنک‌کننده در کانال‌های چندپاسه باعث بهبود امر خنک‌کاری در داخل پره‌ها می‌شوند. هرکدام از این روش‌ها با توجه به نوع کارآمدیشان در بهبود خنک‌کاری و میزان

¹ Blade tip

² Suction surface

³ Blade pitch line

⁴ Jet impingement

⁵ Rib-turbulator

⁶ Pin-fin

⁷ Dimple

⁸ Protrusion

افت فشار و اصطکاک ایجاد شده در قسمت‌های مختلف، گذرگاه‌های درونی پره‌های ثابت و متحرک توربین استفاده می‌شوند. معمولاً برای افزایش خنک‌کاری از ریب، دیمپل و پین‌ها در قسمت میانی و انتهایی درون پره، و همچنین از خنک‌کاری ضربه‌ای جت سیال خنک‌کننده در لبه‌ی حمله^۱ تیغه استفاده می‌شود. برای پره‌های ثابت توربین عمدتاً از خنک‌کاری جت سیال خنک‌کننده به همراه پین و دیگر آشفته‌کننده‌ها استفاده می‌شود و برای پره‌های متحرک برای مؤثر واقع‌شدن خنک‌کاری عمدتاً از پین‌ها استفاده می‌شود. اگر دمای ورودی گاز داغ به پره در سطح بالایی باشد برای محافظت از پره علاوه بر خنک‌کاری داخلی، از خنک‌کاری خارجی در سطح بیرونی پره استفاده می‌شود. در مراحل دوم و سوم توربین سطح دمایی گاز داغ به نسبت مرحله‌ی اول در حال پایین آمدن است [۱۴].

۱-۵-۱ خنک‌کاری ضربه‌ای جت سیال خنک‌کننده

یکی از مؤثر و کارآمدترین روش‌های خنک‌کاری داخلی، پره‌های توربین گاز می‌باشد. این روش معمولاً در سرتاسر پره‌های ثابت، در اولین مرحله‌ی توربین و همچنین لبه‌ی حمله تیغه، جایی که سکون سیال حاصل از جریان اصلی گاز داغ بار حرارتی ویژه‌ای را به تیغه‌های توربین اعمال می‌کند، مورد استفاده قرار می‌گیرد [۱۵]. در این روش با توجه به تحقیق و بررسی محققان، کارآمدی و تأثیر افزایش عدد رینولدز جت سیال خنک‌کننده، کاهش فاصله‌ی جت به صفحه‌ی هدف، کاهش فاصله‌ی جت‌ها از یکدیگر، نحوه‌ی قرارگیری آرایه‌های جت از یکدیگر (آرایه‌های خطی و غیرخطی)، شکل هندسی سوراخ‌هایی که سیال از آن به صفحه‌ی هدف جت می‌شود، باعث افزایش انتقال حرارت در سطح هدف می‌شوند [۲، ۳، ۱۶-۱۸]. در این بررسی‌ها که به صورت مطالعه‌ی عددی و آزمایشگاهی صورت گرفته، دیده شده که آرایه‌ی خطی بهتر از غیرخطی در سوراخ‌های جت سیال خنک‌کننده عمل می‌کند که علتش می‌تواند انحراف کمتر جریان در آرایه‌ی خطی باشد [۱۹]. در طراحی خنک‌کاری توسط جت خنک‌کننده یکی دیگر از پارامتری که باید در مدل‌های واقعی، مورد اهمیت قرار گیرد، توجه به انحنای

¹ Leading edge

سطح هدف می‌باشد. که باید با توجه به آن، قطر سوراخ‌های جت مشخص شود [۲۰].

۱-۵-۲ ریب‌های مغشوش کننده^۱ جریان

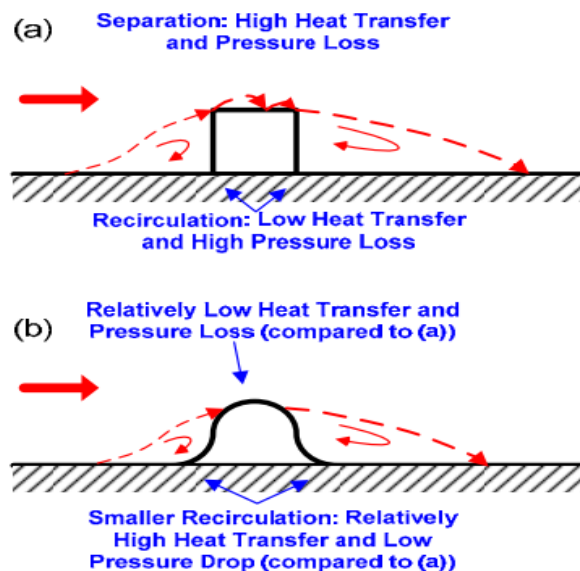
مرسوم و رایج‌ترین روش برای تقویت انتقال حرارت در سراسر قسمت میانی وتر پره^۲، ریب‌های اغتشاشگر می‌باشند. به‌طور کلی توسعه‌ی لایه‌ی مرزی حرارتی در کانال به‌عنوان یک عایق از تقویت انتقال حرارت و دفع حرارت از دیواره‌ها جلوگیری می‌کند، ریب‌ها باعث می‌شود که به‌طور مرتب لایه‌ی مرزی در نزدیکی سطح لغزش کند و از شکل‌گیری لایه‌ی مرزی بر روی سطح ممانعت به عمل آورد. در این مغشوش کننده، تقویت انتقال حرارت وابسته به ضخامت لایه‌ی مرزی در ناحیه‌ای که تشکیل مجدد جریان^۳ انجام شود، [۱۵] می‌باشد. لایه‌ی مرزی در داخل گذرگاه‌هایی که از این نوع آشفته ساز بهره می‌گیرد به‌صورت تناوبی تغییر می‌کند و همچنین موجب تکرار الگوی جریان می‌شود، که منجر به افزایش سطح آشفستگی در هسته جریان شده است. دیده شده که جریان پس از تقریباً پنج ریب به یک حالت "کامل توسعه‌یافته" و تناوبی تبدیل می‌شود [۱۴]. در این نوع آشفته سازها پارامترهایی نظیر، زاویه‌ی ساخته‌شده ریب‌ها با جریان اصلی درون کانال‌ها، آرایش ریب‌ها در گذرگاه‌های عبوری جریان، هندسه و شکل آن‌ها از اهمیت فراوانی برخوردار می‌باشد. بنا به مطالعات انجام‌شده ریب‌های زاویه‌دار گوشه گرد با جریان اصلی عملکرد بهتری نسبت به ریب‌های که زاویه ۹۰ درجه می‌سازند دارند [۲۱]. به‌طور کلی ریب‌ها باعث برهم زدن لایه‌ی مرزی و همچنین به وجود آمدن الگوی جریان ثانویه‌ای در کانال خنک‌کننده هستند که باعث مخلوط شدن هسته‌ی سیال خنک‌کننده با سیال نزدیک دیواره می‌شود و طی آن اختلاط و گردش سیال زیاد می‌شود (سیال خنک جای سیال داغ نزدیک دیواره را می‌گیرد) [۱۵]. ریب‌ها دارای هندسه‌های مختلفی خواهند بود، در مطالعات انجام‌شده توسط پژوهشگران، ریب‌های ۷-شکل مهیاکننده‌ی یک انتقال حرارت یکنواخت در عرض کانال، به نسبت دیگر هندسه‌های

¹ Rib turbulator

² Mid-chord

³ Flow attachment

ریب می‌باشند و همچنین ریب‌های بریده‌بریده (شکسته)، میزان انتقال حرارت بهتری نسبت به ریب‌های پیوسته از خود نشان می‌دهند که علتش فروپاشی الگوی جریان ثانویه در میان این نوع آشفته سازها می‌باشد [۲۲، ۲۳]. نوع دیگری از ریب‌ها با گوشه‌های گرد وجود دارد که حاصل از ریخته‌گری می‌باشد از این رو انجمن توربین گاز به شبیه‌سازی و مطالعه بر روی این نوع ریب‌ها علاقه‌مند است. گرد کردن دندان‌های ریب باعث تغییر قابل‌توجهی در تقویت انتقال حرارت آن نسبت به ریب، با گوشه‌های تیز نخواهد شد. اما ویژگی مطلوبی در کاهش دادن قابل‌توجه ضریب اصطکاک و در نتیجه افت فشار می‌شود که حاصل از کاهش دادن ناحیه‌ی جدایش و گردش سیال در ناحیه‌ی بالادست ریب می‌باشد. در شکل ۱-۵ جریانات حول ریب با گوشه‌های تیز و گرد نشان داده شده است [۲۴، ۲۵]. در این پژوهش نیز با به‌کارگیری آرایش غیرخطی ریب‌های گوشه‌ی گرد که با زاویه‌ی ۴۵ درجه نسبت به جریان اصلی، در صفحات حمله و فرار کانال چندپاسه‌ی خنک‌کننده‌ی داخلی به‌عنوان افزایش‌دهنده‌ی میزان آشفته‌گی و سطح حرارتی بالا با میزان افت فشار کمتر در درون پره توربین گاز قرار گرفته‌اند.

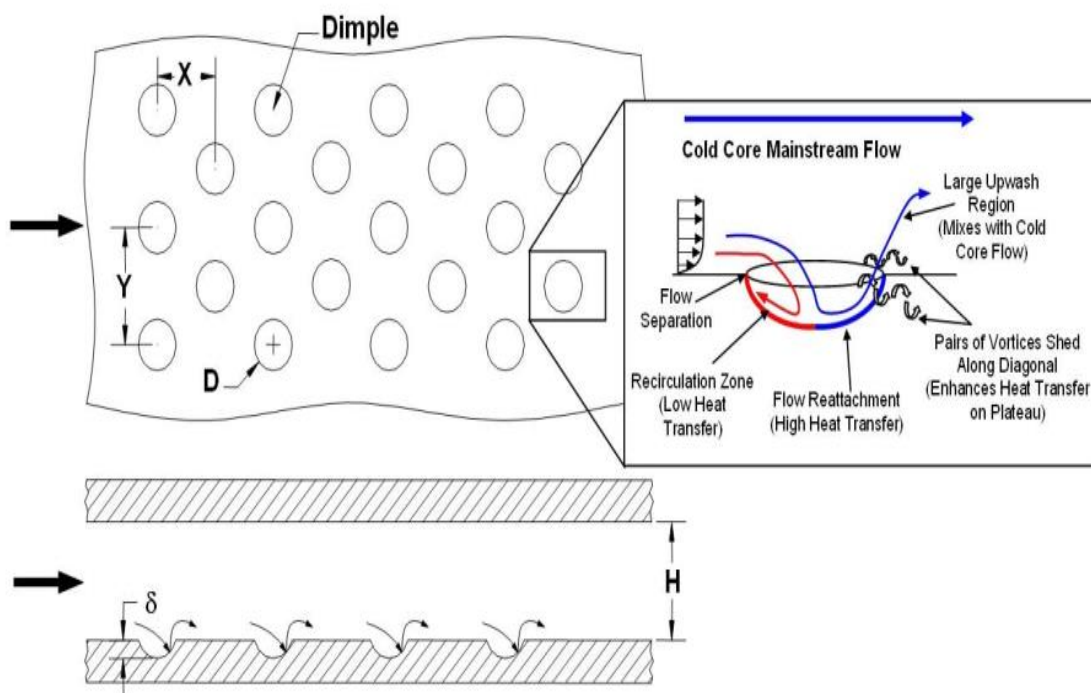


شکل ۱-۵: مقایسه افت فشار و انتقال حرارت و نمایش جریان‌های به وجود آمده در ریب‌های

گوشه گرد و تیز [۲۴، ۲۵]

۱-۵-۳ تأثیر دیمپل^۱ یا فرورفتگی

استفاده از دیمپل‌ها (گودی) در راستای جریان اصلی جایگزین مناسب برای ریب‌های اغتشاشگر می‌باشد که در سال‌های اخیر توجه زیادی را به خود جلب کرده است. دیمپل به صورت کلی باعث تقویت ۲,۵ برابری انتقال حرارت نسبت به کانال صاف می‌شود، با توجه به ماهیت مطلوبی که در تقویت انتقال حرارت دارند در مقایسه با ریب‌ها افت فشار کمتری ایجاد می‌کنند (استفاده از دیمپل باعث پرداخت بهای کمتری برای افت فشار و ضریب اصطکاک نسبت به ریب‌های اغتشاشگر می‌شود) [۶]. شکل ۱-۶ جریانات ثانویه به وجود آمده ناشی از وجود دیمپل که باعث تأثیر بر روی انتقال حرارت را در راستای جریان را نشان می‌دهد.



شکل ۱-۶: دیمپل القاکننده جریان ثانویه و افزایش دهنده انتقال حرارت در کانال چرخان [۲۶]

^۱ Dimple

یکی از عواملی که دیمپل‌ها را نسبت به ریب‌ها متمایز می‌کند وزن کم مرتبط با آن است که با حذف قسمتی از سطح قسمت دیواره همراه است. با این حال ماده‌ی حذف‌شده در سطح کانال خنک‌کننده که مهیاکننده‌ی فرورفتگی می‌باشد ساختار پره را تضعیف می‌کند، بنابراین دیمپل‌ها بیشتر برای پره‌های بدون چرخش (ثابت) یا خنک‌کاری محفظه‌های احتراق استفاده می‌شود [۱۵, ۲۷]. شکل دیمپل‌ها در تقویت انتقال حرارت نقش مهمی دارد. دیمپل‌های استوانه‌ای^۱، قطره‌ای اشک^۲ و بیضوی^۳ از جمله این اشکال هستند. دیمپل‌های اشکی شکل از بین برنده‌ی جدایش و چرخش مجدد سیال^۴ در داخل نیمه‌ی جریان بالادست این نوع دیمپل می‌شود. این ویژگی باعث افزایش انتقال حرارت در داخل و همچنین جریان پایین‌دست در گودی خواهد شد [۲۸]. برای دیمپل‌های کروی، استوانه‌ای و مربعی مشاهده شده که بلافاصله در جریان پایین‌دست دیمپل جریان آب واش^۵ از فرورفتگی به جریان اصلی پیوسته می‌شود. اخیراً مطالعات بر روی خنک‌کاری داخلی توسط این افزاینده انتقال حرارت روی آرایش غیرخطی دیمپل‌های کروی معطوف شده است. از سوی دیگر دیمپل‌های قطره‌ای شکل، گردابه‌های کمتری را از نظر مقیاس و بزرگی در داخل گودی به دام می‌اندازد به همین دلیل این نوع دیمپل‌ها تقویت انتقال حرارت بهتری را نسبت به دیگر دیمپل‌ها دارد [۲۹]. در مطالعه‌ی دیگری که بر روی شکل دیمپل، از دیمپل‌های ۷-شکل برای تقویت انتقال حرارت استفاده شد. از مزیت استفاده از این دیمپل‌ها می‌توان به کاهش دادن سایز گردابه‌ها و چرخش حباب سیال اشاره کرد [۳۰].

۱-۵-۴ تأثیر پین فین^۶

این تقویت‌کننده‌ی انتقال حرارت در ناحیه‌ی لبه‌ی فرار^۷ پره که بار حرارتی زیادی را متحمل است، استفاده می‌شود که باعث کاهش بار حرارتی در پره‌های ثابت و متحرک، در این ناحیه خواهد شد. پین

¹ Cylindrical dimple

² Tear drop dimple

³ Elliptic dimple

⁴ Recirculation

⁵ Upwash

⁶ Pin-fin

⁷ Trailing edge

فین‌ها به‌طور کلی با ایجاد یک سطح حرارتی کم، تقویت انتقال حرارت خوبی را در لبه‌ی فرار پره ایجاد می‌کند اما در مقایسه با دیگر اغتشاشگرها افت فشار قابل توجهی به‌وجود می‌آورند، نتیجه‌اش ترکیب افزایش اختلاط سیال خنک‌کننده توسط آرایه‌های پین-فین و گردابه‌های نعل اسبی^۱ تشکیل شده در اتصال پین‌ها با لبه‌ی دیوار در حالت سه‌بعدی می‌باشد. از نظر هندسه‌ی پین-فین‌ها هم همانند دیگر ابزارهای افزاینده‌ی انتقال حرارت می‌تواند اشکال مختلفی داشته باشد بر این اساس مطالعات زیادی جهت تحقیق و بررسی شکل پین-فین‌ها انجام شده است. به‌طور کلی استفاده از آرایه‌ی غیرخطی در کانال خنک‌کننده، تقویت انتقال حرارت مطلوبی را مهیا می‌کند. در مطالعات جامع انجام شده توسط وین‌استنلی^۲ [۳۱] بر روی آرایه‌های غیرخطی پین-فین، داده‌های انتقال حرارت و افت فشار به‌طور کامل مورد بررسی قرار گرفته شده است.

۱-۵-۵ خم متصل‌کننده گذرگاه‌ها و عملکرد آن در خنک‌کاری

کانال‌های خنک‌کننده توسط یک خم ۱۸۰ درجه به یکدیگر متصل می‌شوند. اخیراً که تمایل به سمت افزایش تعداد گذرگاه‌های خنک‌کاری داخلی در داخل پره‌های ثابت و متحرک زیاد شده است، تحقیق و بررسی بر روی جریان و انتقال حرارت در اطراف خم به‌طور قابل توجهی مورد علاقه قرار گرفته است. در نتیجه دیده شده است که وجود جریان ثانویه و جدایش، منجر به ساختار پیچیده سه‌بعدی جریان در این ناحیه شده است. دوران کانال و هندسه‌ی خم هر کدام به‌طور جداگانه یک جریان ثانویه در جریان اصلی کانال ایجاد می‌کنند. در شکل ۷-۱ جریان ثانویه حاصل از خم کانال القاکننده جفت گردابه‌های دین در عرض کانال و جریان ثانویه حاصل از دوران که حاصلش جفت گردابه‌های کوریولیس می‌باشد. افزون بر آن رفتار سیال در خم شدیداً به هندسه‌ی خم بستگی دارد به دلیل انحراف جریان در ناحیه‌ی خم، حرکت ثانویه‌ی توده‌ی سیال از مرکز کانال به دیواره‌ی بیرونی و از آن به سمت مرکز منحنی حرکت داده می‌شود. در داخل خم، پدیده‌ی جدایش جریان اتفاق می‌افتد که استفاده از پره‌های راهنما

¹ Horseshoe vortex

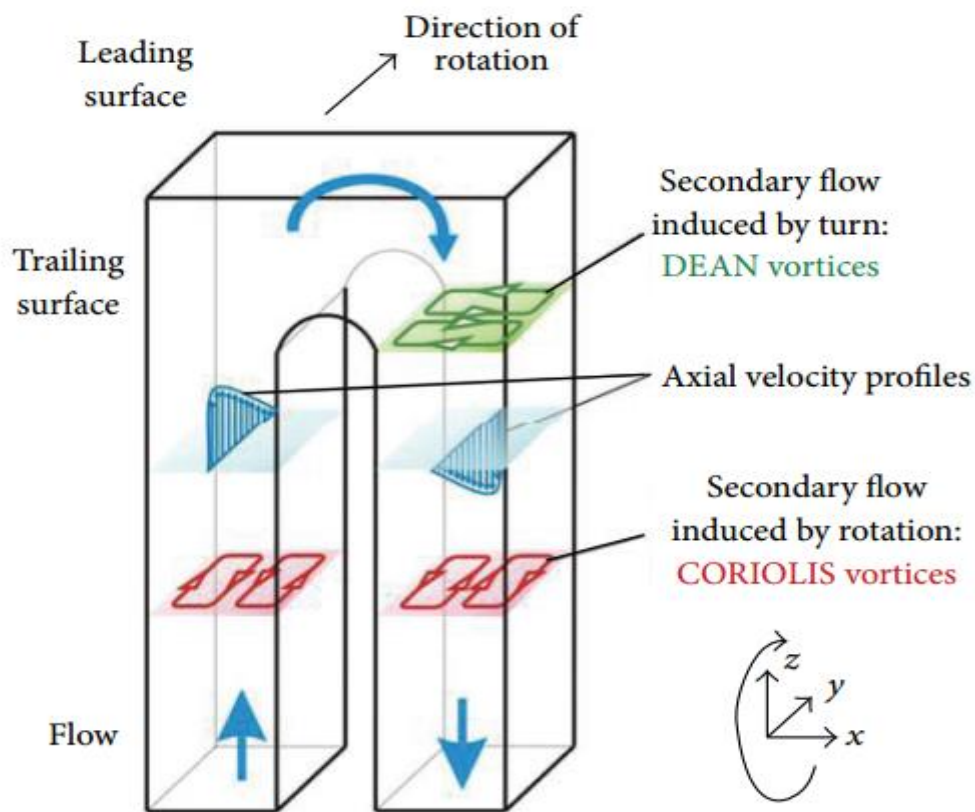
² Winstanley

یا دیگر وسایلی که در خم هدایت گر جریان باشند، می‌توانند کمک به جلوگیری نواحی جدایش بزرگ در خم کند که باعث می‌شود افت فشار در ناحیه‌ی خم تا ۸۰ درصد کاهش یابد [۱۴]. با عبور خطوط جریان از انحنای خم نیز، گردابه‌های دین^۱ در اطراف خمیدگی ایجاد می‌شوند. در مطالعه‌ی آزمایشگاهی توسط الفرت و همکاران^۲ [۴] که با بهره‌گیری از روش تصویربرداری سرعت ذرات^۳ برای کانال دو پاسه که توسط خم ۱۸۰ درجه به یکدیگر متصل شده را در دو حالت با و بدون چرخش مورد بررسی انجام دادند. در شکل ۷-۱ آرایش گردابه‌های ایجاد شده حاصل از نتایج الفرت و همکاران [۴] را در دو حالت کانال با و بدون چرخش را مشاهده می‌کنیم. در اینجا، به علت تأثیر چرخش، گردابه‌ها در نزدیکی قسمت مکشی انسجام و نظم بیشتری پیدا کنند، در حالی که گردابه‌ها در نزدیکی قسمت فشار آرایش مشخصی نداشته و بیشتر تخریب شده‌اند. این روند تا زمانی ادامه می‌یابد که اختلاط محلی در داخل و اطراف گردابه‌های قسمت فشاری کانال غالب شود. به‌طور کلی پخش و پیچیدگی جریان ثانویه و مکانیزم های انتقال حرارتی در نزدیکی سطح فشار هستند [۴].

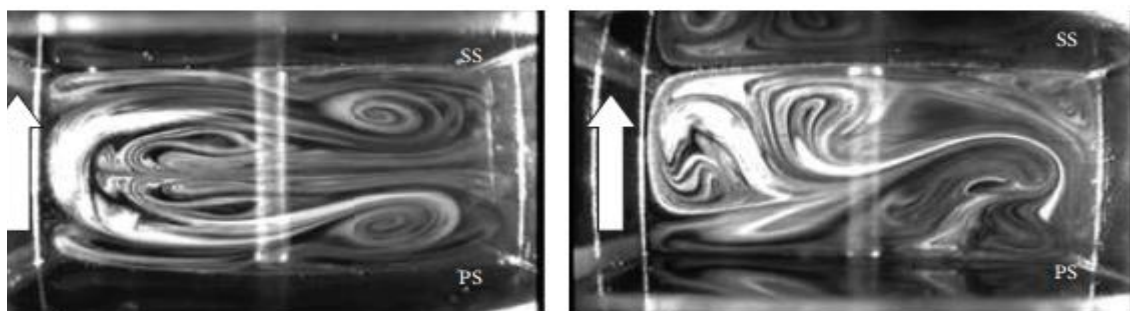
¹ Dean vortex

² Elfert *et al.*

³ Particle image velocimetry(PIV)



شکل ۷-۱: جریان‌های ثانویه ایجاد شده حاصل از چرخش و خم متصل کننده گذرگاه‌های کانال [۴]

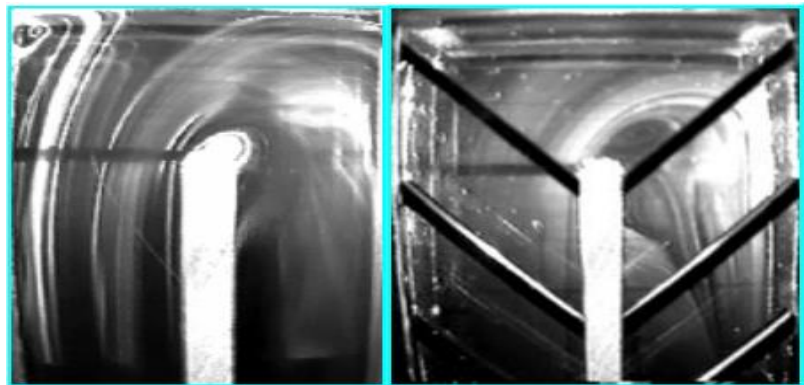


ب

الف

شکل ۸-۱: نشان دادن تصویر جریان سیال توسط الفرت و همکارانش در صفحه‌ی عمود بر جریان که از ابتدا تا انتهای خم کشیده شده است. الف: برای حالت کانال چرخان. ب: برای حالت بدون چرخش [۴]

یکی دیگر از رویدادهای مهمی که در ارتباط با انحنای خم کانال رخ می‌دهد تشکیل یک ناحیه جدایش در دیواره داخلی کانال بلافاصله پس از خم می‌باشد. طبق نتایج الفرت [۴] مشخصه‌ها و گستردگی جدایش سیال وابسته به ویژگی‌های جریان، همانند سرعت جریان، هندسه کانال، و وضعیت سطح کانال دارد. در شکل ۹-۱ تصویر خطوط جریان سیال در صفحه‌ی موازی جریان از وسط کانال که حاصل نتایج الفرت و همکارانش است به نمایش گذاشته شده است.



که شکل ۹-۱: تصویر جریان در خم متصل‌کننده دو گذرگاه صاف و ریب دار توسط الفرت و همکارانش نمایش‌دهنده‌ی حباب جدایش سیال در ناحیه‌ی بعد از خم و همچنین گردابه‌های ایجادشده در گوشه‌های کانال می‌باشد [۴].

۱-۵-۶ تأثیر پره‌ی خم راهنما^۱ در خم متصل‌کننده گذرگاه‌ها

پره‌های خم راهنمای جریان در طراحی کانال‌های خنک‌کننده داخلی در توربین‌های گازی پیشرفته استفاده می‌شوند. مزیت به‌کارگیری آن‌ها کاهش‌دهنده‌ی سرتاسری ناحیه‌ی جدایش در نزدیکی دیواره‌ی داخلی بعد خم، انرژی جنبشی جریان ثانویه سیال^۲ و همچنین گرادیان فشار ورودی و خروجی کانال می‌باشد. و همچنین باعث یکنواخت‌تر شدن جریان در داخل خم و جریان اصلی بعد از خم می‌شود. به‌طور کلی وظیفه‌ی سرکوب کردن چرخش سیال^۳ که باعث کاهش جزئی انتقال حرارت و افت فشار در ناحیه‌ی خم، خصوصاً در پره‌های متحرک می‌شود.

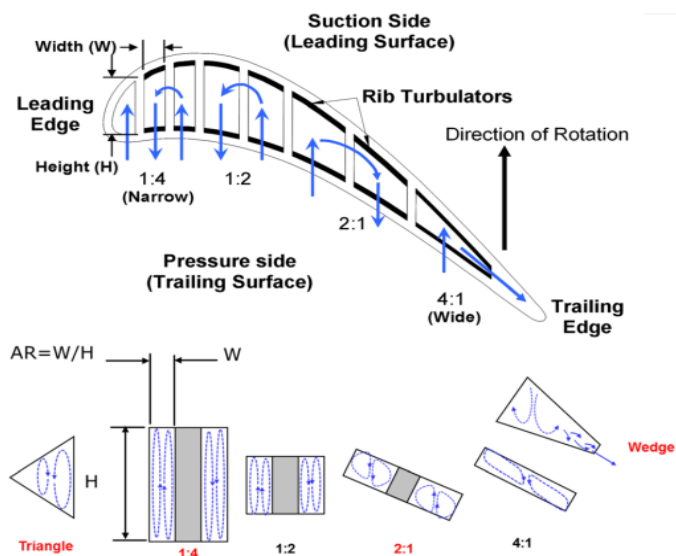
¹ Turning vane

² Secondary flow kinetic energy

³ Recirculation

۷-۵-۱ تأثیر چرخان بودن گذرگاه‌ها در خنک کاری داخلی

با پیشرفت فناوری خنک کاری توربین‌ها در دهه گذشته، سامانه‌های خنک‌کننده پیچیده‌تر شده‌اند. علاوه بر این، با توجه به تکنیک‌های ریخته‌گری پیشرفته، گذرگاه‌های خنک‌کننده می‌تواند شکل پیچیده‌تری را داشته باشند. سطح مقطع کانال‌های خنک‌کننده از لبه‌ی حمله تا لبه‌ی فرار پره متغیر می‌باشد. شکل ۱-۱۰ نشان‌دهنده‌ی سطح مقاطع مختلف کانال‌ها ناشی از تغییر شکل پره به همراه جفت گردابه‌های ایجادشده در سطح مقطع عرضی کانال را نشان می‌دهد. به‌طور کلی هندسه‌ی گذرگاه‌ها به شکل هندسی پره بستگی دارد. کانال‌های خنک‌کننده را خصوصاً در قسمت میانی وتر پره، می‌توان با هر یک از طرح‌های خنک‌کننده مورد استفاده قرار داد تا حداکثر تقویت انتقال حرارت را در داخل گذرگاه داشته باشد.



شکل ۱-۱۰: سطح مقطع متغییر کانال‌های چندپاسه نسبت به هندسه‌ی پره به همراه جفت گردابه‌های القا شده حاصل از چرخش کانال [۱۰]

علاوه بر افزایش مقدار انتقال حرارت توسط اغتشاشگرها، مهندسين بايد درک کنند که چگونه افزایش انتقال حرارت در این کانال‌های پیچیده به وسیله چرخش انجام می‌شود. دوران به وجود آورنده‌ی یک نیروی اضافی بر هسته‌ی جریان اصلی و همچنین تغییردهنده الگوی جریان و توزیع انتقال حرارت در کانال‌های خنک‌کاری داخلی محسوب می‌شود. نیروی کوریولیس، جریان ثانویه‌ای را به صورت جریان عرضی، موازی با جریان اصلی اعمال می‌کند که علت تفاوت بین الگوهای لایه‌ی مرزی حرارتی و توزیع انتقال حرارت بر روی دیواره‌های فشاری و مکشی کانال می‌باشد. پارامترهایی که در حالت قاب چرخان بر الگوی جریان و انتقال حرارت کانال تأثیر فراوانی دارد عبارت‌اند از: عدد رینولدز^۱، عدد چرخش^۲، و همچنین عدد رایلی^۳ که تأثیرات عدد رینولدز و چرخش را باهم بررسی می‌کند. وگنر و همکارانش^۴ پیشنهاد داد که از پارامتر بویانسی^۵ به جای عدد رایلی استفاده شود زیرا تأثیرات عدد رایلی در آن نیز گنجانده شده است [۳۲]. گنجاندن اثر چرخش، یک روش خنک‌کننده فعال را در برمی‌گیرد که در آن گذرگاه خنک‌کننده به طور مکانیکی چرخانده می‌شود تا انتقال حرارت را افزایش دهد. باین حال تقویت انتقال حرارت در حالت کانال‌های خنک‌کننده در حال چرخش، با گرادیان حرارتی در دیواره‌های مقابل هم، یعنی سطوح فشاری و مکشی کانال خنک‌کننده همراه است. مطالعات آزمایشگاهی وگنر و همکارانش [۳۳، ۳۴] پیشگام در بررسی انتقال حرارت در کانال‌های چرخان برای کاربرد در خنک‌کاری پره‌های توربین می‌باشد. برای نسبت ناسلت محلی در سطوح فشاری^۶ و مکشی^۷ مقداری متفاوت را گزارش می‌دهند که به طور کلی ناشی از اثر چرخش که خود تحریک‌کننده یک جریان ثانویه توسط گردابه‌های کوریولیس می‌باشد. بررسی بر روی کانال تک پاسه‌ی چرخان نشان دادند که تقویت انتقال حرارت بر روی سطح فشاری بیشتر از سطح مکشی بوده است. این حالت برای گذرگاه دوم کانال‌های

¹ Reynolds number

² Rotation number

³ Rayleigh number

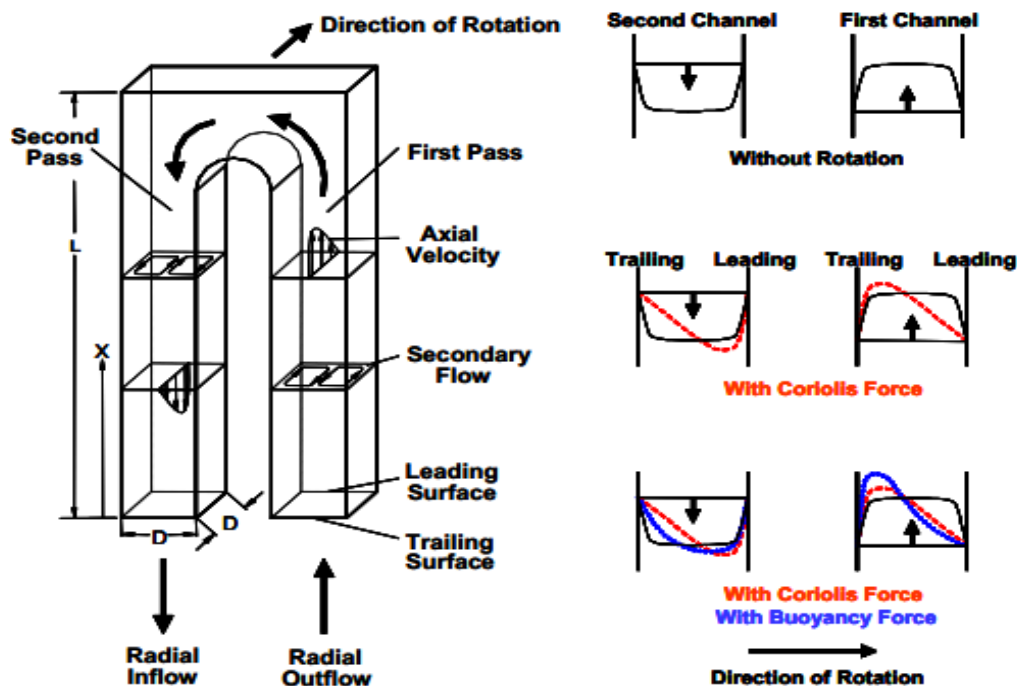
⁴ Wagner et al

⁵ buoyancy parameter

⁶ Pressure surface (trailing surface)

⁷ Suction surface (leading surface)

دو یا چند پاسه دارای خم برعکس می‌شود که علتش تغییر جهت جریان بعد از گذر از خم می‌باشد (تغییر جریان شعاعی از خروجی به ورودی) که تغییردهنده‌ی جهت اعمال نیروی کوریولیس به توده‌ی جریان است [۳۵، ۳۶]. به‌طور کلی با افزایش عدد چرخش، برای جریان خروجی شعاعی افزایش نسبت ناسلت در صفحه‌ی فشاری و کاهش در صفحه‌ی مکشی و همچنین برای جریان شعاعی ورودی باعث کاهش در صفحه‌ی فشاری، افزایش در صفحه‌ی مکشی را گزارش داده‌اند [۳۷]. البته شایان ذکر می‌باشد که برای کانال‌های چندپاسه، اثرات کمی در گذرگاه‌های بعدی حاصل از تقویت انتقال حرارت در جهت و صفحه‌ی خاصی از کانال دیده می‌شود [۳۸]. اثر چرخش در اعداد رینولدز بالا، جهت افزایش و تقویت ناسلت سرکوب می‌شود و اثرات چرخش در رینولدزهای پایین بیشتر قابل توجه می‌باشد. شکل ۱۱-۱ دربردارنده‌ی جریان ثانویه ناشی از چرخش و تأثیرات آن بر جهت‌گیری پروفیل سرعت و در نتیجه تقویت انتقال حرارت در جریان‌های شعاعی ورودی و خروجی کانال خنک‌کننده ناشی از نیروی کوریولیس می‌باشد.



شکل ۱-۱۱: تصویر کلی ناشی از تأثیرات چرخش تحریک کننده‌ی جریان‌ات ثانویه در کانال دویاسه [۳۹]

دوران کانال به وجود آورده و تحریک کننده جریان ثانویه قدرتمندی می‌شود. قدرت این جریان ثانویه معمولاً با استفاده از اعداد بی بعد چرخش و بویانسی تعیین می‌شود. عدد چرخش Ro به وجود آورنده‌ی نیروی کوریولیس بر روی سیال خنک کننده می‌باشد. این عدد ممکن است از ۰,۲۵ برای موتورهای هواپیما و ۰,۵ برای توربین‌های تولید قدرت زمینی متغیر باشد [۱۵]. عواملی همچون شرایط ورودی، شرایط دمایی، شکل و هندسه‌ی کانال و زاویه‌ی چرخش کانال^۱ تأثیر فراوانی در میزان انتقال حرارت در کانال‌های خنک کننده دارند. البته همچنین تعامل جریان‌های ثانویه ناشی از چرخش با جریان‌های ثانویه به علت هندسه‌ی آشفته‌سازها و مناطق خم، به‌طور قابل توجهی توزیع انتقال حرارت را تغییر می‌دهد. لزوماً بهترین آرایش بهینه‌شده برای آشفته کننده‌های جریان در حالت کانال خنک کننده‌ی

^۱ Orientation channel

ثابت، بهترین نتیجه را برای کانال‌های چرخان نخواهد بود. گرچه دقت در پیش‌بینی انتقال حرارت هنوز محدود است، اما توسعه مستمر این روش‌ها ضروری است. برای مطالعه‌ی این تحولات پیچیده، اطلاعات تجربی درباره میدان جریان در کانال‌های چرخشی با استفاده از روش‌های PIV و لیزر داپلر^۱ به صورت مکمل به دقت‌تر شدن داده‌های انتقال حرارت کمک شایانی می‌کند. در مطالعات آزمایشگاهی مدل‌های موردبررسی معمولاً چندین برابر حالت واقعی ساخته می‌شوند. که برای بهینه‌سازی هندسه و انتخاب نهایی مسیرهای خنک‌کننده از دینامیک سیالات محاسباتی استفاده می‌شود.

۱-۶ خنک‌کاری خارجی

در این روش عامل اصلی انتقال حرارت، جابه‌جایی حرارتی می‌باشد. خنک‌کاری خارجی که همان خنک‌کاری فیلمی هم نامیده می‌شود، توسط هوای خنک‌کننده عبوری از گذرگاه‌های مربوط به خنک‌کننده داخلی، از میان سوراخ‌های تعبیه‌شده بر روی سطح خارجی پره خارج شده و یک‌لایه فیلم از سیال خنک بر روی سطح پره تشکیل می‌دهد که موجب محافظت از سطح خارجی پره در مقابل گازهای داغ ناشی از محفظه‌ی احتراق می‌شود. سیستم خنک‌کننده توربین گاز به‌گونه‌ای طراحی می‌شود که حداکثر دمای سطح تیغه و گرادیان دمایی در کل سطح پره، بیشتر از استحکام حرارتی مجاز تیغه نباشد و طول عمر و کارکرد پره را تهدید نکند.

۱-۷ پوشش حرارتی و انتقال حرارت

برای عملکرد مناسب‌تر پره‌های توربین در شرایط کاری سخت موتورهای موجود سطح بیرونی پره توسط یک سوپر آلیاژ نیکل پوشش داده می‌شوند. برای دماهای بالای جریان ورودی به روتور در توربین‌های گاز پیشرفته، روش‌های پوششی خاصی، نظیر جامد سازی مستقیم و پره‌های تک بلوره‌ای با پوشش محافظ حرارتی به‌کاربرده می‌شوند. پوشش محافظ حرارتی همچون یک عایق برای تیغه‌های توربین عمل می‌کند و اجازه می‌دهد که دمای جریان ورودی به روتور ۱۰۰ تا ۱۵۰ درجه سانتی‌گراد بالاتر از حد

¹ PIV and Laser Doppler methods

مجاز مواد پایه‌ای آلیاژ پره باشد که این مسئله می‌تواند باعث افزایش بازده توربین شود. به‌طور کلی دو روش مختلف برای پوشش سطح وجود دارد. اولی اسپری پلاسمای هوا با هدایت حرارتی سطحی با تخلخل پایین و دومی تجزیه فیزیکی بخار اشعه الکترون با هدایت حرارتی ستونی با چگالی بالا. عملکرد پوشش محافظ حرارتی به سرامیک‌های ساخته‌شده از زیرکونیوم و روش‌های پوششی نامبرده، ضخامت پوشش که معمولاً بین ۵ تا ۵۰ میلی‌متر می‌باشد، وابسته است. آزمایشگاه دولتی ایالات متحده و سازندگان توربین‌های گاز و صنایع مربوط، مطالعات زیادی را در مورد شناخت پوشش‌های بهتر، روش‌های بهتر پوششی، کنترل ضخامت پوشش و آزمون‌های خوردگی در دماهای بالا برای تعیین طول عمر پوشش محافظ حرارتی انجام داده‌اند. تعیین تأثیرات زبری این پوشش‌ها و جدا شدن ذرات آن در عملکرد آئرودینامیکی و انتقال حرارت در توربین نیز بسیار مهم است.

۸-۱ مروری بر تحقیقات پیشین

افزایش استفاده‌ی هوای فشرده‌شده از کمپرسور برای خنک کردن اجزایی که در معرض جریان گاز داغ قرار دارند، بر کارایی موتورهای توربین گاز تأثیر منفی می‌گذارد. از این رو طراحی، مدارهای خنک‌کننده‌ی داخلی، با راندمان هیدرولیکی و حرارتی بالا ضروری می‌باشد. اجزایی که در مسیر جریان داغ ناشی از محفظه‌ی احتراق قرار دارند از طریق جریان داخلی و خارجی خنک می‌شوند. کانال‌های خنک‌کننده داخلی درون تیغه‌های توربین گاز تعبیه‌شده‌اند، که به‌طور کلی از جت سیال برای خنک‌کاری دیواره‌ی داخلی در لبه‌ی حمله تیغه^۱، از ریب‌های آشفته ساز جریان درون گذرگاه‌های مارپیچ^۲ در قسمت میانی پره و همچنین از پین-فین‌ها برای خنک‌کاری لبه‌ی فرار^۳ استفاده می‌کنند. در مطالعه‌ی سه‌بعدی پیش‌رو به بررسی جریان و انتقال حرارت در گذرگاه‌های چهارپاسه‌ی مارپیچ با نسبت ابعادی^۴ ۱-۲، پرداخته‌شده است. تاکنون مطالعات تجربی و عددی زیادی بر روی اندازه‌گیری و مشخص کردن الگوی

¹ Leading edge

² Serpentine passage

³ Trailing edge

⁴ Aspect ratio

جریان سیال و انتقال حرارت در کانال‌های مرسوم ریب‌دار مارپیچی در هر دو حالت ثابت و چرخشی انجام شده است. در این پژوهش نیز به بررسی تأثیرات ترکیبی جهت بهبود جریان و میزان رشد انتقال حرارت درون کانال‌های مارپیچ پرداخته شده است. این موارد شامل بررسی اثرات ثابت و چرخان بودن کانال، چرخش متعامد و غیر متعامد کانال نسبت به محور دوران، استفاده از ریب‌های گوشه گرد که به صورت غیر متعامد نسبت به جریان اصلی به عنوان زبری و افزایش دهنده‌ی سطح در سطوح فشاری و مکشی کانال نصب شده، تأثیر هندسه‌ی خم متصل‌کننده‌ی گذرگاه‌ها در کانال‌های خنک‌کننده داخلی و تأثیر پره‌های راهنما در خم‌ها به ویژه ناحیه‌ی تویی^۱ متصل‌کننده گذرگاه‌ها، پرداخته شده است. در این فصل مروری بر ادبیات فعالیت‌های عددی و آزمایشگاهی انجام شده، مطابق با محورهای اصلی این پژوهش می‌پردازیم.

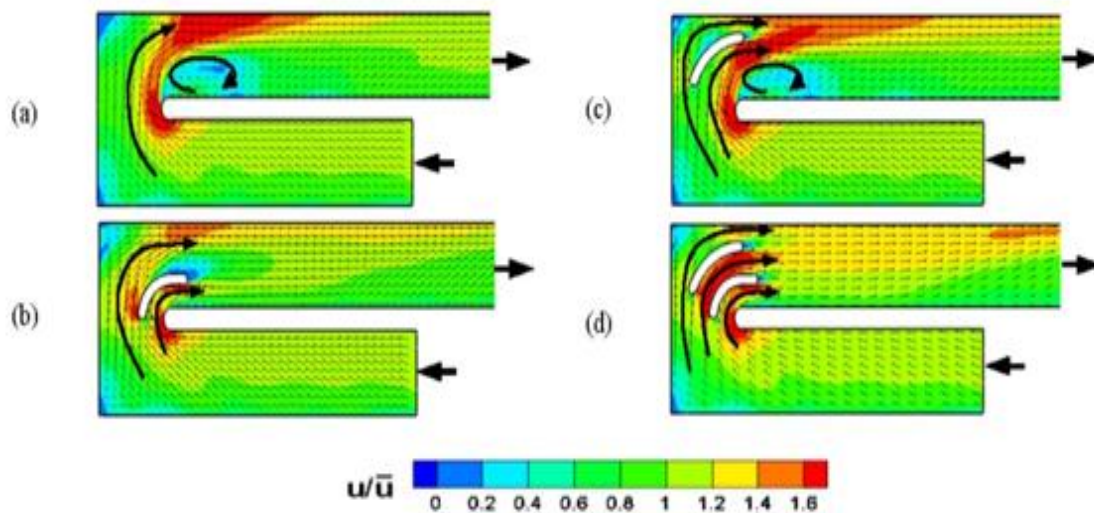
از آنجایی که پره‌های توربین‌گاز تحت چرخش قرار می‌گیرند، ویژگی‌های انتقال حرارت و دینامیک سیال کانال‌های چرخشی، نسبت به آن دسته از کانال‌های ثابت هندسه‌ی مشابه، تغییرات و انحراف قابل توجهی دارند. در سری مطالعات اولیه در رابطه با انتقال حرارت کانال‌های چندپاسه‌ی چرخان و گنر و همکارانش [۳۲-۳۴، ۴۰، ۴۱] در مطالعه‌ی آزمایشگاهی بر روی کانال صاف و ریب‌دار با زوایای مختلف نسبت به جریان اصلی در دو حالت کانال چرخان و ثابت، تأثیر نسبت چگالی، عدد روزهی (معکوس عدد چرخش)، عدد رینولدز، شعاع محلی چرخش، جهت جریان در کانال‌های داخلی مارپیچ (جریان شعاعی ورودی و خروجی) را مورد مطالعه قرار دادند. وطی بررسی نتایج متوجه شدند که انتقال حرارت در وجوه مختلف فشاری و مکشی در حالت چرخان باهم اختلاف قابل توجهی دارند. به طوری که میزان انتقال حرارت برای کانال صاف در سطح مکشی ۶۰ درصد کاهش و برای سطح مکشی ۲۵۰ درصد افزایش را نسبت به کانال صاف بدون چرخش را گزارش داده‌اند و برای کانال با ریب‌های ۴۵ درجه نسبت به جریان اصلی در جریان ورودی و خروجی کانال این میزان اختلاف را بین وجوه مکشی و فشاری در حدود ۴۰

^۱ Hub

درصد حالت بدون چرخش کانال صاف گزارش کردند. تمامی این اختلافها به علت القای نیروی کوریولیس و گریز از مرکز نسبت به جریان اصلی می باشد. هوانگ و همکارانش^۱ [۶] در مطالعه‌ی آزمایشگاهی بر روی انتقال حرارت در کانالهای چهار پاسه‌ی بدون آشفته کننده جریان، تحت شرایط واقعی توربین‌های گازی پارامترهای مختلفی همچون عدد پرانتل و عدد رینولدز در انتقال حرارت اجباری، عدد چرخش در تحریک نیروی کوریولیس (که خود عامل ایجادکننده‌ی جریان ثانویه در مقطع عرضی کانال می باشد) و عدد گراشف در نیروی گریز از مرکز را مطالعه کردند. چرخش باعث به وجود آمدن جریان ثانویه‌ای خواهد شد که عاملی برافزایش میزان انتقال حرارت در سطح فشاری و کاهش بر سطح مکشی کانال خنک کننده است. این مطالعه در محدوده‌ی رینولدز ۲۰۰۰۰ تا ۴۰۰۰۰ و عدد چرخش ۰/۰۴۲ تا ۰/۲۱ و نسبت عددگراشف به مرتبه‌ی دوم عدد رینولدز برابر ۰/۰۲۴ انجام شده است. در مطالعه‌ی دیگر بر روی دو مدل از ریب‌های ۶۰ و ۱۲۰ درجه‌ی شکسته به‌عنوان آشفته ساز با گام ۱۰ در همان محدوده‌ی بررسی کانال‌های صاف توسط هوانگ و همکارانش، تأثیر آرایش مختلف ریب‌ها را بر روی میزان انتقال حرارت در گذرگاه‌های کانال خنک کننده بررسی کردند. مشاهده کردند که ریب‌ها به‌طور کلی باعث افزایش انتقال حرارت به‌صورت محلی می شوند. ریب ۱۲۰ درجه عملکرد بهتری را نسبت به ریب ۶۰ درجه از خود نشان داد [۴۲]. در پایان میزان انتقال حرارت را توسط روابط تجربی بر اساس پارامترهای بی بعد عدد چرخش و ابعاد بی بعد هندسی، بر روی سطوح مکشی و فشاری هر گذرگاه در دو کانال با و بدون آشفته ساز بدست آوردند. شولر و همکارانش^۲ [۱۱] در تحقیق عددی و آزمایشگاهی در عدد رینولدز ۱۰۰۰۰۰، اثر پره‌های راهنما را در خم متصل کننده‌ی دو گذرگاه به یکدیگر، بر روی افت فشار و انتقال حرارت کانال دوپاسه‌ی ریب‌دار با سطح مقطع مستطیلی، در حالت بدون چرخش مورد بررسی قرار دادند.

¹ wang *et al.*

² Schuler *et al.*



شکل ۱-۱۲: کانتور بی بعد سرعت در صفحه‌ی متقارن چهار کانال مورد پژوهش شولر و همکاران [۱۱]

این بررسی در چهار حالت که عبارتند از: کانال بدون پره‌ی راهنما^۱ در خم، کانال با پره‌ی راهنما در نزدیکی دیواره‌ی داخلی خم، کانال با پره‌ی راهنما در نزدیکی دیواره‌ی خارجی خم و کانال با پره‌های راهنما در نزدیکی دیواره‌های داخلی و خارجی خم مورد مقایسه قرار گرفت. نتایج نشان می‌دهد که استفاده از پره‌ی راهنما در نزدیکی دیواره‌ی داخلی خم و یا به صورت ترکیبی (نزدیک دیواره‌های داخلی و خارجی خم) باعث کاهش افت فشار در حدود ۲۵ درصد می‌شود. درحالی‌که استفاده از پره‌ی راهنما نزدیک دیواره‌ی خارجی خم باعث افزایش افت فشار در حدود ۱۲ درصد خواهد شد. شکل ۱-۱۲ دهنده‌ی کانتور سرعت برای حالات مورد بررسی این پژوهش می‌باشد. به‌طور کلی استفاده از پره‌ی راهنما به صورت ترکیبی افزایش انتقال حرارت را در حدود ۵ درصد و برای حالت پره‌ی نزدیک دیواره‌ی داخلی خم افزایش جزئی را اندازه‌گیری کرده‌اند. نصب این زائده در خم باعث کاهش انتقال حرارت بر دیواره‌های پاس دوم تا فاصله‌ی حدوداً سه برابر قطر هیدرولیکی، به دلیل کاهش انحرافات جریان توسط پره‌های

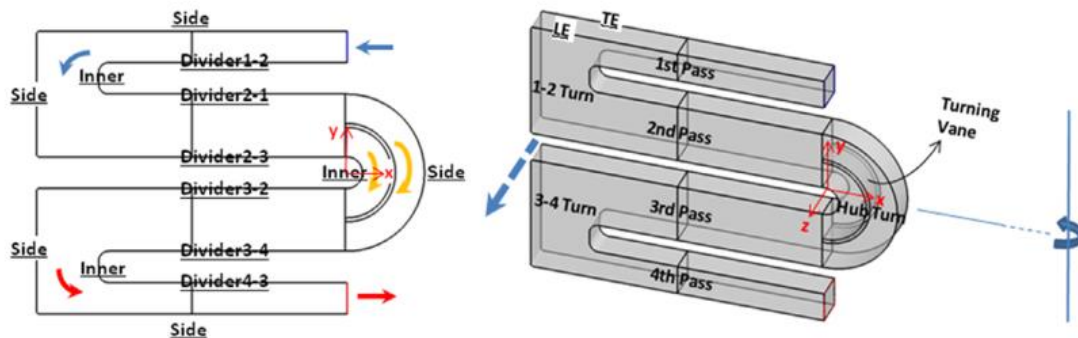
¹ Guide vane

راهنما می‌شود. شبیه‌سازی توسط شولر نیز نشان می‌دهد که در بین مدل‌های توربولانسی بررسی شده، استفاده از k_ω sst و k_e realizable، پیش‌بینی دقیق‌تری از افت فشار و انتقال حرارت ارائه می‌دهند. عمدتاً استفاده از پره‌های راهنما در خم باعث کاهش افت فشار به‌طوری که انتقال حرارت در همان مقدار اولیه بدون تغییر باقی می‌ماند. اما باین حال طراحی غیر مناسب مکان قرارگیری و هندسه‌ی پره‌ی راهنما می‌تواند منجر به کاهش انتقال حرارت و افزایش افت فشار در خم گردد. لی و همکارانش^۱ [۸] اثر حضور و عدم حضور پره‌ی راهنما را در ناحیه‌ی خم ناحیه‌ی توپی شکل بر ساختار جریان توربولانس و انتقال حرارت در کانال‌های چهارپاسه صاف (بدون سطوح آشفته‌ساز)، با نسبت ابعادی متفاوت به‌طوری که پاس اول و چهارم یک‌به‌یک و پاس دوم و سوم یک‌به‌دو می‌باشند را در محدوده‌ی رینولدز ۱۰۰۰۰ تا ۴۰۰۰۰ و سرعت دوران صفر تا ۴۰۰ rpm توسط دینامیک سیالات محاسباتی با استفاده از مدل توربولانسی $k-\omega$ sst نرم‌افزار فلونت مورد مطالعه‌ی عددی قرار دادند. هندسه‌ی مطابق شکل ۱-۱۳ می‌باشد. در بررسی‌های انجام‌شده در شرایط بدون چرخش و رینولدز ۱۰۰۰۰ تأثیر پره‌ی راهنما به علت سرکوب جریان چرخشی^۲ در بالادست ناحیه‌ی توپی و جدایش سیال^۳ در نزدیکی دیواره‌ی داخلی و همچنین و یکنواخت کردن جریان بعد از خم، مطلوب بوده که باعث کاهش افت فشار و افزایش انتقال حرارت در ناحیه‌ی خم می‌شود. اما در شرایط چرخش کانال در سرعت دوران ۴۰۰ rpm و رینولدز ۱۰۰۰۰، یکنواخت شدن جریان بعد از خم و کاهش افت فشار مشهود نمی‌باشد و انتقال حرارت در ناحیه‌ی خم توپی شکل و پاس سوم به مقدار جزئی افزایش می‌یابد.

¹ lei *et al.*

² Recirculation flow

³ Separation flow



شکل ۱-۱۳: جزئیات هندسه‌ی مورد پژوهش لی و همکارانش [۸]

چو و همکاران^۱ [۴۳] توسط مدل $smc-\omega$ به شبیه‌سازی سه‌بعدی جریان توربولانس و انتقال حرارت در کانال چهارپاسه‌ی صاف (بدون آشفته‌ساز) با سطح مقطع مستطیلی و نسبت ابعادی دوه‌یک در شرایط چرخش و بدون چرخش، در رینولدز ۱۰۰۰۰ و ۲۵۰۰۰ و همچنین عدد چرخش^۲ ۰ تا ۰/۲ در دو حالت ۹۰ و ۴۵ درجه، تغییر زاویه‌ی کانال را نسبت به محور دوران بررسی کردند. بیشتر تمرکز این مطالعه بر روی تأثیر عملکرد پره‌ی راهنما در خم واصل پاس‌های دوم و سوم بوده است. تغییر زاویه‌ی کانال^۳ باعث کاهش اثر دوران بر روی سطوح مکشی و فشاری^۴ خواهد شد. لی و همکاران [۴۴] در مطالعه‌ی دیگر به‌صورت آزمایشگاهی، در پنج عدد رینولدز از بازه‌ی ۱۰۰۰۰ الی ۴۰۰۰۰ و تعداد چهار عدد چرخش از بازه‌ی صفر تا ۴۰۰ rpm، تأثیر پره‌های راهنما در ناحیه‌ی خم توپ‌ی شکل کانال چهارپاسه با سطح مقطع مستطیلی که دیواره‌های سطوح مکشی و فشاری آن پوشانده شده از ریب‌های آشفته‌ساز^۵ ۴۵ درجه نسبت به جریان اصلی هستند. نسبت ارتفاع ریب به قطر هیدرولیکی برابر ۰/۱ و نسبت گام به ارتفاع

¹ Chu *et al.*

² Rotation number

³ Orientation channel

⁴ Leading (suction) and trailing (pressure) surface

⁵ Rib turbulator

ریب‌ها برابر ۸ که در دو حالت ثابت و چرخان بررسی شد. داده‌های آزمایشگاهی و همچنین بیشتر تمرکز این مطالعه بر روی جریان و انتقال حرارت، سطوح فشاری و مکشی پاس دوم و سوم و ناحیه‌ی خم توپی شکل دارای هدایت‌کننده‌ی جریان در دو حالت ثابت و دوار و همچنین تغییر در زاویه‌ی چرخش کانال نسبت به محور دوران می‌باشد. نتایج نشان می‌دهد که ضریب انتقال حرارت بر روی این سطوح با و بدون پره‌ی راهنما در خم با تعداد چرخش ارتباط مستقیمی دارد و میزان ناسلت سطوح مختلف مکشی و فشاری در حالتی که کانال در حال چرخش می‌باشد به جهت ورودی و خروجی جریان شعاعی سیال در کانال وابسته و دارای اختلاف قابل توجهی می‌باشد. همچنین با افزودن پره‌ی راهنما در خم در دو حالت چرخش و ثابت کانال، افت فشار کاهش می‌یابد. در بررسی عددی دیگر توسط براهیم^۱ [۴۵]، که در رینولدز ۲۵۰۰۰ و عدد چرخش ۰/۲۴ و نسبت چگالی ۰/۱۳ انجام شده، متمرکز بر روی مطالعه‌ی عددی خنک‌کاری داخلی به‌وسیله‌ی جابه‌جایی اجباری، کانال چهارپاسه چرخان غیرممتد نسبت به محور دوران با آرایش غیرخطی ریب‌های گوشه گرد ۴۵ درجه نسبت به جریان اصلی که در وجوه صفحات مکشی و فشاری قرار گرفته می‌باشد، پرداخته است. این شبیه‌سازی توسط مدل توربولانسی ω -SMC در نرم‌افزار CFX، به‌طور مقایسه‌ای بین دو مورد که عبارت‌اند از: مورد اول، زاویه‌ی ریب نسبت به جریان اصلی در پاس اول و سوم برابر ۴۵- درجه و در پاس دوم برابر ۴۵+ است. مورد دوم، زاویه‌ی ریب نسبت به جریان اصلی در پاس اول و سوم ۴۵+ و در پاس دوم ۴۵- و گذرگاه چهارم در دو حالت بدون هیچ‌گونه آشفته‌ساز می‌باشد. که با توجه به جریانات ایجادشده و میزان نسبت ناسلت، و افت فشار و ضریب عملکرد کلی حرارتی^۲ رتبه‌بندی شده‌اند، به‌طوری‌که کانال با آرایش ریب مطابق مورد دوم با ضریب عملکرد حرارتی معادل ۱/۰۸ راندمان بهتری را مطابق نتایج شبیه‌سازی از خود نشان می‌دهد. همچنین نشان داده که مدل توربولانسی ω -SMC، مدلی مناسب جهت شبیه‌سازی

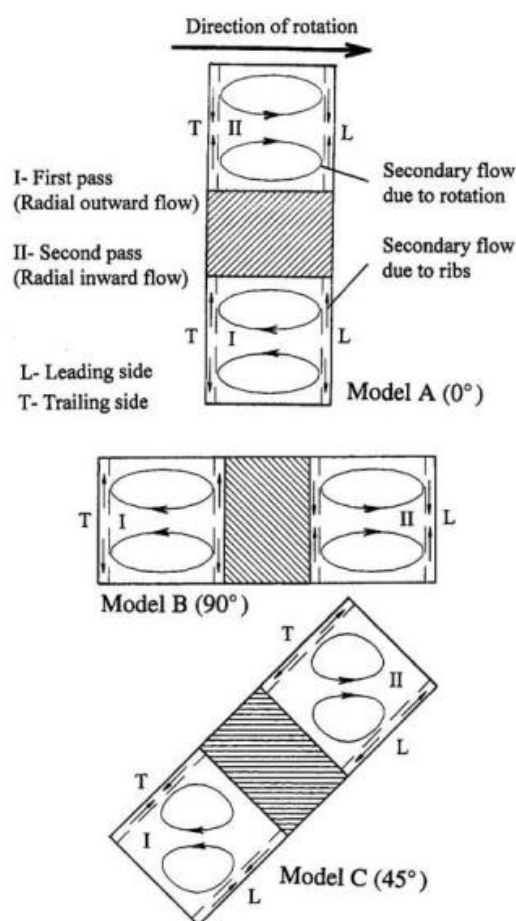
¹ Brahim

² Thermal performance

کانال‌های چهارپاسه‌ی ماریپیج می‌باشد. دوتا و هان^۱ [۷] در مطالعه‌ی آزمایشگاهی بر روی کانال دوپاسه با سطح مقطع مربعی که سطوح مکشی و فشاری آن با ریب‌های نصف شده V-شکل پوشانده شده پرداخته‌اند. در این پژوهش اثر زاویه‌های مختلف غیرمتعامد و متعامد کانال دوار نسبت به محور دوران را مورد بررسی قرار دادند. این مطالعه در محدوده رینولدز ۲۵۰۰ الی ۲۵۰۰۰ و عدد چرخش ۰/۰۳ الی ۰/۳ در سه حالت مختلف بررسی شد. نتایج نشان می‌دهد تغییر زاویه‌ی چرخش کانال نسبت به محور دوران، باعث تغییر در ساختار جریان ثانویه، توزیع جریان اصلی و آشفتگی دارد در نتیجه‌ی این تغییرات میزان انتقال حرارت در تمامی سطوح تغییر خواهد شد. شکل ۱-۱۴ زوایایی مختلف کانال را نسبت به محور دوران را نشان می‌دهد. در مقایسه‌ای که بین ریب‌های V-شکل نصفه و دیگر مطالعات بر روی ریب‌های پیوسته ۹۰ و ۶۰ درجه انجام شده، ریب‌های V-شکل نصفه بیشترین میزان ضریب انتقال حرارت را ایجاد می‌کنند. محاسبات انجام شده توسط استفان و همکاران^۲ [۴۶]، بر اساس مدل توربولانسی $k-\omega$ SST در رینولدزهای پایین، به مطالعه‌ی سه‌بعدی جریان و انتقال حرارت در کانال U-شکل با سطح مقطع مربعی، که سطوح فشاری و مکشی آن توسط آرایش غیرخطی ریب‌های گوشه گرد پوشانده شده را در حالت دوار و ثابت پرداخته‌اند. پارامترهای بررسی شده در عدد چرخش ۰ و ۰/۲۴، نسبت چگالی ۰/۱۳، عدد ماخ ۰/۵ در عدد رینولدز ۲۵۰۰۰ در چهار حالت مورد بررسی قرار گرفته است که عبارت‌اند از: کانال چرخان صاف با عدد چرخش ۰/۲۴، کانال چرخان ریب‌دار با عدد چرخش ۰/۲۴ و کانال صاف و ریب‌دار بدون چرخش.

¹ Dutta & han

² Stephens *et al.*



شکل ۱-۴: سه زاویه‌ی کانال استفاده شده در مطالعه‌ی تجربی هان و دوتا [۷]

طبق نتایج حاصله برای حالت کانال U-شکل بدون چرخش، در ناحیه‌ی اطراف خم، جریان تحت سلطه‌ی جدایش سیال^۱ و جریان ثانویه‌ی نوع دین^۲ می‌باشد. برای حالت کانال U-شکل جریان نیز تحت سلطه‌ی نیروی گریز از مرکز و کوریولیس^۳ ایجادشده حاصل از چرخش می‌باشد. جریان ثانویه‌ای که در این حالت در خم تشکیل می‌شود، توسط نیروی گریز از مرکز و کوریولیس تخریب شده و باعث افزایش انتقال حرارت بر روی سطح فشاری و کاهش بر روی سطح مکشی خواهد شد. و در اطراف جریان

¹ Separation flow

² Dean-type secondary flow

³ Centrifugal and coriolis forces

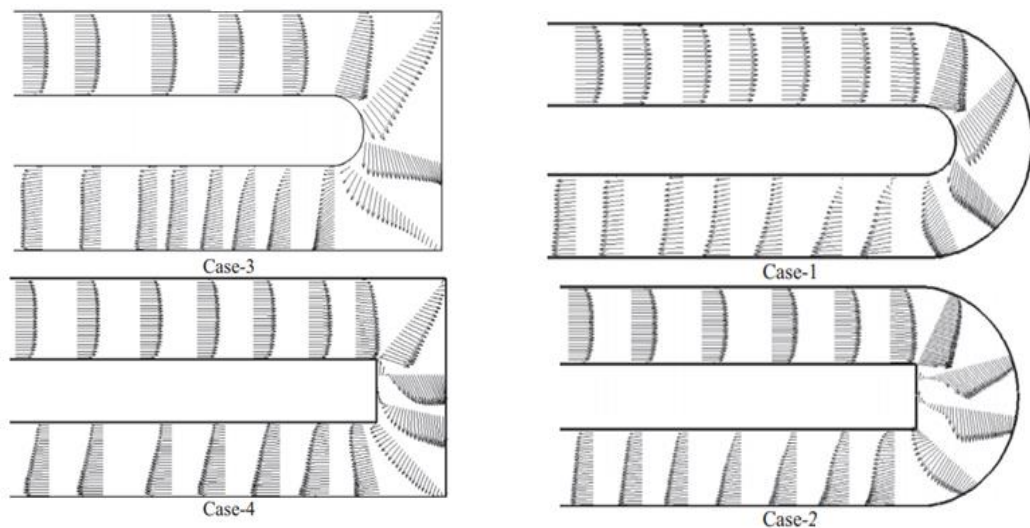
پایین دست خم، میزان انتقال حرارت سطح مکشی بیشتر از سطح فشاری دیده شده است. برای کانال ریب دار بدون دوران، جریان نیز تحت تأثیر ریب های گوشه گرد و خم متصل کننده دو گذرگاه می باشد. در پاس اول کانال، دیده شده جفت گردابه های جریان ثانویه شکل می گیرد که کمی در جهت جریان نوسان می کنند. در خم نیز گرادیان فشار ناشی از انحنای خطوط جریان در خم نیز تقویت کننده جریان ثانویه ناشی از ریب ها می شود، اما اثر دوران را تضعیف می کند. در پاس دوم، ریب ها تقویت کننده جریان ثانویه ناشی از گردابه های دین در خم هستند. گرچه ریب ها بیشترین افزایش انتقال حرارت را نسبت به کانال صاف ایجاد می کنند اما باین حال در میان ریب ها نواحی وجود دارد که میزان انتقال حرارت آن ها در سطح پایینی قرار دارد. اما برای حالت کانال ریب دار در حال چرخش، علاوه بر جریان های ثانویه خم و ریب، جریان ثانویه دیگری توسط نیروی گریز از مرکز و کوریولیس خواهد آمد. برهم کنش این جریانات باعث کاهش انتقال حرارت بر روی سطح مکشی و افزایش بر روی سطح فشاری می شود. همچنین در جریان پایین دست و پاس دوم این میزان انتقال حرارت بر روی سطوح فشاری و مکشی تقریباً یکسان می باشد. چن و همکاران^۱ [۴۷]، در مطالعه ی عددی و آزمایشگاهی بر روی کانال دوپاسه ی بدون چرخش با ریب های ۴۵ درجه ی گوشه تیز (نسبت ارتفاع و گام به قطر هیدرولیکی ریب ها به ترتیب برابر ۱، ۰ و ۱۰) و سطح مقطع مربعی، که دو گذرگاه آن توسط خم ۱۸۰ گرد به هم وصل شده اند تأثیر پرهی راهنما را مورد بررسی قرار دادند. این پژوهش میزان توزیع انتقال حرارت و افت فشار را به ویژه در ناحیه ی خم بر روی سه کانال با شکل خم های مختلف در سه رینولدز ۳۰۰۰۰، ۴۰۰۰۰ و ۵۰۰۰۰، مجموعاً در نه حالت مورد بررسی و مقایسه قرار گرفته شده. در حالت آزمایشگاهی، بدست آوردن توزیع انتقال حرارت توسط ترموگرافی کریستال مایع گذرا^۲ و محاسبات عددی توسط سه مدل توربولانسی بر اساس متوسط گیری از معادله ناویر استوکس انجام شده است. از بین مدل های توربولانسی مدل تنش رینولدز امگا^۳ نزدیک ترین پیش بینی را نسبت به نتایج آزمایشگاهی داشته است. به همین

¹ Chen *et al.*

² Transient liquid crystal

³ Omega Reynolds stress (ORS)

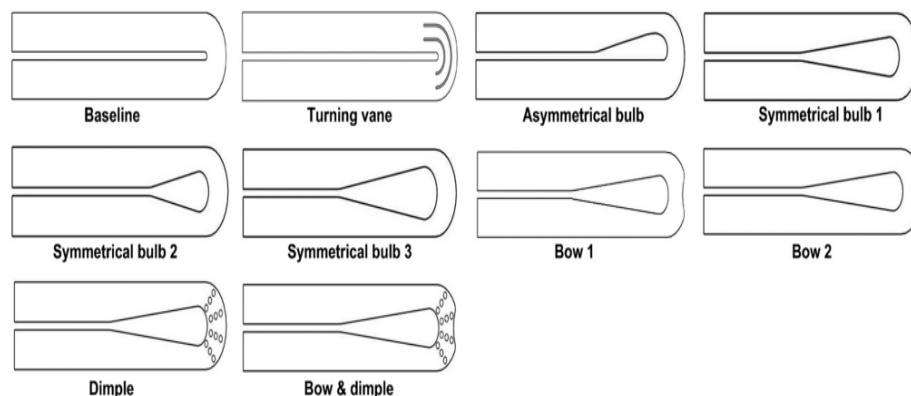
منظور این مدل برای شرایط پیچیده‌ی جریان پیشنهاد شده است. به‌طور کلی نتایج عددی و آزمایشگاهی به شکل قابل‌توجهی میزان اثرگذاری پره‌ی راهنما را در خم بر روی انتقال حرارت و افت فشار نشان می‌دهند. به‌طوری‌که افت فشار در ناحیه‌ی خم حدود ۲۵ درصد کاهش و برای انتقال حرارت آن ۳۵ درصد کاهش را نیز گزارش داده‌اند. اریلی و همکاران^۱ در مطالعه‌ی عددی و آزمایشگاهی [۴۸] بر روی اثر هندسه‌ی خم بر الگوی جریان توربولانس و توزیع انتقال حرارت سه‌بعدی در کانال دوپاسه مربعی بدون چرخش در اعداد رینولدز ۲۵۰۰۰، ۳۵۰۰۰ و ۴۵۰۰۰ با تغییر هندسه‌ی دیواره‌های داخلی و خارجی خم، چهار حالت متفاوت را بررسی کردند.



شکل ۱-۱۵: بردار سرعت بر روی صفحه‌ی متقارن برای حالات مختلف در رینولدز ۲۵۰۰۰ [۴۸]

در پژوهش انجام‌شده شبیه‌سازی ساختار جریان و انتقال حرارت با استفاده از مدل توربولانسی $k - \epsilon$ توسط نرم‌افزار تجاری فلوئنت انجام و همچنین با استفاده از ترموگرافی مادون قرمز توزیع دمای محلی بر روی دیواره‌ی حرارت دیده اندازه‌گیری شده است. نتایج در این محدوده‌ی رینولدز نشان می‌دهد که خمی که دیواری داخلی آن ۱۸۰ درجه‌ی گرد و دیواره‌ی خارجی آن ۱۸۰

درجه با گوشه‌های نوک‌تیز (مورد سوم در شکل ۱-۱۵) می‌باشد بهترین عملکرد کلی حرارتی و همچنین بیشترین انتقال حرارت را در کانال ایجاد می‌کند. شکل ۱-۱۵ اشکال مختلف هندسه‌ی خم را در پژوهش اریلی نشان می‌دهد. در همه‌ی موارد با افزایش رینولدز میزان نسبت ناسلت به ناسلت کانال صاف کاهش و نسبت ضریب اصطکاک به ضریب اصطکاک کانال صاف افزایش می‌یابد، اما انتقال حرارت کلی کانال با این افزایش، همواره روند صعودی دارد. مطالعه‌ی عددی توسط آچاریا و همکاران^[۹] تأثیر هندسه‌ی خم را بر روی انتقال حرارت و افت فشار در کانال مربعی جهت طراحی مناسب مدارهای ماریچ داخلی خنک‌کننده‌ی توربین‌گاز، ده هندسه را مورد بررسی قرار داده‌اند. هدف آن‌ها کاهش افت فشار و افزایش ضریب انتقال حرارت کلی کانال در ناحیه‌ی خم و بعد آن بوده است. در شکل ۱-۱۶ اشکال مختلف این پژوهش را مشاهده می‌کنید.



شکل ۱-۱۶: شماتیک هندسه‌های خم مورد مطالعه قرار گرفته شده در پژوهش عددی آچاریا^[۹]

¹ Acharya *et al.*

این مطالعه‌ی عددی با استفاده از مدل توربولانسی $k - \epsilon$ Realizable و استفاده از رفتار افزایش دیواره برای مدل کردن تغییرات ناشی از دیواره‌های کانال، در رینولدز ۲۵۰۰۰ انجام شده است که طی آن خم قوسی شکل با آرایشی از دیمپل‌ها بیشترین عملکرد کلی حرارتی را معادل ۴۱ درصد نسبت به کانال مبنا ایجاد کرده است و همچنین استفاده از پره‌ی راهنما افت فشار را در حدود ۵۱ درصد حالت مبنا کاهش داده است. در جدول ۱ اطلاعات کاملی از درصد افزایش یا کاهش نسبت افت فشار و ناسلت و ضریب عملکرد کلی حرارتی در کانال را به نسبت کانال مرجع نشان داده است. میزان افت فشار ایجاد شده در طراحی کانال خنک‌کننده‌ی دارای خم یک پارامتر بحرانی می‌باشد. زیرا افزودن فشار موردنیاز در ورودی سیستم خنک‌کننده، باعث پایین آمدن راندمان کلی سیستم می‌شود.

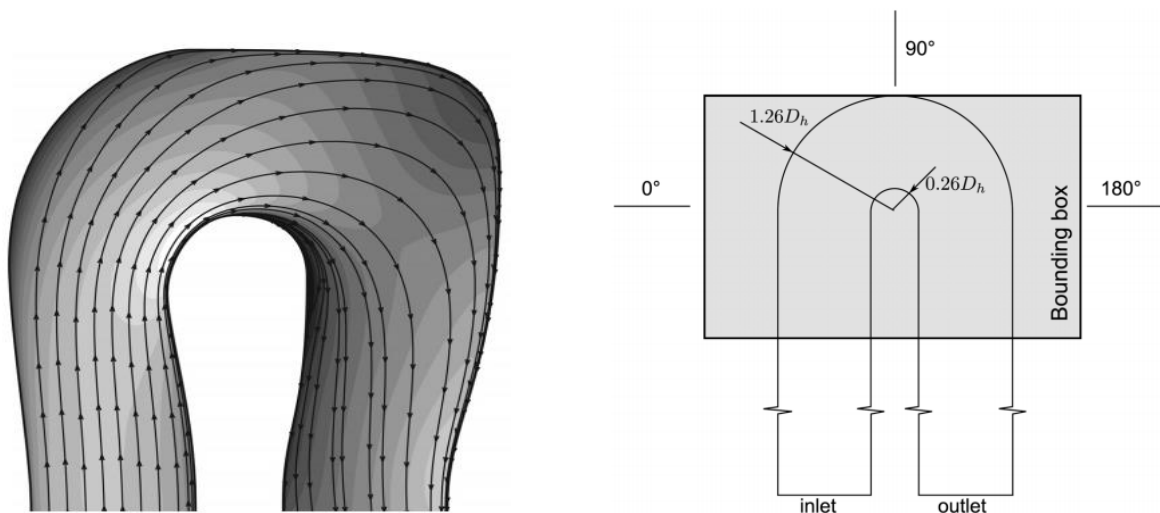
= جدول ۱-۱: عملکرد کلی هندسه‌های مختلف خم مورد مطالعه قرار گرفته شده توسط
 - آچاریا و همکارانش [۹]
 |

Turning vane	1.15(- 11%)	2.20(- 51%)	0.88(13%)
Asymmetrical bulb	1.32(2%)	2.59(- 43%)	0.96(23%)
Symmetrical bulb 1	1.46(13%)	2.70(- 40%)	1.04(33%)
Symmetrical bulb 2	1.38(7%)	2.50(- 45%)	1.01(29%)
Symmetrical bulb 3	1.63(26%)	4.27(- 5%)	1.00(28%)
Bow 1	1.53(19%)	2.95(- 35%)	1.07(37%)
Bow 2	1.65(28%)	4.95(9%)	0.97(24%)
Dimple	1.55(20%)	2.99(- 34%)	1.08(38%)
Bow and dimple	1.62(25%)	3.19(- 29%)	1.10(41%)

بهینه‌سازی طراحی یک کانال U- شکل مارپیچ بدون چرخش برای خنک‌کننده داخلی، به هدف پایین آوردن افت فشار در پژوهشی که توسط کولتی و همکارانش^۱ [۱۳، ۱۲] در عدد رینولدز ۴۰۰۰۰ و ماخ

¹ Coletti et al.

۰/۰۵ با نسبت ۱:۱ و قطر هیدرولیکی ۷۵ سانتی متر به صورت عددی و آزمایشگاهی انجام شده است. نتایج عددی گرفته شده حاصل از مدل توربولانسی $k - \epsilon$ در اعداد رینولدز پایین توسط نرم افزار اوپن فوم، با نتایج آزمایشگاهی حاصل از سرعت سنجی ذرات^۱ که جزئیات جریان را موردسنجش قرار داده، اعتبارسنجی شده است. بهینه سازی توسط الگوریتم تکاملی دیفرانسیلی^۲ با استفاده از حل گر توربولانسی معادله ی ناپرواستوکس، و همچنین بهره گیری از نقطه دهی هوشمند منحنی بی زیر^۳، پروفیل قسمت داخلی و خارجی منحنی خم موردنظر باهدف پایین آوردن افت فشار بهینه شد. منحنی بهینه نسبت به حالت مبنا، افت فشار را در کانال حدود ۶ درصد کاهش داده که علتش ناشی از کاهش ناحیه ی جدایش سیال در ناحیه ی خم و بعداز آن می باشد.



¹ Particle image velocimetry(PIV)

² metamodel-assisted differential evolution algorithm

³ Bezier curves

شکل ۱-۱۷: تصویر از خم‌های مورد مطالعه قرار گرفته شده در مطالعه‌ی عددی و آزمایشگاهی کولتی.

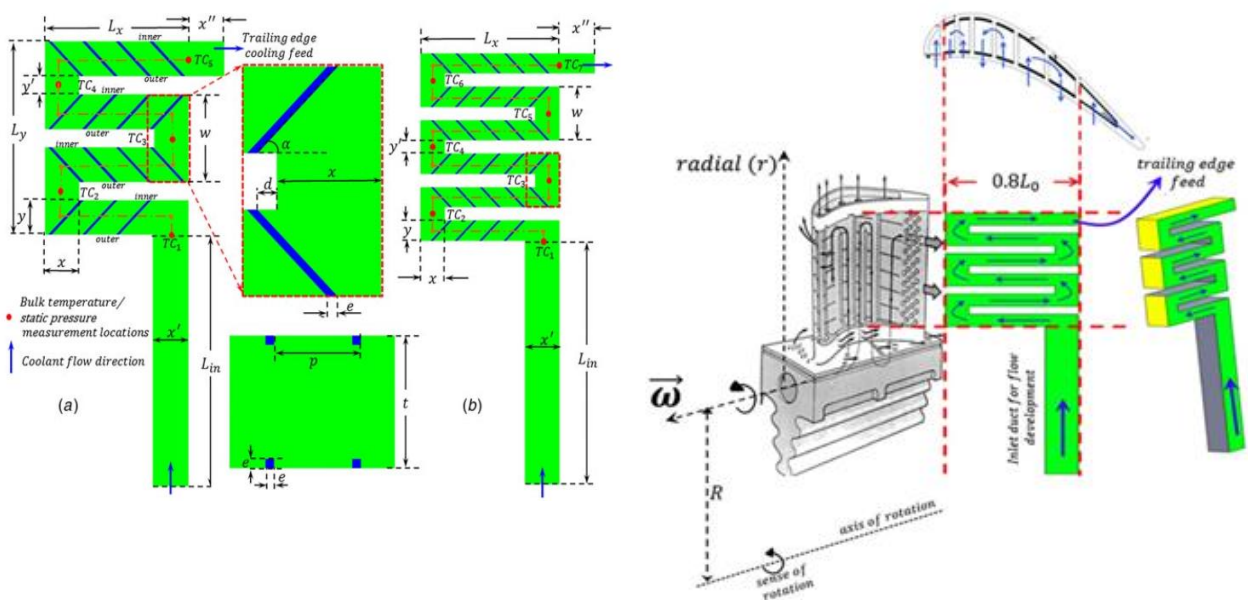
الف: هندسه‌ی مبنا . ب: هندسه‌ی بهینه‌سازی شده [۱۲، ۱۳]

در مطالعه‌ی عددی دیگر جهت کاهش میزان افت فشار در خم متصل‌کننده دو گذرگاه توسط نامگونگ و همکاران^۱ [۴۹]، شکل خم U-شکل اصلاح‌شده توسط فرآیند بهینه‌سازی پارامترهای هندسی و استفاده از مدل تک معادله‌ای اسپارات الماراس بدست‌آمد. ضریب افت فشار ناشی از این هندسه نسبت به حالت مبنا در حدود ۶۳٫۳ درصد کاهش داشته است. این پژوهش در محدوده‌ی رینولدز ۱۰۰۰۰۰ انجام‌شده است. مدل توربولانسی تک معادله‌ای استفاده‌شده در این مطالعه با حقیقت این‌که فیزیک جریان بسیار پیچیده‌ی خم را نمی‌تواند پیش‌بینی کند اما به علت کاهش هزینه‌ی محاسباتی در الگوریتم بهینه‌سازی هندسه‌ی خم استفاده‌شده است. با این حال نتایج شبیه‌سازی در مطالعه‌ی انجام‌شده، تطابق بسیار خوبی با نتایج آزمایشگاهی دارد. چرخش کانال‌های خنک‌کننده القاکننده‌ی نیروی کوریولیس و گریز از مرکز خواهند بود که نتیجه‌اش به‌طور مشخص و قابل توجهی باعث تغییر غیریکنواخت بر میزان توزیع انتقال حرارت و جریان بر روی سطح مکشی و فشاری می‌شود. افزایش میزان تنش حرارتی در پره‌های متحرک توربین را در پی دارد. برای جلوگیری از غیریکنواخت بودن سطوح کانال دوار با یکدیگر سینگ و همکارانش^۲ [۵۰]، کانال‌های چهار و شش‌پاسه‌ای را جهت خنک‌کاری طراحی نمودند تا بتوانند اثر نیروی کوریولیس و گریز از مرکز را نیز خنثی کرده تا سطوح حرارتی فشاری و مکشی برای پره‌های چرخان در دو مقیاس محلی و کلی، همانند پره‌های بدون چرخش یکسان و یکنواخت شود و تنش حرارتی از بین رود. در این مطالعه‌ی آزمایشگاهی برای دو کانال چندپاسه که سطوح فشاری و مکشی آن را ریب‌های گوشه تیز مربعی با زاویه‌ی ۴۵ درجه نسبت به جریان اصلی پوشانده‌اند، با کمک

¹ Namgoong *et al.*

² Singh *et al.*

ترموگرافی کریستال مایع، ضریب انتقال حرارت را اندازه‌گیری کرده‌اند. شکل ۱-۱۸ جزئیات هندسه‌ی موردبررسی را نمایش می‌دهد. این پژوهش در محدوده‌ی عدد رینولدز ۱۲۰۰۰ تا ۸۰۰۰۰ و عدد چرخش ۰/۰۵ و ۰/۱۱ انجام شده است. هندسه‌های طراحی شده از نظر عملکرد حرارتی و هیدرولیکی در محدوده‌های از اعداد رینولدز رتبه‌بندی شده‌اند. طی نتایج حاصله عملکرد کلی حرارتی کانال شش پاسه در حدود ۱/۵ و کانال چهارپاسه در حدود ۱/۲۵ گزارش شده است. میزان انتقال حرارت کانال چهار پاسه در حالت چرخان برای اعداد چرخش ۰/۰۵ و ۰/۱۱ کمی از کانال شش پاسه بیشتر است اما در عوض نسبت ضریب اصطکاک بالاتری خواهد داشت و با افزایش عدد رینولدز این مقدار نیز افزایش و به ۱۶ می‌رسد. در مطالعه‌ی عددی توسط سینگ و همکاران [۵۱] بر روی کانال‌های چهار و شش پاسه صاف باهدف خنثی کردن اثر نیروی کوریولیس و گریز از مرکز و بهره‌گیری از مدل توربولانسی $Realizable k - \epsilon$ با رفتار افزایشی دیواره در محدوده‌ی رینولدز ۱۲۰۰۰ تا ۸۵۰۰۰ و عدد چرخش ۰/۰۵ و ۰/۱۱ با استفاده از نرم‌افزار فلونت مورد شبیه‌سازی قرار دادند.



شکل ۱-۱۸: نمایی از طرح‌های کانال‌های چندپاسه ارائه شده توسط سینگ و همکاران [۵۰، ۵۱]

نتایج حاصله نشان می‌دهد که اثر نیروی کوریولیس و گریز از مرکز خنثی شده است و سطوح حرارتی

فشاری و مکشی در میزان تقریباً یکسانی قرار دارند. تنها در گذرگاه اول در کانال‌های چندپاسه به دلیل اثر نیروی گریز از مرکز بر شرایط ورودی مسئله این میزان حرارت در سطح مکشی و فشاری اختلاف اندکی دارد که خود را در اعداد چرخش بالا نشان می‌دهند. اما در بقیه گذرگاه‌ها میزان انتقال حرارت بر روی سطوح تقریباً یکسان همانند حالت بدون چرخش بوده است. در مطالعه‌ی سه‌بعدی عددی توسط شیخ و همکاران^۱ [۵۲، ۵۳]، با استفاده از کد دینامیک سیالات محاسباتی بر روی کانال دوپاسه دارای خم U-شکل که بر سطوح مکشی و فشاری آن، ریب‌های گوشه گرد نصب شده‌اند. توزیع جریان و انتقال حرارت در شرایط با و بدون چرخش کانال مورد بررسی قرار گرفته شد. محدوده‌ی مطالعه برای عدد رینولدز و عدد چرخش به ترتیب برابر ۲۵۰۰۰، ۳۵۰۰۰۰ و ۰/۲۴، ۰/۳۹ (در چرخش ۳۶۰۰ rpm) بوده و شرایط اولیه جهت حل مطابق با حالت معمول در توربین‌های گازی صنعتی می‌باشد. سطح مقطع کانال مربعی با قطر هیدرولیکی ۱۲/۷ سانتی‌متر نسبت ارتفاع و گام ریب‌ها به ترتیب برابر ۰/۱ و ۵ می‌باشد. معادلات برای جریان و انتقال حرارت با بهره‌گیری از مدل توربولانسی $k - \omega$ SST در اعداد رینولدز پایین حل شده است. نتایج به صورت کیفی با نتایج آزمایشگاهی استفان و شیخ^۲ [۵۴] در رینولدز ۲۵۰۰۰ مورد مقایسه قرار گرفته شده و طبق نتایج دیده شده، استفاده از ریب یا پین-فین در محدوده‌ی خم باعث از بین رفتن جدایش جریان و جلوگیری از جریان بازگشتی خواهد شد و در رینولدزهای پایین همانند ۲۵۰۰۰، چرخش اثرات شدیدی بر جریان اصلی و انتقال حرارت بر روی سطوح دارد و همچنین در ناحیه‌ی خم جدایش کمتری را گزارش داده‌اند. در رینولدزهای پایین و عدد چرخش بالا همانند ۰/۲۴، جریان‌های ثانویه ناشی از ریب‌های گوشه گرد به صورت مقایسه‌ای در مرتبه‌ی بزرگ‌تری نسبت به جریان ثانویه‌ی خم ناشی از گردابه‌های دین است.

¹ Shih *et al.*

² Stephens & Shih

۹-۱ معرفی تحقیق حاضر

بهینه‌سازی و بهبود خنک‌کاری داخلی و خارجی پره‌های ثابت و متحرک توربین‌گاز به علت اهمیت فراوان در افزایش تولید توان و راندمان حرارتی از دیرباز مورد توجه پژوهشگران قرار گرفته است و مطالعات عددی و آزمایشگاهی فراوانی در این زمینه انجام شده است. در این پژوهش با هدف بررسی و بهبود عملکرد حرارتی با استفاده از پره‌ی راهنما^۱ در خط‌المرکزین خم ناحیه‌ی تویی‌شکل، ریب‌های آشفته‌ساز گوشه‌گرد ۴۵ درجه به نسبت جریان اصلی در صفحات فشاری و مکشی^۲ پره و همچنین بررسی اثر تغییر زاویه‌ی چرخش کانال^۳ نسبت به محور دوران در حالت چرخان، به مطالعه‌ی عددی سه‌بعدی خنک‌کاری داخلی قسمت وتر پره‌های توربین‌گاز در دو حالت ثابت و متحرک توسط کانال‌های چهارپاسه پرداخته شده است. برای شبیه‌سازی سه‌بعدی جریان و انتقال حرارت این مسئله، سیال را به صورت پایا و تراکم ناپذیر در نظر گرفته‌ایم. به منظور اعتبار‌سنجی پژوهش در دو حالت کانال ثابت و دوار، نتایج حاصله با نتایج مدل تجربی کانال چهارپاسه‌ی هوانگ و همکارانش^۴ [۶] مورد مقایسه قرار گرفت و همچنین شبیه‌سازی با استفاده از نرم‌افزار فلوئنت ۱۷/۲ انجام شده است.

۱۰-۱ نوآوری

طی بررسی و مطالعات به عمل آورده، مطالعه‌ی عددی اندکی بر روی کانال‌های چندپاسه‌ی به ویژه کانال‌های چهارپاسه دارای خم‌های متعدد اتصال‌دهنده‌ی گذرگاه‌ها، که وظیفه‌ی خنک‌کاری داخلی قسمت میانی وتر پره را در دو سطح فشاری و مکشی بر عهده‌دارند انجام شده است و بیشتر پژوهش‌ها به صورت تجربی بوده است. لذا این مطالعه‌ی عددی با ترکیب روش‌های بهبوددهنده‌ی راندمان حرارتی همانند تصحیح هندسه‌ی خم و افزایش قطر هیدرولیکی کانال، استفاده از پره‌های راهنما در خم باهدف کاهش افت فشار کلی کانال و ریب‌های گوشه‌گرد ۴۵ درجه و همچنین بررسی تغییر زاویه‌ی چرخش

¹ Turning vane

² Trailing (pressure side) and Leading (suction side) surface

³ Orientation channel

⁴ Hwang *et al.*

نسبت به محور دوران، سعی کرده مدل خنک کننده آزمایشگاهی هوانگ و همکارانش [۶] را بهبود دهد.

۱-۱۱ مروری بر فصل‌های پایان نامه

در فصل اول به بیان انواع روش‌های مختلف خنک‌کاری توربین‌گاز و پیشینه تحقیقی که در راستای مطالعه‌ی پژوهش حاضر باشد، پرداختیم.

در فصل دوم ضمن معرفی معادلات حاکم بر جریان سیال و انتقال حرارت، معادلات جریان توربولانس، معادلات حالت رفتار دیواره و همچنین روابط موردنیاز برای محاسبه‌ی میزان ناسلت و ضریب اصطکاک به‌عنوان پارامترهای اصلی انتقال حرارت و افت فشار و همچنین تعریف ضریب عملکرد حرارتی به‌عنوان پارامتر اصلی و حیاتی در میزان خنک‌کاری، پرداخته شده است.

در فصل سوم به بیان پارامترهای هندسه مورد مطالعه، شبکه‌بندی، شرایط مرزی، روش‌های حل عددی مسئله و نهایتاً بدست آوردن تعداد المان موردنیاز برای مستقل کردن نتایج از مش پرداخته شده است.

در فصل چهارم به نتایج حاصل از میزان ناسلت، افت فشار و ضریب عملکرد حرارتی برای دو کانال چهارپاسه‌ی صاف و ریب‌دار در دو حالت ثابت و دوار به‌عنوان شبیه‌سازی خنک‌کاری داخلی پره‌های ثابت و متحرک توربین‌گاز و همچنین اهمیت پره‌ی راهنما در خم و زاویه‌دار بودن چرخش کانال نسبت به محور دوران جهت تغییر در الگوی جریان و انتقال حرارت، پرداخته شده است.

در فصل پنجم نتیجه‌گیری حاصل از این تحقیق و پیشنهادهایی برای تحقیقات آینده ارائه می‌شود.

فصل ۲: معادلات حاکم

۱-۲ مقدمه

از آنجاکه در این پژوهش حل جریان و انتقال حرارت سیال تراکم‌پذیری برای حالت‌پایا در کانال‌های چندپاسه‌ی مارپیچ باوجود ریب‌های آشفته‌ساز و خم‌های ۱۸۰ درجه با هندسه‌های مختلف، برای دو حالت ثابت و دوار کانال مدنظر است. معادلات جریان توربولانس مختصراً توضیح داده‌شده است. به‌طور کلی روش‌هایی که برای تحلیل جریان توربولانس به کار می‌رود را می‌توان به سه دسته‌ی کلی برای جریان‌ات پیچیده تقسیم نمود:

۱- روش شبیه‌سازی عددی مستقیم^۱:

در این روش معادلات حاکم در سه راستای محورهای مختصات به‌صورت ناپایا حل می‌شوند. برای حل جریان به کمک این روش باید شبکه‌بندی به‌گونه‌ای باشد که تمام طیف گردابه‌های موجود ایجادشده توسط جریان توربولانس، شامل گردابه‌هایی که از لحاظ اندازه با شاخص اندازه‌ی جریان اصلی (به‌عنوان مثال ضخامت لایه‌ی برشی) برابری می‌کنند تا کوچک‌ترین آن‌ها که انرژی جنبشی را تلف می‌کنند را بتواند شبیه‌سازی کند و نکته‌ی مهم این است که این روش از هیچ مدل‌سازی و تقریبی استفاده نمی‌کند. لذا این مدل نیازمند شبکه با کیفیت بالا و فواصل زمانی ریز برای حل جریان می‌باشد، به دلیل استفاده از شبکه بسیار ریز و وابستگی به زمان و ذخیره‌سازی تاریخچه‌ی جریان، این روش نیازمند کامپیوترهای بسیار سریع و با حافظه‌ی گسترده می‌باشند. مطالعه بر روی ساختار جریان با استفاده از این روش بیشتر برای مسائل علمی بسیار ساده قابل انجام است. لذا استفاده از این روش برای جریان‌های صنعتی به‌خصوص در اعداد رینولدز بالا مقرون به‌صرفه نمی‌باشد.

^۱ Direct numerical simulation (DNS)

۲- روش شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ^۱ :

از ویژگی‌های جریان توربولانس وجود گردابه‌های با ابعاد مختلف مکانی و زمانی می‌باشد. البته گردابه‌های بزرگ مقیاس نسبت به گردابه‌های کوچک تأثیر بیشتری بر حرکت جریان دارند لذا در این روش تنها گردابه‌هایی با مقیاس بزرگ آن‌هم در نواحی میانی که بیشترین انرژی را دارا می‌باشند به‌طور مستقیم و بدون مدل‌سازی، شبیه‌سازی می‌شوند. در نواحی نزدیک دیواره از روش‌های مدل‌سازی توربولانس برای بدست آوردن مشخصات جریان استفاده خواهد شد. استفاده از این روش با بهره‌گیری از منابع کامپیوتری پیشرفته و پرسرعت می‌توان مسائل مهندسی و صنعتی را به شکل دقیق شبیه‌سازی کرد.

۳- روش متوسط‌گیری رینولدز^۲

دیدگاه رایج برای پیش‌بینی رفتار جریان‌های آشفته، حل معادلات متوسط شده ناویر-استوکس برای مقادیر متوسط زمانی می‌باشد. رینولدز در سال ۱۸۹۵ تئوری خود را بر این پایه بیان کرد که حرکت سیال شامل نوسانات اتفاقی پیرامون یک مقدار متوسط می‌باشد و جریان را به دو قسمت متوسط و انحراف از مقدار متوسط تقسیم نمود سپس با انتگرال‌گیری از معادله‌ی ممنتوم و انرژی نسبت به زمان به معادلات جدیدی رسید. این معادلات همانند معادلات قبلی بودند اما در هر کدام ترم‌هایی اضافی ظاهر می‌شوند. اساس مدل‌های توربولانسی ارائه شده بر اساس این روش پایه‌ریزی شده است. در اغلب کاربردها و مسائل مهندسی و صنعتی یک مدل رنژ^۳ مناسب، در کنار یک شبکه محاسباتی با کیفیت خوب اکثر مشخصه‌های جریان را با کیفیت بالایی می‌تواند با هزینه‌ی محاسباتی و زمان مقرون به‌صرفه حل کند.

¹ Large eddy simulation (LES)

² Reynolds average method

³ Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS)

۲-۲ معادلات حاکم

با گذر رینولدز از حالت بحرانی، رژیم جریان تغییر کرده و جریان تحت تأثیر حرکات نامنظم شدیدی قرار می‌گیرد. این رژیم جریان، که از مشخصه‌های آن، بی‌نظمی شدید، تصادفی بودن و حرکات نوسانی است. رژیم آشفته نام دارد. این حرکات نوسانی، بر حرکت منظم جریان اصلی (سرعت، فشار و متغیرهای دیگر) افزوده شده و سبب اختلاط شدید سیال در راستای عمود بر جریان اصلی می‌شود. اغتشاشات جریان، همان نوسانات تصادفی (بی‌نظمی‌ها)، سه‌بعدی، غیرمنظم و بعضاً متناوب و متغیر با زمان متغیرهای جریان، در بازه‌های زمانی و مکانی کوچک می‌باشند به طوری که حتی در صورت پایا بودن جریان اصلی، اغتشاشات با زمان، متغیر هستند. لذا برای بررسی رفتار اغتشاشی، به دلیل وجود نوسانات به مراتب دشوارتر از جریان آرام است. یکی از بیشترین روش‌های مورد استفاده در بررسی جریان‌های اغتشاشی به کار بردن تجزیه‌ی رینولدز است. در این روش با بازنویسی و بسط معادلات ناویر-استوکس و انرژی بر اساس تقسیم متغیرهای جریان آنی به یک جزء اصلی یا متوسط و یک جزء نوسانی مطابق روابط (۱-۲) تا (۳-۲) زیر تفکیک می‌شوند.

$$U = \bar{U} + U' \quad (۳-۲) \quad P = \bar{P} + P' \quad (۲-۲) \quad T = \bar{T} + T' \quad (۱-۲)$$

نهایتاً متوسط‌گیری از روابط حاصله، معادلات متوسط‌گیری شده ناویر-استوکس و انرژی به دست می‌آید. این فرآیند متوسط‌گیری توسط عملگرهای (۴-۲) تا (۶-۲) انجام می‌شود. Δt مقداری مابین مقیاس زمانی نوسانات و مقیاس زمانی کلی مسئله می‌باشد.

$$\bar{U}_i(\vec{x}, t) = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} U_i dt \quad (۴-۲)$$

$$\bar{P}_i(\vec{x}, t) = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} P_i dt \quad (۵-۲)$$

$$\bar{T}_i(\vec{x}, t) = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} T_i dt \quad (۶-۲)$$

برای اینکه متوسط‌گیری به نسبت زمان درست تعریف شود و مفهوم فیزیکی پیدا کند معادلات (۲-۴) تا (۲-۶) باید مستقل از زمان باشند، به عبارت دیگر برای متغیر کلی ϕ که می‌تواند هر یک از مؤلفه‌های سرعت، فشار و یا درجه حرارت باشد بایستی رابطه (۲-۷) برقرار باشد:

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} = 0 \quad (۲-۷)$$

با اعمال قوانین جداسازی (۲-۱) تا (۲-۳) به معادلات بقا و متوسط‌گیری زمانی، معادلات حاکم به صورت زیر تبدیل می‌شوند.

معادله‌ی پیوستگی:

$$\frac{\partial U_j}{\partial x_j} = 0 \quad (۲-۸)$$

معادله‌ی ممنتوم:

$$\frac{\partial (\overline{U_j U_i})}{\partial x_i} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\nu \frac{\partial \overline{U_i}}{\partial x_i} - \overline{U_j U_i} \right] \quad (۲-۹)$$

معادله‌ی انرژی:

$$\frac{\partial (U_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\nu}{Pr} \frac{\partial T}{\partial x_i} - \overline{U_j T} \right] \quad (۲-۱۰)$$

در روابط ρ ، ν و Pr به ترتیب چگالی، لزجت سینماتیکی و عدد پرانتل سیال هستند. البته باید توجه داشت که اگرچه تفکیک جریان به دو بخش متوسط و نوسانی نیاز به حل جزئیات نوسان‌ها به منظور محاسبه‌ی جریان متوسط را از بین می‌برد، اما دستگاه معادلات ممنتوم و انرژی به ترتیب شامل ترم‌های تانسور مرتبه دوم $\overline{U_i U_j}$ که به آن تنش رینولدزی و تانسور مرتبه اول $\overline{U_j T}$ که آن را شارحرارتی

آشفستگی می‌نامند، می‌شوند. این تانسورهای تنش مجهول توسط روشی که به آن مدل توربولانسی گفته می‌شود، تقریب زده شده و این مدل‌ها بر اساس نوع رفتار با این تانسورها طبقه‌بندی می‌شوند.

۲-۳ مدل‌های توربولانسی

اولین نظریه برای تخمین ترم $\overline{U_i'U_j'}$ توسط بوزینسک^۱ ارائه گردید. او مقدار تنش ناشی از اغتشاش را توسط رابطه‌ی (۱-۲) به مقادیر متوسط سرعت مربوط کرد. او اظهار داشت که اغتشاشات، شامل گردابه‌های کوچکی هستند که به‌طور مداوم تولیدشده و از بین می‌روند و تنش رینولدزی در آن‌ها متناسب با ضریبی به نام لزجت سینماتیکی اغتشاشی شناخته می‌شود. لزجت سینماتیکی گردابه‌ای ν_t برخلاف لزجت سینماتیکی مولکولی که تابعی از خواص سیال است، تابعی از متغیرهای میدان جریان می‌باشد.

$$-\overline{U_j U_i} = \nu_t \frac{\partial \overline{U}}{\partial y} \quad (11-2)$$

اولین بار پранتل، لزجت سینماتیکی گردابه‌ای را بر اساس طول اختلاط^۲ Λ و سرعت اغتشاشی k که از خصوصیات جریان می‌باشند، به‌صورت رابطه‌ی (۱۲-۲) بازنویسی کرد.

$$\nu_t = \text{const} V_{rms}' \Lambda = \text{const} \Lambda^2 \frac{\partial \overline{U}}{\partial y} \equiv l^2 \frac{\partial \overline{U}}{\partial y} \quad (12-2)$$

در رابطه‌ی (۱۲-۲) l طول اختلاط پранتل می‌باشد. با فرض اینکه میزان نوسانات در جهات مختلف تقریباً با یکدیگر برابر هستند، انرژی جنبشی اغتشاشی k بر واحد جرم نیز که معیاری از اندازه نوسانات تصادفی اغتشاشی اضافه‌شده به سرعت‌های اصلی است بر اساس میانگین سرعت‌های نوسانی در سه

¹ boussinesq

جهت به صورت زیر تعریف می گردد:

$$|U'| \approx |V'| \approx |W'| \approx V'_{rms} \quad k = \frac{1}{2} \overline{(U'^2 + V'^2 + W'^2)} \approx V'^2_{rms} \quad (13-2)$$

مشابه لزجت گردابه‌ای، نظریه پخش گردابه‌ای تعریف می‌شود، که شار حرارتی رینولدزی را به صورت خطی با گرادیان متوسط دما مرتبط می‌کند و در آن α_t پخش گردابه‌ای و Pr_t پرانتل اغتشاشی نام دارد.

$$\overline{\rho U'_j T'} = \alpha_t \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \quad \alpha_t = \frac{\mu_t}{Pr_t} \quad (14-2)$$

همان طور که مشاهده می‌شود، مقدار پخش گردابه‌ای از طریق عدد پرانتل اغتشاشی به لزجت گردابه‌ای مربوط می‌شود. نتایج آزمایشگاهی نشان می‌دهد که عدد پرانتل اغتشاشی تقریباً ثابت بوده و مقدار آن بین ۰,۷ تا ۱ متغیر است. بسته به نوع مدل‌سازی عبارت لزجت گردابه‌ای، مدل‌های اغتشاشی مختلفی به وجود آمده‌اند. این روابط ریاضی را می‌توان به صورت جبری (مدل صفر معادله‌ای) و یا به صورت معادله‌ی دیفرانسیل با مشتقات جزئی برای انتقال کمیت‌های توربولانس بیان نمود. بسته به تعداد معادلات مشتقات جزئی شرکت‌کننده در مدل توربولانس، این مدل‌ها طبقه‌بندی می‌شوند. به این صورت که در مدل‌های تک معادله‌ای فقط یک معادله‌ی مشتق جزئی و در مدل‌های دو معادله‌ای دو معادله‌ی مشتق جزئی حل می‌گردد. لذا این مدل‌ها مانع از کاهش ابعاد شبکه محاسباتی به ابعاد کوچکترین گردابه‌ها، برای بررسی تأثیرات اغتشاشات بر روی جریان شده و برخلاف روش شبیه‌سازی عددی مستقیم، می‌توانند برای حل جریان‌هایی با اعداد رینولدز بالا، با هزینه‌ی محاسباتی پایین به کار گرفته شوند، اما در هر صورت دارای مقداری خطا نیز می‌باشند. دیدگاه دیگری که زیربنای مدل تنش رینولدزی را تشکیل می‌دهد، حل معادله‌ی انتقال برای تک تک ترم‌های تانسور تنش رینولدزی و یک معادله‌ی اضافی برای تعیین مقیاس طولی اغتشاشات (معمولاً برای ϵ یا ω) است. در حالت دوبعدی پنج و در حالت سه‌بعدی آن هفت معادله‌ی انتقال حل می‌گردد. در اغلب موارد مدل‌های بر پایه‌ی بوزینسک

نتایج خوبی از خود نشان می‌دهند و هزینه‌ی محاسباتی اضافی مدل تنش رینولدزی را غیرمنطقی می‌نمایند. زیرا هزینه، سختی حل و مشکلات همگرایی در این مدل، بیشتر از مدل‌های بر پایه‌ی لزجت گردابه‌ای می‌باشد. اما در ناهمسانی^۱ اغتشاشات، اثر غالب بر روی متوسط جریان دارد، مانند جریان‌های بشدت چرخشی^۲، جریان‌هایی با انحنای زیاد خطوط جریان ناشی از خم، جریان‌های کاملاً سه‌بعدی با پدیده‌های جهتی و جریان‌های ثانویه حاصل از تنش^۳، مدل تنش رینولدزی نتایج متفاوت و کاملاً مناسب‌تری نسبت به مدل‌های بر پایه لزجت گردابه‌ای ارائه می‌کند [۱]. نکته‌ی مهم این است که در هر دو روش لزجت گردابه‌ای و تنش رینولدزی، تمامی مقیاس‌های اغتشاشی از طریق مدل‌سازی ترم‌های تنش رینولدزی، مدل‌سازی می‌شوند و شبیه‌سازی نمی‌گردند. لذا در این پژوهش برای مدل‌سازی و صحت‌سنجی کار خود با نتایج آزمایشگاهی مجبور به استفاده و انجام صحیح خطا برای رسیدن به اعتبارسنجی مناسب از مدل‌های توربولانسی دو معادله‌ای همانند کی اپسیلون^۴ و کی امگا^۵ و همچنین به جهت پیچیدگی و حساسیت کار، مدل هفت معادله‌ای تنش رینولدزی^۶ شده‌ایم. که در ادامه به شرح معادلات آن می‌پردازیم.

۲-۳-۱ مدل کی اپسیلون

یکی از مدل‌های معروف جریان‌های اغتشاشی در مسائل دینامیک سیالات محاسباتی که به‌عنوان یک مدل استاندارد و پرکاربرد در صنعت شناخته شده است، مدل $K-\epsilon$ یا $k-\epsilon$ می‌باشد. این مدل توسط لاندنر^۷ و اسپالدینگ^۸ [۵۵] به‌عنوان یک مدل دو معادله‌ای مطرح شد که از دقت و پایداری خوبی برای اهداف مدل‌سازی‌های عمومی برخوردار است و به سبب قدمت و هزینه پایین، یکی از پرکاربردترین

¹ Anisotropy

² Highly swirling flows

³ Stress-driven secondary flow

⁴ $K-\epsilon$ model

⁵ $K-\omega$

⁶ Reynolds stress

⁷ Launder

⁸ Spalding

مدل‌های اغتشاشی در مسائل مهندسی است. در این مدل فرض بر آن است که جریان به شدت مغشوش بوده و اثر لزجت گردابه‌ای به لزجت مولکولی غالب است. این مدل در نرم‌افزار انسیس فلوئنت دارای سه زیرشاخه می‌باشد، تفاوت اصلی این سه زیر مدل، در روش محاسبه‌ی لزجت گردابه‌ای، عدد پراتنز اغتشاشی که پخش^۱ k و ε را کنترل می‌کند و ترم تولید و اتلاف در معادله‌ی انتقال ε می‌باشد که در ادامه به شرح روابط و مزایای این خانواده می‌پردازیم:

* مدل کی اپسیلون استاندارد

از این مدل می‌توان، برای تعیین کیفی پروفیل کمیت‌های مختلف، ساختار کلی جریان و یا تعیین یک حدس اولیه برای استفاده در مدل‌های پیچیده‌تر، استفاده نمود. از مزایای این مدل می‌توان به سادگی، پایداری، همگرایی آسان، حساسیت کم آن نسبت به جریان آزاد مثل شدت اغتشاشات، هزینه‌ی محاسباتی پایین و نتایج قابل قبول برای گستره وسیعی از جریان‌ها اشاره نمود [۱]. اما باید خاطرنشان کرد که دقت این مدل برای مسائل پیچیده و مطالعات دانشگاهی پایین بوده و تنها برای جریان‌های کاملاً توربولانس نتایج خوبی ارائه می‌کند. معادلات انتقال k و ε در مدل استاندارد به صورت روابط (۲-۱۵) تا (۱۵-۱۶) نوشته می‌شوند:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k U_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (15-2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon U_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - \rho C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (16-2)$$

در روابط فوق G_k تولید k به دلیل وجود نیروهای لزجی، G_b تولید k به دلیل نیروهای بویانسی و Y_M سهم انبساط نوسانی اغتشاشات تراکم پذیر در نرخ تلفات کلی می‌باشد. بعلاوه ترم‌های $C_{1\varepsilon}$ ، $C_{2\varepsilon}$ و $C_{3\varepsilon}$

¹ diffusion

اعداد ثابت، σ_k و σ_ε اعداد پرانتل اغتشاشی برای k و ε^2 و S_k و S_ε ترم‌های چشمه‌ای می‌باشند که می‌تواند توسط کاربر وارد شوند. اعداد پرانتل، پخش k و ε را به لزجت گردابه‌ای مرتبط می‌کند عدد پرانتل k معمولاً ۱ و عدد پرانتل ε در حدود ۱,۳ است. لزجت گردابه‌ای μ_t از ترکیب k و ε به توسط رابطه‌ی (۲-۱۷) محاسبه می‌شود، که در آن C_μ عددی ثابت است.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (17-2)$$

به همین ترتیب تنش‌های رینولدزی (در هر سه زیر مدل کی اپسیلون) به صورت زیر محاسبه می‌شوند.

$$-\rho \overline{U_i U_j} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (18-2)$$

ترم $\frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}$ تضمین می‌کند که مجموع تنش‌های رینولدزی برابر با k می‌شود. ثوابت این مدل که از آزمایش‌های تجربی بدست آمده‌اند را در زیر آورده‌ایم در ضمن امکان تغییر آن‌ها در نرم‌افزار فلوئنت امکان‌پذیر است.

جدول ۲-۱: ثوابت مدل توربولانسی کی اپسیلون استاندارد

$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	C_μ	σ_k	σ_ε
۱/۴۴	۱/۹۲	۰/۰۹	۱	۱/۳

* مدل کی اپسیلون RNG

در این مدل با استفاده از تبدیل فوریه زمانی و با تکرارهای متوالی، میدان سرعت به گونه‌ای تجزیه می‌شود که مقیاس‌های کوچک، اما پرسرعت حذف شده و ضرایب لازم در معادلات انتقال با استفاده از

ویژگی گردابه‌ای بزرگ محاسبه می‌شود. این مدل یک‌ترم اضافی در معادله‌ی انتقال ε می‌باشد تا دقت آن در جریان‌های که به‌شدت تحت کرنش قرار دارند افزایش یابد. و نیز دقت این مدل در جریانات آشفته‌ی چرخشی نسبت به مدل استاندارد افزایش یافته است. معادله‌ی k و ε به شرح زیر است [۵۶]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k U_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (19-2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon U_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b - \rho C_{2\varepsilon}^* \frac{\varepsilon}{k}) - R_\varepsilon + S_\varepsilon \quad (20-2)$$

در رابطه بالا $C_{2\varepsilon}^*$ برابر:

$$C_{2\varepsilon}^* = C_{2\varepsilon} + \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \frac{\eta}{\eta_0})}{1 + \beta \eta^3}, \eta = S \frac{k}{\varepsilon}, S = (2S_{ij} S_{ij})^{\frac{1}{2}} \quad (21-2)$$

ضرایب موجود در معادلات برای مدل کی اپسیلون RNG به‌قرار جدول زیر می‌باشد.

جدول ۲-۲: ثوابت مدل توربولانسی کی اپسیلون RNG

$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	C_μ	η_0	β	σ_k	σ_ε
۱/۴۲	۱/۶۸	۰/۰۸۴۵	۴/۳۸	۰/۰۱۲	۰/۷۱۹۴	۰/۷۱۹۴

*مدل کی اپسیلون Realizable

برای استخراج این مدل می‌توان، از ترکیب رابطه بوزینسک و تعریف لزجت گردابه‌ای برای تعیین تنش‌های رینولدزی عمودی، در یک سیال غیرقابل تراکم تحت تنش استفاده کرد. این مدل در سال

۱۹۹۴ توسط لاندر و سندهام^۱ [۵۷] به منظور رفع نقص مدل استاندارد، این مدل را رونمایی کردند. این مدل برای جریان‌هایی شامل چرخش، جدایش، برشی همگن دورانی و جت‌های متقارن نتایج قابل قبولی را ارائه کرده است. معادلات k و ε این مدل به صورت روابط (۲۲-۲) و (۲۳-۲) نوشته می‌شوند:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k U_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (22-2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon U_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + \rho C_{1\varepsilon} S \varepsilon - \rho C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (23-2)$$

همان‌طور که مشاهده می‌شود، معادله‌ی انتقال k در این مدل مشابه مدل استاندارد بوده اما ضرایب آن متفاوت است. معادله‌ی انتقال ε نیز در آن C_1 یک ضریب است، که به شرح زیر می‌باشند.

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad (25-2) \quad C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{KU^*}{\varepsilon}} \quad (24-2)$$

ضرایب بالا به صورت روابط زیر می‌باشند.

$$\begin{aligned} A_0 &= 4.04 & A_s &= \sqrt{6} \cos \phi & \phi &= \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6}W) \\ W &= \frac{S_{ij} S_{jk} S_{ki}}{S^3} & S &= \sqrt{S_{ij} S_{ij}} & U^* &= \sqrt{S_{ij} S_{ij} + \Omega_{ij} \Omega_{ij}} \\ \Omega_{ij}' &= \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk} \omega_k & \Omega_{ij} &= \overline{\Omega_{ij}} - \varepsilon_{ijk} \omega_k & \eta &= S \frac{k}{\varepsilon} \\ C_{2\varepsilon} &= 1.9 & \sigma_\varepsilon &= 1.2 & \sigma_k &= 1 \end{aligned}$$

¹ Launder and sandham

۲-۳-۲ مدل کی امگا

یکی از مشکلات عمده در مدل سازی جریان های مغشوش، پیش بینی دقیق جدایش جریان از روی سطوح صاف می باشد. پیش بینی پدیده ی جدایش در بسیاری از مسائل کاربردی برای هر دو جریان داخلی و خارجی اهمیت دارد (همانند جدایش جریان در نواحی خم متصل کننده دو گذرگاه در مدارهای ماریپچ چندپاسه ی خنک کاری داخلی توربین گاز). مدل هایی مانند کی اپسیلون غالباً در پیش بینی نقطه شروع و مقدار جدایش جریان در حضور گرادیان فشار نامطلوب دچار خطا می شوند. در حقیقت مدل های کی اپسیلون شروع جدایش را خیلی دیر و مقدار آن را کمتر پیش بینی می کند. در این مدل به جای ε به تحلیل $\omega = \frac{\varepsilon}{k}$ که به آن نرخ ویژه اتلاف گفته می شود و مقیاس از معکوس مدل کی اپسیلون یک مدل دو معادله ای است که به طور کلی در آن اصلاحات مربوط به اثرات عدد رینولدز پایین^۱، تراکم پذیری و توزیع جریان برشی^۲ در نظر گرفته شده است. که در ادامه به شرح مختصری سه زیر مدل معروف آن در نرم افزار فلونت پرداخته می شود [۱].

* مدل کی امگا استاندارد

مزیت این مدل در بهبود محاسبات در نزدیکی دیواره برای اعداد رینولدز پایین (زیر لایه ی لزج) بدون نیاز به اعمال تابع دیواره می باشد، بنابراین متعاقباً دقت و پایداری بالاتری در این نواحی خواهد داشت. با در نظر نگرفتن انتقال تنش برشی اغتشاشی در این مدل، باعث تخمین بیش از اندازه لزجت گردابه ای می گردد، که باعث می شود شروع جدایش و مقدار آن اندکی زودتر و بیشتر تخمین زده شود. این مدل بر پایه ی دو معادله ی انتقال برای k و ω بنا شده و به شرح روابط (۲-۲۶) و (۲-۲۷) می باشد [۵۸]:

¹ Low-Re corrections

² Shear flow

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k U_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - Y_k + S_k \quad (26-2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega U_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] + G_\omega + G_{\omega b} - Y_\omega + S_\omega \quad (27-2)$$

در رابطه‌ی فوق G_ω و Y_ω به ترتیب تولید و اتلاف ω به دلیل اغتشاشات می‌باشند. $G_{\omega b}$ ترم تولید ω به دلیل نیروهای بویانسی و S_ω تابع چشمه‌ای است که می‌تواند توسط کاربر وارد شود. انتقال k همانند مدل کی اپسیلون می‌باشد. در این مدل لزجت گردابه‌ای و تنش به صورت رابطه‌ی زیر محاسبه می‌شود:

$$\mu_t = \alpha^* \frac{\rho k}{\omega} \quad (28-2)$$

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{U_i U_j} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left(\mu_t \frac{\partial U_k}{\partial x_k} + \rho k \right) \quad (29-2)$$

ترم تولید در معادله‌ی انتقال k مشابه مدل کی اپسیلون می‌باشد اما ترم تولید در معادله‌ی ω نیز به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$G_\omega = \alpha \frac{\omega}{k} G_k \quad (30-2)$$

نرخ اتلافات k و ω به ترتیب در معادلات زیر آمده شده است:

$$Y_k = \rho \beta^* f_{\beta^*} k \omega \quad (31-2)$$

$$Y_\omega = \rho \beta f_\beta \omega^2 \quad (32-2)$$

ضرایب β ، β^* ، f_β ، f_{β^*} مربوط به اثرات اعداد رینولدز پایین و تراکم‌پذیری می‌باشد. در جدول ضرایب ثابت مدل کی امگا استاندارد آورده شده است.

جدول ۳-۲: ثوابت مدل توربولانسی کی امگا استاندارد

f_β و f_{β^*}	β^*	β	α
۱	۰/۰۹	۰/۰۷۵	$\frac{5}{9}$

* مدل کی امگا BSL

میزان حساسیت این مدل نسبت به شرایط جریان آزاد نسبت به مدل‌های کی اپسیلون و کی امگا در حالت استاندارد دارد که علتش این می‌باشد که خارج از لایه مرزی از مدل کی اپسیلون استفاده می‌کند و از طرفی نزدیک دیواره دقتش از استاندارد بیشتر و به تبع هزینه‌ی محاسباتی آن نیز بیشتر خواهد بود. در این مدل، لزجت گردابه‌ای و معادله‌ی k همانند مدل کی امگا استاندارد محاسبه می‌شود. اما در این مدل معادله‌ی ω به صورت زیر محاسبه می‌شود [۵]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\omega U_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] + 2(1-F_1)\rho \frac{1}{\omega\sigma_\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} + \alpha_{30} \frac{\omega}{k} G_k - \beta_3 Y_\omega + G_{\omega b} + S_\omega \quad (33-2)$$

در فلوئنت مقادیر اعداد پیرانتل اغتشاشی برای k و ω به صورت زیر بدست می‌آید:

$$\sigma_{k/\omega} = \frac{1}{\frac{F_1}{\sigma_{k/\omega 1}} + \frac{1-F_1}{\sigma_{k/\omega 2}}} \quad (34-2)$$

در رابطه‌ی ۳۴-۲ تابع F_1 همان تابع تغییر وضعیت بوده و از روابط (۳۵-۲) بدست می‌آید:

$$F_1 = \tanh(\Phi_1^4)$$

$$\Phi_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right), \frac{4\rho k}{\sigma_{\omega,2} D_{\omega}^+ y^2} \right] \quad (35-2)$$

$$D_{\omega}^+ = \max \left(2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega,2}} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right)$$

$$\Phi_3 = F_1 \Phi_1 + (1 - F_1) \Phi_2$$

البته لازم به ذکر است که در صورت انتخاب اصلاح مربوط به اعداد رینولدز پایین در نرم افزار فلونت در این مدل، مقدار α_{∞} به صورت زیر محاسبه می شود که در آن $\kappa = 0.41$ ثابت ون-کارمن می باشد که در از روابط زیر محاسبه می شود:

$$\alpha_{\infty} = F_1 \alpha_{\infty,1} + (1 - F_1) \alpha_{\infty,2} \quad (36-2)$$

$$\alpha_{\infty,1} = \frac{\beta_{i,1}}{\beta_{\infty}^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{\omega,1} \sqrt{\beta_{\infty}^*}} \quad (37-2)$$

$$\alpha_{\infty,2} = \frac{\beta_{i,2}}{\beta_{\infty}^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{\omega,2} \sqrt{\beta_{\infty}^*}} \quad (38-2)$$

ثوابت این مدل به قرار جدول زیر می باشد:

جدول ۲-۴: ثوابت مدل توربولانسی کی امگا BSL

$\beta_{i,2}$	α_2	$\sigma_{k,2}$	$\sigma_{\omega,2}$
۰/۰۸۲۸	۰/۴۴	۱	۱۲/۰۷۷

* مدل کی امگا SST

این مدل یکی از مهم‌ترین و بهترین مدل‌های خانواده‌ی کی امگا بوده و برای پیش‌بینی دقیق شروع و مقدار جدایش در حضور گرادیان فشار نامطلوب، با اعمال اثرات انتقال در معادله‌ی لزجت گردابه‌ای طراحی شده است. به طوری که در نواحی نزدیک دیواره از مدل کی امگای استاندارد و در جریان بالادست یا به اصطلاح جریان آزاد از مدل کی اپسیلون استاندارد بهره گرفته است و همچنین از تغییر وضعیت پایدار و دقیق بین این دو مدل پایه‌گذاری شده است. لزجت گردابه‌ای مطابق رابطه‌ی (۲-۳۹) محاسبه می‌شود [۵]:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max\left[\frac{1}{\alpha^*}, \frac{SF_2}{a_1 \omega}\right]} \quad (۲-۳۹)$$

ثوابت آن به صورت روابط (۲-۴۰) تعریف می‌شود:

$$F_2 = \tanh(\Phi_2^4) \quad (۲-۴۰)$$

$$\Phi_2 = \max\left(2 \frac{\sqrt{k}}{0.09 \omega y}, \frac{500 \mu}{\rho y^2 \omega}\right)$$

روابط k و ω این مدل همانند کی امگا استاندارد می‌باشد اما ضرایب آن متفاوت است. ضرایب معادله‌ی کی امگا به شرح زیر می‌باشد:

$$F_1 = \tanh \{ \Phi_1^4 \} \quad (41-2)$$

$$\Phi_1 = \left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500 \mu}{\rho y^2 \omega} \right), \frac{4 \sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right\} \quad (42-2)$$

$$CD_{k\omega} = \max \left(2 \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right) \quad (43-2)$$

$$G_k = \min \left(\tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j}, 10 \beta^* k \omega \right) \quad (44-2)$$

$$Y_k = \beta^* k \omega \quad (45-2)$$

ضرایب مدل کی امگا مطابق جدول به شرح زیر می باشد:

جدول ۲-۵: ثوابت مدل توربولانسی کی اومگا SST

$\sigma_{\omega 2}$	$\sigma_{\omega 1}$	σ_{k1}	σ_{k2}	β^*	β_1	β_2	α_1	α_2
۰/۸۵۶	۰/۵	۰/۸۵	۱	۰/۰۹	۰/۰۷۵	۰/۰۸۲۸	۵	۰/۴۴
							۹	

۲-۳-۳ مدل تنش رینولدزی

اغلب مدل های اغتشاشی دو معادله ای، مانند مدل های خانواده ی کی امگا و کی اپسیلون، تخمین های خوبی از مشخصات و فیزیک اکثر جریان های صنعتی ارائه می کنند. اما زمانی که انتقال اغتشاشات و اثرات غیر تعادلی یا پدیده های جهتی اهمیت پیدا می کند، فرض لزجت گردابه ای دیگر برقرار نبوده و نتایج مدل های بر پایه ی لزجت گردابه های دچار خطا خواهند شد. به جرات می توان گفت که مدل تنش

رینولدزی^۱ بهترین مدل از بین مدل‌های اغتشاشی بر پایه‌ی متوسط‌گیری از معادلات ناویر-استوکس^۲ می‌باشد. به مدل‌های تنش رینولدزی، مدل‌های مرتبه دو ممنتوم^۳ نیز گفته می‌شود. معادله‌ی انتقال دقیق تنش‌های رینولدزی به صورت زیر می‌باشد [۵۸]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \overline{U_i' U_j'}) + \frac{\partial}{\partial x_k}(\rho U_k \overline{U_i' U_j'}) = & -\frac{\partial}{\partial x_k} \left[\overline{\rho U_i' U_j' U_k'} + \overline{P'} (\delta_{kj} U_i' + \delta_{ik} U_j') \right] \quad (۴۶-۲) \\ + \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\mu \frac{\partial}{\partial x_k} \overline{U_i' U_j'} \right] - \rho \left(\overline{U_i' U_k'} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \overline{U_j' U_k'} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right) - \rho \beta G_{ij} + \overline{P'} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \\ - 2\rho \Omega_k (\overline{U_j' U_m'} \varepsilon_{ikm} + \overline{U_i' U_m'} \varepsilon_{ikm}) + S_{user} \end{aligned}$$

مدل‌های تنش رینولدزی به طور ذاتی شامل اثرات انحنای خطوط جریان (اجسام منحنی وار)، تغییرات ناگهانی در نرخ کرنش، چرخش، دوران، جریان‌های ثانویه، جریان‌های سه‌بعدی (جایی که عملکرد مدل‌های بر پایه‌ی لزجت گردابه‌ای ضعیف است)، جریان‌هایی که شامل جدایش و چسبیدن مجدد به سطح می‌باشند. یکی از محاسن مدل‌های تنش رینولدزی نسبت به مدل‌های دو معادله‌ای، توانایی آن‌ها در شبیه‌سازی ناهمسانی اضافی تنش‌های رینولدزی، در اثر نیروهای کوریولیس و گریز از مرکز در دستگاه‌های دورانی می‌باشد. به طور کلی این مدل توانایی بسیار بالایی در حل دقیق تر جریان‌های پیچیده دارند. چالش برانگیزترین بخش این مدل، که دقت آن را نیز تحت الشعاع قرار می‌دهد، مدل‌سازی ترم‌های نرخ اتلاف و کرنش فشاری می‌باشد. ترم کرنش فشاری مسئول توزیع انرژی، میان ترم‌های مختلف تنش رینولدزی و نهایتاً ناهمسانی تنش‌های رینولدزی عمودی می‌باشد. بسته به نحوه مدل‌سازی ترم کرنش فشاری و ترم تلفات، مدل‌های تنش رینولدزی مختلفی به وجود آمده است. در یک دسته‌بندی جامع می‌توان این مدل‌ها را به دسته، مدل‌های با معادله‌ی تلفات بر پایه‌ی ε ، مدل‌های با معادله تلفات بر پایه‌ی ω و مدل‌های تنش رینولدز جبری صریح تقسیم‌بندی نمود. در این مطالعه با استفاده از مدل

¹ Reynolds stress model

² Reynolds average navier-stokes

³ Second-Moment Closure(SMC)

تنش رینولدزی بر پایه‌ی تنش امگا، شبیه‌سازی و نتایج گرفته‌شده است. در این مدل ترم کرنش فشاری به صورت حاصل جمع دو ترم کرنش آهسته و سریع نوشته می‌شود [۵]:

$$\phi_{ij} = \phi_{ij,1} + \phi_{ij,2} \quad (47-2)$$

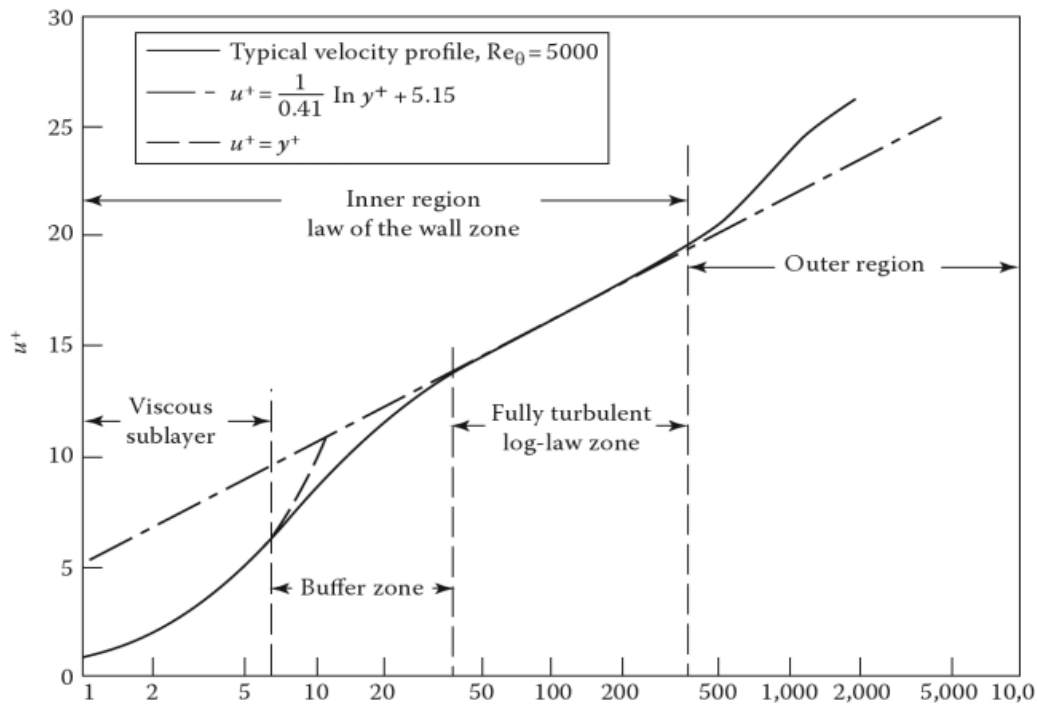
ترم کرنش فشار در نرم‌افزار فلونتت به صورت زیر بازنویسی می‌گردد:

$$\phi_{ij} = -C_1 \rho \beta_{RSM}^* \omega \left[\overline{U_i' U_j'} - \frac{2}{3} \delta_{ij} k \right] - \alpha_0' \left[P_{ij} - \frac{1}{3} P_{kk} \delta_{ij} \right] - \beta_0' \left[D_{ij} - \frac{1}{3} P_{kk} \delta_{ij} \right] - k \gamma_0' \left[S_{ij} - \frac{1}{3} S_{kk} \delta_{ij} \right] \quad (48-2)$$

$$\begin{aligned} \alpha_0' &= \frac{8 + C_2}{11} \\ C_2 = 0.52 & \quad \beta_0' = \frac{8C_2 - 2}{11} \\ C_1 = 1.8 & \quad \gamma_0' = \frac{60C_2 - 4}{55} \\ D_{ij} &= -\rho \left[\overline{U_i' U_m'} \frac{\partial U_m}{\partial x_j} + \overline{U_j' U_m'} \frac{\partial U_m}{\partial x_i} \right] \\ \beta_{RSM}^* &= \beta^* f_{\beta^*} \end{aligned}$$

۲-۴ رفتار جریان در نزدیک دیواره

بررسی نتایج تجربی موجود، نشان می‌دهد که در ناحیه‌ی نزدیک دیواره، جریان را می‌توان به سه ناحیه‌ی مختلف تقسیم کرد. همان‌طور که از شکل زیر مشاهده می‌شود، در داخلی‌ترین ناحیه که زیر لایه‌ی لزج نامیده می‌شود جریان آرام است و لزجت مولکولی نقش اساسی را در معادلات انتقال حرارت و ممنتوم دارد. در لایه‌ی خارجی که لایه‌ی کاملاً مغشوش نامیده می‌شود، لزجت آشفتگی یا لزجت گردابه‌ای نقش تعیین‌کننده‌ای بر روی پارامتر مختلف ایفا می‌کند. در ناحیه‌ی بین این دو که لایه‌ی بافر نام دارد، هر دو لزجت مولکولی و آشفتگی از اهمیت یکسانی برخوردارند.



شکل ۲-۱: نواحی سه‌گانه‌ی جریان نزدیک دیواره به همراه پارامتر بی‌بعد سرعت و فاصله از دیواره [۵]

در شکل ۲-۱ فاصله‌ی بی‌بعد دیواره برای نواحی مختلف آورده شده است. به طوری که محدوده‌ی y^+ برای ناحیه‌ی آرام کمتر از ۵، لایه‌ی بافر بین ۵ تا ۳۰ و برای لایه‌ی لگاریتمی از ۳۰ تا ۲۷۰ مشاهده شده است. در نزدیکی دیواره، سیال از اثرات ویسکوزیته تأثیر می‌پذیرد و دیگر به پارامترهای جریان آزاد بستگی ندارد. سرعت متوسط فقط به فاصله از دیواره y ، چگالی سیال ρ ، ویسکوزیته μ و تنش برشی بستگی دارد. رابطه‌ی بالا، قانون دیواره نامیده می‌شود و شامل دو پارامتر بی‌بعد بسیار مهم u^+ و y^+ است. قابل ذکر است که u_τ ، سرعت اصطکاکی می‌باشد. که برابر رابطه‌ی ۲-۴۹ خواهد بود [۵].

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (۲-۴۹)$$

$$C_f = 0.027 Re_x^{-\frac{1}{7}} \quad (۲-۵۰)$$

در رابطه‌ی ۲-۵۰، C_f برای جریان توربولانس بر روی صفحه‌ی تخت مطابق نتایج آزمایشگاهی به

این گونه تعریف می‌شود. طبق رابطه‌ی کلی $C_f = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2}\rho U_\infty^2}$ و با داشتن $y^+ = \frac{yu}{\nu}$ ، ضخامت اولین

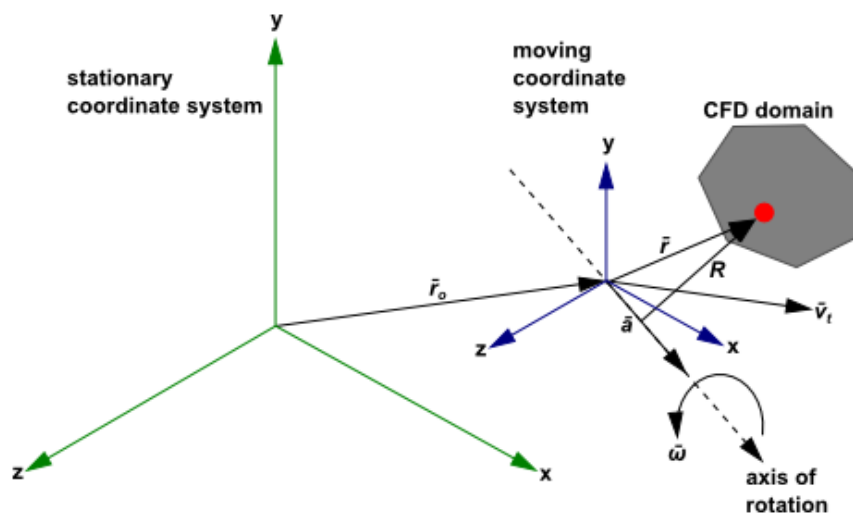
فاصله‌ی مش از دیواره را محاسبه کنیم.

$$y = \frac{\mu y^+}{\sqrt{\frac{1}{2}\rho U_\infty^2 \cdot C_f}} \quad (۵۱-۲)$$

لذا ضخامت هیدرولیکی سیال، محاسبه می‌شود و به دلیل این که عدد پرانتل سیال درون خنک‌کننده کمتر از ۱ می‌باشد. ضخامت لایه‌ی مرزی حرارتی بزرگ‌تر از لایه‌ی مرزی هیدرولیکی بوده و با بدست آوردن اولین فاصله مش از دیواره بر اساس لایه‌ی مرزی هیدرولیکی، مش ما به‌طور خودکار لایه‌ی مرزی حرارتی را نیز در برمی‌گیرد.

۲-۵ دستگاه مختصات چرخان

برای بررسی و شبیه‌سازی جریان خنک‌کننده در کانالی که درون پره‌های در حال دوران تعبیه شده است. باید از دستگاه مختصات غیر اینرسی استفاده کنیم، لذا باید ترم شتاب در معادله‌ی نیوتون اصلاح شود. طی این اصلاح دو ترم به‌شتاب اضافه خواهد شد که عبارت از: شتاب کوریولیس $2\omega \times U$ و شتاب گریز از مرکز $\omega \times (\omega \times r)$ ، که باید در معادله‌ی ناویر-استوکس اعمال شود.



شکل ۲-۲: سیستم دستگاه مختصات چرخان [۱]

شبيهه‌سازی این حالت در فلوننت با استفاده از قاب مرجع چرخان^۱ انجام شده است. که با توجه به آن به جای اینکه سیال درون قاب دوران کند، قاب (کانال) حاوی سیال دوران می‌کند. به عبارت دیگر در این روش بجای جابجایی پره، معادلات سیال به دستگاه مختصاتی که روی محور پره قرار گرفته و با آن می‌چرخد، منتقل می‌شوند. این روش عموماً به صورت پایا حل می‌شود. معادلات بر اساس رابطه‌ی (۲-۵۲) سرعت اصلاح شده تعریف می‌شوند:

$$\vec{V} = \vec{W} + \vec{\omega}_r \times \vec{r} \quad (۲-۵۲)$$

بر این اساس که \vec{V} سرعت مطلق، \vec{W} سرعت نسبی و $\vec{\omega}_r$ سرعت دورانی قاب می‌باشد، معادلات

اساسی پیوستگی و ممنتوم را بازنویسی می‌کنیم:

^۱ moving reference frame(MRF)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \vec{W} = 0 \quad (53-2)$$

$$\frac{\partial \rho \vec{V}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{W} \otimes \vec{V}) + \rho (\vec{\omega} \times \vec{V} - \vec{\omega} \times \vec{V}_t) = -\nabla p + \nabla \cdot \bar{\bar{\tau}} + \vec{F}_b \quad (54-2)$$

که F_b نیروهای حجمی و $\bar{\bar{\tau}}$ تنش برشی است.

۲-۶ معادلات بکار برده شده در تحلیل نتایج

این پژوهش به بررسی میزان عدد ناسلت سطوح، ضریب افت اصطکاک، و ضریب عملکرد کلی حرارت که معیاری از میزان انتقال حرارت ایجاد شده نسبت به افت اصطکاک کلی در کانال‌های خنک‌کننده می‌باشد، پرداخته است. لذا در این قسمت به روابط و چگونگی بدست آوردن این سه پارامتر اساسی در این پژوهش پرداخته می‌شود: میزان عدد ناسلت دیواره‌های سطوح فشاری و مکشی که به صورت محلی برای یک نقطه در راستای خطوط مرکزی هر پاس و همچنین به طور متوسط برای هر سطح کانال، بدست آمده است. در این مطالعه میزان ناسلت را در حالت شار ثابت مورد بررسی قرار دادیم. روابط موردنیاز برای بدست آوردن ناسلت به شرح زیر می‌باشد:

$$Nu_{(i)} = \frac{q''}{T_{w(i)} - T_{bulk}} \frac{D_h}{\lambda} = \frac{h_{(i)} D_h}{\lambda} \quad (55-2)$$

$$Nu = \sum_{i=1}^{i=n} Nu_{(i)} \quad (56-2)$$

در اینجا Nu و $Nu_{(i)}$ به ترتیب ناسلت متوسط و محلی برای هر سطح یا نقطه می‌باشد. قطر هیدرولیکی به صورت زیر محاسبه می‌شود.

$$D_h = \frac{4A}{P} = \frac{2ab}{a+b} \quad (57-2)$$

عدد Nu_0 ، میزان ناسلت برای کانال صاف و بدون هیچ‌گونه زبری در حالت بدون چرخش می‌باشد. این عدد معیاری است برای سنجش میزان انتقال حرارت سطوح مختلف که توسط نسبت $\frac{Nu}{Nu_0}$ بیان می‌شود:

$$\frac{Nu}{Nu_0} = \frac{hD_h}{\lambda} \frac{1}{0.23Re^{0.8} Pr^{0.4}} \quad (58-2)$$

$$Nu_0 = 0.23Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

عدد پرانتل سیال Pr ثابت و برابر ۰,۷۱ می‌باشد. عدد رینولدز که مهم‌ترین پارامتر در بحث انتقال حرارت و میزان افت فشار محسوب می‌شود. سرعت ورودی به کانال U_b توسط این عدد تعیین می‌شود.

$$Re = \frac{\rho U_b D_h}{\mu} \quad (59-2)$$

ρ و μ خواص سیال ورودی می‌باشد. در حالت چرخش، مهم‌ترین پارامتر بی‌بعد، عدد چرخش که معکوس عدد روزبی است به صورت رابطه‌ی (۶۰-۲) تعریف خواهد شد.

$$Ro = \frac{\omega_r D_h}{U_b} \quad (60-2)$$

در اینجا ω_r سرعت دورانی برحسب رادیان بر ثانیه می‌باشد.

در حالت چرخان عدد ناسلت به صورت زیر تعریف می شود.

$$Nu_{\Omega} = \frac{h_{(i)} D_h}{\lambda} = \frac{q''}{T_{w(i)} - T_{bulk}} \frac{D_h}{\lambda} \quad (61-2)$$

ضریب افت اصطکاک f و نسبت افت اصطکاک $\frac{f}{f_0}$ اساس روابط زیر بیان می شود. f_0 در اینجا افت

اصطکاک کانال صاف و بدون زبری در حالت بدون چرخش می باشد. افت فشار نسبت به ورودی و خروجی سیال از کامال سنجیده خواهد شد.

$$f_0 = 0.079 Re^{-0.25} \quad (62-2)$$

$$\frac{f}{f_0} = \frac{(\Delta p)_{total}}{2\rho V^2} \frac{D_h}{\Delta x} \frac{1}{0.079 Re^{-0.25}}$$

برای مقایسه کانال های خنک کننده از نظر میزان افت اصطکاک و انتقال حرارت پارامتر راندمان یا عملکرد کلی حرارتی را تعریف می کنیم.

$$\eta = \frac{Nu}{Nu_o} \left(\frac{f}{f_0} \right)^{\left(\frac{1}{3} \right)} \quad (63-2)$$

فصل ۳: بیان مسئله و روش عددی

۳-۱ شرح مسئله

با توجه به مطالب گفته شده در فصل اول، خنک کاری پره های توربین گاز یک امر ضروری برای کارکرد ایمن و افزایش طول عمر پرها می باشد. لذا از گذشته تاکنون تحقیقات وسیعی در زمینه خنک کاری داخلی و خارجی توسط محققین انجام شده است. در این پژوهش به بررسی عددی و شبیه سازی جریان و انتقال حرارت در کانال های چهارپاسه ی تعبیه شده درون پرها، به عنوان مسیرهای مارپیچ خنک کننده داخلی توربین گاز پرداخته شده است. این مسیرها که در نواحی داخلی قسمت میانی وتر پره قرار دارند و حدود ۸۰ درصد از خنک کاری داخلی را بر عهده خواهند داشت. لذا جهت مطالعه بر روی این گذرگاه ها، کانال چهار پاسه ای که در سال ۱۹۹۹ توسط هوانگ و همکارانش^۱ [۶] مورد مطالعه ی تجربی قرار گرفته شده بود، به عنوان مرجع شبیه سازی استفاده شده، که با تغییر و اضافه نمودن برخی از پارامترهای هندسی مطابق با پیشنهادهای دیگر مطالعات، جهت بالا بردن عملکرد کلی حرارتی آن، در درون کانال خنک کننده پرداخته شده است. تمامی شرایط مرزی، خواص سیال، از مدل تجربی هوانگ و همکارانش گرفته شده است. اصلاح خم متصل کننده دو گذرگاه، افزودن پره های راهنما در خم ناحیه ی توپی^۲ کانال چهارپاسه، افزودن ریب های زاویه دار آشفته ساز در صفحات مکشی و فشاری و بررسی چرخش زاویه دار کانال نسبت به محور دوران از جمله اصلاحات و تغییرات باهدف بهبود عملکرد حرارتی بر روی این مدل کانال چهار پاسه بوده است که در این فصل به چگونگی حل عددی و شبیه سازی جریان و انتقال حرارت و همچنین شبکه بندی در کانال های مارپیچ چهار پاسه پرداخته شده است.

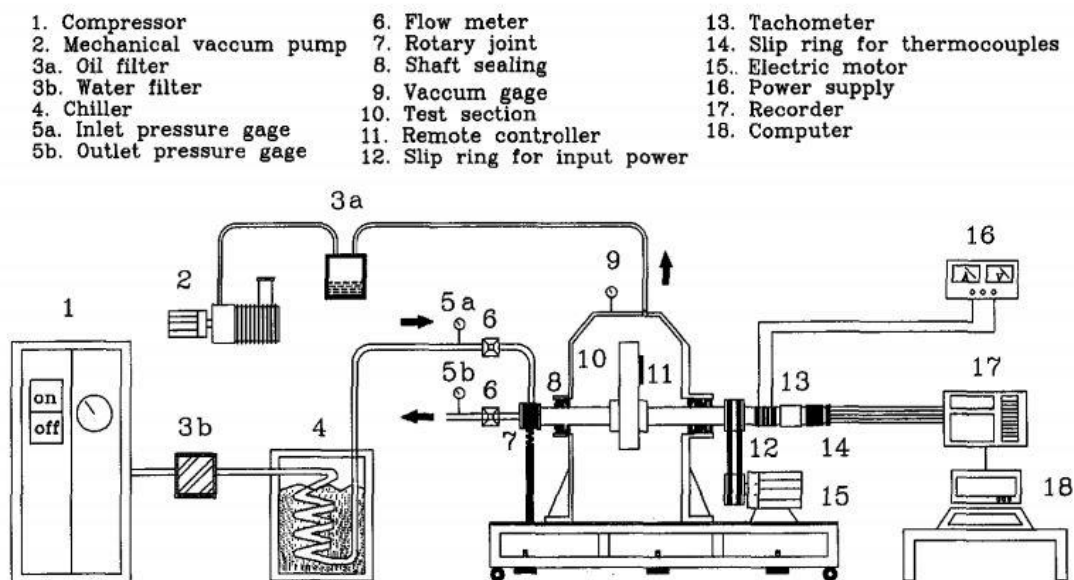
۳-۲ مدل آزمایشگاهی

هوانگ و همکارانش [۶] در مطالعه ی آزمایشگاهی بر روی کانال های چهارپاسه ی بدون آشفته کننده جریان (صاف)، با ابعاد هندسی و شرایط واقعی موتور هواپیما، به عنوان گذرگاه های خنک کاری داخلی

¹ Hwang *et al.*

² Hub region

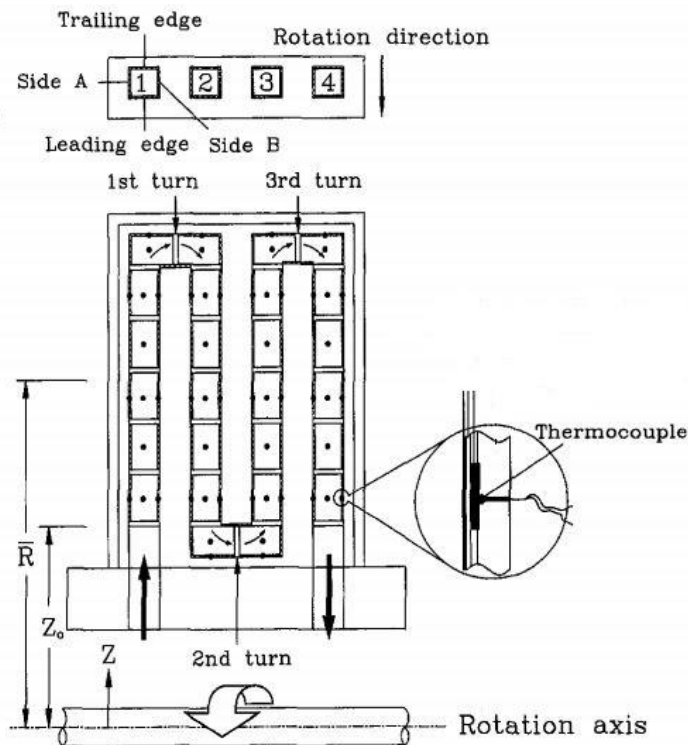
پارامترهای مؤثر مختلفی از جریان و انتقال حرارت را در دو حالت ثابت و چرخان با زاویه‌ی متعامد نسبت به محور دوران مطالعه کردند. این مطالعه در سه عدد رینولدز در محدوده‌ی ۲۰۰۰۰ تا ۴۰۰۰۰ و پنج عدد چرخش در محدوده‌ی ۰/۰۴۲ تا ۰/۲۱ انجام شد. تمامی سطوح دارای شار حرارتی ثابت برابر $۵۶۴۰ \frac{W}{m^2}$ می‌باشند. جریان ورودی به کانال توسط پیش سردکن در فشار ۵ اتمسفر و دمای ۲۸۳ کلوین قرار گرفته است. شماتیکی از سازه و وسایل آزمایشگاهی موردنیاز هوانگ و همکارانش جهت انجام مطالعه‌ی تجربی در شکل ۱-۳ آورده شده است.



شکل ۱-۳: تصویری از چینش وسایل مربوط به مطالعه‌ی آزمایشگاهی بر روی انتقال حرارت کانال چهار پاسه توسط هوانگ و همکارانش [۶]

دمای گذرگاه‌ها توسط ترموکوپل‌هایی که در بر روی خطوط مرکزی صفحات مکشی، فشاری و صفحات کناری تعبیه شده، خوانده می‌شود. به طوری که ۲۶ ترموکوپل بر روی صفحات مکشی و فشاری و بر روی صفحات کناری A و B به ترتیب ۱۶ و ۱۴ ترموکوپل قرار گرفته تا تغییرات دما را به صورت محلی بر روی تمامی دیواره‌ها، رصد و طی آن ناسلت محلی را بدست آورند. شکل ۲-۳ نمایی از هندسه‌ی کانال

چهارپاسه‌ی مطالعه‌ی تجربی هوانگ و همکارانش می‌باشد که جهت اعتبار سنجی مطالعه‌ی عددی از آن بهره برده‌ایم.



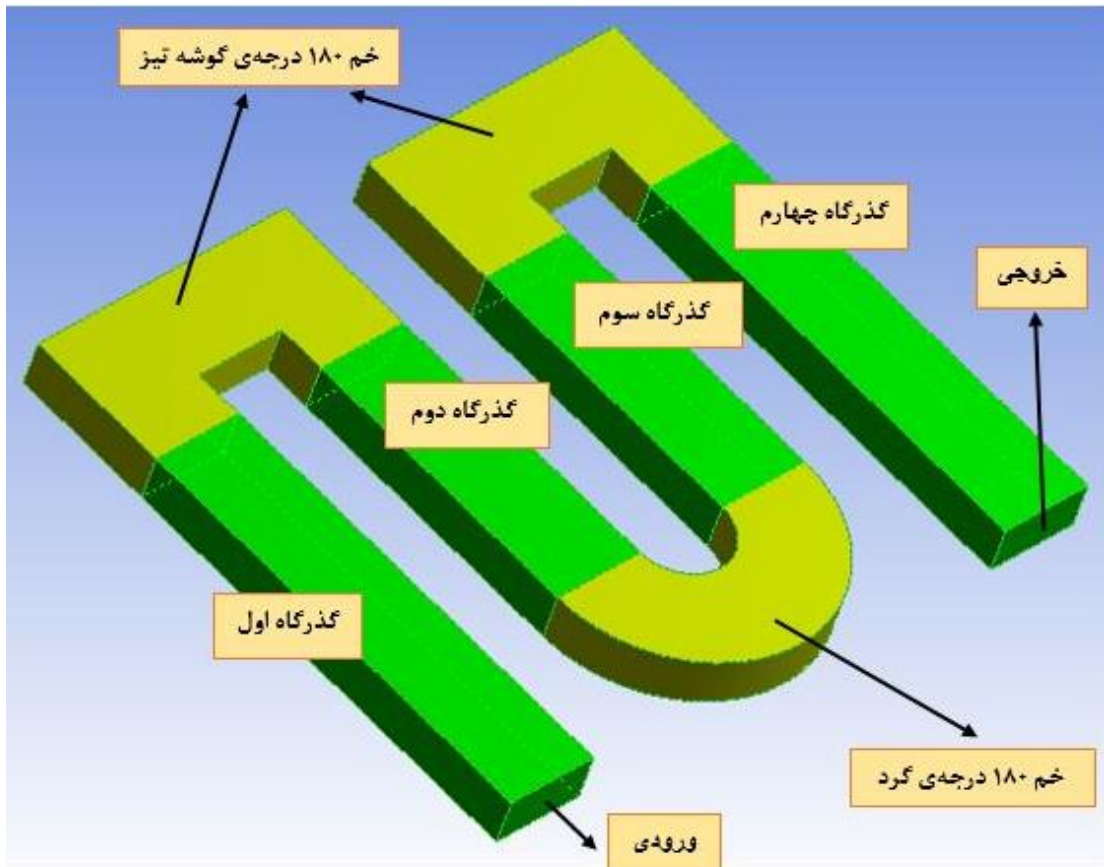
شکل ۳-۲: شکل هندسی مدل آزمایشگاهی هوانگ و همکارانش [۶]

۳-۳ هندسه‌ی میدان حل

در این شبیه‌سازی چهار هندسه‌ی متفاوت مورد تحلیل و بررسی قرار گرفته‌شده است. در این مبحث به بیان جزئیات هندسی این کانال‌ها پرداخته خواهد شد. در مورد اول که حالت مبنا و اساس این مطالعه می‌باشد، کانال چهارپاسه‌ی بدون زبری (صاف) که ناحیه‌ی خم متصل‌کننده گذرگاه اول و دوم و همچنین سوم و چهارم آن را خم ۱۸۰ درجه‌ی گوشه تیز و اتصال‌دهنده‌ی گذرگاه دوم و سوم را خم ۱۸۰ درجه‌ی گرد که به آن اصطلاحاً ناحیه‌ی تویی^۱ گویند، تشکیل داده، شکل ۳-۳ هندسی حالت مبنا و نواحی

^۱ Hub region

مختلف آن را به تصویر کشیده است. در مورد دوم، همان کانال مورد اول است، اما باهدف تأثیر پره‌های راهنما در کاهش افت فشار کل محفظه داخلی، در ناحیه‌ی توپی شکل از پره‌ی راهنما استفاده شده است. در مورد سوم بر روی صفحات بالایی (فشاری) و پایینی (مکشی) شکل هندسی حالت مبنا، از ریب‌های اغتشاشگر گوشه‌گرد استفاده شده، به طوری که ریب‌های اغتشاشگر به صورت غیرخطی^۱ روبروی

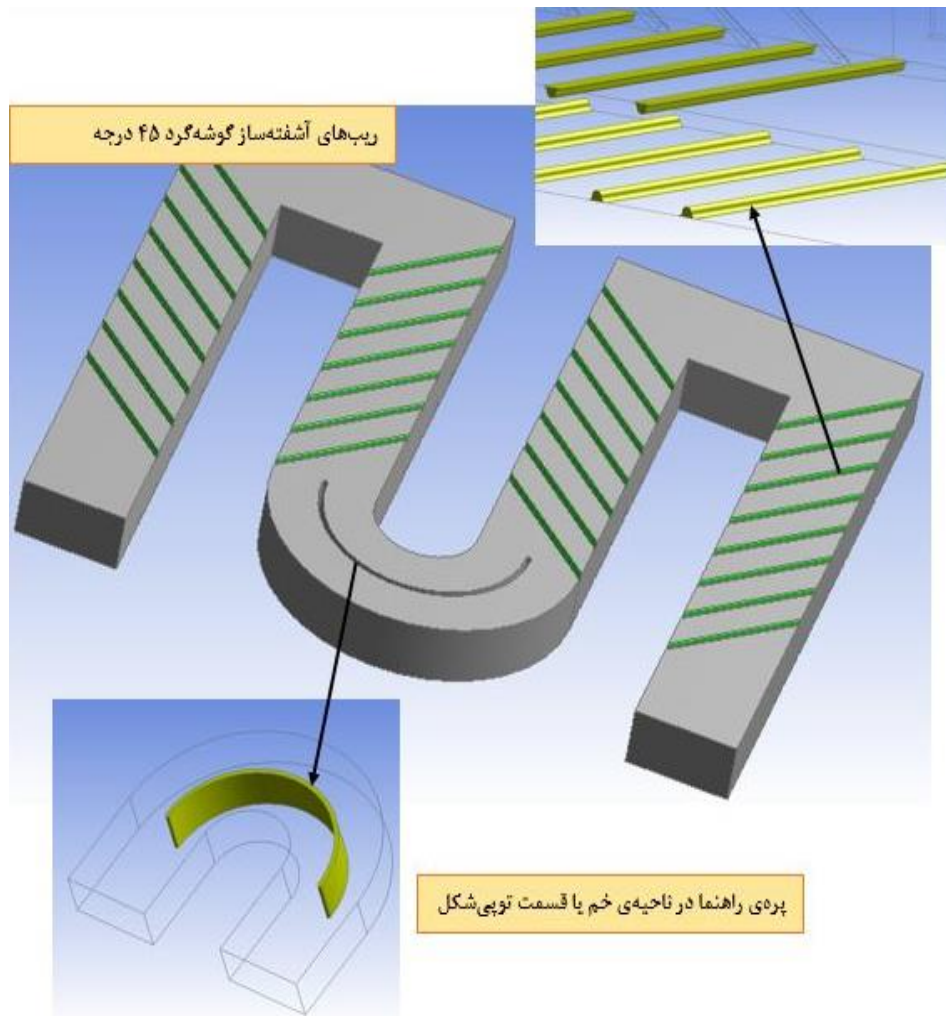


شکل ۳-۳: شکل هندسی مورد مبنا در بررسی عددی ب همراه مشخص کردن نواحی مختلف کانال

هم قرار گرفته‌اند. شکل ۳-۴ به صورت ترکیبی آرایش ریب‌های آشفته ساز و وجود پره‌ی راهنما در خم را به تصویر کشیده است. مورد چهارم، کانال با تغییر زاویه نسبت به محور دوران همراه است. که تأثیر

^۱ Staggered

آن در پره‌های چرخان بررسی خواهد شد.



شکل ۳-۴: کانال با آرایش ریب‌های آشفته‌کننده بر روی سطوح مکشی و فشاری به همراه پره‌ی راهنما در خم

در این حالت کانال با تغییر زاویه‌ی ۴۵ درجه نسبت به محور مختصات، در حال دوران می‌باشد. این تغییر زاویه به‌طور مستقیم بر الگوی جریان و انتقال حرارت کانال‌های دوار تأثیر خواهد گذاشت که به‌طور مفصل در نتایج فصل ۴ به آن می‌پردازیم. شکل ۳-۵ تغییر زاویه‌ی کانال را نسبت به محور دوران

نشان می‌دهد. آرایش، نوع و هندسه‌ی ریب‌های اغتشاشگر از تحقیق و بررسی وگنر و همکارانش^۱ [۴۱] در رابطه با انتقال حرارت در کانال‌های دوار چهارپاسه‌ی مارپیچ برگرفته‌شده است. به‌طوری‌که نسبت بی‌بعد گام به قطر هیدرولیکی ۱۰ و ارتفاع ریب به قطر هیدرولیکی ۰,۱ می‌باشد و همچنین ضخامت و محل قرارگیری پره‌ی راهنما جهت کاهش افت فشار در ناحیه‌ی توپی خم متصل‌کننده‌ی گذرگاه دوم و سوم برگرفته‌شده از مطالعه‌ی تجربی لی و همکارانش^۲ [۸] بر روی تأثیر پره‌ی راهنمای جریان بر کاهش افت فشار در کانال‌های مارپیچ دوار و بدون چرخش می‌باشد. زیرا کاهش افت فشار متناسب به محل قرارگیری این هدایت‌کننده‌ی جریان در خم بستگی دارد. اطلاعات هندسی کانال مینا و پره‌ی راهنما مطابق با جدول زیر خواهد بود.

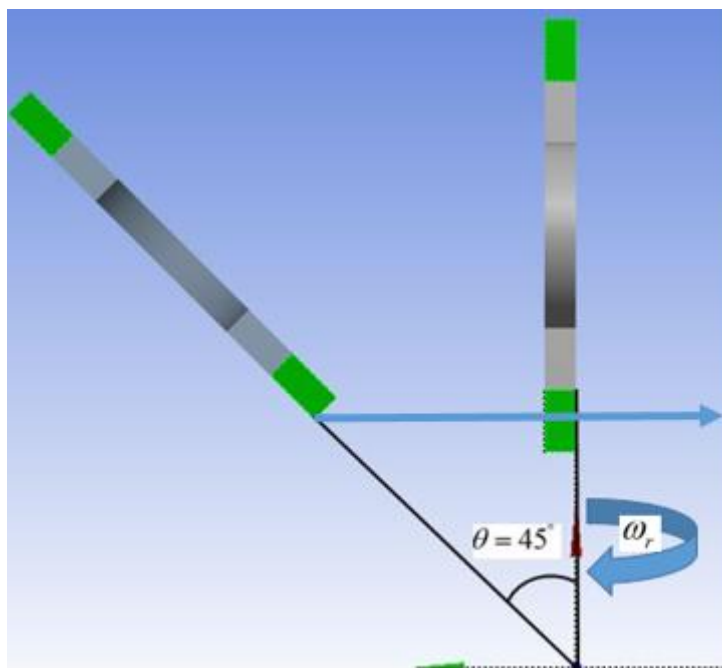
جدول ۱-۳: پارامترهای هندسی مربوط به کانال مینا

$AR = W/H$	$r_i^{TV} (mm)$	$r_o^{TV} (mm)$	$D_h (mm)$	$r_i (mm)$	$r_o (mm)$	W/W_{el}	W/W_{web}
۲:۱	۱۹/۵	۲۰/۵	۱۳/۳۳	۱۰	۳۰	۱	۱

در جدول ۱-۱ W/W_{web} و W/W_{el} به ترتیب نسبت عرض کانال به اختلاف فاصله‌ی خم توپی شکل و عرض کانال به فاصله‌ی بین دو گذرگاه می‌باشد. طول گذرگاه اول، چهارم و دوم، سوم به ترتیب برابر ۹۰ و ۶۰ میلی‌متر و ضخامت پره‌ی راهنما برابر ۱ میلی‌متر می‌باشد. r_o و r_i به ترتیب شعاع داخلی و خارجی ناحیه‌ی خم توپی و r_i^{TV} و r_o^{TV} نیز شعاع داخلی و خارجی هندسه‌ی پره‌ی راهنما می‌باشد.

¹ Wagner et al.

² Lei et al.



شکل ۳-۵: تغییر زاویه‌ی ۴۵ درجه‌ی کانال نسبت به محور چرخش

۳-۴ مدل‌سازی مسئله

در پژوهش حاضر باهدف مدل‌سازی و حل مسئله از نرم‌افزار دیزاین مدلر^۱ جهت ترسیم اشکان هندسی، برای ایجاد شبکه‌ی محاسباتی از انسیس‌مشینگ^۲ و برای حل و شبیه‌سازی جریان و انتقال حرارت؛ معادلات پیوستگی، ممنتوم، انرژی و معادلات اغتشاشاتی با استفاده از نرم‌افزار فلونت^۳ ۱۷/۲ انجام شده است. در این بخش در ابتدا نحوه‌ی ایجاد شبکه در دامنه‌ی حل بررسی شده و سپس به نتایج مستقل از شبکه و تعداد مش موردنیاز برای دامنه‌ی محاسباتی پرداخته و در ادامه تنظیمات حل گر و روش عددی و معیارهای همگرایی حل مسئله را مشخص کرده است.

۳-۴-۱ بررسی شبکه‌ی ایجادشده

با توجه به اینکه، این پروژه به بررسی جریان و انتقال حرارت در شرایط کاملاً توربولانس پرداخته است، شبیه‌سازی کاملاً به چگونگی حل یا مدل‌سازی زیر لایه‌ی لزج وابسته می‌باشد. برای تحلیل زیر لایه‌ی

¹ Design modeler

² Ansys meshing

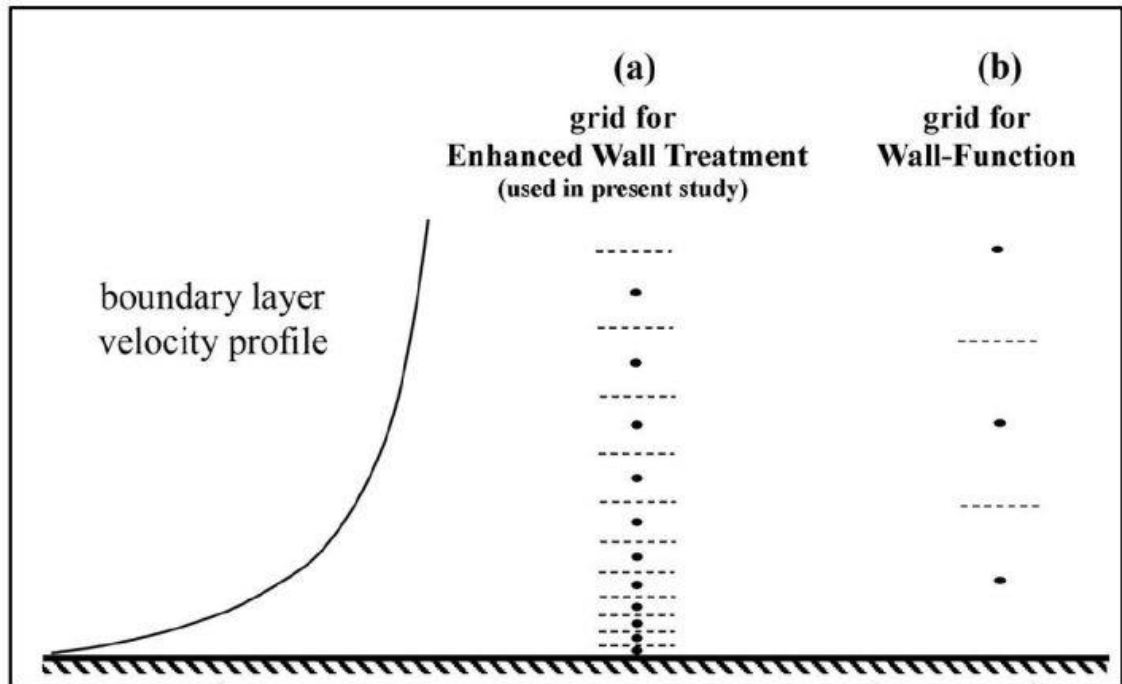
³ Fluent

لزوج^۱ توابع دیواره‌ی^۲ موجود در فلوئنت قادر به ارائه‌ی نتایج مناسب، مخصوصاً در نواحی خمیده‌ی خم‌ها که پدیده‌ی جدایش و اتصال مجدد سیال رخ می‌دهد، نخواهند بود. بنابراین برای رسیدن به نتایج قابل قبول از رفتار ویژه‌ی دیواره استفاده شده است. در رفتار ویژه یا افزایش‌دهی دیواره^۳، جریان در نزدیکی دیواره به صورت کامل حل می‌شود و هیچ‌گونه شبیه‌سازی یا فرضی برای حل جریان در نزدیکی دیواره، انجام نخواهد شد. از این رو شبکه‌ی محاسباتی در نزدیکی دیواره، باید به اندازه‌ی کافی ریز باشد تا بتواند گرادیان‌های شدید پیرامون آن را پوشش دهد. در توابع دیواره در فلوئنت از یک سری روابط تجربی و تقریب‌هایی برای ناحیه‌ی کنار دیواره استفاده می‌شود که جریان حول آن را با استفاده از روابط ریاضی ثابت، مدل‌سازی می‌کند. البته باید خاطرنشان کرد که این توابع دیواره برای مدل کردن رفتار دیواره در جریاناتی که تحت رینولدزهای بالایی قرار دارند مفید می‌باشد. زیرا با افزایش رینولدز ضخامت لایه‌ی مرزی کاهش می‌یابد، که باعث خواهد شد شبکه‌ی نزدیک دیواره به شکل فوق‌العاده‌ای ریز شود و حجم شبکه‌بندی افزایش یابد، که استفاده از توابع در این شرایط باعث جلوگیری از افزایش حجم شبکه‌بندی شود. تفاوت شبکه‌بندی در نزدیک دیواره برای تابع دیواره و رفتار ویژه‌ی دیواره در شکل ۳-۶ آورده شده است. در شکل ۳-۶ شبکه‌ی (a) برای حالتی است که از توابع دیواره استفاده نمی‌شود و معادل رفتار افزایش‌دهی دیواره در فلوئنت است. در شبکه‌بندی به این صورت مقدار y^+ در نزدیکی دیوار باید بین ۱ تا ۵ باشد. که محدوده‌ی زیر لایه‌ی لزج را در بر بگیرد. برای ایجاد این‌گونه شبکه‌ها از شبکه لایه‌مرزی یا تراکم مش در نزدیک دیواره‌ها استفاده می‌شود. در این نوع شبکه، فاصله اولین مش از دیواره و نرخ رشد آن به راحتی قابل کنترل است و می‌توان با ایجاد فاصله‌ی مناسب برای اولین شبکه‌ی کنار دیوار، میزان y^+ را به صورت دلخواه تنظیم کرد.

¹ Viscos sublayer

² Wall function

³ Enhanced wall treatment



شکل ۳-۶: تفاوت شبکه‌ی مناسب برای تابع دیوار و رفتار ویژه دیواره [۱]

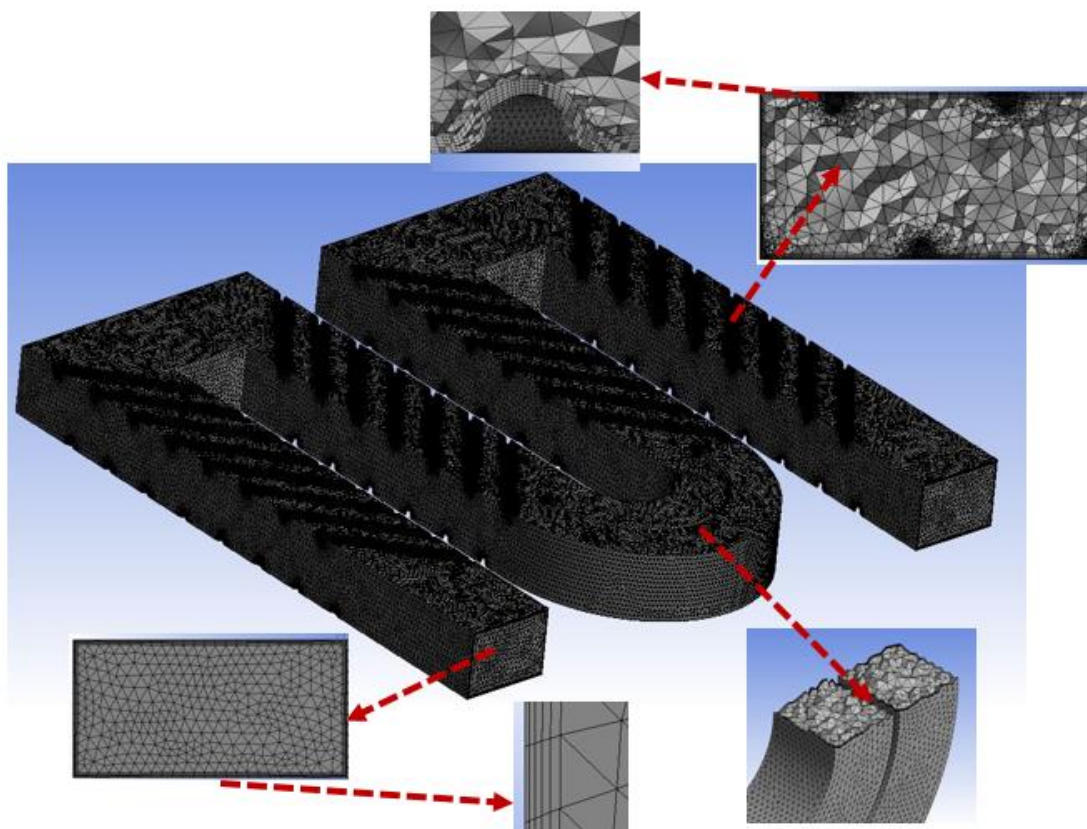
مش لایه‌ی مرزی که توسط انسیس‌مشینگ در نزدیکی دیواره ایجاد می‌شود، مشی ساختاریافته با سلول‌های پنج‌وجهی^۱ می‌باشد. نرخ رشد فاصله‌ی سلول‌ها باید طوری تنظیم شود که شبکه حالتی یکنواخت داشته باشد به طوری که حداکثر مقدار آن معمولاً برابر $1/3$ خواهد بود. برای این شبیه‌سازی و گرفتن نتایج، این مقدار را برابر $1/15$ قرار داده‌ایم که با توجه به این نسبت تا ۵ لایه در جهت عمودی بر دیواره تراکم مش داشته‌ایم. این تنظیمات در قسمت تراکم^۲ مش، اولین ضخامت از دیواره^۳، توسط نرم‌افزار انسیس‌مشینگ انجام شد. در شکل ۳-۷ تصویر کاملی از شبکه‌ی دامنه‌ی حل در حالت سه‌بعدی برای کانال ریب‌دار با پره‌ی راهنما، نمایش داده شده است. برای اعتبارسنجی نتایج، مدل‌های توربولانسی

¹ Prism elements

² Inflation

³ First layer thickness

مختلفی از جمله خانواده‌ی کی اپسیلون^۱، کی امگا^۲ و مدل تنش رینولدزی- تنش امگا^۳ مورد استفاده قرار گرفته که در تمامی آن‌ها رفتار دیواره با توجه به مقدار $1 \leq y^+ \leq 5$ ، به صورت کامل حل شد. مقدار فاصله از دیواره با توجه به تغییر رینولدز، عددی متفاوت خواهد بود. به طوری که برای حل رفتار دیواره باید در بازه‌ی ۱ تا ۵ قرار بگیرد تا نتایج حاصله مطلوب شود.



شکل ۳-۷: شبکه‌ی ایجاد شده در دامنه‌ی محاسباتی برای کانال چهارپاسه ریبدار با پره‌ی راهنما در ناحیه‌ی تویی

¹ K- ϵ

² K- ω

³ Reynolds stress model(RSM) – omega stress

۳-۴-۲ استقلال از شبکه

به منظور بدست آوردن نتایج پژوهش به صورت مستقل از شبکه‌ی محاسباتی، چهار شبکه‌ی محاسباتی با وای پلاس مناسب برای دو هندسه متفاوت از کانال‌های چهار پاسه با مدل توربولانسی تنش رینولدزی-تنش امگا مورد بررسی قرار گرفته شده است. در این بررسی نتایج پارامترهای ناسلت متوسط، ضریب اصطکاک، به ترتیب به عنوان معیارهایی بر انتقال حرارت و افت اصطکاک ایجاد شده در کانال چهارپاسه مورد ارزیابی قرار گرفته‌اند. در رابطه با مش لایه‌ی مرزی در مبحث قبلی صحبت شد اما مش بقیه‌ی دامنه‌ی محاسباتی به خصوص در نواحی انحنادار و نوک تیز مانند ریب‌های گوشه گرد، خم‌ها و پره‌ی راهنما به دلیل پیچیده و شدید بودن گرادیان‌ها، سعی شده مش پیرامون آن‌ها ریزتر شود که در تنظیمات مربوط به نرم‌افزار شبکه‌بندی این مورد لحاظ شده است. بر طبق نتایج حاصل از استقلال از مش، در ناحیه‌ی بالادست لایه‌مرزی حداقل نیاز به ۱۰ الی ۲۰ المان داریم تا تقریباً همه‌ی پدیده‌های حاصل از جدایش جریان، اتصال مجدد جریان، جریانات ثانویه ناشی از خم‌ها ریب‌های اغتشاشگر و همچنین جریانات ناشی از دوران کانال در دامنه‌ی محاسباتی، دیده شود. کانال چهارپاسه‌ی صاف و ریب‌دار با پره‌ی راهنما در ناحیه‌ی تویی شکل به عنوان دو هندسه‌ی اساسی این پژوهش، از نظر استقلال نتایج از شبکه‌ی محاسباتی، در عدد رینولدز ۲۰۰۰۰، با مدل توربولانسی هفت معادله‌ای تنش رینولدزی-تنش امگا مورد سنجش قرار گرفته‌اند. این استقلال از شبکه برای کانال صاف در جداول ۳-۲ و ۳-۳ مقدار ناسلت متوسط و ضریب افت اصطکاک را برای المان‌های مختلف ارائه داده است.

جدول ۳-۲: بررسی مقدار متوسط ناسلت برای کانال چهارپاسه‌ی صاف با پره‌ی راهنما برای نشان دادن استقلال از مش در رینولدز ۲۰۰۰۰

شبکه	تعداد المان‌ها	مقدار متوسط ناسلت	درصد خطا(%)
۱	۱۱۵۱۱۸۵	۷۶/۴۴	۷/۰۶
۲	۲۰۷۶۵۱۳	۷۷/۸۵	۵/۳۵
۳	۳۴۶۲۵۸۹	۸۰/۸۱	۱/۷۶
۴	۶۰۲۷۶۰۶	۸۲/۲۶	-

جدول ۳-۳: بررسی مقدار ضریب اصطکاک برای کانال چهارپاسه‌ی صاف با پره‌ی راهنما برای نشان دادن استقلال از مش در رینولدز ۲۰۰۰۰

شبکه	تعداد المان‌ها	ضریب اصطکاک	درصد خطا(%)
۱	۱۱۵۱۱۸۵	۰/۰۳۱۱	۸/۷۷
۲	۲۰۷۶۵۱۳	۰/۰۳۸	۷/۸۲
۳	۳۴۶۲۵۸۹	۰/۰۲۸۲	۱/۴۰
۴	۶۰۲۷۶۰۶	۰/۰۲۸۶	-

جدول ۳-۴: بررسی مقدار متوسط ناسلت برای کانال چهارپایه‌ی ریب‌دار با پره‌ی راهنما برای نشان دادن استقلال از مش در رینولدز ۲۰۰۰۰

شبکه	تعداد المان‌ها	مقدار متوسط ناسلت	درصد خطا(%)
۱	۷۰۹۲۳۴۱	۸۱/۸۷	۱۳/۰۱
۲	۹۸۱۷۴۵۵	۸۷/۲۵	۷/۳۰
۳	۱۳۴۷۰۷۸۲	۹۱/۲۸	۳/۰۱
۴	۱۷۱۱۶۸۲۰	۹۴/۱۲	-

جدول ۳-۵: بررسی مقدار ضریب اصطکاک برای کانال چهارپایه‌ی ریب‌دار با پره‌ی راهنما برای نشان دادن استقلال از مش در رینولدز ۲۰۰۰۰

شبکه	تعداد المان‌ها	ضریب اصطکاک	درصد خطا(%)
۱	۷۰۹۲۳۴۱	۰/۰۴۸۲	۲۱/۵
۲	۹۸۱۷۴۵۵	۰/۰۵۱۱	۱۶/۸۱
۳	۱۳۴۷۰۷۸۲	۰/۰۵۷۹	۵/۶۳
۴	۱۷۱۱۶۸۲۰	۰/۰۶۱۶	-

در کانال چهار پاسه‌ی ریب‌دار به دلیل وجود ریب‌های گوشه‌گرد متعدد در وجوه مکشی و فشاری، به تعداد المان‌های بیشتری برای نشان دادن پدیده‌های مختلف ناشی از اغتشاشات نیاز داریم. در جدول ۳-۴ و ۳-۵ نتایج المان‌های مختلف را جهت استقلال از مش بررسی شده است. در بررسی بر روی تغییر مقدار ناسلت متوسط دیواره‌های کانال، ناشی از افزایش المان‌ها باهدف رسیدن به نتایج مستقل از شبکه در حالت سه‌بعدی، شبکه‌ی چهارم را به‌عنوان مبنا در نظر گرفته و دیگر نتایج حاصل از بقیه‌ی شبکه‌ها را با آن موردسنجش قرار داده‌ایم. دیده‌شده است اختلاف نتایج بین شبکه‌ی حالت سوم و چهارم بسیار کم می‌باشد. به همین دلیل برای صرفه‌جویی در زمان حل و شبیه‌سازی محاسبات عددی، نتایج شبکه‌ی نوع سوم را به‌عنوان نتایج مستقل از تعداد شبکه در نظر گرفته‌ایم. این میزان خطا برای ناسلت متوسط دیواره‌ها به ترتیب برای حالت کانال صاف و ریب‌دار به ترتیب برابر ۱/۷۶۲ و ۳/۰۱۶ و برای میزان افت فشار در ورودی و خروجی کانال صاف و ریب‌دار هم به ترتیب برابر ۱/۴۰۸ و ۵/۶۳۶ می‌باشد.

۳-۴-۳ شرایط مرزی و خواص سیال

این مطالعه با استفاده از شرایط مرزی و خواص سیال گزارش‌شده در مطالعه‌ی آزمایشگاهی هوانگ و همکارانش^۱ [۶] بر روی انتقال حرارت در کانال‌های چهار پاسه‌ی چرخان، مورد شبیه‌سازی قرار گرفته‌است. اطلاعات مربوط به خواص سیال هوای خنک‌کننده ورودی کانال چهارپاسه مطابق جدول زیر می‌باشد.

جدول ۳-۶: خواص سیال ورودی به کانال بر اساس داده‌های مطالعه‌ی تجربی هوانگ و همکارانش [۶]

$P_{inlet} (atm)$	$T_{inlet} (K)$	$\rho (kg/m^3)$	$\lambda (W/m.k)$	$\mu (kg/m.s)$	$C_p (KJ/k.kg)$	Pr
۵	۲۸۳	۱/۱۸۰۹۹۸	۰/۰۲۵۱۳۲	۱/۷۷۷e-۵	۱/۰۱۴۶۰۶	۰/۷۱

¹ Hwang et al.

در این پژوهش برای تمامی حالات مورد بررسی شرط مرزی در ورودی به کانال‌های خنک‌کننده‌ی ماریچ، سرعت ورودی^۱ در نظر گرفته شده است. برای تحلیل و مقایسه نتایج با یکدیگر، مطالعه در سه عدد رینولدز مختلف، ۲۰۰۰۰، ۴۰۰۰۰ و ۶۰۰۰۰ انجام شده است. لذا سرعت‌های ورودی به کانال بر اساس قطر هیدرولیکی کانال و خواص ورودی به ترتیب برابر ۴/۳۱۳۶، ۸/۶۲۷۲ و ۱۲/۹۴۰۹ متر بر ثانیه می‌باشد. شرط مرزی در خروج کانال نیز فشار خروجی^۲ در نظر گرفته شد. شرط مرزی هیدرولیکی و حرارتی دیواره‌های کانال خنک‌کننده را به ترتیب بدون لغزش^۳ و شار ثابت در نظر گرفتیم. شار حرارتی به تمامی دیواره‌ها و ریب‌ها به جز پره‌ی راهنما در ناحیه‌ی توپی، مقداری برابر $5640 \frac{W}{m^2}$ اعمال شده است. شدت توربولانسی^۴ سیال خنک‌کننده در ورودی و خروجی کانال برابر ۱۰ در نظر گرفته شد.

۳-۴-۴ تنظیمات حل گر و روش عددی

در این پژوهش تمامی معادلات جریان و انرژی، در حالت پایا می‌باشند. با توجه به هوا به‌عنوان سیال انتخابی جهت خنک‌کاری و اختلاف دمایی ناچیز (در حدود ۳۰ درجه) برای تمامی حالت‌ها در ورودی و خروجی کانال ماریچ (باعث تغییرات جزئی در مقدار خواص می‌شود) و همچنین سرعت ورودی به کانال‌ها در سه عدد رینولدز مختلف مورد مطالعه، (که عدد ماخ آن‌ها کمتر ۰/۳ می‌باشد)، به همین منظور معادلات جریان در حالت تراکم ناپذیر و مقدار چگالی در طول جریان کانال ثابت در نظر گرفته شده است. به دلیل محدوده‌ی عدد رینولدز مورد مطالعه، که در محدوده‌ی آشفتگی قرار دارد از مدل‌های آشفتگی مختلفی، جهت تحلیل جریان و انتقال حرارت استفاده شده، که از بین این مدل‌ها، معادلات آشفتگی مدل تنش رینولدزی-تنش رینولدز به‌عنوان مدل برتر شبیه‌سازی برگزیده شده است. در قسمت

¹ Velocity inlet

² Pressure outlet

³ No slip

⁴ Turbulent intensity

روش حل در نرم‌افزار تجاری فلوئنت ۱۷/۲، برای کویله حل شدن معادلات سرعت و فشار از طرح سیمپل^۱ بهره گرفته شده است. طی اعتبار سنجی مسئله دیده شد که گسسته سازی معادلات انرژی، ممنوم و انرژی، در حالت پیشرو مرتبه‌ی دوم همگرایی و نتایج مطلوب‌تری در مقایسه با نتایج آزمایشگاهی به نسبت حالت پیشرو مرتبه‌ی اول نشان داده است. لذا برای گسسته سازی معادلات از روش پیشرو مرتبه‌ی دوم و برای گسسته سازی معادلات فشار از حالت استاندارد استفاده شده است. برای شبیه‌سازی پره‌های دوار از حل گر قاب مرجع چرخان^۲ در فلوئنت استفاده شده است. لذا توسط این حل گر نیروی کوریولیس و گریز از مرکز به دامنه‌ی محاسباتی اعمال می‌شود. پره‌های دوار با مقدار سرعت زاویه‌ای ثابت ۱۰۰rpm و ۴۰۰rpm مورد شبیه‌سازی قرار گرفته‌اند. شعاع دوران برای تمامی اعداد چرخش برابر ۴۸۰ میلی‌متر در نظر گرفته شده است.

۳-۵ معیار همگرایی

به منظور اطمینان پیدا کردن از همگرا شدن معادلات و تغییر نکردن نتایج، شروط زیر را به عنوان معیارهای همگرایی معادلات حاکم بر حل عددی مسئله انتخاب کردیم.

۱. مقدار باقی‌مانده‌ی معادلات پیوستگی $10e-4$ ، ممنوم و انرژی باید کمتر از $10e-6$ باشد.
۲. اختلاف دبی جرمی ورودی و خروجی از کانال‌های خنک‌کننده‌ی داخلی، کمتر از $10e-4$ باشد.
۳. نمودار ناسلت متوسط سطوح مختلف کانال و همچنین ناسلت به صورت محلی در نقاطی که بر روی خط مرکزی سطوح فشاری و مکشی تعریف شده‌اند، در تکرارهای مختلف بدون تغییر باقی بماند. در صورت نوسانی بودن جواب در تکرارهای مختلف، نوسانات باید به صورت منظم باشند که بیشترین کمترین مقدار آن پیرامون عددی، با دامنه‌ای در حدود ۲ یا ۳ در حال نوسان باشد.

¹ simple

² Moving reference frame (MRF)

فصل ۴: نتایج حاصل از شبیه‌سازی

۴-۱ مقدمه

در این فصل به نتایج مربوط به شبیه‌سازی کانال‌های مختلف صاف و ریب‌دار در حالت ثابت و دوار پرداخته خواهد شد. به‌طور خلاصه به بررسی اثر پره‌ی راهنما در ناحیه‌ی خم توپی شکل بر کاهش افت فشار و ضریب افت اصطکاک کل محفظه‌ی خنک‌کننده، نصب ریب‌های گوشه گرد ۴۵ درجه در صفحات مکشی و فشاری جهت افزایش ضریب عملکرد حرارتی کانال و همچنین چرخش متعامد و غیر متعامد نسبت به محور دوران که می‌تواند بر توزیع انتقال حرارت و جریان کانال تأثیر بگذارد، از جمله محورهای اصلی مورد بحث در این پژوهش می‌باشد.

۴-۲ اعتبار سنجی

برای اعتبارسنجی نتایج، کانال‌های چندپاسه‌ی مارپیچ ثابت و دوار که گذرگاه‌های آن توسط خم‌های متعدد ۱۸۰ درجه‌ی گوشه تیز به یکدیگر متصل شده‌اند، از نتایج تجربی هوانگ و همکارانش^[۶] بر روی انتقال حرارت کانال چهارپاسه‌ی صاف برای دو حالت ثابت و چرخان، مورد استفاده قرار گرفته‌شده است. نتایج تجربی، میزان انتقال حرارت را به‌صورت نسبت نرمالایز شده‌ی ناسلت به ناسلت کانال صاف و همچنین مقدار ناسلت به‌صورت محلی بر روی خط مرکزی دیواره‌های کناری، فشاری و مکشی پاس‌های مختلف، در سه عدد رینولدز در محدوده‌ی ۲۰۰۰۰ الی ۴۰۰۰۰ و پنج عدد چرخش در محدوده‌ی ۰/۴۲ الی ۰/۲۱ بدست آوردند. در ادامه به بررسی و صحت سنجی نتایج کانال‌های ثابت و دوار به‌صورت جداگانه پرداخته می‌شود.

۴-۲-۱ اعتبار سنجی محفظه‌ی خنک‌کننده‌ی بدون چرخش

برای اعتبارسنجی شبیه‌سازی و مقایسه میزان ناسلت کانال چهارپاسه با خم‌های ۱۸۰ درجه‌ی گوشه تیز، از مدل‌های توربولانسی، با ویژگی‌های مختلف و متفاوتی در فلوئنت ۱۷/۲ استفاده شده است، تا نزدیک‌ترین داده به نتایج آزمایشگاهی حاصل شود. لازم به ذکر می‌باشد که این مقایسه جهت اعتبار

¹ Hwang *et al.*

سنجی در رینولدز ۲۰۰۰۰ برای شبیه‌سازی محفظه‌های بدون چرخش به انجام رسیده است. مدل‌های استفاده‌شده جهت مقایسه عبارت از: مدل‌های دومعادله‌ای نظیر تمامی مدل‌های کی اپسیلون^۱ و کی امگا^۲ با و بدون ویژگی برای نواحی رینولدزهای پایین^۳ و مدل‌های هفت معادله‌ای تنش رینولدز^۴ بوده است. شکل ۴-۱ نتایج نرمالایز شده‌ی ناسلت به‌صورت محلی بر روی سطح فشاری در حالت بدون چرخش کانال را برای برخی از مدل‌های توربولانسی مختلف نشان می‌دهد. نتایج با توجه به محل قرارگیری، ۲۶ ترموکوپلی که در حالت آزمایشگاهی بر روی سطح فشاری قرار دارند بدست آمده است. این ترموکوپل‌ها بر روی خط مرکزی دیواره‌های سطوح مختلف گذرگاه‌ها میزان دمای دیواره را گزارش می‌دهند. با داشتن دمای بالک و شرایط مرزی حرارتی شار ثابت دیواره‌ها ابتدا ضریب انتقال حرارت محلی و سپس ناسلت محلی برای هر نقطه حاصل می‌شود. با توجه به نتایج تجربی مدل خنک‌کننده‌ی هوانگ [۶]، مشاهده می‌شود که مدل توربولانسی هفت معادله‌ای تنش رینولدز با ویژگی مدل تنش امگا^۵ به دلیل میزان متوسط خطای عددی کمتر نسبت به دیگر مدل‌های توربولانسی، نزدیک‌ترین نسبت ناسلت را در مقایسه با نتایج تجربی ایجاد می‌کند. این میزان خطای عددی متوسط برای چندی از مدل‌های توربولانسی- تنش رینولدزی، کی امگا اس‌اس‌تی، کی امگای استاندارد و کی اپسیلون واقع‌گرا به ترتیب برابر ۱۰/۳۶، ۲۲/۱۸، ۲۹/۶۱، ۲۳/۵۰ می‌باشد. ضمناً در حالت ثابت مطابق نتایج تجربی مشاهده‌شده که سطوح فشاری و مکشی روبروی هم میزان ناسلت یکسانی دارند. زیرا توزیع جریان بر روی سطوح فشاری و مکشی تقریباً یکسان می‌باشد.

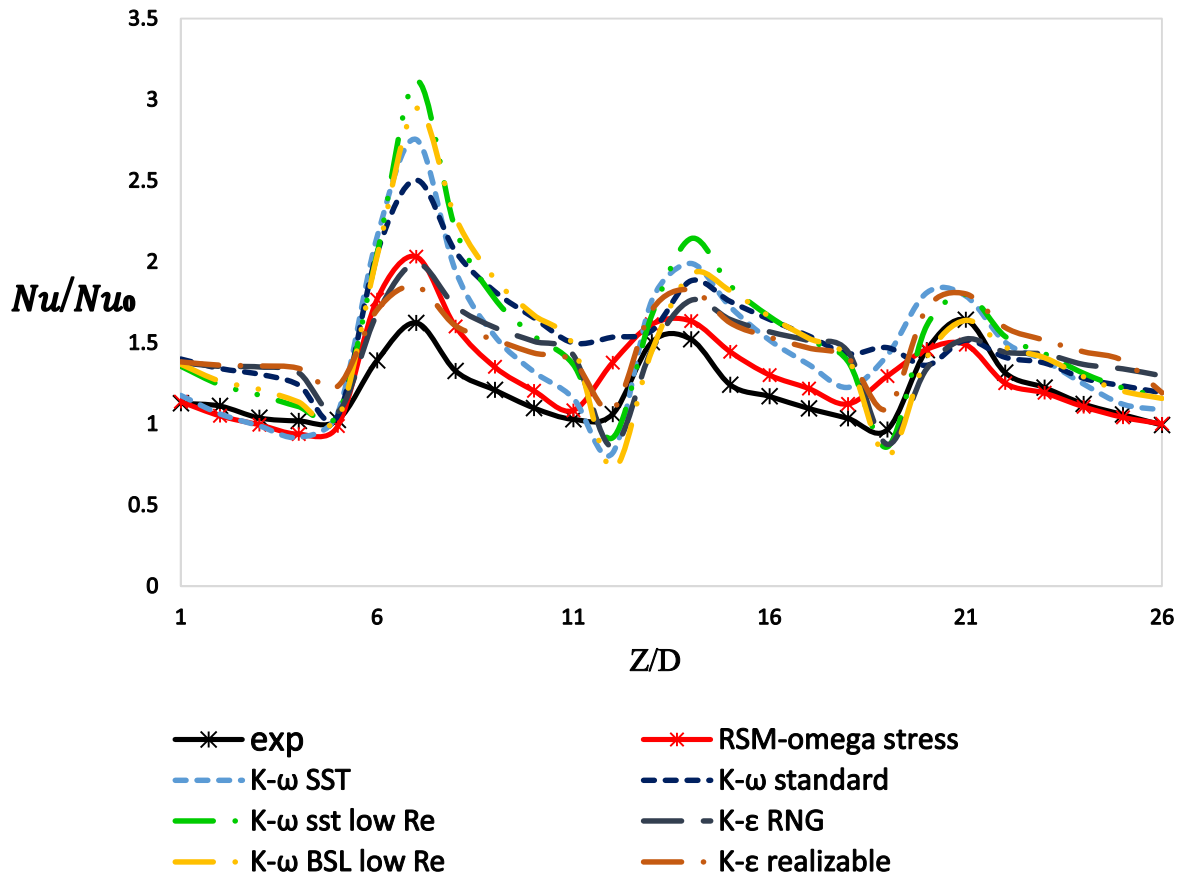
¹ K-ε model

² K-ω model

³ Low-reynolds

⁴ Reynolds stress model

⁵ RSM. Stress-omega



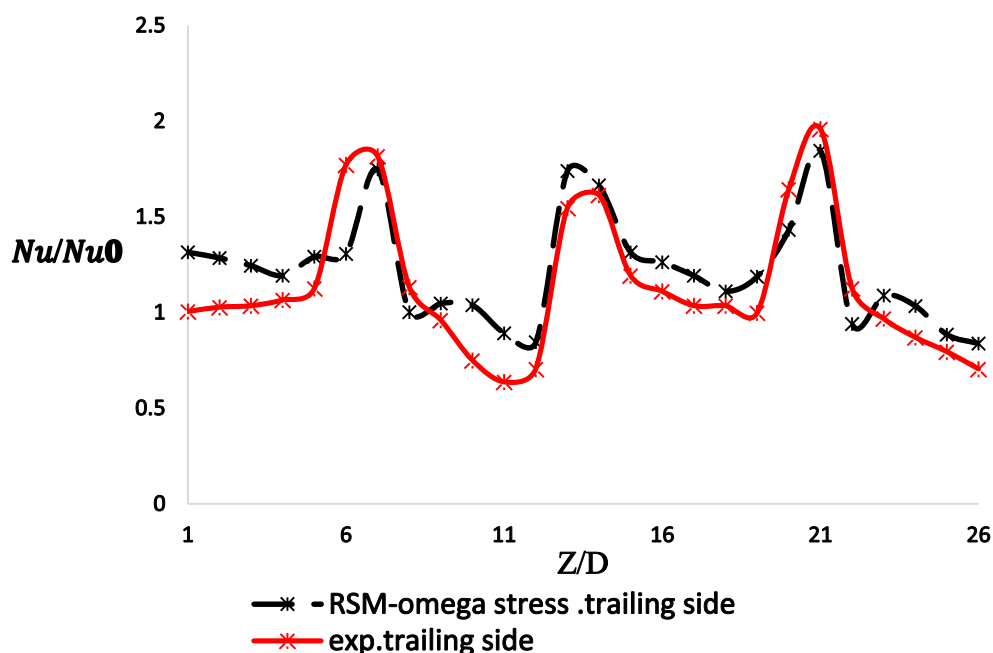
شکل ۴-۱: مقایسه‌ی مدل‌های توربولانسی مختلف در بدست آوردن میزان نسبت ناسلت بر روی سطح فشاری کانال بدون چرخش در رینولدز ۲۰۰۰۰

۴-۲-۲ اعتبار سنجی محفظه‌ی خنک‌کننده‌ی دوار

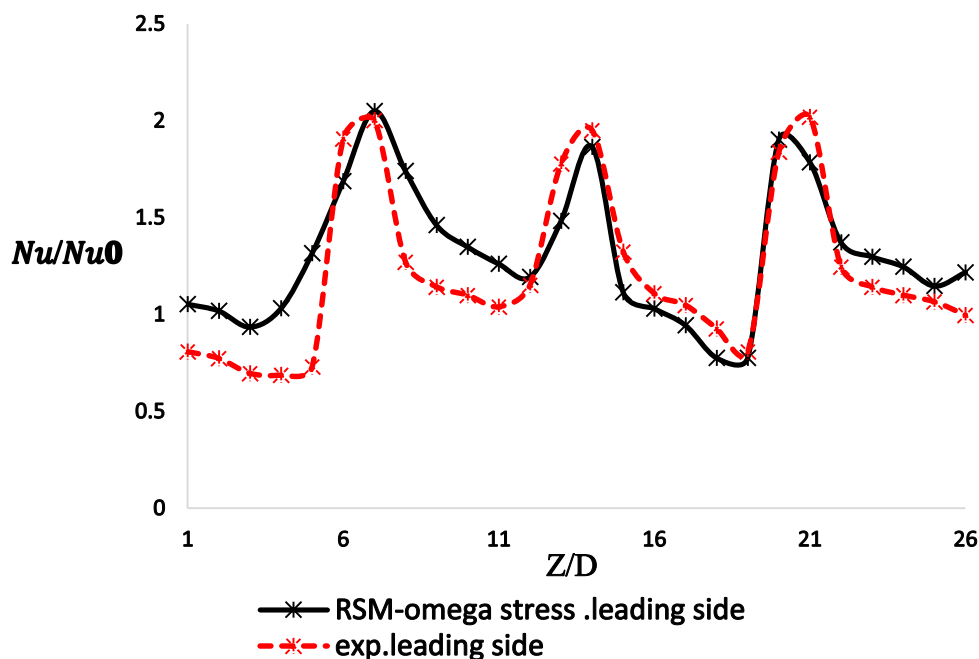
مدل توربولانسی تنش رینولدزی- تنش امگا به مدل ω -smc معروف می‌باشد طی مطالعات عددی براهیم و چو^۱ [۴۳, ۴۵] بر روی کانال‌های چهارپاسه‌ی ریب‌دار و صاف، مدل توربولانسی تنش رینولدزی نیز به‌عنوان مدلی مناسب، جهت شبیه‌سازی توزیع جریان و انتقال حرارت کانال‌های چهارپاسه‌ی مارپیچ، واقع در قسمت میانی داخلی پره در دو حالت با و بدون دوران شناخته‌شده‌اند. لذا برای صحت‌گذاری نتایج برای حالت کانال دوار، از مدل توربولانسی تنش رینولدزی بهره گرفته شد، طی این شبیه‌سازی

^۱ Brahim and chu

مشاهده شده این مدل، نتایج مناسبی برای محافظه‌ی چرخان ارائه می‌دهد. در حالت کانال بدون چرخش میزان توزیع ناسلت سطوح فشاری و مکشی مشابه یکدیگر می‌باشند. اما در حالت کانال دوار به دلیل وجود نیروی کوریولیس و گریز از مرکز و به وجود آوردن گردابه‌های مختلف ناشی از آنها، باعث تغییر پروفیل سرعت و همچنین سوق پیدا کردن هسته‌ی جریان اصلی به یک سمت بر روی سطوح خواهد شد، که نتیجه‌اش اختلاف توزیع ناسلت بر سطوح مکشی و فشاری را به همراه دارد. بنا به جهت چرخش این توزیع جریان و انتقال حرارت نیز متفاوت خواهد بود. شکل ۲-۴ و ۳-۴ به ترتیب میزان ناسلت را بر روی خط مرکزی دیواره‌های سطوح فشاری و مکشی نشان داده است. میزان خطای متوسط عددی ناسلت محلی نسبت به نتایج تجربی، به ترتیب برای سطوح مکشی و فشاری برابر ۱۸٫۱۰ و ۱۵٫۵ درصد می‌باشد. لازم به ذکر است، شبیه‌سازی در رینولدز ۲۰۰۰۰ و سرعت زاویه‌ای ۲۵۰rpm (عدد چرخش ۰/۰۴۲) با هدف اعتبارسنجی و مقایسه‌ی نتایج عددی و تجربی انجام شده است.



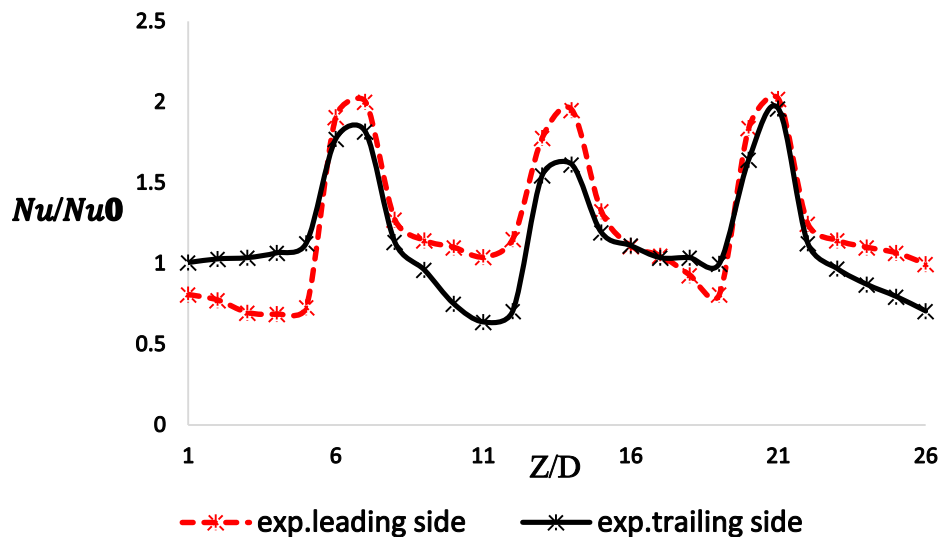
شکل ۲-۴: مقایسه‌ی میزان نسبت ناسلت با نتایج تجربی بر روی سطح فشاری کانال در حالت چرخان در عدد چرخش ۰/۰۴۲



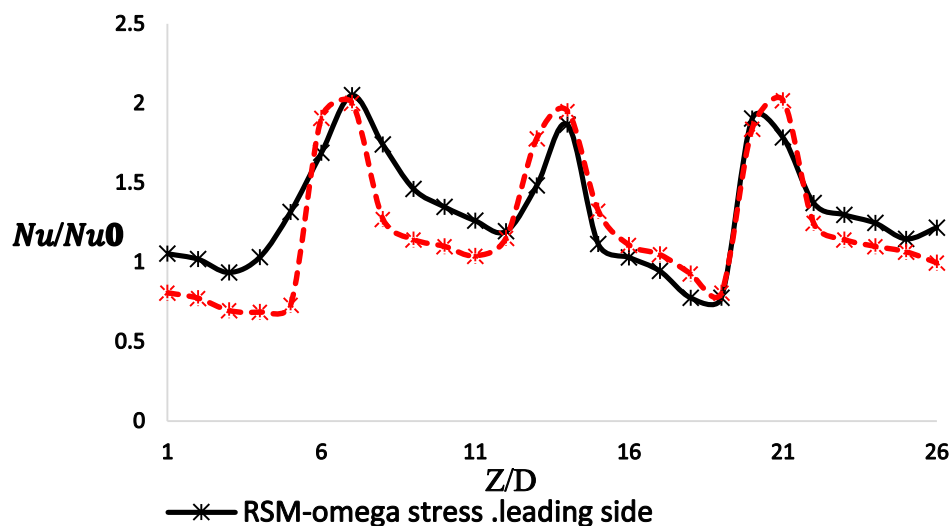
شکل ۴-۳: مقایسه‌ی میزان نسبت ناسلت با نتایج تجربی بر روی سطح مکشی کانال در حالت چرخان در عدد چرخش ۰/۰۴۲

در حالت چرخان مشاهده می‌شود که پاس "اول، سوم" و پاس "دوم، چهارم" به ترتیب رفتار مشابه‌ای با یکدیگر دارند. به طوری که میزان توزیع ناسلت بر روی دیواره‌های مکشی و فشاری دارای الگوی خاصی می‌باشد. در پاس اول و سوم، میزان توزیع ناسلت سطح فشاری بیشتر از مکشی بوده، در حالی که در پاس دوم و چهارم سطح مکشی توزیع ناسلت بیشتری به نسبت سطح فشاری دارد. علت این پدیده، تغییر جهت سیال در گذرگاه‌های مختلف محفظه‌ی خنک‌کاری داخلی می‌باشد، که باعث تغییر در جهت اعمال بردار نیروی کوریولیس و گریز از مرکز و همچنین اثرگذاری بر شش مؤلفه‌ی تانسور تنش رینولدزی در هر یک از گذرگاه‌ها می‌شود. به همین منظور برخی از پاس‌ها را گذرگاه‌های ورودی و خروجی می‌نامند. در اینجا به پاس اول و سوم، گذرگاه‌های خروجی و به پاس دوم و چهارم گذرگاه‌های ورودی گفته شده است. لازم به ذکر است که هر یک از گذرگاه‌های ورودی و خروجی رفتار عکسی در توزیع جریان و انتقال حرارت بر روی سطوح فشاری و مکشی از خود نشان می‌دهند. شکل ۴-۴ نتایج تجربی نسبت ناسلت را بر روی خطوط مرکزی گذرگاه‌ها را نشان می‌دهد. به راحتی می‌توان مشاهده

کرد که میزان ناسلت برای پاس اول و سوم سطوح فشاری بزرگتر از سطوح مکشی بوده، و برای پاس دوم و چهارم میزان نسبت ناسلت سطوح مکشی بیشتر از سطوح فشاری می باشد.

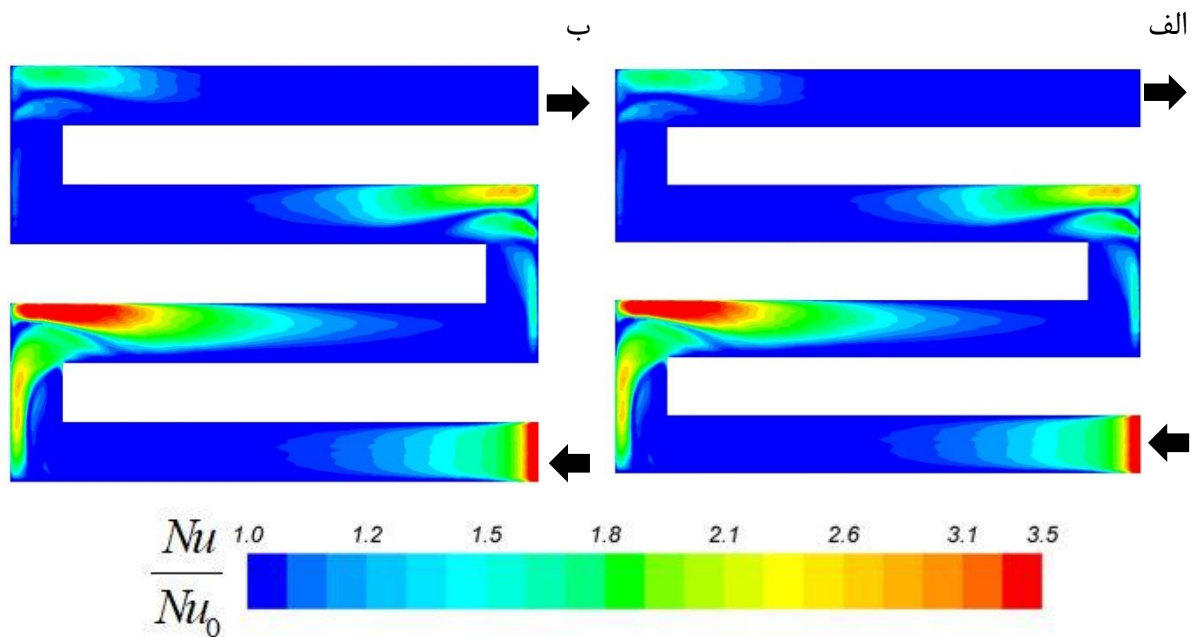


شکل ۴-۴: میزان مقایسه‌ای نسبت ناسلت بر روی صفحات مکشی و فشاری مطالعه‌ی هوانگ و همکارانش در عدد چرخش ۰/۰۴۲ [۶]



شکل ۴-۵: میزان مقایسه‌ای نسبت ناسلت بر روی صفحات مکشی و فشاری با استفاده از شبیه‌سازی مدل توربولانسی تنش رینولدزی در عدد چرخش ۰/۰۴۲

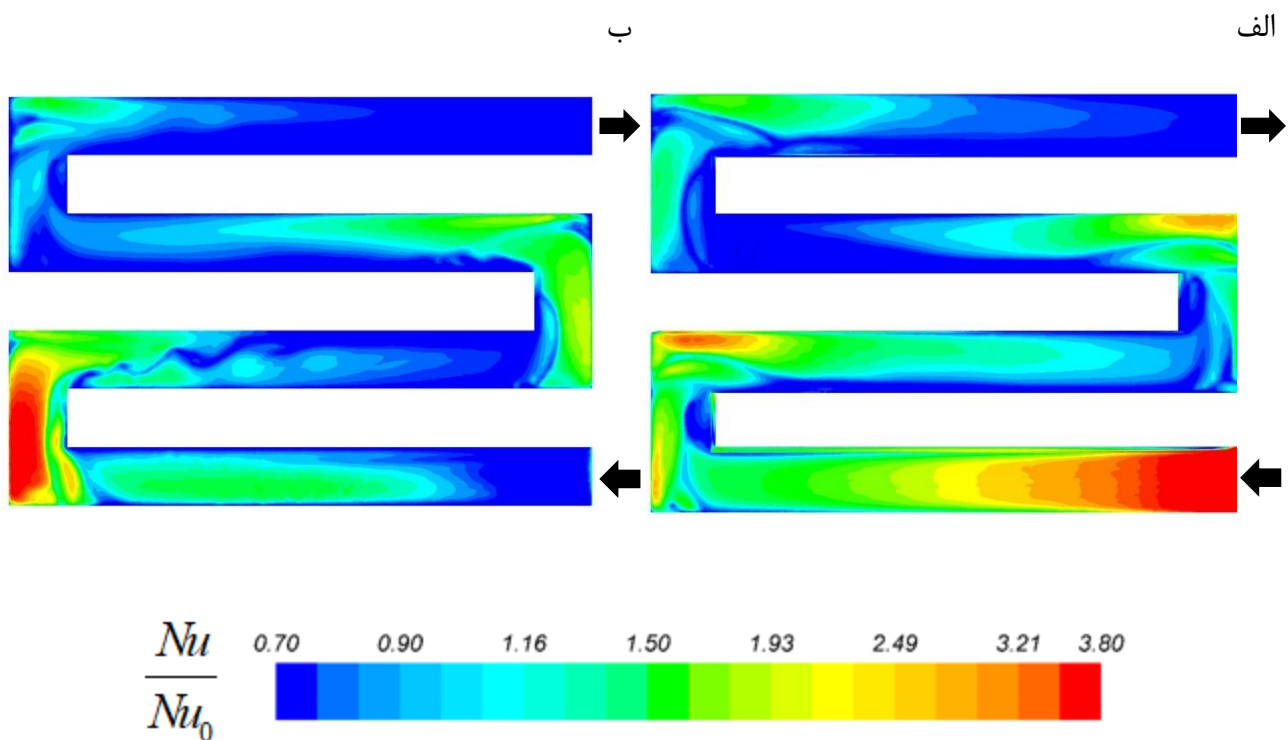
در شکل ۴-۵ نتایج حاصل از شبیه‌سازی، نسبت ناسلت بر روی خطوط مرکزی گذرگاه‌ها جهت مقایسه با نتایج تجربی نشان داده شده است. این نتایج همانند نتایج تجربی میزان نسبت ناسلت را بر روی سطوح فشاری و مکشی متفاوت نمایان می‌کند و همچنین نتایج عددی به خوبی نتایج تجربی را از نظر کمی و کیفی پوشش می‌دهد. که نشان‌دهنده‌ی صحت‌گذاری بر شبیه‌سازی می‌باشد.



شکل ۴-۶: کانتور نسبت ناسلت محفظه‌ی بدون دوران هوانگ و همکارانش حاصل از شبیه‌سازی با مدل توربولانسی تنش رینولدزی-تنش اومگا در رینولدز ۲۰۰۰۰. الف: صفحه‌ی فشاری. ب: صفحه‌ی مکشی

شکل ۴-۶ مربوط به شبیه‌سازی کانتور نسبت ناسلت کانال خنک‌کننده‌ی بدون چرخش مطالعه‌ی تجربی هوانگ و همکارانش می‌باشد که با استفاده از مدل توربولانسی تنش رینولدزی حاصل شده است. همان‌طور که از شکل هویدا است، توزیع نسبت ناسلت در حالت بدون چرخش در دو طرف کانال یعنی سطوح فشاری و مکشی به صورت یکسان است. و میزان نسبت ناسلت در نواحی اطراف خم‌ها بیشترین مقدار خود را دارند، علت آن وجود گردابه‌های دین^۱ و جریان‌های ثانویه‌ای که سبب انتقال هسته‌ی جریان اصلی به سمت دیواره‌های کناری و خارجی ناحیه‌ی بالادست خم می‌شود، می‌باشد.

^۱ Dean vortex



شکل ۴-۷: کانتور نسبت ناسلت محفظه‌ی دوار با عدد چرخش 0.42 هوانگ حاصل از شبیه‌سازی با مدل توربولانسی تنش رینولدزی-تنش اومگا در رینولدز 2000 . الف: صفحه‌ی فشاری. ب: صفحه‌ی مکشی

شکل ۴-۷ مربوط به شبیه‌سازی کانال دوار، مدل تجربی هوانگ و همکارانش [۶] در عدد چرخش 0.42 است. در این شبیه‌سازی، توزیع ناسلت بر روی سطوح فشاری و مکشی به صورت یکسان نبوده و در پاس‌های مختلف، متفاوت می‌باشد. در گذرگاه اول و سوم هسته‌ی جریان اصلی به سمت دیواره‌ی فشاری بوده و همین امر باعث می‌شود که دیواره‌ی فشاری خنک‌تر از دیواره‌ی مکشی باشد و برای گذرگاه دوم و چهارم این هسته‌ی جریان بیشتر نزدیک سطح مکشی بوده و دمای این دیواره را در سطح کمتری به نسبت دیواره‌های فشاری قرار می‌دهد. این اختلاف ناسلت و دمای دیواره‌ها ناشی از نیروی کوریولیس و گریز از مرکز می‌باشد. اما مقدار نسبت ناسلت در گذرگاه اول بیشتر و مقدار قابل توجهی نسبت به دیگر گذرگاه‌های کانال دارد، علتش می‌تواند به دلیل اثرات ورودی جریان به کانال باشد. نسبت عدد ناسلت در گذرگاه‌های دوم تا چهارم روند کاهشی یکنواختی از مقادیر $3/8$ به 1 و کمتر از یک

خواهد داشت. به‌طور کلی دیواره‌های کناری مقدار ناسلتشان از سطوح فشاری و مکشی کمتر می‌باشد. لازم به ذکر است برای دو حالت ثابت و دوار ناحیه‌ی خمی که گذرگاه اول و دوم را به یکدیگر متصل کرده است بیشترین میزان توزیع ناسلت را دارا می‌باشد. در حالت چرخشی، نیروی گریز از مرکز و کوریولیس، یک گرادیان فشاری شعاعی در جریان ایجاد می‌کند. تحت این شرایط نیروهای بدنی وارد بر سیال ممکن است تأثیر منفی و یا مثبتی بر جریان اصلی بگذارد. برای کانال‌خنک‌کننده‌ی چهار پاسه‌ی مارپیچ ضریب عملکرد کلی حرارتی در دو حالت ثابت و دوار به شرح جدول ۴-۱ می‌باشد.

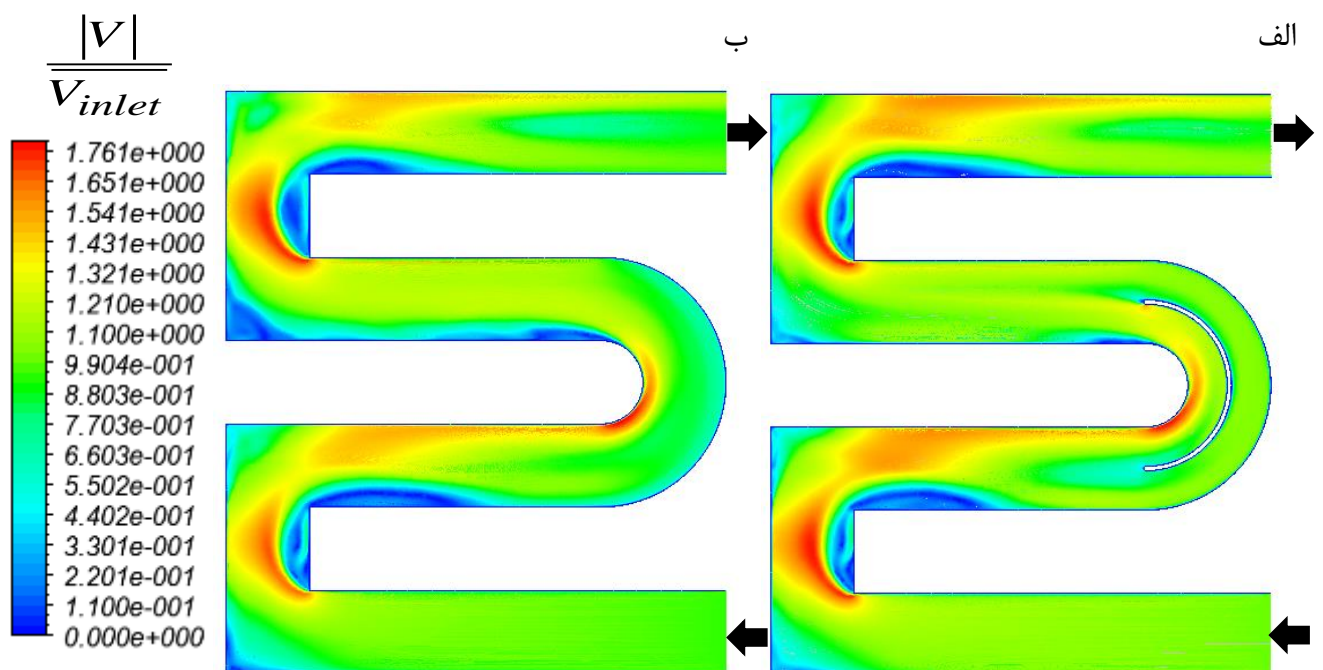
جدول ۴-۱: ضریب کلی حرارتی مدل تجربی هوانگ و همکارانش در حالت ثابت و دوار توسط شبیه‌سازی با مدل توربولانسی تنش رینولدزی در رینولدز ۲۰۰۰۰

وضعیت	ناسلت متوسط	نسبت ناسلت متوسط	نسبت ضریب اصطکاک	ضریب عملکرد حرارتی
کانال بدون چرخش $Ro=0$	۶۹/۵۰	۱/۲۱	۴/۸۵	۰/۷۱
کانال دوار $Ro=0,042$	۱۳۰/۱۶	۲/۲۷	۶/۸۱	۲

۴-۳ تأثیر پره‌ی راهنما در کانال‌های صاف بدون چرخش $Ro=0$

در این پژوهش اثر پره‌های راهنما، در ناحیه‌ی تویی را در سه عدد رینولدز ۲۰۰۰۰، ۴۰۰۰۰ و ۶۰۰۰۰ در حالت ثابت ($Ro=0$) باهدف افزایش عملکرد حرارتی کلی مورد مطالعه قرار داده‌ایم. وجود پره‌ی راهنما در ناحیه‌ی خم تویی شکل باعث کاهش ناحیه‌ی حباب جدایش، چرخش سیال در جریان بالادست خم

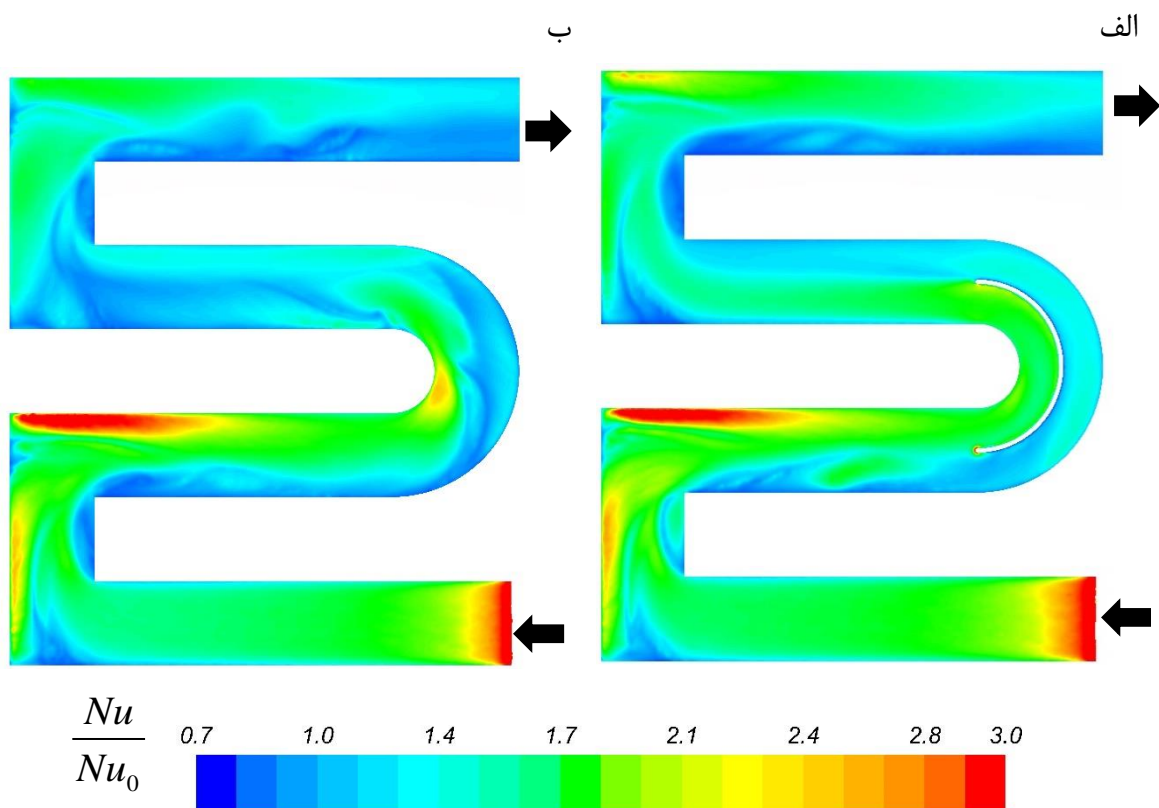
در نزدیکی انحنای داخلی خم و همچنین یکنواختی جریان در ناحیه‌ی توپی و گذرگاه بعد از آن می‌شود. به همین منظور افت فشار ناشی از کل گذرگاه‌ها، نسبت به حالت بدون استفاده از پره‌ی راهنما در خم کاهش می‌یابد و همچنین به دلیل یکنواخت‌تر شدن توزیع جریان در گذرگاه سوم و همچنین داخل خم، میزان انتقال حرارت بر روی سطوح آن‌ها حالت یکنواخت‌تری دارند. در شکل ۴-۸ مقایسه‌ی بین توزیع سرعت جریان دو کانال با و بدون پره‌ی راهنما را در ناحیه‌ی خم صفحه‌ی متقارن $x = 5\text{mm}$ در عدد رینولدز ۲۰۰۰۰ مشاهده می‌کنید.



شکل ۴-۸: نشان‌دهنده‌ی تفاوت توزیع سرعت بی‌بعد در دو کانال صاف با و بدون استفاده از پره‌ی راهنما در حالت بدون چرخش در رینولدز ۲۰۰۰۰. الف: کانال با وجود پره‌ی راهنما در ناحیه‌ی توپی شکل ب: کانال بدون پره‌ی راهنما در ناحیه‌ی توپی شکل

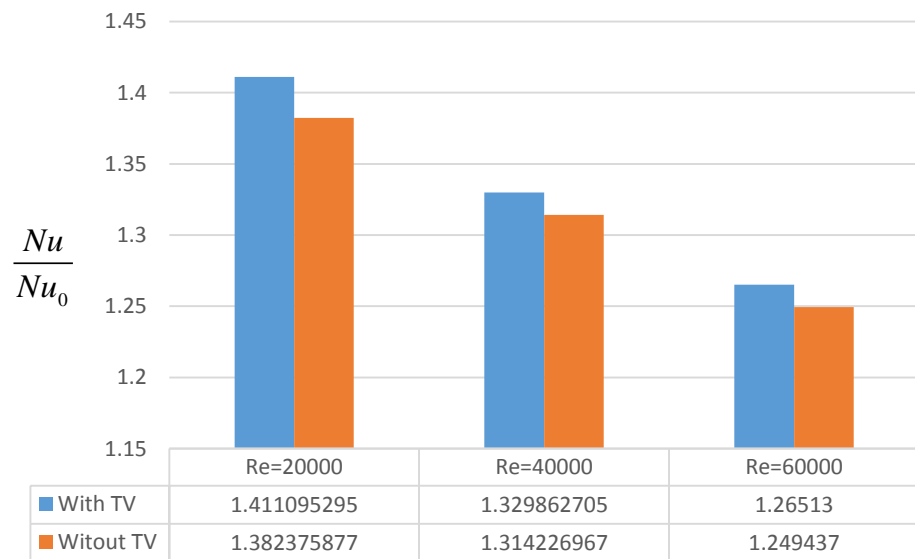
طی نتایج بدست آمده میزان نسبت ناسلت متوسط کل کانال و ناحیه‌ی خم با افزودن پره‌ی راهنما در خط‌الرأس ناحیه‌ی توپی شکل، افزایش داشته است. این افزایش نسبت به حالت بدون استفاده از پره‌ی راهنما برای رینولدزهای مختلف متفاوت خواهد بود، به‌طوری‌که برای سه رینولدز ۲۰۰۰۰، ۴۰۰۰۰،

و ۶۰۰۰۰ به ترتیب برابر ۲/۰۷، ۱/۱۸ و ۱/۲۴ درصد افزایش داشته است. لازم به ذکر است که جریان توسط پرهی راهنما در ناحیهی توپی به دو جریان مستقل از هم در ناحیهی توپی تقسیم خواهد شد. به طوری که میزان نسبت ناسلت بین ناحیهی دیوارهی داخلی خم و پرهی راهنما بیشتر از ناحیهی دوم حاصل از تقسیم بندی می باشد. شکل ۴-۹ نشان دهندهی میزان نسبت ناسلت متوسط دو کانال با و بدون پرهی راهنما در ناحیهی توپی کانال خنک کننده در رینولدز ۶۰۰۰۰ می باشد. در مقایسه با حالت بدون پرهی راهنما توزیع ناسلت حالت یکنواختی در نزدیکی دیوارهی داخلی و خارجی خم و همچنین گذرگاه سوم دارد. که این افزایش برای ناحیهی خم در محدودهی رینولدز ۲۰۰۰۰ تا ۶۰۰۰۰ به ترتیب برابر ۱۳/۴۸، ۳/۲۱ و ۶/۱۰ درصد خواهد بود. مشاهده شده با افزایش عدد رینولدز تأثیر این هدایت گر جریان به عنوان تقویت کنندهی انتقال حرارت کمتر نیز خواهد شد. با توجه به بررسی داده ها، این تقویت انتقال حرارت ناشی از تأثیر پرهی راهنما بر جریان و انتقال حرارت ناحیهی توپی و گذرگاه سوم و به میزان کمی از گذرگاه چهارم بوده، و هیچ تأثیری بر روی جریان و انتقال حرارت قبل از ناحیهی توپی ندارد.



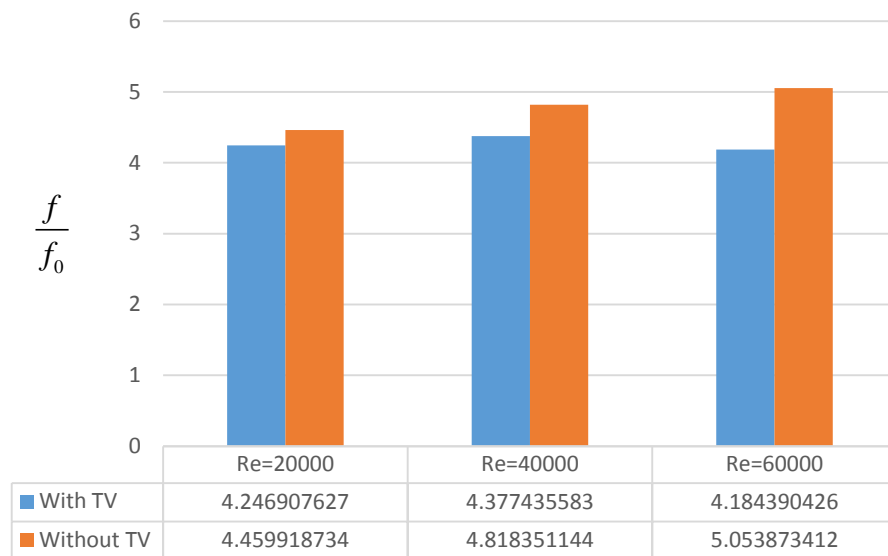
شکل ۴-۹: کانتور نسبت ناسلت دو کانال خنک کننده بر روی سطح فشاری در رینولدز ۶۰۰۰۰
 الف: کانال با پرهی راهنما در ناحیهی توپی . ب: کانال بدون پرهی راهنما در ناحیهی توپی

شکل ۴-۱۰ نشان دهنده میزان افزایش نسبت ناسلت متوسط محفظه‌ی خنک کننده‌ی ثابت در حالت استفاده از پرهی راهنما در ناحیهی توپی می باشد. این افزایش در تمامی اعداد رینولدز مورد بررسی نیز مشاهده می شود و همچنین با افزایش رینولدز روند نزولی دارد.



شکل ۴-۱۰: مقایسه نسبت عدد ناسلت متوسط کانال خنک‌کاری صاف در حالت ثابت - تأثیر اثر پره‌ی راهنما در خم در محدوده‌ی رینولدز ۲۰۰۰۰ تا ۶۰۰۰۰

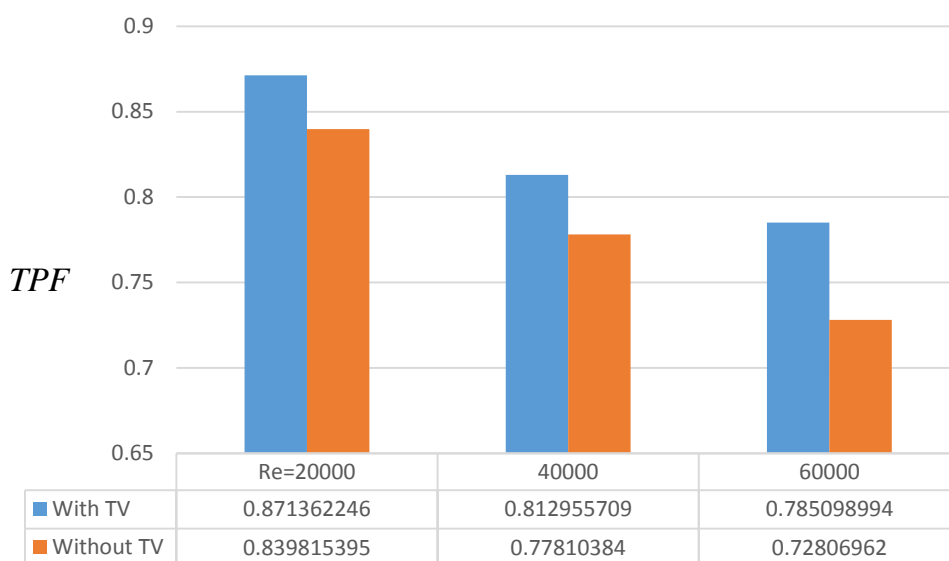
میزان نسبت ضریب اصطکاک به‌عنوان یکی از پارامترهای مؤثر در خنک‌کاری به‌حساب می‌آید. استفاده از پره‌های راهنما در ناحیه‌ی توپی هیچگونه تأثیر بر روند افت فشار و ضریب اصطکاک جریان قبل از خود (گذرگاه اول، دوم و خم اول) ندارد. اما به‌طور مؤثر بر میزان کاهش افت فشار جریان داخل و بعد از پره‌ی راهنما به‌عنوان هدایت‌گر جریان، خواهد داشت، به‌همین منظور باعث کاهش افت فشار و ضریب اصطکاک کل کانال خنک‌کننده می‌شود. شکل ۴-۱۱ نشان‌دهنده‌ی مزید استفاده از پره‌ی راهنما را در خم توپی شکل نشان می‌دهد. با افزایش رینولدز کارایی و استفاده از این هدایت‌گر جریان بهتر و بیش‌ازپیش احساس می‌شود به‌طوری‌که استفاده از پره‌ی راهنما، این نسبت را در سه رینولدز ۲۰۰۰۰، ۴۰۰۰۰ و ۶۰۰۰۰۰ به ترتیب به مقدار ۴/۷۷، ۹/۱۵ و ۱۷/۲۰ درصد کاهش داده است.



شکل ۴-۱۱: مقایسه نسبت ضریب اصطکاک کانال خنک کاری صاف در حالت ثابت و تأثیر اثر پرهی راهنما در خم توپی شکل در محدوده‌ی رینولدز ۲۰۰۰۰ تا ۶۰۰۰۰

برای بررسی و مشخص نمودن این که افزایش انتقال حرارت در مقابل میزان ضریب اصطکاک و افت فشار در کانال خنک کننده داخلی به وجود آورده، از ضریب عملکرد حرارتی بهره گرفته خواهد شد. به طوری که تأثیر میزان نسبت ناسلت متوسط در مقایسه با ضریب اصطکاک کل کانال، بر افزایش این پارامتر به عنوان راندمان سیستم خنک کاری داخلی، بیشتر خواهد بود. شکل ۴-۱۲ بیانگر تأثیر و مقایسه‌ی وجود یا عدم وجود پرهی راهنما در ناحیه خم توپی شکل بر ضریب عملکرد کلی حرارتی محفظه‌ی خنک کننده داخلی در محدوده‌ی رینولدز مورد نظر می باشد. در این پژوهش دیده شده که وجود پرهی راهنما در تمامی اعداد رینولدز مورد بررسی، اثر مثبت داشته و باعث افزایش راندمان حرارتی کلی محفظه‌ی داخلی می شود به طوری که برای اعداد رینولدز ۲۰۰۰۰، ۴۰۰۰۰ و ۶۰۰۰۰ این راندمان نسبت به حالت عدم استفاده از پرهی راهنما در کانال مارپیچ به ترتیب برابر ۳/۷۵، ۴/۴۷ و ۵/۱۷ درصد افزایش داشته است. به راحتی از نتایج ضریب عملکرد حرارتی می توان فهمید که استفاده از پرهی راهنما در ناحیه‌ی خم در سیستم‌های خنک کننده‌ی داخلی در عدد رینولدز ۶۰۰۰۰ کارایی مطلوب تری خواهد داشت. همچنین استفاده از آن در خنک کاری کانال‌های چندپاسه صاف بسیار مؤثر و کارآمد

خواهد بود.



شکل ۴-۱۲: مقایسه ضریب عملکرد حرارتی کانال خنک‌کاری صاف در حالت ثابت و تأثیر اثر پرهی راهنما در خم در محدوده‌ی رینولدز ۲۰۰۰۰ تا ۶۰۰۰۰

۴-۴ تأثیر پرهی راهنما در کانال‌های ریب‌دار بدون چرخش $Ro=0$

به دلیل بالا بردن میزان سطح آشفته‌گی جریان و تأثیر آن بر تقویت انتقال حرارت، از ریب‌های اغتشاشگر گوشه گرد که دارای زاویه‌ی ۴۵ درجه نسبت به جریان اصلی هستند استفاده شده است. این نوع ریب بنا به مطالعات وگنر و همکارانش [۴۱] و مطالعه بر روی آشفته‌سازهای مختلف در کانال تک پاسه مطابق با جدول ۲-۴ انتخاب شده است. بنا به جدول ۲-۴ ریب‌های گوشه گرد ۴۵ درجه با بیشترین تقویت انتقال حرارت و ضریب عملکرد حرارتی همراه است.

جدول ۲-۴: مقایسه اثر اغتشاشگرهای مختلف در کانال بدون چرخش (Ro=0) تک پاسه در رینولدز ۲۰۰۰۰

کانال	ناسلت میانگین	نسبت ناسلت متوسط به ناسلت کانال صاف	نسبت ضریب اصطکاک	راندمان حرارتی کلی
صاف	۵۷/۶۹	۱	۱/۳۵	۰/۹۱
ریب‌های مربعی ۴۵ درجه	۱۰۸/۰۶	۱/۸۸	۹	۰/۹۰
ریب‌های مربعی ۹۰ درجه	۶۵/۵۳	۱/۱۴	۷/۰۸	۰/۵۹
دیمپل کروی $\frac{h}{D_h} = 0.5$	۸۵/۶۰	۱/۵	۱/۳۷	۰/۸۲
ریب‌های گوشه گرد ۴۵ درجه	۱۰۸/۹۳	۱/۹۰	۷	۰/۹۹

ریب‌های مورد مطالعه در جدول ۲-۴ همانند مدل وگنر و همکارانش دارای آرایش $\frac{e}{D_h} = 0.1$ و

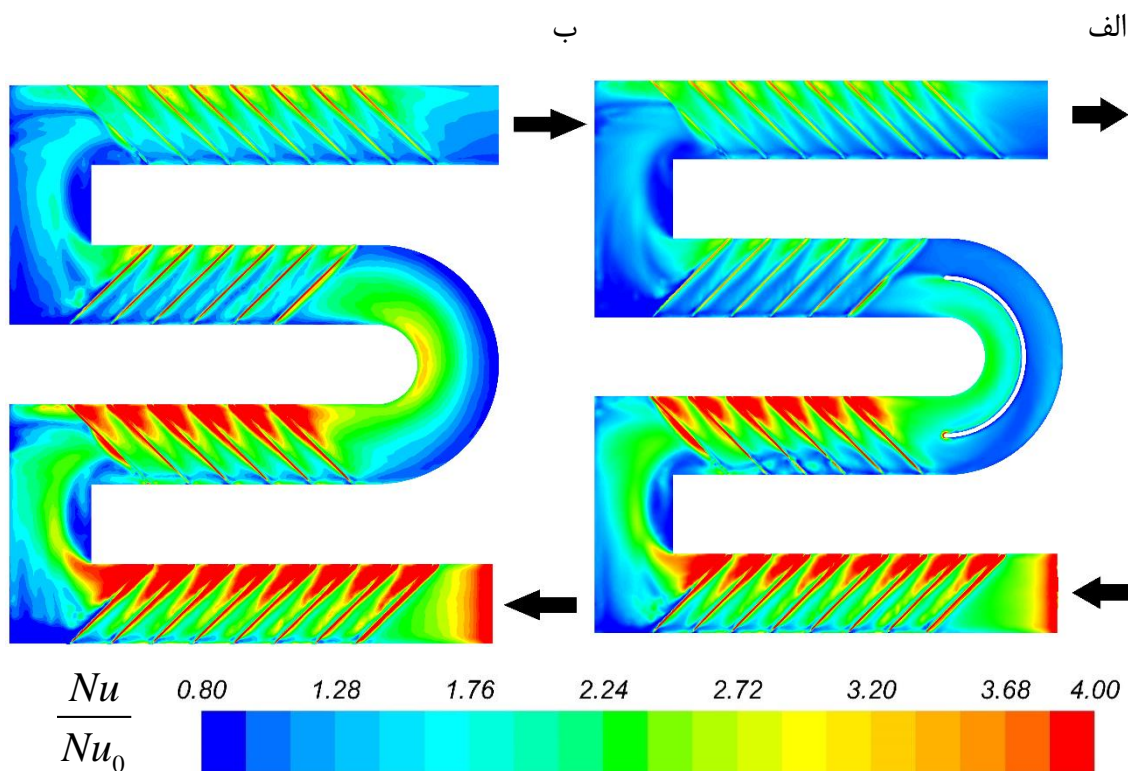
می‌باشد. به طوری که در سطوح مکشی و فشاری کانال تک پاسه به طول ۱۲۰mm به صورت $\frac{P}{D_h} = 10$

غیرخطی قرار گرفته‌اند. بنابراین ریب‌های گوشه گرد در کانال‌های چهار پاسه به عنوان اغتشاشگر برتر

مورد استفاده قرار گرفته‌اند. لذا تأثیر پرهی راهنما را بر روی میزان نسبت ناسلت متوسط، نسبت ضریب

اصطکاک و ضریب عملکرد حرارتی کانال چهارپاسه‌ی ریب‌دار مارپیچ مورد مطالعه قراردادیم. در شکل ۴-۱۳ میزان نسبت ناسلت متوسط کانال چهارپاسه‌ی ریب‌دار در محدوده‌ی رینولدز ۲۰۰۰۰ تا ۶۰۰۰۰، بررسی شده است. در کانال‌های مارپیچ بدون چرخش به علت وجود ریب‌های آشفته ساز در گذرگاه‌ها یک جریان ثانویه‌ای القا می‌شود که باعث اختلاط میزان توربولانس و آمیختگی هسته‌ی جریان اصلی با سیال اطراف دیواره‌ها خواهد شد، که در نهایت باعث افزایش میزان انتقال حرارت در سطوح پوشیده از ریب‌ها می‌شود. به‌طور کلی توزیع انتقال حرارت ناشی از ریب‌های آشفته ساز در گذرگاه‌های محفظه‌ی خنک‌کننده به‌صورت تناوبی می‌باشد و در ناحیه‌ی خم، میزان انتقال حرارت به‌صورت قابل توجهی افزایش می‌یابد. این تقویت انتقال حرارت در ناحیه‌ی خم‌ها نتیجه‌ی ضربه‌ی گردابه‌های ثانویه‌ی القاشده توسط ریب‌ها در طول گذرگاه می‌باشد که به دیواره‌ی بالای خم کانال برخورد می‌کند، علاوه بر آن اثرگذاری گردابه‌های دین که ناشی از حرکت جریان سیال در خم می‌باشد، باعث افزایش میزان انتقال حرارت در این ناحیه خواهد شد. ناحیه‌ی چرخش سیال (گردابه‌های غیرفعال) در جریان پایین دست بر روی دیواره‌های تقسیم‌کننده‌ی گذرگاه‌ها دیده می‌شود، که نتیجه‌اش کاهش سطح مقطع مؤثر بر جریان اصلی را به‌صورت موضعی در بردارد و همچنین باعث شتاب‌گیری سیال در آن ناحیه خواهد شد. و بعد از خم و طی فاصله‌ی تقریباً ۲ تا ۳ برابری قطر هیدرولیکی، و توسعه‌یافتگی جریان، بار دیگر انتقال حرارت به‌صورت تناوبی در طول گذرگاه‌ها ادامه خواهد داشت. این شرایط در خم‌های اول و سوم که انحنای تندی دارد بیشتر اتفاق می‌افتد. اما در رابطه با خم دوم که انحنای ملایمی دارد. سطح آشفته‌گی و اختلاط کمتری در مقایسه با خم‌های اول و دوم خواهیم داشت. و مشاهده شده که میزان انتقال حرارت خم دوم منحنی‌وار به ترتیب کمتر از خم‌های گوشه تیز اول و سوم می‌باشد. و بنا به انحنای شدید خم‌های گوشه تیز میزان افت فشار در این حالت به مراتب بیشتر از خم‌های منحنی‌وار است. وجود پره‌ی راهنما در ناحیه‌ی خم توپی شکل باعث می‌شود که ناحیه‌ی جدایش و گردش سیال که از دیواره‌ی داخلی جداکننده گذرگاه دومی و سومی شروع و به گذرگاه سوم کشیده می‌شود کمتر شود و همچنین توزیع جریان و انتقال حرارت یکنواختی را خصوصاً در گذرگاه سوم شاهد باشیم.

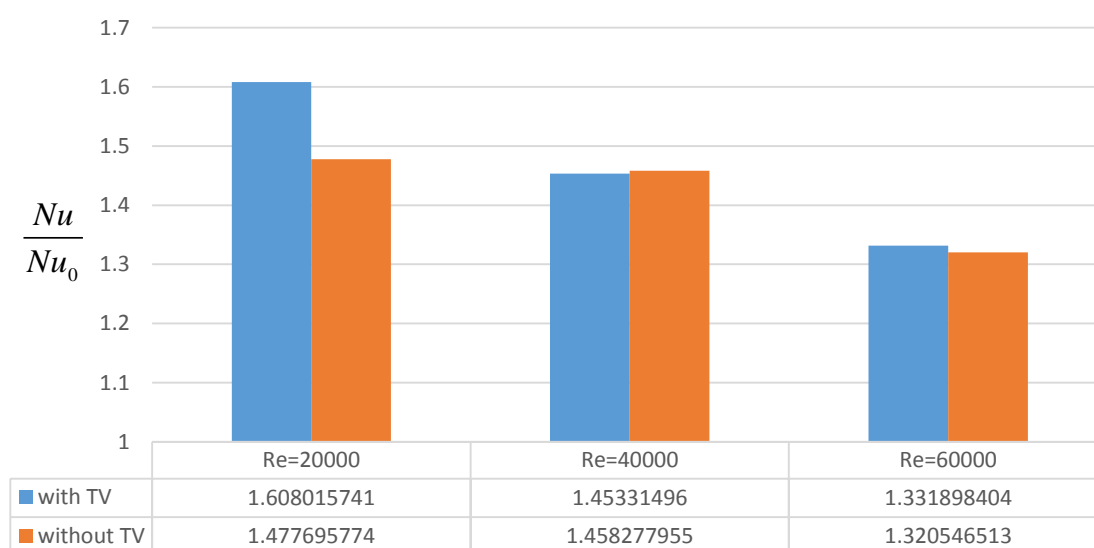
شکل ۴-۱۳ نشان‌دهنده‌ی کانتور نسبت ناسلت متوسط به ناسلت کانال صاف را برای محفظه‌ی مارپیچ ریب‌دار بدون چرخش بر روی صفحه‌ی فشاری در رینولدز ۶۰۰۰۰ برای دو حالت با و بدون پره‌ی راهنما نشان می‌دهد.



شکل ۴-۱۳: کانتور نسبت ناسلت متوسط برای محفظه‌ی خنک‌کننده‌ی دارای ریب در حالت بدون چرخش در رینولدز ۶۰۰۰۰ بر روی صفحه‌ی مکشی. الف: کانال با پره‌ی راهنما ب: کانال بدون پره‌ی راهنما

اثر پره‌ی راهنما بر روی توزیع جریان و انتقال حرارت دو ریب بعد از خود نیز ادامه دارد. همان‌طور که از شکل ۴-۱۳ معلوم می‌باشد پره‌ی راهنما بر روی میزان ناسلت جریان پایین‌دست خود یعنی دو گذرگاه ورودی و خم متصل‌کننده‌ی آن‌ها تأثیری نمی‌گذارد. اما اثرگذاری عظیمی بر ناحیه‌ی خم توپی شکل و گذرگاه سوم خواهد گذاشت. پس از گذر سیال از خم گردابه‌های دین ناشی از گرادیان فشار به سرعت از بین می‌روند و گردابه‌های ناشی از ریب‌ها جریان اصلی را احاطه می‌کنند. که مطابق نتایج آزمایشگاهی

سان و همکارانش^۱ [۵۹، ۶۰] می‌باشد. شکل ۴-۱۴ نشان‌دهنده‌ی نسبت ناسلت متوسط محفظه‌ی ریب‌دار بدون دوران در محدوده‌ی رینولدز ۲۰۰۰۰ تا ۶۰۰۰۰ می‌باشد. به‌طور کلی مشاهده می‌شود که با افزایش عدد رینولدز در محدوده‌ی مورد مطالعه، نسبت ناسلت متوسط حالت نزولی دارد. و همچنین تأثیر پره‌ی راهنما در خم با افزایش عدد رینولدز در افزایش نسبت ناسلت متوسط نیز کم خواهد شد و همچنین پره‌ی راهنما به‌جز در رینولدز ۲۰۰۰۰، تأثیر منفی جزئی بر روی میزان انتقال حرارت دارد. این میزان افزایش در رینولدز ۲۰۰۰۰ برابر ۸/۸۱ درصد می‌باشد. البته باید خاطر نشان کرد که با افزودن آن در ناحیه‌ی توپی، توزیع انتقال حرارت در داخل خم و گذرگاه سوم حالت یکنواختی به خود می‌گیرد، تا تنش حرارتی در سطح پره کاهش یابد.

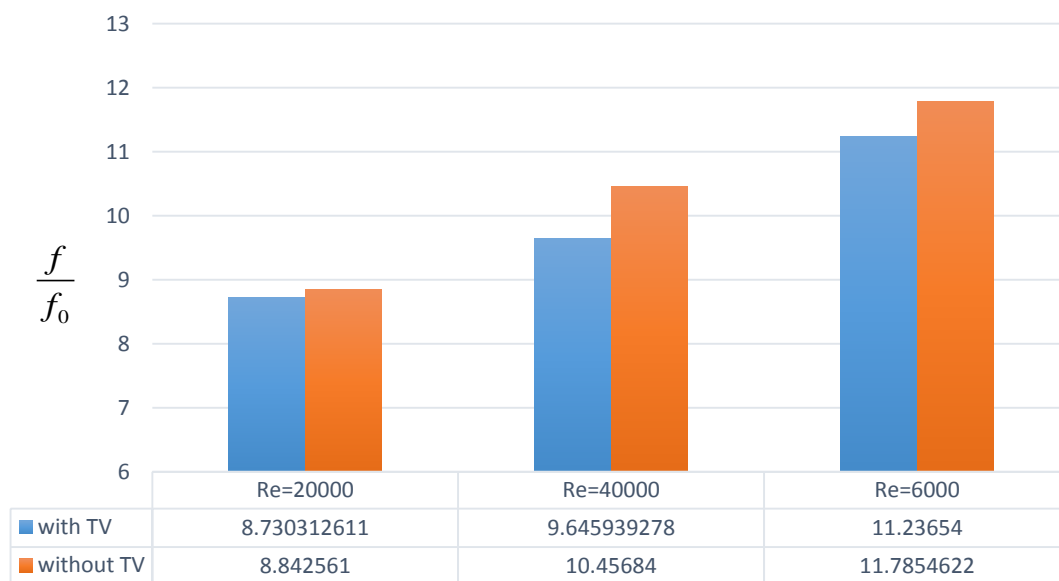


شکل ۴-۱۴: مقایسه نسبت عدد ناسلت متوسط کانال خنک‌کاری ریب‌دار در حالت ثابت و تأثیر اثر پره‌ی راهنما در خم در محدوده‌ی رینولدز ۲۰۰۰۰ تا ۶۰۰۰۰

با افزودن پره‌ی راهنما، ناحیه‌ی خم توپی شکل به دو قسمت مجزا تقسیم می‌شود. همین امر باعث خواهد شد که مقیاس گردابه‌های دین در اندازه‌های کوچکتری قرار بگیرد. بنابراین جریان ثانویه به شکل شدیدی تضعیف خواهد شد و گردابیان فشار بین دیواره‌ی پره‌ی راهنما و دیواره‌های داخلی و

¹ Son et al.

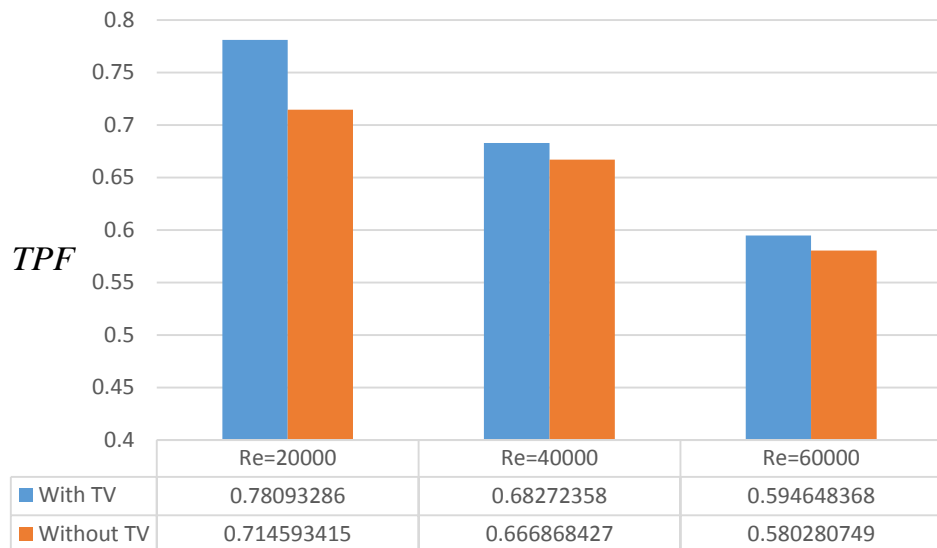
خارجی ناحیه‌ی توپی کمتر خواهد شد. بنابراین استفاده از پره‌ی راهنما سبب کاهش میزان افت فشار سیال در داخل ناحیه‌ی خم و در مجموع کل کانال می‌شود. شکل ۴-۱۵ نشان‌دهنده‌ی نسبت ضریب اصطکاک دیواره‌های محفظه‌ی ریب‌دار بدون چرخش در محدوده‌ی رینولدز ۲۰۰۰۰ تا ۶۰۰۰۰ می‌باشد. مشاهده می‌شود که با افزایش رینولدز این ضریب در حال افزایش می‌باشد و همچنین افزودن پره‌ی راهنما در رینولدزهای مختلف محدوده‌ی مورد مطالعه، تأثیر قابل‌توجهی بر کاهش ضریب نسبت اصطکاک داشته است. به طوری که برای رینولدزهای ۲۰۰۰۰، ۴۰۰۰۰ و ۶۰۰۰۰ این ضریب به نسبتی که از پره‌ی راهنما در ناحیه‌ی توپی شکل استفاده نشده بود به ترتیب برابر ۱/۲۴، ۷/۷۵ و ۴/۶۵ درصد کاهش داشته است.



شکل ۴-۱۵: مقایسه نسبت ضریب اصطکاک کانال خنک‌کاری ریب‌دار در حالت ثابت و تأثیر اثر پره‌ی راهنما در خم در محدوده‌ی رینولدز ۲۰۰۰۰ تا ۶۰۰۰۰

شکل ۴-۱۶ بیان‌کننده‌ی راندمان حرارتی کلی کانال خنک‌کننده چهارپاسه‌ی مارپیچ در محدوده‌ی رینولدز ۲۰۰۰۰ تا ۶۰۰۰۰ می‌باشد. علاوه بر تأثیر پره‌ی راهنما بر افزایش عملکرد حرارتی کلی، مشاهده می‌شود که با افزایش عدد رینولدز عملکرد راندمان حرارتی در حال کاهش می‌باشد. به طوری که افزون

پرهی راهنما در ناحیه‌ی خم توپی شکل، میزان راندمان حرارتی را در رینولدزهای ۲۰۰۰۰، ۴۰۰۰۰ و ۶۰۰۰۰ به ترتیب برابر ۹/۲۱، ۲/۳۷ و ۲/۴۷ درصد افزایش داشته است.



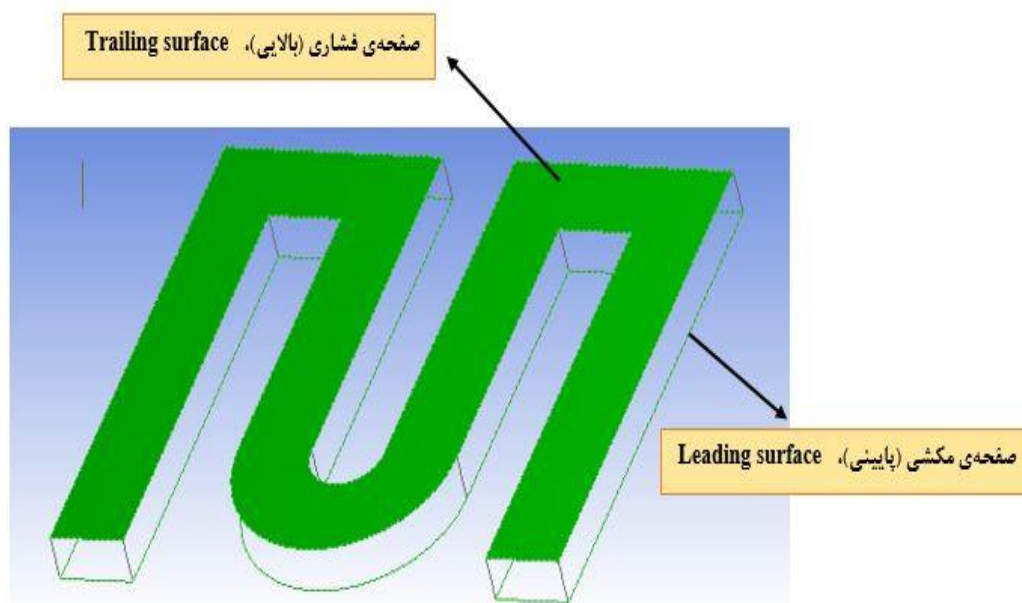
شکل ۴-۱۶: مقایسه ضریب عملکرد حرارتی کانال خنک‌کاری ریب دار در حالت ثابت و تأثیر اثر پرهی راهنما در خم در محدوده‌ی رینولدز ۲۰۰۰۰ تا ۶۰۰۰۰

۴-۵ تأثیر عدد چرخش در میزان عملکرد کلی حرارتی کانال دوار با زاویه‌ی دوران متعامد نسبت به محور دوران

به‌طور کلی چرخش باعث القا و اعمال نیروی کوریولیس و گریز از مرکز به هسته‌ی جریان اصلی خواهد شد و طی آن الگوی جریان سیال و انتقال حرارت در کانال تغییر می‌کند. نیروی کوریولیس به وجود آورده‌ی یک جفت گردابه‌ای می‌باشد که جریان اصلی را برای حالتی که گذرگاه دارای جریان شعاعی خروجی است به سمت دیواره‌ی فشاری و برای حالتی که گذرگاه دارای جریان شعاعی ورودی است، هسته‌ی جریان اصلی را به‌طرف دیواره‌ی مکشی منحرف خواهد داد. با منحرف کردن جریان به یک سمت دیواره از کانال، شاهد تفاوت توزیع غیریکنواخت انتقال حرارت بر روی سطوح مکشی

و فشاری کانال خنک‌کننده می‌باشیم. با افزایش عدد چرخش این تفاوت و غیریکنواختی بین سطوح نیز بیشتر می‌شود. در این قسمت برای بررسی اثر چرخش بر میزان توزیع جریان و انتقال حرارت، کانال‌های صاف را در عدد چرخش $0/032$ و $0/13$ که به ترتیب تداعی‌کننده‌ی چرخش 100rpm و 400rpm ، در رینولدز 20000 و کانال ریب‌دار را در عدد چرخش $0/016$ و $0/064$ که به ترتیب تداعی‌کننده‌ی چرخش 100rpm و 400rpm ، در رینولدز 40000 ، مورد بررسی و مقایسه قرار دادیم. عدد بی‌بعد چرخش که معکوس عدد روزبی^۱ می‌باشد، بیان‌کننده‌ی نسبت نیروی کوریولیس به اینرسی است. بنابراین افزایش رینولدز، باعث کاهش این پارامتر می‌شود. با افزایش عدد چرخش، اثر دوران بر هسته‌ی سیال و اختلاف دیواره‌های مکشی و فشاری بهتر دیده شود. اما با افزایش رینولدز تأثیر و نقش نیروی‌های حاصل از دوران که بر هسته‌ی جریان تأثیرگذار می‌باشد، کمتر دیده می‌شود، به طوری که اثرات دورانی را خنثی خواهد کرد. شکل ۴-۱۷ ناحیه‌ی سه‌بعدی محاسباتی را به همراه سطوح فشاری و مکشی، نشان می‌دهد.

¹ Rossby number

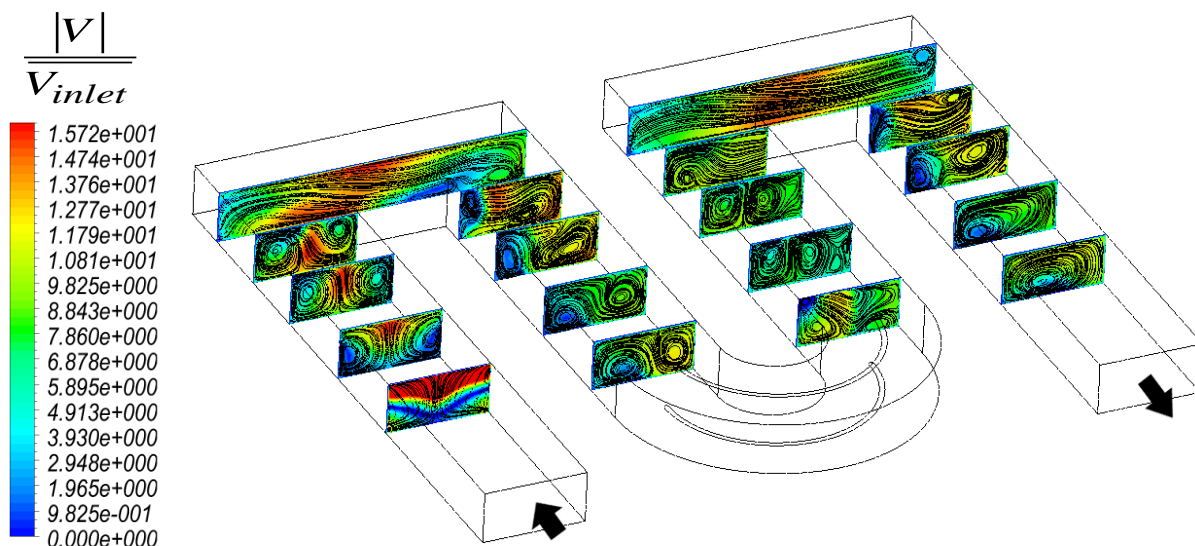


شکل ۴-۱۷: شکل سه بعدی ناحیه‌ی محاسباتی کانال خنک‌کننده‌ی چهارپاسه به همراه مشخص کردن سطوح مکشی و فشاری

۴-۵-۱ کانال چهارپاسه با دیواره‌های صاف (بدون زبری)

با توجه به نتایج حاصل از شبیه‌سازی طی افزایش عدد چرخش، شاهد تقویت میزان توزیع انتقال حرارت دیواره‌های کل محفظه‌ی خنک‌کننده دوار، به نسبت حالت بدون چرخش هستیم. همان‌طور که گفته شد این افزایش به‌صورت یکنواخت بر روی سطوح فشاری، مکشی و کناری تقسیم نخواهد شد. این تقسیم ناهمگن انتقال حرارت بر سطوح، باعث تنش حرارتی بیشتری بر روی دیواره‌ها خواهد شد، که در طراحی سیستم‌های خنک‌کننده دوار باید به این امر توجه شود. زیرا که موجب افزایش تنش حرارتی بر روی سطوح پره خواهد شد. شکل ۴-۱۸ نشان‌دهنده‌ی کانتور سرعت بی‌بعد و خطوط جریان در صفحات مختلف برای کانال بدون زبری در عدد چرخش ۰/۱۳ خواهیم بود. در گذرگاه‌های مختلف شاهد برهم‌کنش جریان‌ات ثانویه‌ی ناشی از نیروی کوریولیس و خم‌ها می‌باشیم.

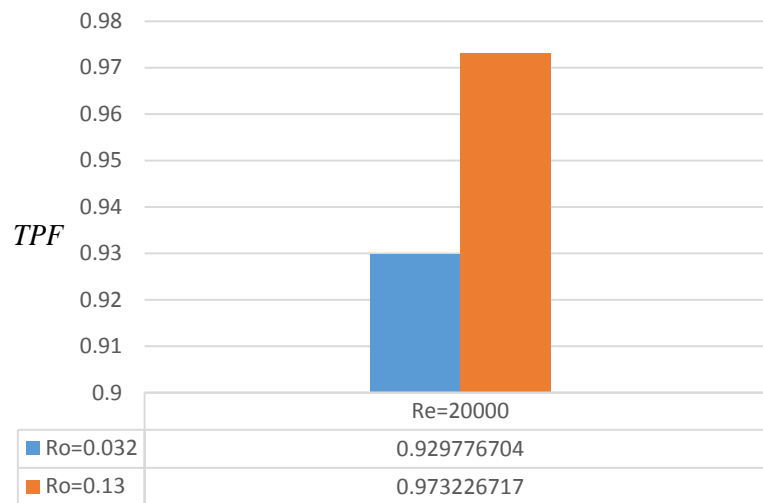
همین امر موجب تقویت انتقال حرارت بیشتر نسبت به حالت بدون چرخش است. وقتی که عمده‌ی سیال به سمت یک دیواره سوق پیدا می‌کند، در محدوده‌ای از گذرگاه سیال به صورت ضربه‌ای به دیواره‌ی موردنظر برخورد می‌کند. که عاملی برافزایش انتقال حرارت بر آن دیواره می‌باشد. دیواره‌ی هدف با توجه به جهت چرخش و زاویه کانال نسبت به محور دوران می‌تواند متفاوت باشد. نیروی گریز از مرکز تأثیر زیادی بر روی افت فشار استاتیکی و ضریب اصطکاک خواهد داشت. زیرا به‌طور کلی در حالتی که عدد چرخش مخالف صفر است. افت فشار استاتیکی با نیروی گریز از مرکز بالانس می‌باشد و توزیع فشار در



شکل ۴-۱۸: کانتور سرعت و خطوط جریان کانال خنک‌کننده صاف در عدد چرخش ۰/۱۳

راستای گذرگاه‌ها افزایش پیدا می‌کند. که با افزایش عدد چرخش این حالت نیز بهتر دیده خواهد شد. با توجه به نتایج مورد بررسی برای دو عدد چرخش ۰/۰۳۲ و ۰/۱۳ مشاهده شده است که با افزایش عدد چرخش میزان افت فشار نیز رو به افزایش می‌باشد. به طوری که برای نسبت ناسلت متوسط، نسبت ضریب اصطکاک و ضریب عملکرد با افزایش عدد چرخش از ۰/۰۳۲ به ۰/۱۳ به ترتیب برابر ۲۶/۳، ۷۵/۶۵ و ۴/۶۷ درصد افزایش داشته است. شکل زیر نشان‌دهنده‌ی مقایسه ضریب عملکرد حرارتی کانال

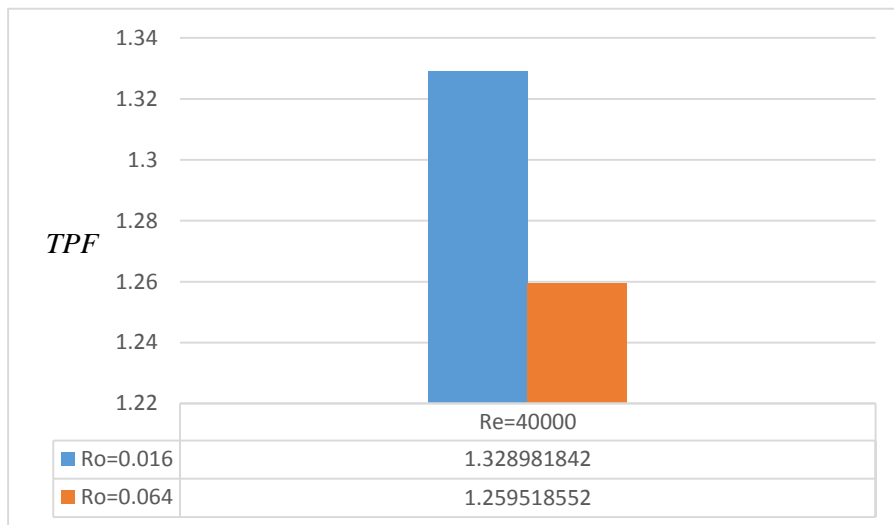
خنک‌کننده‌ی صاف بین دو عدد چرخش ۰/۰۳۲ و ۰/۱۳ می‌باشد.



شکل ۴-۱۹: مقاسیه‌ی عملکرد حرارتی کانال صاف در دو عدد چرخش ۰/۰۳۲ و ۰/۱۳

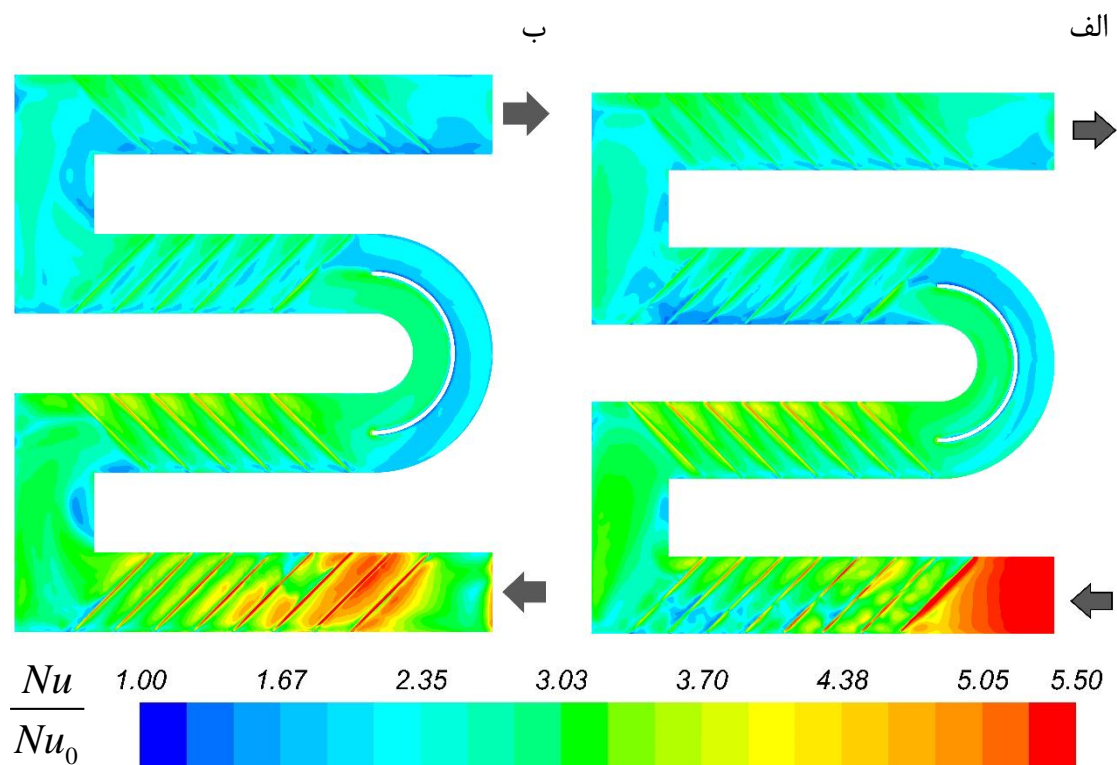
۴-۵-۲ کانال چهارپاسه با سطوح مکشی و فشاری ریب‌دار (با زبری)

به دلیل استفاده از ریب‌های اغتشاشگر در سطوح مکشی و فشاری میزان اختلاط هسته‌ی سیال با دیواره بالا رفته است. و علاوه بر جریان ثانویه ناشی از ریب‌ها، جریانات و گردابه‌های ناشی از نیروی گریز از مرکز و کوریولیس هم در ناحیه‌ی محاسباتی ایجاد خواهند شد. برهم‌کنش آن‌ها با یکدیگر باعث افزایش پارامترهای اساسی راندمان حرارتی کانال خنک‌کننده خواهند شد. پارامترهای حرارتی و میزان افت فشار و ضریب اصطکاک، کانال ریب‌دار بین دو عدد چرخش ۰/۰۱۶ و ۰/۰۶۴ برای کانال ریب‌دار مورد بررسی قرار گرفته است. دیده شده با افزایش عدد چرخش، میزان نسبت متوسط ناسلت از ۳/۱۰ به ۵/۵۸، نسبت ضریب اصطکاک از ۱۲/۷۷ به ۸۸/۹۶ افزایش و در نهایت عملکرد حرارتی کلی از ۱/۳۲ به ۱/۲۵ کاهش داشته است. شکل ۴-۲۰ میزان عملکرد حرارتی کانال ریب‌دار در دو عدد چرخش مختلف را نشان می‌دهد. همانند کانال صاف که با افزایش عدد چرخش، نیروهای کوریولیس و گریز از مرکز تأثیرات بیشتری بر توزیع جریان و تقویت انتقال حرارت می‌گذارد.



شکل ۴-۲۰: مقایسه‌ی ضریب عملکرد حرارتی کانال ریب‌دار در دو عدد چرخش ۰/۰۱۶ و ۰/۰۶۴

شکل ۴-۲۱ بیان‌کننده‌ی نسبت ناسلت کانال دوار ریب‌دار در عدد چرخش ۰/۰۱۶ برای سطوح مکشی و فشاری می‌باشد. در شبیه‌سازی محفظه‌ی چرخان ریب‌دار با توجه به نتایج، سطوح انتقال حرارت یکنواختی را دارا می‌باشد. که علتش جریانات ثانویه‌ای می‌باشد که توسط ریب‌های آشفته ساز در کانال خنک‌کننده القا می‌شود، خواهد بود. لذا استفاده از ریب‌ها تأثیر نیروی کوریولیس بر جریان را کم کرده و همچنین از تنش حرارتی بین سطوح کاسته است.



شکل ۴-۲۱: کانتور نسبت ناسلت متوسط برای محفظه‌ی خنک‌کننده‌ی دارای ریب ۴۵ درجه نسبت به جریان اصلی در حالت دوار با عدد چرخش ۰/۰۱۶. الف: سطح فشاری ب: سطح مکشی

۴-۶ تأثیر پره‌ی راهنما در حالت خنک‌کاری دوار در ناحیه‌ی خم توپ‌پی شکل

در مطالعات انجام‌شده در رابطه با روش‌های مختلف خنک‌کاری داخلی پره‌های توربین، مشاهده‌شده است که لزوماً روشی که برای بهبود راندمان خنک‌کاری پره‌های ثابت، مؤثر می‌باشد نباید یقیناً برای کانال‌های دوار هم تأثیرگذاری مثبتی نیز داشته باشد. در حالت شبیه‌سازی پره‌های دوار، در ناحیه‌ی توپ‌پی خم واصل گذرگاه دوم و سوم، علاوه بر گردابه‌های دین ناشی از چرخش سیال در انحنای خم، گردابه‌های جریان ثانویه‌ی ناشی از ریب‌های اغتشاشگر، گردابه‌های کوریولیس ناشی از چرخش نیز

افزوده می‌شود. ترکیب این جریان‌ها باعث پیچیدگی شبیه‌سازی در بدست‌آوردن توزیع جریان و انتقال حرارت در ناحیه‌ی خم و گذرگاه بعداز آن خواهد شد. اثر پره‌های راهنما در ناحیه‌ی خم توپی برای دو حالت کانال صاف و ریب‌دار باعث خواهد شد، گردابه‌های ناشی از جریان ثانویه گذرگاه دوم، تأثیر کمتری بر دیگر گردابه‌ها داشته باشد. در نتیجه باعث توزیع یکنواخت‌تر جریان نسبت به عدم استفاده از پره‌ی راهنما در خم می‌شود. تأثیر پره‌ی راهنما در ناحیه‌ی توپی شکل برخلاف پره‌های ثابت که بر میزان انتقال حرارت گذرگاه‌ها و ناحیه‌ی خم مؤثر بودند، در حالت چرخان نیز تأثیر چندانی بر میزان ناسلت متوسط کانال خنک‌کننده نداشته، و دیده‌شده که باعث کاهش جزئی میزان نسبت ناسلت خواهد شد. همچنین با افزایش عدد چرخش باعث اختلاف توزیع انتقال حرارت بین سطوح فشاری و مکشی ناحیه‌ی خم توپی شکل خواهد شد. اما باعث توزیع یکنواخت‌تر ناسلت متوسط، مخصوصاً در خم توپی شکل و گذرگاه سوم می‌شود. مطابق نتایج حاصل از شبیه‌سازی برای مقایسه‌ی عملکرد کلی حرارتی، کانال صاف در عدد چرخش $0/13$ و کانال ریب‌دار در عدد چرخش $0/064$ ، در حالت با و بدون پره‌ی راهنما، به ترتیب $0/07$ و $3/21$ درصد کاهش داشته است. اثرگذاری پره‌های راهنما تنها در ناحیه‌ی خم، ختم نمی‌شود. بلکه باعث توزیع یکنواخت‌تر جریان و تقویت انتقال حرارت گذرگاه سوم بعد از خود، خواهد شد. که این تقویت انتقال حرارت برای دیواره‌های گذرگاه سوم برای کانال صاف و ریب‌دار به ترتیب برابر $6/38$ و $10/35$ درصد افزایش داشته است. نصب پره‌های راهنما به‌طور کلی باعث کاهش افت فشار و نسبت ضریب اصطکاک ورودی و خروجی کانال می‌شود. علت این امر به دلیل کاهش ناحیه‌ی جدایش و گردابه‌های غیرفعال است که در ناحیه‌ی انحنای خم داخلی آغاز و تا جریان پایین‌دست گذرگاه سوم ادامه پیدا می‌کند. و همچنین باعث کاهش گردایان فشار بین دیواره‌ی خم داخلی و خارجی ناحیه‌ی توپی خواهد شد. در جداول ۳-۴ و ۴-۴ به ترتیب اطلاعات مربوط به استفاده یا عدم استفاده از پره‌های راهنما را در ناحیه‌ی توپی در دو کانال صاف و ریب‌دار داده است.

جدول ۳-۴: مقایسه وجود یا عدم وجود پره‌ی راهنما در خم متصل‌کننده گذرگاه دوم و سوم در حالت کانال دوار صاف با عدد چرخش ۰/۱۳

کانال صاف	ناسلت متوسط	نسبت ناسلت متوسط	نسبت ضریب اصطکاک	ضریب عملکرد حرارتی
وجود راهنما در خم	۸۷/۳۱	۱/۵۲	۴/۵۳	۰/۹۳
عدم وجود راهنما در خم	۸۸/۱۵	۱/۵۳	۵/۶۷	۰/۸۵

جدول ۴-۴: مقایسه وجود یا عدم وجود پره‌ی راهنما در خم متصل‌کننده گذرگاه دوم و سوم در حالت کانال دوار ریب‌دار با عدد چرخش ۰/۰۶۴

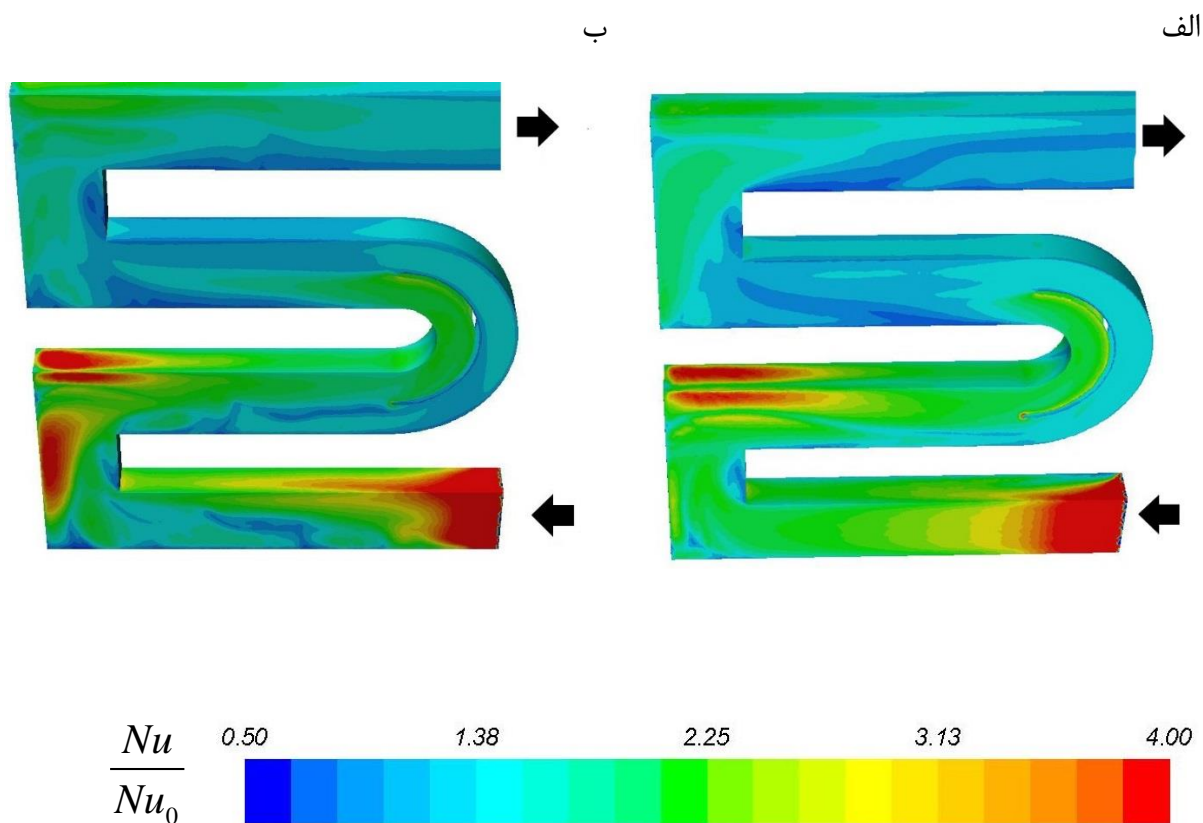
کانال ریب‌دار	ناسلت متوسط	نسبت ناسلت متوسط	نسبت ضریب اصطکاک	ضریب عملکرد حرارتی
وجود راهنما در خم	۱۷۷/۹۲	۳/۱۰	۱۲/۷۷	۱/۳۲
عدم وجود راهنما در خم	۱۸۰	۳/۱۴	۱۸/۱۵	۱/۱۹

۴-۷ تأثیر زاویه‌ی چرخش کانال نسبت به محور دوران

در توربین‌های واقعی همواره دیواره‌های سطوح مکشی و فشاری کانال خنک‌کننده‌ی چرخان همیشه بر محور چرخش متعامد نیستند. زیرا زاویه‌ی دیواره‌های کانال در ناحیه‌ی وتر پره متناسب با انحنای سطح مقطع آن می‌تواند تغییر کند. لذا در این پژوهش دو زاویه‌ی ۹۰ و ۴۵ درجه را برای محفظه‌های دوار صاف و ریب‌دار به ترتیب با اعداد چرخش ۰/۱۳ و ۰/۰۶۴، با یکدیگر مورد مقایسه قرار دادیم.

۴-۷-۱ کانال چهارپاسه با دیواره‌های مکشی و فشاری صاف (بدون زبری)

با تغییر زاویه‌ی چرخش نسبت به محور دوران مشاهده شده است که افزون بر کاهش میزان تأثیرات نیروی کوریولیس در محفظه‌ی چرخان، هسته‌ی جریان اصلی با توجه به جهت جریان شعاعی هر گذرگاه، دیگر به یک سمت از دیواره سوق پیدا نمی‌کند. بلکه جریان اصلی به کنج تقاطع دو وجه از کانال منتقل خواهد شد. این انتقال توزیع جریان به کنج محفظه‌ی خنک‌کننده باعث گرایش توزیع و تقویت انتقال حرارت در دو وجه از گذرگاه‌ها می‌شود. شکل ۴-۲۲ نشان‌دهنده‌ی توزیع نسبت ناسلت برای دو کانال متعامد و ۴۵ درجه نسبت به محور دوران می‌باشد. با توجه به نتایج عددی، دیده شده است که نسبت ناسلت متوسط نرمالایز شده به کانال صاف مستقیم‌الخط در حالتی که کانال دارای زاویه‌ی چرخش ۴۵ درجه می‌باشد، کمتر از حالت کانال با زاویه‌ی متعامد نسبت به محور دوران است. و همچنین در حالت چرخش با زاویه‌ی ۴۵ درجه توزیع انتقال حرارت در کانال، حالت یکنواختی را نسبت به کانال دوار ۹۰ درجه دارد، این شرایط بیشتر در گذرگاه اول مشهود می‌باشد. جدول ۴-۵ میزان نسبت ناسلت متوسط، ضریب اصطکاک و ضریب عملکرد حرارتی دو کانال متعامد و ۴۵ درجه را در عدد چرخش ۰/۱۳ نشان می‌دهد. تأثیر نیروی کوریولیس و جریانات ثانویه حاصل از آن بیشتر در گذرگاه اول دیده می‌شود و در گذرگاه‌های بعدی این اثر کمتر خواهد شد.



شکل ۴-۲۲: نسبت ناسلت دو کانال متعامد و ۴۵ درجه نسبت به محور دوران بر سطوح فشاری و کناری در عدد چرخش ۰/۱۳

الف: کانال متعامد ب: ۴۵ درجه

مطابق جدول ۳-۴ میزان عملکرد حرارتی کانال ۹۰ درجه بهتر از کانال غیرمتعامد می باشد. علتش می تواند کاهش اثرات کوریولیس بر یک سطح خاص و تقسیم توزیع انتقال حرارت بر دیگر سطوح باشد. اما توزیع انتقال حرارت و جریان یکنواخت تر شود و از تنش حرارتی بین سطوح نیز کاسته گردد. میزان اختلاف افت فشار ورودی و خروجی و نسبت ضریب اصطکاک کانال ۴۵ درجه نسبت به چرخش کانال متعامد به ترتیب در حدود ۷/۵۲ و ۱۴/۵ درصد افزایش داشته است.

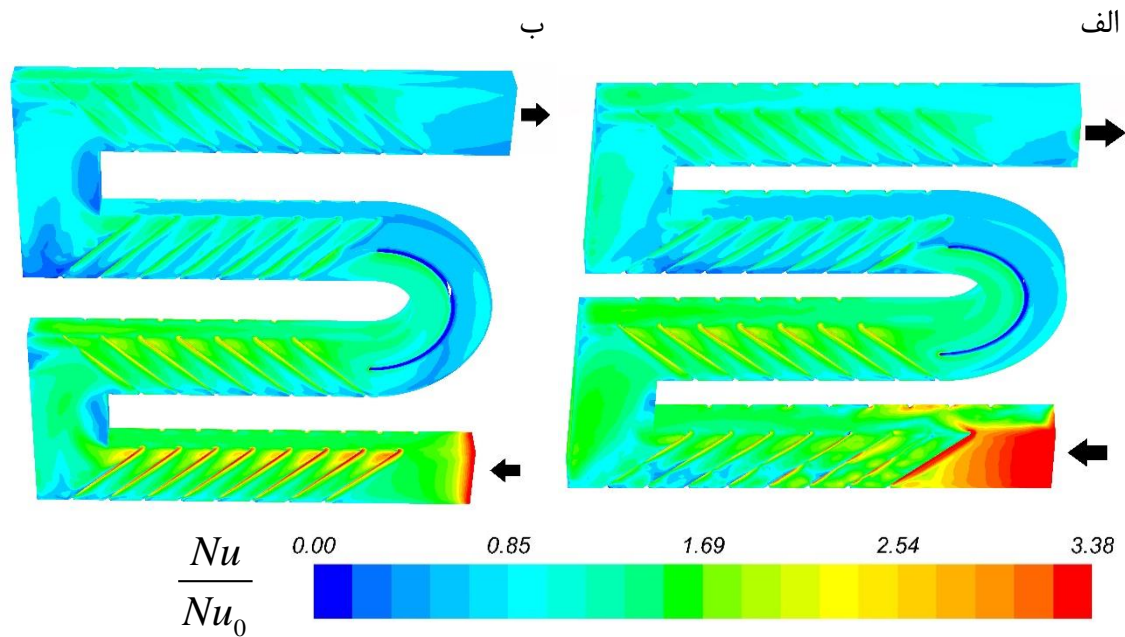
جدول ۴-۵: نتایج مربوط به شبیه‌سازی و مقایسه‌ی دو زاویه کانال متعامد و ۴۵ درجه نسبت به محور دوران در عدد چرخش ۰/۱۳

کانال	ناسلت متوسط	نسبت ناسلت متوسط	نسبت ضریب اصطکاک	ضریب عملکرد حرارتی
متعامد (۹۰ درجه)	۸۸/۱۵	۱/۵۳	۴/۸۳	۰/۹۳
۴۵ درجه	۷۵/۶۶	۱/۴۴	۵/۵۳	۰/۸۱

۴-۷-۲ کانال چهارپاسه با دیواره‌های مکشی و فشاری ریب‌دار (با زبری)

در رابطه با کانال‌های ریب‌داری که به صورت آرایه‌ی غیرخطی بر روی سطوح مکشی و فشاری پوشانده شده‌اند، به دلیل کاهش نیروی کوریولیس بر وجوه فشاری و مکشی در گذرگاه‌های مختلف و تقسیم یکنواخت توزیع جریان و انتقال حرارت در نواحی کنج کانال که در بردارنده‌ی گردابه‌هایی غیرفعال هستند. باعث افزایش نسبت ناسلت متوسط به صورت یکنواخت و همچنین باعث کاهش میزان تنش حرارتی بر دیواره‌ها می‌شود. گردابه‌های غیرفعال کوچکی که در حالت دوران کانال متعامد نسبت به محور دوران، برای جریان بالادست ریب‌های گوشه گرد به وجود می‌آیند در حالت دوران با زاویه‌ی ۴۵ درجه‌ی کانال از بین می‌روند که در توزیع یکنواخت ناسلت و تقویت میزان انتقال حرارت دفع شده از جانب دیواره‌ها بسیار مؤثر می‌باشد. دوران غیر متعامد محفظه‌ی خنک‌کاری باعث حذف و جلوگیری از نقاط داغ احتمالی در سطوح مختلف دیواره خواهد شد. در حالت چرخش غیر متعامد به دلیل کاهش اثرات کوریولیس بر هسته‌ی جریان اصلی که در بردارنده‌ی تضعیف جریان‌ات ثانویه‌ی به وجود آمده

حاصل از دوران، تأثیرات ریب‌های گوشه گرد بر توزیع جریان و تقویت انتقال حرارت بهتر دیده می‌شود. شکل زیر کانتور نسبت ناسلت دو کانال با زوایای مختلف نسبت به محور دوران را نشان می‌دهد.



شکل ۴-۲۳: نسبت ناسلت دوکانال متعامد و ۴۵ درجه نسبت به محور دوران بر سطوح فشاری و کناری در عدد چرخش ۰/۱۳

الف: کانال متعامد ب: ۴۵ درجه

با توجه به جدول ۴-۶ و پارامترهای داده‌شده می‌توانیم تأثیر زاویه‌ی چرخش کانال ریب‌دار را در دو حالت متعامد و غیر متعامد در عدد چرخش ۰/۰۶۴، را به صورت کمی مقایسه کنیم.

جدول ۴-۶: نتایج مربوط به شبیه‌سازی و مقایسه‌ی دو زاویه کانال متعامد و ۴۵ درجه نسبت به محور دوران در عدد چرخش ۰/۰۶۴ برای کانال با ریب

کانال	ناسلت متوسط	نسبت ناسلت متوسط	نسبت ضریب اصطکاک	ضریب عملکرد حرارتی
متعامد (۹۰ درجه)	۱۷۷/۹۱	۳/۱۰	۱۲/۷۷	۱/۳۲
۴۵ درجه	۱۵۶/۲	۲/۷۲	۳۶/۱	۰/۸۲

با توجه به جدول ۴-۶ پارامترهای اساسی خنک‌کاری داخلی برای کانال متعامد بیشتر از کانال با چرخش غیر متعامد نسبت به محور دوران می‌باشد. اما توزیع انتقال حرارت بر روی سطوح فشاری و مکشی و همچنین دیگر سطوح کانال حالت یکنواختی دارد.

فصل ۵: نتیجه‌گیری و پیشنهادها

۵-۱ مقدمه

در این فصل یافته‌های حاصل از پژوهش ارائه گردیده و همچنین پیشنهادهایی جهت انجام کار در آینده ذکر شده است.

۵-۲ نتایج و دستاوردها

در شبیه‌سازی جریان و انتقال حرارت سه‌بعدی توربولانس دیده شده که استفاده از توابع دیواره‌ی مناسب جهت مدل‌سازی و یا شبیه‌سازی تغییرات شدید دما و سرعت نزدیک دیواره در زیر لایه‌ی لزج به همراه انتخاب اولین مش از دیواره برای هر رینولدز به صورت مجزا از اهمیت زیادی برخوردار است. لذا با یک فاصله‌ی بی‌بعد مناسب^۱ در نزدیکی دیواره و مدل توربولانسی که بسته به مسئله پیش رو بتواند تقریباً تمام جریانات پیچیده را بدون کمی و کاستی، مشابه نتایج آزمایشگاهی نشان دهد از اهمیت فراوانی برخوردار خواهد بود. لذا در این مسئله با توجه به نتایج آزمایشگاهی، مدل‌های مختلف توربولانسی را نیز جهت اعتبار سنجی و شبیه‌سازی مدل خنک‌کننده به کار برده‌ایم. مطابق نتایج بدست آمده و پیشنهادهای دیگر در زمینه‌ی شبیه‌سازی خنک‌کاری محفظه‌های ثابت و متحرک چندپاسه مارپیچ با خم‌های متعدد واصل گذرگاه‌ها، مدل توربولانسی تنش رینولدزی بر پایه‌ی تنش امگا به‌عنوان مدل توربولانسی برتر جهت حل مسئله با پیچیدگی‌های جریانی مختلف ارائه شده است. در این پژوهش علاوه بر بررسی اثرات تغییرات عدد رینولدز در محدوده‌ی ۲۰۰۰۰ تا ۶۰۰۰۰ و اعداد چرخش در محدوده‌ی ۰/۰۱۶ تا ۰/۱۳، اصلاح خم واصل گذرگاه دوم و سوم محفظه‌ی خنک‌کننده و نصب پره‌ی راهنما در این ناحیه، در مقایسه‌ی کانال‌های مختلف صاف و ریب‌دار در دو حالت ثابت و دوار، بررسی شده است. لذا مشاهده شده، در این کانال‌ها افت فشار و ضریب اصطکاک کاهش داشته است. این کاهش برای کانال‌ها در محدوده‌های رینولدز و عدد چرخش متفاوت بوده، و مقدار آن بین ۴ تا ۲۵ درصد کاهش داشته است. این کاهش افت اصطکاک بیشتر در پره‌های دوار به چشم خواهد خورد. در کانال‌های

^۱ Y plus

خنک‌کننده صاف و ریب‌دار در حالت بدون چرخش و صاف دوار افزون پره‌ی راهنما باعث افزایش میزان انتقال حرارت در ناحیه‌ی توپی و توزیع یکنواخت در دیواره‌های گذرگاه بعداز آن می‌شود. زیرا که جریان توسط این هدایت‌کننده‌ی جریان در خم به‌صورت یکنواخت‌تری توزیع خواهد شد و همچنین باعث کاهش ناحیه‌ی جدایش و هسته‌ی چرخش گردابه‌های غیرفعال، در ناحیه‌ی خم و بعداز آن در داخل گذرگاه می‌شود تا اتصال مجدد جریان صورت گیرد. لذا افزایش نسبت ناسلت به‌صورت متوسط در محدوده‌ی رینولدز ۲۰۰۰ تا ۶۰۰۰ بین ۱ تا ۱۰ درصد بوده است. در نهایت استفاده از این هدایت‌گر باعث افزایش ضریب عملکرد حرارتی کل کانال می‌شود. در رابطه با کانال‌های خنک‌کننده‌ی دارای آشفته‌سازها از نوع ریب‌های گوشه گرد با آرایه‌ی غیرخطی و زاویه‌ی ۴۵ درجه نسبت به جریان اصلی، در حالت چرخان در اعداد مختلف دیده‌شده، افزودن پره‌ی راهنما به‌صورت موضعی باعث کاهش و اختلاف ۳ درصدی در نسبت ناسلت دیواره‌های مکشی و فشاری ناحیه‌ی خم توپی شکل واصل گذرگاه دوم و سوم، می‌باشد. اما باعث افزایش و یکنواختی ناسلت به‌صورت جزئی در گذرگاه سوم خواهد شد. به دلیل انحنادار بودن سطح مقطع پره‌های دوار توربین، کانال‌های خنک‌کننده‌ای که در داخل این پره‌ها تعبیه می‌شوند، دارای زاویه‌ای، نسبت به محور دوران خواهند بود. لذا برای بررسی و مقایسه‌ی آن‌ها نسبت به اعمال نیروی کوریولیس وارده به سیال در جهت‌های مختلف، دو کانال صاف و ریب‌دار متعامد و ۴۵ درجه نسبت به محور دوران را به ترتیب در اعداد چرخش ۰/۱۳ و ۰/۰۶۴ مورد مطالعه قرار دادیم. با تغییر زاویه‌ی کانال از حالت متعامد به ۴۵ درجه، توزیع انتقال حرارت بر دیواره‌های محفظه‌ی خنک‌کننده حالت یکنواختی را به خود می‌گیرد که ناشی از اعمال نیروی کوریولیس به هسته‌ی جریان اصلی و منحرف کردن آن به یک کنج گذرگاه می‌باشد. در این حالت تأثیرات نیروی کوریولیس، خصوصاً در کانال ریب‌دار کمتر خواهد شد و جریانات ثانویه‌ی ناشی از ریب‌ها نقش بیشتری را در افزایش انتقال حرارت بازی می‌کنند. در کانال‌های صاف و ریب‌دار ۹۰ درجه، نسبت ناسلت متوسط از کانال غیر متعامد نسبت به محور دوران بیشتر خواهد بود. این افزایش در حدود ۱۰ درصد می‌باشد. به‌طور خلاصه با توجه به بررسی کلیه‌ی نتایج، استفاده از پره‌ی راهنما به عنوان هدایت‌گر جریان مناسب و کاهش افت فشار

محفظه‌ی خنک‌کننده مفید بوده است. لذا استفاده از این هدایت‌کننده به همراه آرایش غیر خطی ریب‌های گوشه گرد ۴۵ درجه نسبت به جریان اصلی، بر روی صفحات فشاری و مکشی به عنوان یک مدل جامع جهت خنک‌کاری داخلی قسمت میانی پره (وتر) معرفی می‌گردد.

۳-۵ پیشنهادهایی برای کارهای آینده

از آنجاکه در این تحقیق به بررسی و شبیه‌سازی سه‌بعدی میزان جریان و انتقال حرارت ناشی از کانال‌های چهار پاسه جهت خنک‌کاری ناحیه‌ی میانی پره توسط مدل تنش رینولدزی، پرداخته شد. به‌منظور ادامه‌ی پژوهش در زمینه‌های مختلف خنک‌کاری داخلی و خارجی بر روی نواحی مختلف پره‌ی توربین‌گاز جهت بهبود راندمان کل سیکل، موضوعات زیر برای بررسی در تحقیقات آینده پیشنهاد می‌شود:

- ترکیب روش‌های خنک‌کاری داخلی و خارجی در حالت پره‌های ثابت و دوار، جهت ارائه‌ی یک مدل خنک‌کننده‌ی جامع که تمامی سطح پره را پوشش دهد.
- تحلیل غیر دائم (نا پایا) برای روش‌های مختلف خنک‌کاری داخلی و خارجی، این تحلیل در حالات راه‌اندازی و توقف توربین‌های گازی کمک شایانی خواهد کرد زیرا که سرعت زاویه‌ای ثابت نبوده و شتاب زاویه‌ای، خنک‌کاری را تحت‌الشعاع قرار می‌دهد.
- بهینه‌سازی هندسه‌ی خم‌های متصل‌کننده‌ی گذرگاه‌ها، شکل و محل قرارگیری پره‌ی راهنما، شکل و آرایش آشفته سازه‌های استفاده‌شده بر روی سطوح مکشی و فشاری کانال‌های خنک‌کننده تا بیشترین توزیع انتقال حرارت به ازای کمترین افت فشار حاصل شود.
- ارائه و طراحی روش‌های خنک‌کاری داخلی در کانال‌های چرخان که تأثیر نیروی کوریولیس و گریز از مرکز را به دلیل جلوگیری از تنش حرارتی ناشی از دیواره‌های گذرگاه‌های مختلف، کم کند [۵۰، ۵۱].

- استفاده از مدل‌های توربولانسی پرهزینه همانند LES و DNS برای شبیه‌سازی توزیع جریان و انتقال حرارت نقاط حساس خنک‌کاری و همچنین مطالعات آزمایشگاهی برای آشکارسازی پدیده‌های پیچیده
- افزودن وسیله‌ی ایجادکننده‌ی جریان مماسی چرخشی در کانال‌های خنک‌کننده‌ی داخلی [۶۱]

- [1] "A. Fluent, "Theory Guide 17.2," *Antsy Inc. USA*, 2016.
- [2] J. C. Han, S. Dutta, and S. Ekkad, *Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology*, 2012.
- [3] J.-C. Han, *Fundamental Gas Turbine Heat Transfer* vol. 5, 2013.
- [4] M. Elfert, M. Voges, and J. Klinner, *Detailed Flow Investigation Using PIV in a Rotating Square-Sectioned Two-Pass Cooling System With Ribbed Walls*, 2008.
- [5] س. زین العابدینی، "اصول شبیه‌سازی مقدماتی و پیشرفته دینامیک سیالات محاسباتی با استفاده از نرم‌افزار های فلوئنت و سی‌اف‌ایکس".
- [6] G. J. Hwang, S. C. Tzeng, and C. P. Mao, *Heat Transfer of Compressed Air Flow in a Spanwise Rotating Four-Pass Serpentine Channel* vol. 121, 1999.
- [7] S. Dutta and J. C. Han, *Local Heat Transfer in Rotating Smooth and Ribbed Two-Pass Square Channels With Three Channel Orientations* vol. 118, 1996.
- [8] J. Lei, P. Su, G. Xie, and G. Lorenzini, *The effect of a hub turning vane on turbulent flow and heat transfer in a four-pass channel at high rotation numbers* vol. 92, 2016.
- [9] K. Saha and S. Acharya, *Effect of Bend Geometry on Heat Transfer and Pressure Drop in a Two-Pass Coolant Square Channel for a Turbine* vol. 135, 2012.
- [10] W.-L. Fu, L. M. Wright, and J.-C. Han, *Buoyancy Effects on Heat Transfer in Five Different Aspect-Ratio Rectangular Channels With Smooth Walls and 45-Degree Ribbed Walls* vol. 128, 2006.
- [11] F. Zehnder, M. Schüler, B. Weigand, J. von Wolfersdorf, and S. Olaf Neumann, *The Effect of Turning Vanes on Pressure Loss and Heat Transfer of a Ribbed Rectangular Two-Pass Internal Cooling Channel* vol. 133, 2009.
- [12] F. Coletti, T. Verstraete, T. Vanderwielen, J. Bulle, and T. Arts, *Optimization of a U-Bend for Minimal Pressure Loss in Internal Cooling Channels: Part II—Experimental Validation* vol. 135, 2011.
- [13] T. Verstraete, F. Coletti, J. Bulle, T. Vanderwielen, and T. Arts, *Optimization of a U-Bend for Minimal Pressure Loss in Internal Cooling Channels: Part I—Numerical Method* vol. 135, 2011.
- [14] B. Weigand, K. Semmler, and J. von Wolfersdorf, *Heat Transfer Technology for Internal Passages of Air-Cooled Blades for Heavy-Duty Gas Turbines* vol. 934, 2001.
- [15] L. M. Wright and J.-C. Han, *Heat Transfer Enhancement for Turbine Blade Internal Cooling* vol. 21, 2013.
- [16] B. Han and R. J Goldstein, *Jet - Impingement Heat Transfer in Gas Turbine Systems* vol. 934, 2001.
- [17] R. Viskanta, *Heat Transfer to Isothermal Gas and Flame Jets* vol. 6, 1993.
- [18] B. Weigand and S. Spring, *Multiple Jet Impingement- A Review* vol. 42, 2009.

- [19] L. W. Florschuetz, D. E. Metzger, and C. Truman, *Jet array impingement with crossflow-correlation of streamwise resolved flow and heat transfer distributions*, 1981.
- [20] R. E. Chupp, H. E. Helms, and P. W. Mcfadden, *Evaluation of Internal Heat Transfer Coefficients for Impingement-Cooled Turbine Airfoils* vol. 6, 1969.
- [21] J. C. Han, L. Glicksman, and W. M. Rohsenow, *An Investigation of Heat Transfer and Friction for Rib-roughened Surfaces* vol. 21, 1978.
- [22] J. C. Han, Y.-M. Zhang, and C. P. Lee, *Augmented Heat Transfer in Square Channels With Parallel, Crossed, and V-Shaped Angled Ribs* vol. 113, 1991.
- [23] J. C. and Zhang Han and Y.-M. Zhang, *High performance heat transfer ducts with parallel broken and V-shaped broken ribs* vol. 35, 1992.
- [24] A. P. Rallabandi, H. Yang, and J.-C. Han, *Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for Square Channels With 45 Deg Ribs at High Reynolds Numbers* vol. 131, 2009.
- [25] A. P. Rallabandi, N. Alkhamis, and J.-C. Han, *Heat Transfer and Pressure Drop Measurements for a Square Channel With 45Deg Round Edged Ribs at High Reynolds Numbers* vol. 133, 2010.
- [26] T. S. Griffith, L. Al-Hadhrami, and J.-C. Han, *Heat Transfer in Rotating Rectangular Cooling Channels (AR=4) With Dimples* vol. 125, 2003.
- [27] M. Chyu, Y. Yu, and H. Ding, *Heat Transfer Enhancement in Rectangular Channels with Concavities* vol. 6, 1999.
- [28] Y. Rao, Y. Feng, B. Li, and B. Weigand, *Experimental and Numerical Study of Heat Transfer and Flow Friction in Channels With Dimples of Different Shapes* vol. 137, 2015.
- [29] S. W. Chang, T.-M. Liou, and M. Hsin Lu, *Heat transfer of rectangular narrow channel with two opposite scale-roughened walls* vol. 48, 2005.
- [30] C. Neil Jordan and L. M. Wright, *Heat Transfer Enhancement in a Rectangular (AR=3:1) Channel With V-Shaped Dimples* vol. 135, 2011.
- [31] J. Armstrong and D. Winstanley, *A Review of Staggered Array Pin Fin Heat Transfer for Turbine Cooling Applications* vol. 110, 1988.
- [32] J. H. Wagner, B. V. Johnson, R. A. Graziani, and F. C. Yeh, *Heat Transfer in Rotating Serpentine Passages With Trips Normal to the Flow* vol. -1, 1991.
- [33] B. V. Johnson, J. H. Wagner, and G. D. Steuber, *Effects of Rotation on Coolant Passage Heat Transfer: Volume II - Coolant Passages With Trips Normal and Skewed to the Flow NASA Contractor Report 4396, Vol. II*, 2019.
- [34] B. V. Johnson, J. H. Wagner, G. D. Steuber, and F. C. Yeh, *Heat Transfer in Rotating Serpentine Passages With Selected Model Orientations for Smooth or Skewed Trip Walls* vol. 116, 1993.
- [35] M. Huh, J. Lei, Y.-H. Liu, and J.-C. Han, *High Rotation Number Effects on Heat Transfer in a Rectangular (AR=2:1) Two Pass Channel* vol. 133, 2009.
- [36] F. Zhou, J. Lagrone, and S. Acharya, *Internal Cooling in 4:1 AR Passages at High Rotation Numbers* vol. 129, 2007.

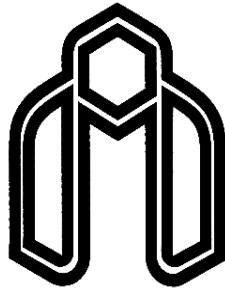
- [37] F. Zhou and S. Acharya, *Heat Transfer at High Rotation Numbers in a Two-Pass 4:1 Aspect Ratio Rectangular Channel With 45 deg Skewed Ribs* vol. 130, 2008.
- [38] W. L. Fu, L. M. Wright, and J. C. Han, *Heat transfer in two-pass rotating rectangular channels (AR=1 : 2 and AR=1 : 4) with smooth walls* vol. 127, 2005.
- [39] J. C. Han, Y.-M. Zhang, and K. Kalkuehler, *Uneven Wall Temperature Effect on Local Heat Transfer in a Rotating Two-Pass Square Channel With Smooth Walls* vol. 115, 1993.
- [40] J. H. Wagner, B. V. Johnson, and F. C. Kopper, *Heat Transfer in Rotating Serpentine Passages With Smooth Walls* vol. 113, 1990.
- [41] B. V. Johnson, J. H. Wagner, G. D. Steuber, and F. C. Yeh, *Heat Transfer in Rotating Serpentine Passages With Trips Skewed to the Flow* vol. 116, 1992.
- [42] G. J. Hwang, S. C. Tzeng, C. P. Mao, and C. Soong, *Heat Transfer in a Radially Rotating Four-Pass Serpentine Channel With Staggered Half-V Rib Turbulators* vol. 123, 2001.
- [43] H.-C. Chu, H.-C. Chen, and J.-C. Han, *Numerical Simulation of Flow and Heat Transfer in Rotating Cooling Passage With Turning Vane in Hub Region* vol. 140, 2017.
- [44] J. Lei, S.-J. Li, J.-C. Han, L. Zhang, and H.-K. Moon, *Heat Transfer in Rotating Multi-Pass Rectangular Ribbed Channel With and Without a Turning Vane* vol. 135, 2012.
- [45] B. brahim, *Numerical Simulation of the Effect of Rib Orientation on Fluid Flow and Heat Transfer in Rotating Serpentine Passages* vol. 9, 2016.
- [46] Y. L. Lin, T. Shih, M. A. Stephens, and M. Chyu, *A Numerical Study of Flow and Heat Transfer in a Smooth and Ribbed U-Duct With and Without Rotation* vol. 123, 2001.
- [47] W. Chen, J. Ren, and H. Jiang, "Effect of Turning Vane Configurations on Heat Transfer and Pressure Drop in a Ribbed Internal Cooling System," *Journal of Turbomachinery*, vol. 133, pp. 041012-041012-11, 2011.
- [48] R. Erelli, A. Saha, and P. Panigrahi, *Influence of turn geometry on turbulent fluid flow and heat transfer in a stationary two-pass square duct* vol. 89, 2015.
- [49] H. Namgoong, P. Ireland, and C. Son, *Optimisation of a 180 U-shaped bend shape for a turbine blade cooling passage leading to a pressure loss coefficient of approximately 0.6* vol. 230, 2015.
- [50] P. Singh, Y. Ji, and S. Ekkad, *Multi-Pass Serpentine Cooling Designs for Negating Coriolis Force Effect on Heat Transfer: 45-Degree Angled Rib Turbulated Channels* vol. 141, 2019.
- [51] P. Singh, Y. Ji, and S. Ekkad, *Multi-Pass Serpentine Cooling Designs for Negating Coriolis Force Effect on Heat Transfer: Smooth Channels* vol. 141, 2019.
- [52] T. Shih, Y. L. Lin, M. A. Stephens, M. Chyu, and K. C. Civinskas, *Flow and Heat Transfer in a Ribbed U-Duct Under Typical Engine Conditions*, 1998.

- [53] T. Shih, Y.-L. Lin, and M. A. Stephens, *Fluid Flow and Heat Transfer in an Internal Coolant Passage* vol. 7, 2001.
- [54] M. Stephens, T. Shih, and K. Civinskas, *Computation of flow and heat transfer in a rotating U-shaped square duct with smooth walls*, 1996.
- [55] B. E. Launder and N. Shima, "Second-moment closure for the near-wall sublayer-Development and application," *AIAA journal*, vol. 27, pp. 1319-1325, 1989.
- [56] ص. نژاد، "مبانی جریان‌های آشفتنه و مدل‌سازی آن‌ها" انتشارات دانش‌نگار
- [57] B. Launder and N. Sandham, *Closure Strategies for Turbulent and Transitional Flows*, 2019.
- [58] D. C. Wilcox, *Turbulence modeling for CFD* vol. 2, 2006.
- [59] S.-Y. Son, K. Kihm, and J. C. Han, *PIV flow measurements for heat transfer characterization in two-pass square channels with smooth and 90° ribbed walls* vol. 45, 2002.
- [60] J. Schabacker, A. Böles, and B. V. Johnson, *PIV Investigation of the Flow Characteristics in an Internal Coolant Passage with Two Ducts Connected by a Sharp 180 deg Bend*, 1998.
- [61] M. Bruscheckski, C. Scherhag, H.-P. Schiffer, and S. Grundmann, *Influence of Channel Geometry and Flow Variables on Cyclone Cooling of Turbine Blades* vol. 138, 2015.

Abstract

Today, power plants provide the world's most pressing energy needs. One way to increase thermal efficiency in gas plants is to raise the temperature of the hot gas inlet to the gas turbine. Therefore, this research focuses on simulation and study of three-dimensional fluid flow and turbulent heat transfer, for internal cooling of the middle area (chord), fixed blades and rotating gas turbine by smooth and ribbed four-channel channels. In addition, by adding a combination of thermal performance enhancers to the serpentine cooling paths, including the addition of a turning vane and 45 degree round corner ribs to the mainstream, the thermal performance coefficient is investigated and improved. Equations governing the flow and heat transfer of cooling fluid using Fluent 17.2 software and using a Reynolds stress turbulence model in three Reynolds numbers in the range of 20,000 to 60,000 and four rotations in the range of 0.016 to 0.13 for two cooling chambers in steady state Done. According to the results, Reynolds stress turbulence model as a suitable turbulence model to validate and simulate the flow and heat transfer of selected Serpentine channels as well as the effect of turning vane on the bending area of the hub to increase the coefficient of cooling and internal cooling for smooth and smooth channels And has been able to increase these coefficients by up to 10% at their maximum for different states. In addition, the effect of rotational angle change on the axis of rotation from orthogonal to non-orthogonal is effective in Nusselt uniformity and to prevent thermal stress on the walls, but in general it will reduce the thermal performance coefficient by 37.80%.

Keywords: Internal cooling, Serpentine cooling multi pass, Reynolds stress turbulence model, Turning vane, Orientation channel, Corner rounded ribs turbulator



Faculty of Mechanical and Mechatronics Engineering

M.Sc. Thesis in Energy Conversion Engineering

**A Numerical study for improvement of thermal
performance of gas turbine blade internal cooling in
multi-pass channel**

By:

Pouya Pouyaei

Supervisor:

Prof. Mohammad Hassan Kayhani

Advisor:

Dr. Mahmood Norouzi

September 2019