

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشکده مهندسی مکانیک

پایان نامه کارشناسی ارشد مهندسی تبدیل انرژی

مطالعه عددی بر روی شکل و آرایش دندانه‌ها جهت افزایش انتقال
حرارت در مسیر خنک‌کاری داخلی پره‌های توربین گازی با استفاده
از روش LES

نگارنده: محمد خسروی

استاد راهنما:

دکتر محمود نوروزی

استاد مشاور:

دکتر محمدحسن کیهانی

دی ۱۳۹۸

شماره: ۳۰۹۹/۱۰۱
تاریخ: ۹۹/۲/۷

باسمه تعالی



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

با نام و یاد خداوند متعال، ارزیابی جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد آقای محمد خسروی با شماره دانشجویی ۹۵۰۵۵۵۴ رشته مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی تحت عنوان مطالعه عددی بر روی شکل و آرایش دندانها جهت افزایش انتقال حرارت در مسیر خنک کاری داخلی پره های توربین گازی با استفاده از روش LES که در تاریخ ۹۸/۱۰/۳۰ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام می گردد:

الف) درجه عالی: نمره ۱۹-۲۰ ☒ (ب) درجه خیلی خوب: نمره ۱۸-۱۸/۹۹ ☐
 ج) درجه خوب: نمره ۱۶-۱۷/۹۹ ☐ (د) درجه متوسط: نمره ۱۴-۱۵/۹۹ ☐
 ه) کمتر از ۱۴ غیر قابل قبول و نیاز به دفاع مجدد دارد ☐
 نوع تحقیق: نظری ☒ عملی ☐

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

نام و نام خانوادگی رئیس دانشکده: دکتر مهدی گردویی

تاریخ و امضاء و مهر دانشکده:



تقدیم به:

پدر و مادر عزیزم

که هر چه آموختم در مکتب عشق آن‌ها آموختم و هر چه بکوشم قطره‌ای از دریای
بی‌کران مهربانیشان را سپاس نتوانم گویم.

و

تقدیم به همسر مهربانم

که صبورانه در تمام لحظات همراه و پشتیبانم بود.

تشکر و قدردانی:

در ابتدا از پدر و مادر عزیزم تشکر می‌نمایم؛ که صبورانه در تمام دوران تحصیلی حامی و پشتیبان من بودند. از صمیم قلب قدردان زحمات آن‌ها هستم. همچنین از همسر مهربانم بابت همکاری که در تهیه این پایان-نامه داشتند، سپاسگزارم.

با تشکر فراوان از زحمات دکتر محمود نوروزی و پروفسور محمدحسن کیهانی که در مسیر انجام این پژوهش، پیوسته اینجانب را راهنمایی کردند. بی‌شک بدون راهنمایی‌های آن‌ها، انجام این پژوهش برای اینجانب امری غیرممکن بود.

تعهدنامه

اینجانب محمد خسروی کارشناسی ارشد رشته مهندسی تبدیل انرژی دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه مطالعه عددی بر روی شکل و آرایش دندانه‌ها جهت افزایش انتقال حرارت در مسیر خنک‌کاری داخلی پره‌های توربین گازی با استفاده از روش LES تحت راهنمایی دکتر محمود نوروزی متعهد می‌شوم:

- تحقیقات در این رساله توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است.
- در استفاده از نتایج پژوهش‌های محققین دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است.
- مطالب مندرج در این رساله 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 رساله تأثیرگذار بوده‌اند در مقالات مستخرج شده از رساله رعایت می‌گردد.
- در کلیه مراحل انجام این رساله، در مواردی که از موجود زنده (یا بافت‌های آنها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است.
- در کلیه مراحل انجام این رساله، 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، نرم‌افزارها 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 این رساله بدون ذکر مرجع مجاز نمی‌باشد.

چکیده

یکی از اصلی‌ترین تجهیزات در صنایع برق که توانایی تولید نرخ بالای توان در حجم محدود را دارد توربین گاز است. افزایش اندک بازده این دستگاه‌ها نیز باعث صرفه‌جویی زیادی در میزان مصرف سوخت فسیلی می‌شود. یکی از راه‌های افزایش بازده حرارتی و توان خروجی توربین‌های گازی، افزایش دمای سیال ورودی به توربین می‌باشد اما این کار موجب افزایش انتقال حرارت به پره‌های توربین نیز می‌گردد. از آنجایی که پره‌های توربین در دماهای بالاتر از دمای مجاز فلز پره، آسیب می‌بینند لذا خنک‌کاری پره‌های توربین بسیار حائز اهمیت است. بنابراین در این پایان‌نامه به بحث خنک‌کاری پره‌های توربین پرداخته شده است. یکی از رایج‌ترین روش‌ها به منظور خنک‌کاری پره توربین، استفاده از دندانه‌هایی جهت افزایش آشفته‌گی و افزایش انتقال حرارت در کانال‌های خنک‌کاری داخلی می‌باشد. در این پژوهش ابتدا یک کانال خنک‌کاری که در دیواره‌های بالا و پایین دارای دندانه‌های مربعی با نسبت انسداد (نسبت ارتفاع دندانه به قطر هیدرولیکی کانال) بالا می‌باشد، بررسی شده است. دو آرایش متقارن و متناوب برای دندانه‌ها در نظر گرفته شده است. برای حل جریان آشفته از روش شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ (LES) استفاده شده است. در این شبیه‌سازی جریان به صورت گذرا در نظر گرفته شده و حل در اعداد رینولدز مختلف انجام شده است. در ادامه در کانال از دندانه‌های چکمه‌ای شکل به صورت عمود بر جریان (زاویه ۹۰ درجه) و با دو آرایش متقارن و متناوب استفاده شده است. بررسی خطوط جریان نشان می‌دهد ناحیه چرخشی بزرگی در پایین دست دندانه ایجاد می‌شود که نقش قابل توجهی در انتقال حرارت دارد. مقادیر مربوط به ناسلت موضعی و ناسلت میانگین روی دیواره پایینی در آرایش متقارن حدوداً دو برابر آرایش متناوب است. اما ضریب اصطکاک بی‌بعد میانگین مربوط به آرایش متقارن حدوداً سه برابر آرایش متناوب است. نتایج نشان می‌دهد استفاده از دندانه‌های چکمه‌ای شکل موجب افزایش انتقال حرارت می‌شود. همچنین بازده حرارتی هیدرولیکی آرایش متناوب در مقایسه با آرایش متقارن بین ۱۷ تا ۲۹ درصد بیشتر است.

واژه‌های کلیدی: خنک‌کاری داخلی، روش LES، دندانه‌های چکمه‌ای شکل، نسبت انسداد بالا

فهرست مطالب

فصل ۱: مقدمه و طرح مسئله.....	۱
۱-۱ مقدمه.....	۲
۲-۱ تاریخچه توربین گاز.....	۲
۳-۱ سیکل ترمودینامیکی توربین گاز.....	۴
۴-۱ ضرورت خنک کاری توربین گاز.....	۴
۵-۱ خنک کاری داخلی.....	۷
۱-۵-۱ خنک کاری پینفین.....	۸
۲-۵-۱ خنک کاری جت سیال.....	۹
۳-۵-۱ خنک کاری حفره.....	۱۰
۴-۵-۱ خنک کاری دندانها.....	۱۱
۶-۱ خنک کاری خارجی.....	۱۳
۷-۱ مروری بر کارهای انجام شده.....	۱۴
۱-۷-۱ مطالعات آزمایشگاهی.....	۱۴
۲-۷-۱ مطالعات عددی.....	۱۸
۳-۷-۱ روش LES.....	۲۳
۸-۱ بیان مسئله.....	۲۶
۹-۱ اهمیت و ضرورت تحقیق.....	۲۸
۱۰-۱ اهداف تحقیق.....	۲۸
۱۱-۱ معرفی فصل های رساله.....	۲۹
فصل ۲: معادلات حاکم.....	۳۱
۱-۲ معادلات حاکم.....	۳۲
۱-۱-۲ معادله پیوستگی.....	۳۲
۲-۱-۲ معادله مومنتوم.....	۳۲
۱-۲-۱-۲ تنش های میانگین رینولدز RANS.....	۳۴
۲-۱-۲-۲ شبیه سازی عددی مستقیم DNS.....	۳۴
۳-۲-۱-۲ شبیه سازی گردابه های بزرگ LES.....	۳۵
۳-۱-۲ معادله انرژی.....	۳۷
۲-۲ اثر دوران کانال.....	۳۸
۳-۲ روابط، هندسه و شرایط مرزی.....	۳۹
۱-۳-۲ روابط مورد استفاده.....	۳۹
۲-۳-۲ هندسه و محدوده محاسباتی.....	۴۱
۱-۲-۳-۲ محدوده محاسباتی.....	۴۱
۲-۲-۳-۲ شرایط مرزی.....	۴۳
۳-۲-۳-۲ جزئیات حل و انتخاب حلگر.....	۴۴

۴-۲	مدل مورد استفاده.....	۴۶
۵-۲	شبکه بندی.....	۴۷
۱-۵-۲	تولید شبکه (مش).....	۴۷
۲-۵-۲	استقلال از شبکه.....	۴۹
۶-۲	جریان گذرا.....	۵۱
۱-۶-۲	تعیین گام زمانی.....	۵۱
۲-۶-۲	استقلال از گام زمانی.....	۵۲
۷-۲	معیار همگرایی.....	۵۲
۳ فصل ۳: نتایج.....		۵۵
۱-۳	مقدمه.....	۵۶
۳-۲	اعتبارسنجی.....	۵۶
۳-۳	نتایج.....	۵۸
۱-۳-۳	شکل و خطوط جریان.....	۵۸
۲-۳-۳	میدان دما.....	۷۱
۳-۳-۳	میدان فشار.....	۸۶
۴-۳-۳	تغییرات عدد ناسلت.....	۸۹
۵-۳-۳	فاکتور اصطکاک.....	۹۵
۶-۳-۳	بازده حرارتی هیدرولیکی.....	۹۹
۴ فصل ۴: نتیجه گیری و پیشنهادها.....		۱۰۱
۱-۴	مقدمه.....	۱۰۲
۲-۴	جمع بندی.....	۱۰۲
۳-۴	پیشنهادها.....	۱۰۳
مراجع.....		۱۰۵
مراجع.....		۱۰۶

فهرست شکل‌ها

- شکل ۱-۱ روند پیشرفت روش‌های خنک‌کاری و افزایش دمای ورودی به توربین [۷]..... ۶
- شکل ۲-۱ انواع روش‌های خنک‌کاری توربین گاز و محل مورد استفاده هر کدام از روش‌ها [۷]..... ۷
- شکل ۳-۱ نمایی از قسمت‌های لبه حمله، بخش میانی و لبه فرار در پره توربین گازی [۸]..... ۸
- شکل ۴-۱ طرح قرارگیری پین-فین‌ها در خنک‌کاری توربین گاز [۸]..... ۹
- شکل ۵-۱ نمایی از نمونه تست خنک‌کاری به روش جت سیال [۹]..... ۱۰
- شکل ۶-۱ طرح حفره‌ها در خنک‌کاری داخلی [۱۰]..... ۱۱
- شکل ۷-۱ طرح نحوه قرارگیری دندان‌ها در کانال خنک‌کاری توربین گازی [۸]..... ۱۲
- شکل ۸-۱ شکل‌های مختلف دندان‌ها در کانال‌های خنک‌کاری [۱۱]..... ۱۳
- شکل ۹-۱ نمای بالا یک کانال مخروطی و نمای پایین یک کانال مستقیم با دندان‌های مستطیلی ساده [۱۶]..... ۱۵
- شکل ۱۰-۱ نمایش سه‌بعدی دندان‌ها در حالت‌های مورد بررسی [۱۹]..... ۱۶
- شکل ۱۱-۱ طرح چیدمان دندان‌ها [۲۰]..... ۱۷
- شکل ۱۲-۱ مقطع عرضی دندان چکمه‌شکل [۳۰]..... ۲۰
- شکل ۱۳-۱ (A) طرح کانال U شکل (B) طرح دندان موجدار [۳۲]..... ۲۱
- شکل ۱۴-۱ طرح کانال با دندان شیاردار [۳۳]..... ۲۲
- شکل ۱۵-۱ (A) طرحی از شکل کانال (B) دندان مستقیم (C) دندان مقعر نسبت به جهت جریان (D) دندان محدب نسبت به جهت جریان [۳۴]..... ۲۳
- شکل ۱۶-۱ طرح کانال با سطح مقطع دایره‌ای با دندان مارپیچ [۴۳]..... ۲۵
- شکل ۱۷-۱ طرح کانال با دیواره موجدار [۴۴]..... ۲۶
- شکل ۱-۲ (A) آرایش متقارن دندان‌ها و شکل (B) آرایش متناوب دندان‌ها [۲۱]..... ۴۲
- شکل ۲-۲ مقطع عرضی یک دندان چکمه‌ای شکل [۳۰]..... ۴۲
- شکل ۳-۲ نمایی از دو دندان متقارن مورد مطالعه در این پژوهش..... ۴۳
- شکل ۴-۲ نمایی از دو دندان متناوب مورد مطالعه در این پژوهش..... ۴۳
- شکل ۵-۲ طرح کانال با دندان‌های متناوب (بدون نمایش قسمت پیش کانال)..... ۴۴
- شکل ۶-۲ طرح کانال با دندان‌های متقارن (بدون نمایش قسمت پیش کانال)..... ۴۴
- شکل ۷-۲ طرح شبکه‌بندی دندان‌های چکمه‌ای شکل در آرایش متقارن..... ۴۸
- شکل ۸-۲ طرح شبکه‌بندی دندان‌های چکمه‌ای شکل در آرایش متناوب..... ۴۸
- شکل ۹-۲ عدد ناسلت مربوط به روش LES و مقایسه آن با پژوهش یانگ و همکاران در آرایش متناوب [۲۱]..... ۵۰
- شکل ۱۰-۲ عدد ناسلت مربوط به روش LES و مقایسه آن با پژوهش یانگ و همکاران در آرایش متقارن [۲۱]..... ۵۱
- شکل ۱-۳ مقایسه نتایج پژوهش حاضر با پژوهش یانگ و همکاران در آرایش متقارن دندان‌های مربعی [۲۱]..... ۵۷
- شکل ۲-۳ مقایسه نتایج پژوهش حاضر با پژوهش یانگ و همکاران در آرایش متناوب برای دندان‌های مربعی [۲۱]..... ۵۷
- شکل ۳-۳ خطوط جریان در آرایش متقارن و برای $Re=2000$ ۵۸
- شکل ۴-۳ خطوط جریان و تغییرات سرعت در آرایش متقارن و برای $Re=2000$ ، به ترتیب از بالا به سمت پایین نمونه..... ۵۹
- شکل ۵-۳ خطوط جریان در آرایش متقارن و برای $Re=3250$ ۶۰
- شکل ۶-۳ خطوط جریان و تغییرات سرعت در آرایش متقارن و برای $Re=3250$ ، به ترتیب از بالا به سمت پایین نمونه..... ۶۱

- شکل ۷-۳ خطوط جریان در آرایش متقارن و برای $RE=4300$ ۶۲
- شکل ۸-۳ خطوط جریان و تغییرات سرعت در آرایش متقارن و برای $RE=4300$ ، به ترتیب از بالا به سمت پایین نمونه ۶۲
- شکل ۹-۳ خطوط جریان در آرایش متقارن و برای $RE=6500$ ۶۳
- شکل ۱۰-۳ خطوط جریان و تغییرات سرعت در آرایش متقارن و برای $RE=6500$ ، به ترتیب از بالا به سمت پایین نمونه ۶۴
- شکل ۱۱-۳ خطوط جریان در آرایش متناوب و برای $RE=2000$ ۶۵
- شکل ۱۲-۳ خطوط جریان و تغییرات سرعت در آرایش متناوب و برای $RE=2000$ ، به ترتیب از بالا به سمت پایین نمونه ۶۶
- شکل ۱۳-۳ خطوط جریان برای آرایش متناوب و $RE=3250$ ۶۷
- شکل ۱۴-۳ خطوط جریان و تغییرات سرعت در آرایش متناوب و برای $RE=3250$ ، به ترتیب از بالا به سمت پایین ۶۷
- شکل ۱۵-۳ خطوط جریان برای آرایش متناوب و $RE=4300$ ۶۸
- شکل ۱۶-۳ خطوط جریان و تغییرات سرعت در آرایش متناوب و برای $RE=4300$ ، به ترتیب از بالا به سمت پایین ۶۸
- شکل ۱۷-۳ خطوط جریان برای آرایش متناوب و $RE=6500$ ۶۹
- شکل ۱۸-۳ خطوط جریان و تغییرات سرعت در آرایش متناوب و برای $RE=6500$ ، به ترتیب از بالا به سمت پایین ۷۰
- شکل ۱۹-۳ متوسط زمانی کانتور توزیع دما در کانال خنک کاری با آرایش متقارن و $RE=2000$ (واحد دما کلوین است) ۷۱
- شکل ۲۰-۳ پروفیل دما لحظه‌ای در آرایش متقارن و برای $RE=2000$ ، به ترتیب از بالا به سمت پایین ۷۲
- شکل ۲۱-۳ متوسط زمانی کانتور توزیع دما در کانال خنک کاری با آرایش متقارن و $RE=3250$ (واحد دما کلوین است) ۷۲
- شکل ۲۲-۳ پروفیل دما لحظه‌ای در آرایش متقارن و برای $RE=3250$ ، به ترتیب از بالا به سمت پایین ۷۳
- شکل ۲۳-۳ کانتور توزیع دما در کانال خنک کاری با آرایش متقارن و $RE=4300$ (واحد دما کلوین است) ۷۴
- شکل ۲۴-۳ پروفیل دما لحظه‌ای در آرایش متقارن و برای $RE=4300$ ، به ترتیب از بالا به سمت پایین نمونه ۷۵
- شکل ۲۵-۳ کانتور توزیع دما در کانال خنک کاری با آرایش متقارن و $RE=6500$ (واحد دما کلوین است) ۷۶
- شکل ۲۶-۳ پروفیل دما لحظه‌ای در آرایش متقارن و برای $RE=6500$ ، به ترتیب از بالا به سمت پایین ۷۷
- شکل ۲۷-۳ کانتور متوسط زمانی توزیع دما در کانال خنک کاری با آرایش متناوب و $RE=2000$ (واحد دما کلوین است) ۷۸
- شکل ۲۸-۳ کانتور دما لحظه‌ای در آرایش متناوب و برای $RE=2000$ ، به ترتیب از بالا به سمت پایین ۷۹
- شکل ۲۹-۳ کانتور متوسط زمانی توزیع دما در کانال خنک کاری با آرایش متناوب و $RE=3250$ (واحد دما کلوین است) ۸۰
- شکل ۳۰-۳ کانتور دما لحظه‌ای در آرایش متناوب و برای $RE=3250$ ، به ترتیب از بالا به سمت پایین ۸۱
- شکل ۳۱-۳ کانتور متوسط زمانی توزیع دما در کانال خنک کاری با آرایش متناوب و $RE=4300$ (واحد دما کلوین است) ۸۲
- شکل ۳۲-۳ کانتور دما لحظه‌ای در آرایش متناوب و برای $RE=4300$ ، به ترتیب از بالا به سمت پایین ۸۳
- شکل ۳۳-۳ کانتور متوسط زمانی توزیع دما در کانال خنک کاری با آرایش متناوب و $RE=6500$ (واحد دما کلوین است) ۸۴
- شکل ۳۴-۳ کانتور دما لحظه‌ای در آرایش متناوب و برای $RE=6500$ ، به ترتیب از بالا به سمت پایین ۸۵
- شکل ۳۵-۳ متوسط زمانی افت فشار بین دندان‌دوم و سوم برای آرایش متقارن، به ترتیب از بالا به پایین ۸۷
- شکل ۳۶-۳ متوسط زمانی افت فشار بین دندان‌دوم و سوم برای آرایش متناوب، به ترتیب از بالا به پایین ۸۸
- شکل ۳۷-۳ نسبت عدد ناسلت در آرایش متقارن دندان‌ها (خط قرمز دندان‌های چکمه‌ای شکل و خط آبی دندان‌های مربعی ساده) ۸۹
- شکل ۳۸-۳ نمودار ناسلت موضعی برای آرایش متقارن و $RE=2000$ ۹۰
- شکل ۳۹-۳ نمودار ناسلت موضعی برای آرایش متقارن و $RE=3250$ ۹۰
- شکل ۴۰-۳ نمودار ناسلت موضعی برای آرایش متقارن و $RE=4300$ ۹۱
- شکل ۴۱-۳ نمودار ناسلت موضعی برای آرایش متقارن و $RE=6500$ ۹۱

- شکل ۳-۴۲ نسبت عدد ناسلت در آرایش متناوب دندانه‌ها (خط قرمز دندانه‌های چکمه‌ای شکل و خط آبی دندانه‌های مربعی ساده) ۹۲
- شکل ۳-۴۳ نمودار ناسلت موضعی برای آرایش متناوب و $RE=2000$ ۹۲
- شکل ۳-۴۴ نمودار ناسلت موضعی برای آرایش متناوب و $RE=3250$ ۹۳
- شکل ۳-۴۵ نمودار ناسلت موضعی برای آرایش متناوب و $RE=4300$ ۹۳
- شکل ۳-۴۶ نمودار ناسلت موضعی برای آرایش متناوب و $RE=6500$ ۹۳
- شکل ۳-۴۷ نمودار تغییرات عدد ناسلت در اعداد رینولدز مختلف، خط بارنگ قرمز آرایش متقارن و خط بارنگ آبی آرایش متناوب ۹۴
- شکل ۳-۴۸ نمودار تغییرات نسبت عدد ناسلت به عدد ناسلت کانال بدون دندانه در اعداد رینولدز مختلف، خط بارنگ قرمز آرایش متقارن و خط بارنگ آبی آرایش متناوب ۹۵
- شکل ۳-۴۹ فاکتور اصطکاک بی‌بعد در آرایش متقارن و $RE=2000$ ۹۶
- شکل ۳-۵۰ فاکتور اصطکاک بی‌بعد در آرایش متقارن و $RE=3250$ ۹۶
- شکل ۳-۵۱ فاکتور اصطکاک بی‌بعد در آرایش متقارن و $RE=4300$ ۹۶
- شکل ۳-۵۲ فاکتور اصطکاک بی‌بعد در آرایش متقارن و $RE=6500$ ۹۷
- شکل ۳-۵۳ فاکتور اصطکاک بی‌بعد در آرایش متناوب و $RE=2000$ ۹۷
- شکل ۳-۵۴ فاکتور اصطکاک بی‌بعد در آرایش متناوب و $RE=3250$ ۹۸
- شکل ۳-۵۵ فاکتور اصطکاک بی‌بعد در آرایش متناوب و $RE=4300$ ۹۸
- شکل ۳-۵۶ فاکتور اصطکاک بی‌بعد در آرایش متناوب و $RE=6500$ ۹۸
- شکل ۳-۵۷ نمودار تغییرات فاکتور اصطکاک کانال در اعداد رینولدز مختلف، خط بارنگ قرمز آرایش متقارن و خط بارنگ آبی آرایش متناوب دندانه‌ها ۹۹
- شکل ۳-۵۸ نمودار تغییرات بازده حرارتی هیدرولیکی در اعداد رینولدز مختلف، خط بارنگ قرمز آرایش متقارن و خط بارنگ آبی آرایش متناوب ۱۰۰

فهرست جدول‌ها

جدول ۱-۲ روش‌ها و مدل‌های عددی برای حل جریان سیال	۳۳
جدول ۲-۲ تعداد المان‌ها در شبکه‌بندی‌های مختلف در آرایش متناوب	۴۹
جدول ۳-۲ تعداد المان‌ها در شبکه‌بندی‌های مختلف در آرایش متقارن	۵۰

فهرست علائم

η_{th}	بازده سیکل ایده‌آل توربین گاز
r_p	نسبت فشار هوای خروجی از کمپرسور به فشار هوای ورودی به کمپرسور
k	نسبت گرمای ویژه در فشار ثابت به گرمای ویژه در حجم ثابت
$\rho \left[\frac{kg}{m^3} \right]$	چگالی
$u \left[\frac{m}{s} \right]$	مؤلفه سرعت در راستای X
$v \left[\frac{m}{s} \right]$	مؤلفه سرعت در راستای Y
$\mu \left[\frac{kg}{m.s} \right]$	لزجت دینامیکی
Nu	عدد ناسلت
Pr	عدد پرانتل
CFL	عدد کورانت
Re	عدد رینولدز
$\tau_{ij} \left[\frac{N}{m^2} \right]$	تنش رینولدز
$E \left[\frac{j}{kg} \right]$	انرژی در واحد جرم
$D_h [m]$	قطر هیدرولیکی
$H [m]$	ارتفاع کانال
$W [m]$	عمق کانال
$U_b [m]$	سرعت توده سیال در جهت جریان
$q \left[\frac{w}{m} \right]$	شار حرارتی
$k \left[\frac{w}{m.K} \right]$	ضریب هدایت حرارتی
$\theta_w [K]$	دمای موضعی دیواره
$\theta_b [K]$	دمای متوسط سیال
$P [pa]$	فشار
$\Omega \left[\frac{Ra}{s} \right]$	سرعت دورانی کانال

$p_{in} [pa]$	فشار ورودی
$p_{out} [pa]$	فشار خروجی
$U_{in} [m]$	سرعت ورودی
$S [m]$	گام دندان
$e [m]$	ارتفاع دندان
u^+	مقیاس بی بعد سرعت
y^+	فاصله بی بعد از دیواره
$\Delta t [s]$	گام زمانی
$\Delta x [m]$	سایز سلول
$U [m]$	سرعت اولیه سلول

اختصارات

LES	Large Eddy Simulation
RANS	Reynolds Averaged Navier Stokes
PDE	Partial Differential Equation
DNS	Direct Numerical Solution

فصل ۱: مقدمه و طرح مسئله

۱-۱ مقدمه

نیروگاه‌های سیکل ترکیبی به همراه توربین گازی با گاز طبیعی مؤثرترین جایگزین برای تولید توان الکتریکی بر اساس سوخت‌های فسیلی هستند که به صورت تجاری نیز در دسترس می‌باشند. نیروگاه سیکل ترکیبی درواقع ترکیبی از توربین بخار و توربین گازی می‌باشد به نحوی که ژنراتور توربین گازی برق تولید کرده و درعین حال انرژی حرارتی تلف شده از توربین گاز (توسط محصولات احتراق) را برای تولید بخار توربین بخار مورد استفاده قرار می‌دهد که به این طریق برق اضافی تولید می‌شود. با ترکیب این دو سیکل بهره‌وری از نیروگاه افزایش می‌یابد. درواقع یک چرخه ساده نیروگاه برق بدون اتلاف گرما، به طور معمول راندمانی بین ۲۵ تا ۴۰ درصد دارد، درحالی که همان نیروگاه با سیکل ترکیبی راندمان الکتریکی حدود ۶۰ درصد را دارا می‌باشد.

گزارش‌ها و مقالات منتشر شده عنوان نموده‌اند که در این نیروگاه‌ها بازده حرارتی به حدود ۶۰ درصد رسیده است. انتظار می‌رود پژوهش‌ها و تحقیقات جهت افزایش راندمان در دو دهه آینده ادامه داشته باشد. اصلی‌ترین محرک عملکردی در یک نیروگاه سیکل ترکیبی، توربین گازی است. توربین‌های گازی یکی از اولویت‌های توسعه فناوری در اهداف کلان در افق زمانی ۱۴۰۴ می‌باشد. برای توسعه دانش فناوری مربوط به توربین گاز و سیکل ترکیبی، یکی از کارهای مهم، بومی‌سازی روش‌های پیشرفته خنک‌کاری پره‌های توربین گازی است که منجر به افزایش راندمان و صرفه‌جویی قابل توجه در منابع سوخت می‌شود و بخشی مهمی از دانش طراحی، ساخت و نگهداری توربین گازی به شمار می‌رود.

در دهه‌های اخیر هم‌زمان با پیشرفت علوم کامپیوتر، دینامیک سیالات محاسباتی در علم مهندسی مکانیک گسترش یافته است که با روش‌های عددی به حل معادلات حاکم بر سیال می‌پردازد. در این رساله قصد داریم برخی از پارامترهای جریان آشفته در کانال خنک‌کاری توربین گازی را بررسی نماییم.

۱-۲ تاریخچه توربین گاز

یکی از تجهیزات مهمی که انرژی شیمیایی موجود در سوخت فسیلی را به انرژی مکانیکی تبدیل می‌کند توربین گاز است. پس از ساخت اولین موتور توربین گاز، پژوهشگران توجه ویژه‌ای به بهره‌برداری و افزایش راندمان این تجهیز نشان دادند و تحقیقات علمی بسیاری در مورد توربین گاز صورت گرفته است.

توربین گاز یک ماشین دوار است که از انرژی گازهای ناشی از احتراق برای تولید قدرت استفاده می‌کند. هر توربین گاز شامل یک کمپرسور برای فشرده کردن هوا، یک محفظه احتراق برای مخلوط کردن هوا با سوخت و احتراق آن و یک توربین برای تبدیل انرژی گازهای پرفشار به انرژی مکانیکی می‌باشد. درواقع عنوان توربین گاز، به مجموعه دستگاه تولید قدرت گفته می‌شود، در صورتی که منظور از توربین قسمت منبسط کننده جریان گاز پرفشار می‌باشد. قسمتی از انرژی مکانیکی تولید شده در توربین، صرف چرخاندن

مطالعه عددی بر روی شکل و آرایش دندانه‌ها جهت افزایش انتقال حرارت در مسیر خنک‌کاری داخلی پره‌های توربین گازی با استفاده از روش LES

فصل ۱: مقدمه و طرح مسئله

کمپرسور خود توربین شده و باقی انرژی، با توجه به کاربرد توربین گاز، ممکن است ژنراتور برق را بچرخاند و یا مستقیماً به جعبه‌دنده متصل شده و مصرف شود.

توربین‌های گاز نقش روبه رشد و مهمی در دنیای صنعت دارند. این موتورهای اغلب برای پیشران‌های هواپیماها و تولید قدرت در نیروگاه‌های تولید برق، مورد استفاده قرار می‌گیرند اما کاربردهایی در زمینه راندن کشتی‌ها و همچنین سایر کاربردهای صنعتی نیز می‌باشند. تولید توان توربین‌های گازی از ۵ اسب بخار در مقیاس کوچک برای توربوشارژرهای اتومبیل‌ها تا ۵۰۰۰۰ اسب بخار در توربین‌های صنعتی بزرگ متغیر است [۱]. از مهم‌ترین مزیت‌های عمده توربین‌های گاز می‌توان به نسبت توان به وزن بسیار زیاد در مقایسه با موتورهای رفت و برگشتی و همچنین قابلیت اعتماد بالای آن‌ها اشاره کرد.

در اواخر قرن نوزدهم تحول عظیمی در صنعت ماشین‌های تولید قدرت پدیدار شد. در آن سال‌ها مهندسان تحقیقاتی بر روی موتورهای بنزینی احتراق جرقه‌ای، موتورهای دیزلی احتراق تراکمی و توربین‌های بخار انجام می‌دادند. چارلز کورتیس^۱ اولین طرح یک توربین گاز کامل را در سال ۱۸۹۵ ارائه داد. در ادامه آجیدیوس الینگ^۲ اولین توربین گاز با قدرت ۱۱ اسب بخار را در سال ۱۹۰۳ ساخت. همچنین اولین توربین گاز زمینی صنعتی، یک ماشین ۴۰۰۰ کیلوواتی بود که توسط کمپانی براون بووری^۳ در سال ۱۹۳۹ در سوئیس ساخته شد. نخستین پرواز هواپیمایی که پیشران‌های خود را از یک موتور جت از نوع توربین گاز دریافت می‌کرد در کشور آلمان و در اوت سال ۱۹۳۹ صورت گرفته بود. اولین لوکوموتیو راه‌آهن سوئیسی که از توربین گاز استفاده می‌نمود در سال ۱۹۴۱ به حرکت درآمد و همچنین اولین اتومبیلی که با توربین گاز به حرکت درمی‌آمد، در سال ۱۹۵۰ که یک خودرو رور^۴ انگلیسی بود [۲].

توربین‌ها به دو نوع کلی توربین محوری^۵ و توربین شعاعی^۶ تقسیم‌بندی می‌شوند که البته بیشتر توربین‌های به‌کاررفته در موتور، توربین گاز از نوع توربین محوری است. توربین‌ها در حالت کلی دارای دو نوع پره می‌باشند. پره‌های ثابت^۷ زاویه‌ی برخورد جریان با پره‌های متحرک^۸ در ردیف بعدی را تنظیم می‌کنند و همچنین باعث افزایش سرعت جریان ورودی می‌شوند. پره‌های متحرک در اثر برخورد جریان گاز پرفشار و داغ، محور اصلی توربین را می‌گردانند. در توربین‌های گاز با فناوری جدیدتر، پره‌های ثابت ردیف اول را با قابلیت تنظیم زاویه ورود جریان می‌سازند. پره‌های ثابت ردیف اول چون دقیقاً بعد از محفظه احتراق قرار گرفته‌اند بیشترین میزان گرما را متحمل می‌شوند و دمای ورودی گاز به توربین را محدود می‌نمایند [۳].

^۱ Charles Curtis

^۲ Aegidius Elling

^۳ Brown Boveri

^۴ Rover

^۵ Axial Turbine

^۶ Radial Turbine

^۷ Stator

^۸ Rotor

۱-۳ سیکل ترمودینامیکی توربین گاز

سیکل ترمودینامیکی به کاررفته در توربین گاز و موتورهای جت چرخه برایتون^۱ می‌باشد. این چرخه اولین بار توسط مخترع انگلیسی، جان باربر^۲ پیشنهادشده و به ثبت رسیده بود اما نام این چرخه از نام جرج برایتون^۳، مهندس آمریکایی که این چرخه را در سال ۱۸۷۰ توسعه داد گرفته شده است. اگرچه سیکل ایده‌آل برایتون به صورت بسته در نظر گرفته می‌شود، اما در حقیقت، توربین‌های گازی در چرخه باز کار می‌کنند. هوای محیط وارد کمپرسور شده و سپس توسط کمپرسور دما و فشار آن افزایش می‌یابد. هوای فشرده پس از ورود به محفظه احتراق در اثر اختلاط با سوخت پاشیده شده در آن، مشتعل می‌گردد و در نتیجه دمای هوا در یک فرآیند فشار ثابت بسیار بالا می‌رود. سپس گازهای حاصل از احتراق که دما و فشار بالایی دارند وارد توربین شده و در اثر تماس با پره‌های توربین باعث چرخش پره‌ها و تولید کار می‌شوند. در یک موتور جت، توربین، کار لازم برای راه‌اندازی کمپرسور و سایر اجزا از قبیل ژنراتور و پمپ هیدرولیک را تأمین می‌نماید. گازهای خروجی از توربین با عبور از یک نازل، سرعتشان افزایش یافته و در نتیجه نیروی پیشرانش موتور هواپیما را تولید می‌کند؛ اما معمولاً در توربین‌های گاز صنعتی، کار خروجی از توربین به صورت گشتاور محوری برای تولید الکتریسیته مورد استفاده قرار می‌گیرد. گازهای خروجی داغ که توربین را ترک می‌کنند، می‌توانند در مبدل حرارتی یا در یک نیروگاه سیکل ترکیبی مورد استفاده مجدد قرار گیرند.

۱-۴ ضرورت خنک‌کاری توربین گاز

بازده سیکل ایده‌آل توربین گاز، تنها تابعی از فشار ورودی و فشار خروجی توربین است و طبق رابطه (۱-۱) که در زیر بیان شده است، مشخص می‌گردد.

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{(r_p)^{\left(\frac{k-1}{k}\right)}} \quad (1-1)$$

در رابطه فوق η_p نسبت فشار هوای خروجی از کمپرسور به فشار هوای ورودی به کمپرسور می‌باشد. بازده توربین گاز واقعی به دلیل افت فشار، غیرآیزنتروپیک بودن کمپرسور و توربین، اصطکاک و عوامل مختلف دیگر، نسبت به بازده سیکل ایده‌آل توربین گاز کمتر است. برای هر فشار کمپرسور، با افزایش دمای ورودی به توربین، بازده و کار خروجی توربین گاز افزایش می‌یابد لذا افزایش دمای گاز خروجی از محفظه احتراق، یکی از راه‌های افزایش بازده توربین گاز است.

¹ Brayton Cycle

² John Barber

³ George Brayton

امروزه دمای ورودی توربین‌های گازی در حدود ۱۵۰۰ درجه سانتی‌گراد است، در صورتی که آلیاژهای معمول حداکثر قادر به تحمل حدود دمای ۱۰۵۰ درجه سانتی‌گراد می‌باشند. لذا لازم است مقاومت پره‌ها در مقابل تنش حرارتی افزایش یابد تا عمر توربین نیز افزایش یابد. برای افزایش مقاومت پره‌های توربین در مقابل شدت گرما می‌توان از روش‌هایی مانند بکار بردن مواد سرامیکی^۱، پوشش‌دهی حرارتی اجزاء^۲ و خنک‌کاری پره‌های توربین^۳ استفاده نمود. اگرچه استفاده از مواد سرامیکی و پوشش‌دهی حرارتی اجزاء، مقاومت حرارتی پره‌ها را افزایش خواهد داد، اما به دلیل پیچیدگی طراحی توربین و همچنین هزینه اولیه بالا، مقرون به صرفه نبوده و ترجیح استفاده از روش‌های خنک‌کاری پره‌ها است [۴]. برای امکان کارکرد مواد سازنده توربین در دماهایی بالاتر از سطح واماندگی، یک سیستم خنک‌کاری مؤثر برای اجزاء مورد نیاز است. قطعاً پیشرفت در زمینه خنک‌کاری منجر به امکان افزایش دمای ورودی به توربین و متعاقب آن افزایش راندمان و بهبود عمر توربین خواهد شد [۵].

با جریان یافتن هوای خارج شده از کمپرسور در مسیرهای خنک‌کاری داخل پره، دمای پره می‌تواند به میزان قابل توجهی کاهش پیدا کند. همچنین افزایش سطح تماس پره با جریان سیال خنک‌کننده و افزایش نرخ سیال خنک‌کننده دو عامل مهم در کاهش دمای پره توربین می‌باشند [۶]. سیال خنک‌کننده می‌تواند به روش‌های گوناگونی برای خنک‌کاری استفاده شود اما خنک‌کاری پره‌های توربین گاز به دودسته اصلی خنک‌کاری داخلی^۴ و خنک‌کاری خارجی^۵ تقسیم می‌شود که هر کدام در ادامه تشریح می‌شوند. شکل ۱-۱ نمایی از پیشرفت صنعت خنک‌کاری و افزایش دمای ورودی به توربین در طی سالیان اخیر را نشان می‌دهد.

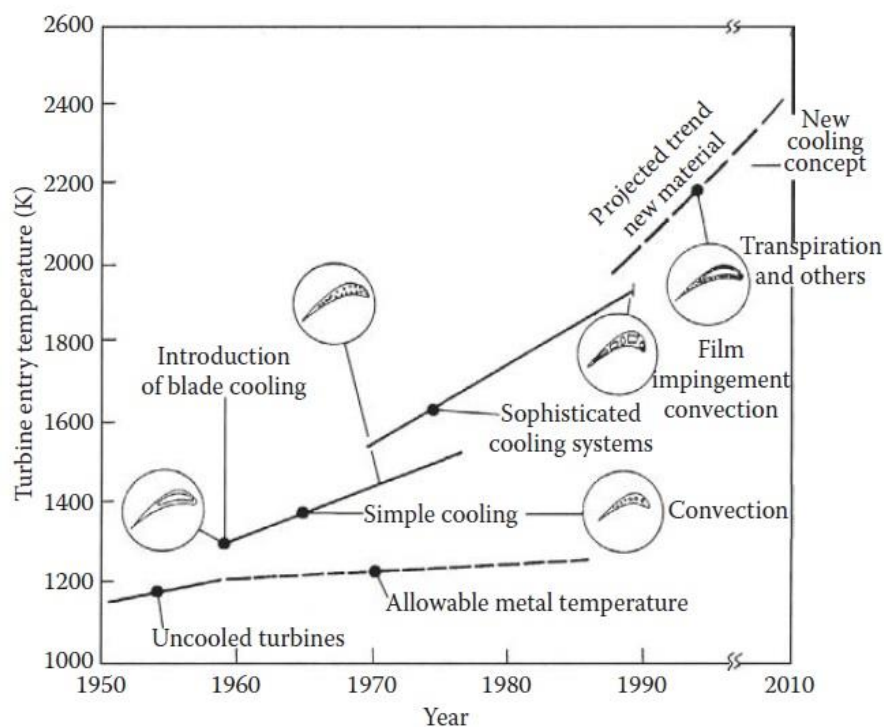
¹ Ceramic Mterial

² Thermal Barrier Coating (TBC)

³ Turbine Blade Cooling

⁴ Internal Cooling

⁵ External Cooling



شکل ۱-۱ روند پیشرفت روش‌های خنک‌کاری و افزایش دمای ورودی به توربین [۷]

انواع روش‌های خنک‌کاری توربین گاز به شرح زیر است:

از مهم‌ترین روش‌های خنک‌کاری داخلی می‌توان به خنک‌کاری پین‌فین^۱، خنک‌کاری برخورد جت سیال^۲، خنک‌کاری حفره^۳ و خنک‌کاری دندانه‌ها^۴ اشاره کرد. همچنین مهم‌ترین روش خنک‌کاری خارجی، خنک‌کاری لایه‌ای^۵ می‌باشد.

شکل ۱-۲ انواع روش‌های خنک‌کاری را نشان می‌دهد که در ادامه هرکدام از آن‌ها را به اختصار توضیح داده خواهند شد.

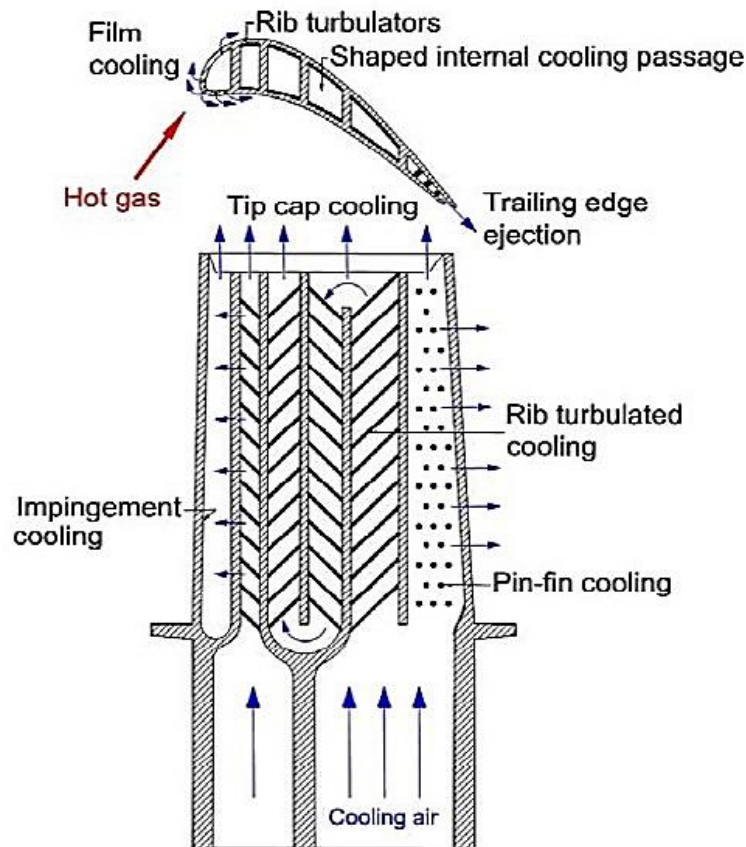
^۱ Pin-Fin

^۲ Jet Impingement

^۳ Dimples

^۴ Ribs

^۵ Film Cooling



شکل ۱-۲ انواع روش‌های خنک‌کاری توربین گاز و محل مورد استفاده هر کدام از روش‌ها [۷]

۵-۱ خنک‌کاری داخلی

در خنک‌کاری داخلی، دمای پره توسط سیالی که از داخل کانال‌های مسیر میانی عبور می‌نماید، کاهش می‌یابد. جریان هوای خارج شده از کمپرسور وارد کانال‌های روی پره می‌گردد و با انتقال حرارت جابه‌جایی موجب خنک‌کاری پره می‌شود. سیال خنک‌کاری پس از عبور از کانال‌ها از نوک پره، شکاف‌های لبه انتهایی و یا سوراخ‌هایی روی سطح پره خارج می‌گردد. همان‌طور که در شکل ۱-۳ نشان داده شده است، هر پره توربین از ۳ قسمت لبه حمله^۱، بخش میانی^۲ و لبه فرار^۳ تشکیل شده است. از طرفی دو سمت فشار^۴ و مکش^۵ نیز دو طرف پره را تشکیل می‌دهند.

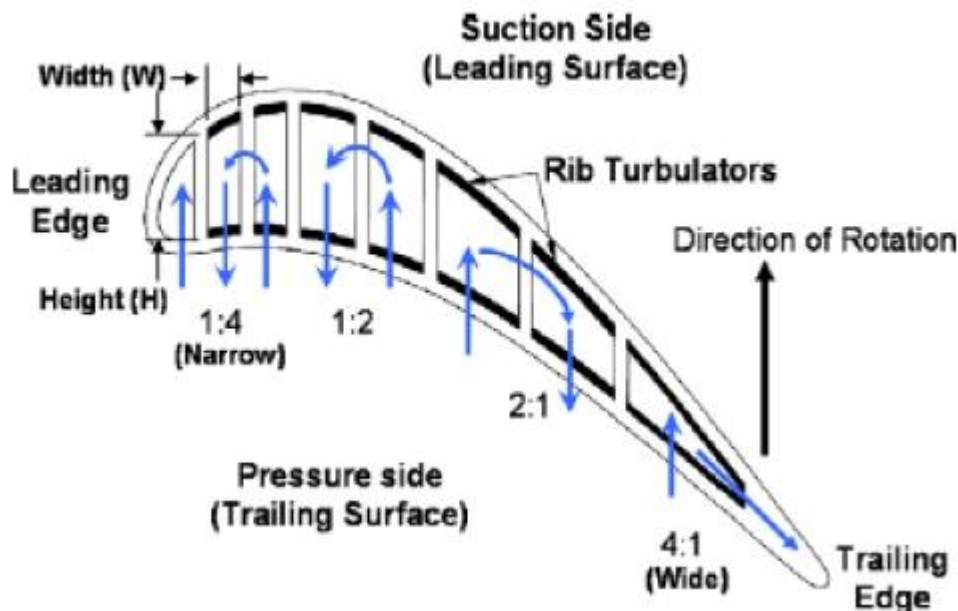
^۱ Leading Edge

^۲ Mid Span

^۳ Trailing Edge

^۴ Pressure Side

^۵ Suction Side



شکل ۳-۱ نمایی از قسمت‌های لبه حمله، بخش میانی و لبه فرار در پره توربین گازی [۸]

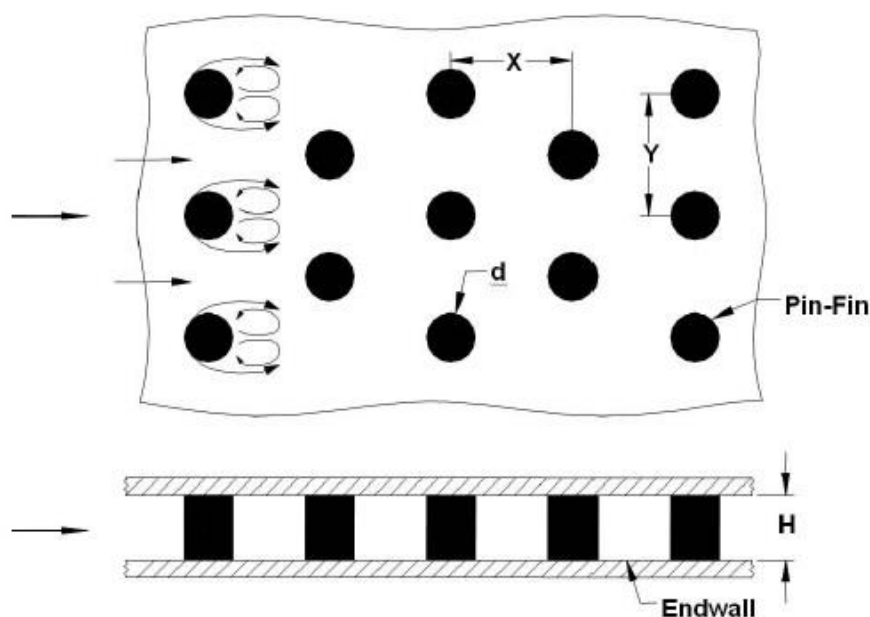
از چالش‌های اساسی برای طراحی سیستم خنک‌کاری داخلی، چیدمان بهینه اجزاء در کنار هم است؛ زیرا بهتر است میزان استفاده از هوای کمپرسور به حداقل و میزان انتقال حرارت از پره توربین به حداکثر برسد. همچنین کمترین اثر منفی را بر روی دوام قطعات، چگونگی تخلیه جریان، هزینه‌ها و پیچیدگی‌های تولید به وجود آورد.

در قسمت‌های بعد در مورد هرکدام از روش‌های خنک‌کاری داخلی، مزایا و معایب آن‌ها توضیح مختصری ارائه خواهد شد. لازم به ذکر است در سالیان اخیر با استفاده از ترکیب روش‌های خنک‌کاری داخلی موجود، روش‌های نوینی برای خنک‌کاری داخلی توسعه یافته است که به دلیل تنوع بسیار زیاد روش‌های خنک‌کاری ترکیبی، روش‌های اصلی بیان شده است.

۱-۵-۱ خنک‌کاری پین‌فین

در قسمت انتهایی لبه فرار به علت عرض کم مقطع و محدودیت‌های ساخت، اغلب با ایجاد پین-فین‌ها اقدام به افزایش ضریب انتقال حرارت می‌نمایند همچنین استفاده از آن‌ها باعث افزایش استحکام پره توربین می‌شود. نسبت ارتفاع به قطر در این پین‌فین‌ها اغلب بین ۰/۵ تا ۴ می‌باشد و رفتار جریان در برخورد با این موانع مانند رفتار جریان حول استوانه است. هنگامی که جریان سیال از اطراف استوانه عبور می‌کند جدایش

اتفاق می‌افتد و در پایین‌دست پین-فین، گردابه‌های متعددی تشکیل می‌گردد. گردابه‌های نعل‌اسبی شکل^۱ در پایین‌دست باعث افزایش آشفتگی و افزایش انتقال حرارت می‌شوند. چیدمان، قطر، فاصله طولی و عرضی موانع پین-فین از جمله عوامل مهم در طراحی این نوع از خنک‌کاری می‌باشند. در شکل ۴-۱ طرح قرارگیری پین-فین‌ها جهت افزایش انتقال حرارت و گردابه‌هایی که در پایین‌دست پین‌فین‌ها ایجاد شده است، نشان داده شده است.

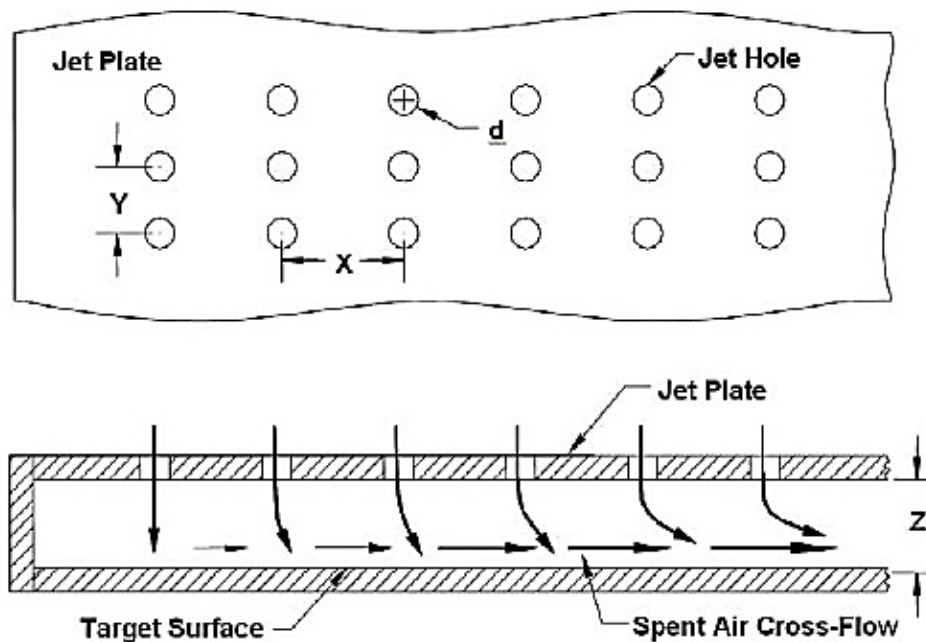


شکل ۴-۱ طرح قرارگیری پین-فین‌ها در خنک‌کاری توربین گاز [۸]

۱-۵-۲ خنک‌کاری جت سیال

در بین تمام روش‌های افزایش انتقال حرارت، برخورد جت سیال، دارای بیشترین اثر موضعی در افزایش انتقال حرارت می‌باشد. افزایش انتقال حرارت به این روش، مناسب‌ترین روش برای خنک‌کاری لبه حمله است؛ زیرا بیشترین بار حرارتی در لبه حمله اتفاق می‌افتد. نحوه قرارگیری، اندازه، سطح مقطع و شکل برخورد جت در انتقال حرارت حائز اهمیت است. در بخش‌های میانی پره، می‌توان برخورد را همانند برخورد جت به صفحه صاف مدل‌سازی نمود اما در لبه حمله به دلیل وجود انحنا، باید تأثیر انحنا نیز مورد بررسی قرار گیرد. شکل ۵-۱ نمایی از سوراخ‌های خنک‌کاری جت سیال را نشان می‌دهد.

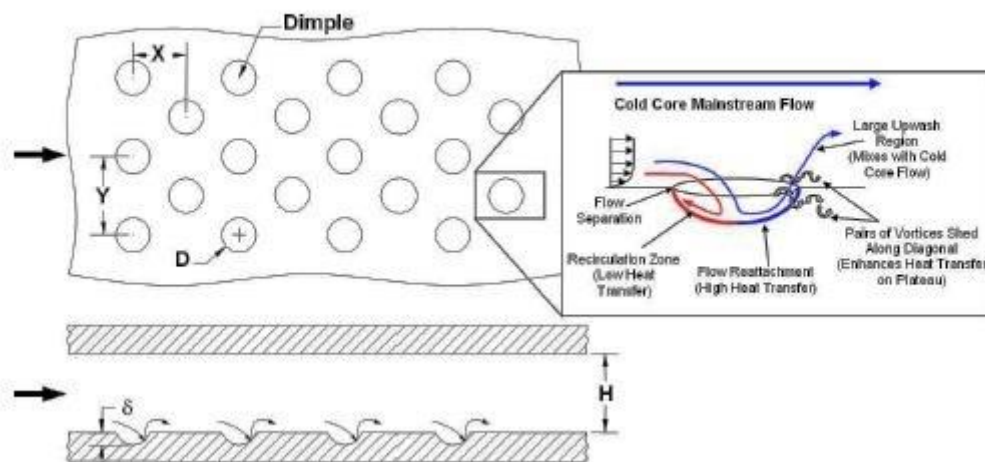
¹ horseshoe vortex



شکل ۵-۱- نمایشی از نمونه تست خنک‌کاری به روش جت سیال [۹]

۳-۵-۱ خنک‌کاری حفره

این روش خنک‌کاری در سالیان اخیر پیشرفت قابل‌توجهی داشته است؛ زیرا در مقایسه با سایر روش‌های خنک‌کاری افت فشار کمتری داشته و ضریب انتقال حرارت نسبتاً مطلوبی نیز دارد. عوامل تأثیرگذار در طراحی حفره‌ها، نحوه چیدمان آن‌ها، عمق و فاصله طولی و عرضی آن‌ها نسبت به یکدیگر است که باید بهینه‌سازی شود. در شکل ۶-۱ نحوه چیدمان حفره‌ها و گردابه‌هایی که ایجاد می‌نمایند به‌خوبی نشان داده شده است.



شکل ۶-۱ طرح حفره‌ها در خنک‌کاری داخلی [۱۰]

چیو^۱ و همکاران در مقاله‌ای اثر حفره‌ها را بررسی نموده و بیان کردند که ضریب انتقال حرارت در کانال دارای حفره نسبت به کانال صاف حدود ۲ تا ۲/۵ برابر بیشتر است. همچنین حساسیت این نوع خنک‌کاری به عرض کانال و عدد رینولدز^۲ نسبتاً کم است [۱۰].

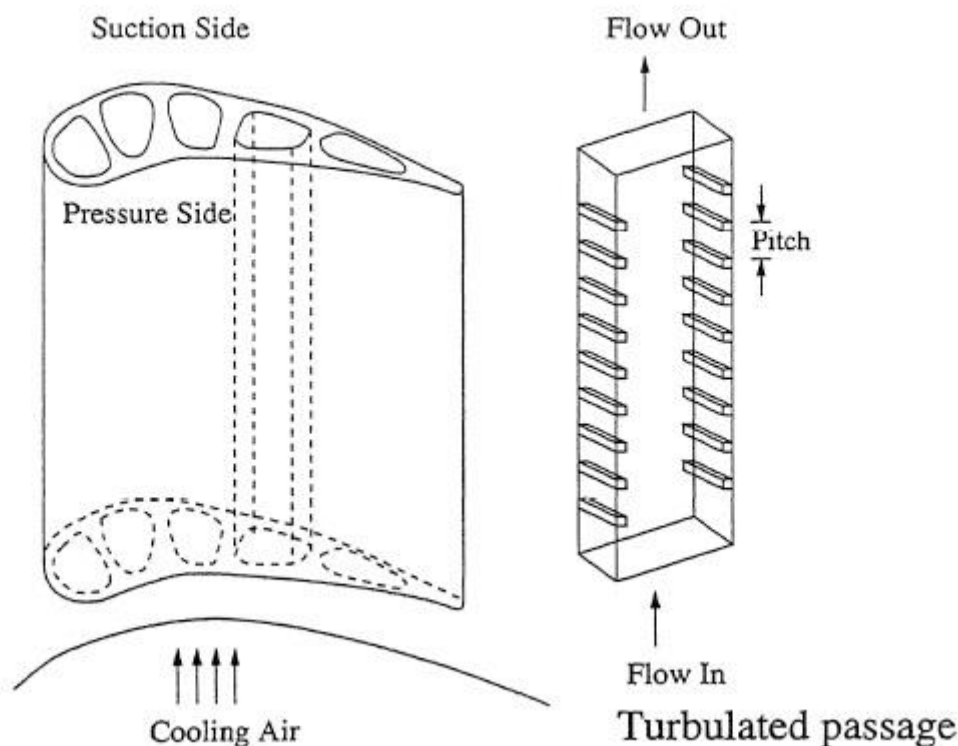
۴-۵-۱ خنک‌کاری دندانه‌ها

پرمصرف‌ترین روش برای افزایش انتقال حرارت در خنک‌کاری داخلی، استفاده از آشفته‌سازهای جریان دندانه‌ای است. عدد رینولدز سیال، چیدمان دندانه‌ها، ارتفاع دندانه‌ها و نسبت ابعادی^۳ کانال خنک‌کاری از پارامترهای مهم در افزایش انتقال حرارت و کاهش افت فشار سیال خنک‌کننده می‌باشد. در شکل ۷-۱ طرح کانال خنک‌کاری که دندانه‌ها در آن قرار می‌گیرند نشان داده شده است.

^۱ Chyu

^۲ Reynolds Number

^۳ Aspect Ratio



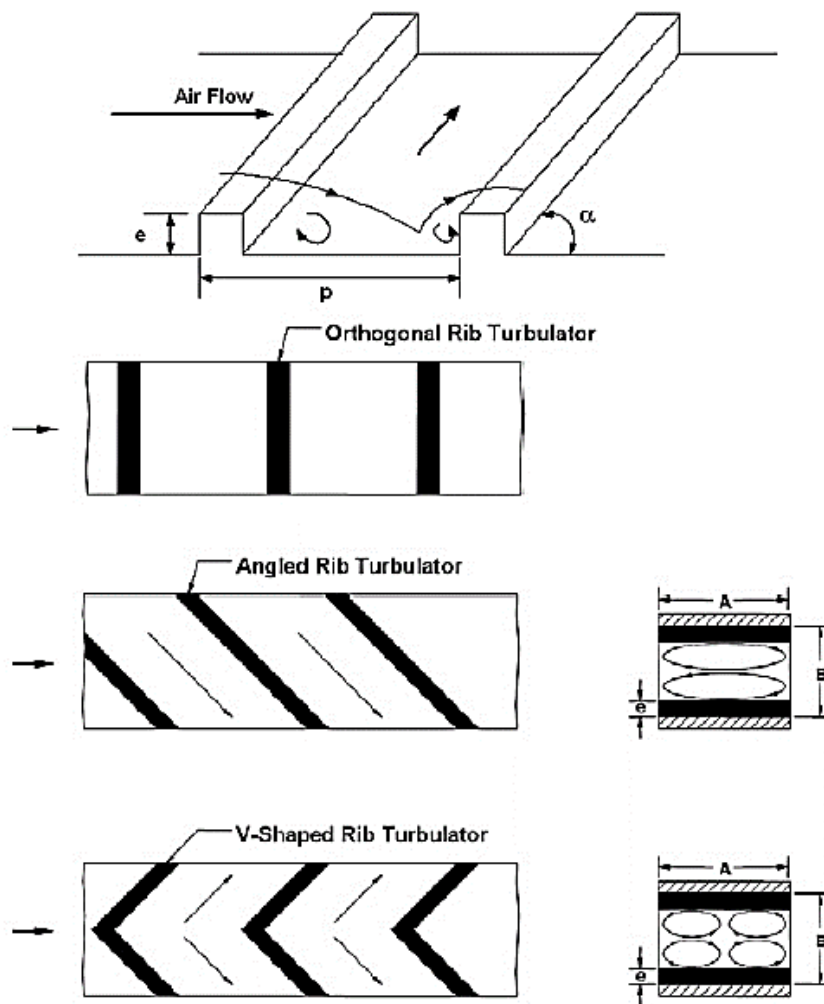
شکل ۷-۱ طرح نحوه قرارگیری دندانه‌ها در کانال خنک‌کاری توربین گازی [۸]

همان‌طور که ذکر شد، دندانه‌های موجود در کانال خنک‌کاری موجب اغتشاش جریان و ایجاد جریان‌های ثانویه^۱ یا نواحی گردابی^۲ در بالادست و مخصوصاً پایین‌دست جریان می‌شوند. برای قرارگیری دندانه‌ها در کنار هم آرایش‌های متعددی وجود دارد ولی متداول‌ترین آن‌ها آرایش متقارن و آرایش متناوب است. در بخش‌های بعد به تأثیر نوع آرایش بیشتر پرداخته می‌شود.

علاوه بر نحوه قرارگیری، دندانه‌ها می‌توانند نسبت به جریان ورودی، زاویه‌های مختلفی داشته باشند. چند نمونه از زاویه قرارگیری دندانه‌ها در شکل ۸-۱ نشان داده شده است. همان‌طور که در شکل ۸-۱ نمایش داده شده است، ممکن است دندانه‌ها نسبت به جهت جریان زاویه ۹۰ درجه داشته باشند. اگر دندانه‌ها به صورت مورب قرار گیرند، دودسته جریان ثانویه برخلاف جهت هم تولید می‌نمایند، در صورتی که اگر دندانه به صورت V شکل باشد، چهار دسته جریان ثانویه ایجاد می‌گردد و طول اختلاط بیشتری در مقایسه با آرایش مورب ایجاد می‌نماید [۱۱].

^۱ Secondary Flow

^۲ Recirculation Zone



شکل ۸-۱ شکل‌های مختلف دندانه‌ها در کانال‌های خنک‌کاری [۱۱]

۶-۱ خنک‌کاری خارجی

خنک‌کاری سطح خارجی پره توربین که با استفاده از هوای فشرده‌شده در کمپرسور صورت می‌گیرد را خنک‌کاری خارجی می‌نامند. معمولاً برای خنک‌کاری دمای پره توربین در محدوده ۲۰۰ الی ۳۰۰ درجه سانتی‌گراد، نیاز به استفاده از ۱ تا ۳ درصد از هوای فشرده کمپرسور می‌باشد. در صورت استفاده از این نوع خنک‌کاری می‌توان دمای ورودی به توربین را به‌اندازه قابل‌توجهی افزایش داد.

لبه فرار به علت کاهش اثرات افت‌های آیرودینامیکی، باید تا حد امکان به‌صورت نازک طراحی و ساخته شود. این امر خنک‌کاری داخلی در این ناحیه را به دلیل عدم امکان ساخت کانال‌های خنک‌کاری در لبه فرار به علت عرض کم و در نتیجه نبود فضای کافی، تقریباً غیرممکن می‌سازد. یکی از روش‌های

خنک کاری لبه فرار، ایجاد سوراخ هایی روی سطح پره جهت خنک کاری لایه ای می باشد. در خنک کاری لایه ای، سیال نسبتاً خنک خارج شده از کمپرسور از طریق کانال های داخلی و روزنه های تعبیه شده روی سطح پره خارج می شود و سطح پره را از تماس مستقیم سیال داغ حفظ می نماید. البته این سوراخ ها در لبه حمله، سطوح فشار و مکش هم می توانند استفاده شوند.

۷-۱ مروری بر کارهای انجام شده

به دلیل اهمیت خنک کاری توربین گاز و استفاده از دندانها جهت خنک کاری که از رایج ترین روش های مورد استفاده می باشد، تحقیقات آزمایشگاهی و عددی بسیاری در مورد تأثیر دندانها در خنک کاری توربین گاز انجام شده است. در سالیان اخیر با پیشرفت سیستم های کامپیوتری و روش های عددی، استفاده از مدل سازی عددی جریان می تواند حائز اهمیت و مقرون به صرفه باشد. در این قسمت به مرور تعدادی از پژوهش های انجام شده در این زمینه پرداخته می شود. ابتدا به مطالعات انجام شده در زمینه آزمایشگاهی پرداخته شده و در ادامه مطالعات عددی انجام شده مورد بررسی قرار می گیرد. همچنین از آنجایی که اصول حل این پایان نامه روش LES است، در ادامه کارهای انجام شده به کمک این روش بیان خواهد شد.

۱-۷-۱ مطالعات آزمایشگاهی

هان^۱ [۱۲] در سال ۱۹۸۴ اثر تغییرات ارتفاع و فاصله دندانها را با نتایج مربوط به انتقال حرارت کانال صاف مقایسه نمود. همچنین در ادامه در سال ۱۹۸۸ اثر تغییرات نسبت ابعادی کانال را مورد مطالعه قرار داد [۱۳]. هان و پارک^۲ [۱۴] در سال ۱۹۸۸ نشان دادند که دندانهای متعامد در کانال باریک نه تنها یک ضریب انتقال حرارت بالا را ایجاد می کنند بلکه باعث افت فشار بالا نیز می شوند.

مطالعات انجام شده توسط تسلیم^۳ و همکاران [۱۵] در سال ۱۹۹۵ بر روی کانال های خنک کننده که در لبه حمله پره توربین قرار داشتند، تمرکز داشته است.

اکاد^۴ و همکاران [۱۶] در سال ۲۰۰۰ اندازه گیری دقیقی از انتقال حرارت در کانال U شکل مخروطی و مستقیم دارای دندانهای مستطیلی ساده را ارائه نمودند. آن ها دریافتند که در صورت وجود دندان در مسیر اول کانال مخروطی، عدد ناسلت^۵ ۲ تا ۲/۵ برابر بیشتر از عدد ناسلت برای یک کانال صاف بدون دندان است اما در مسیر دوم اثر افزایش انتقال حرارت ناشی از دندانها کاهش می یابد. همچنین در مسیر اول عدد

¹ Han

² Park

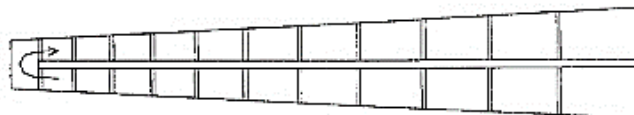
³ Taslim

⁴ Ekkad

⁵ Nusselt Number

ناسلت برای کانال مخروطی و کانال مستقیم تفاوت چندانی ندارد اما در مسیر دوم کانال مخروطی عدد ناسلت بیشتری را دارا می‌باشد.

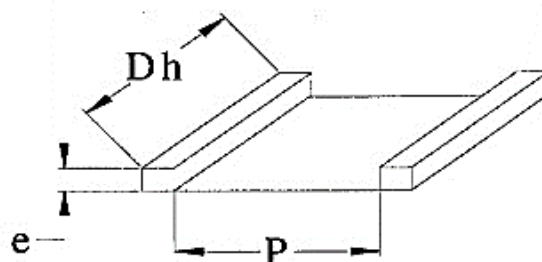
TAPERED CHANNEL WITH RIBS



STRAIGHT CHANNEL WITH RIBS



RIB GEOMETRY



شکل ۹-۱ نمای بالا یک کانال مخروطی و نمای پایین یک کانال مستقیم با دندانه‌های مستطیلی ساده [۱۶]

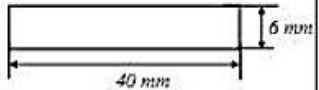
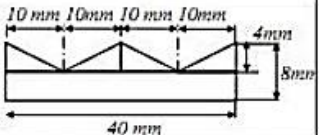
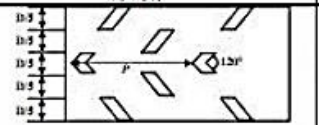
امرو^۱ و همکاران [۱۷] در مطالعه‌ای در سال ۲۰۰۷ به بررسی کانال‌های خنک‌کاری سه‌گوش با دندانه‌های ۴۵ و ۶۰ درجه پرداختند. آن‌ها دریافتند که اگرچه ضریب انتقال حرارت در کانال با دندانه‌های ۶۰ درجه بیشتر از کانال با دندانه‌های ۴۵ درجه می‌باشد، اما افت فشار و افزایش ضریب اصطکاک نیز در این کانال بیشتر است.

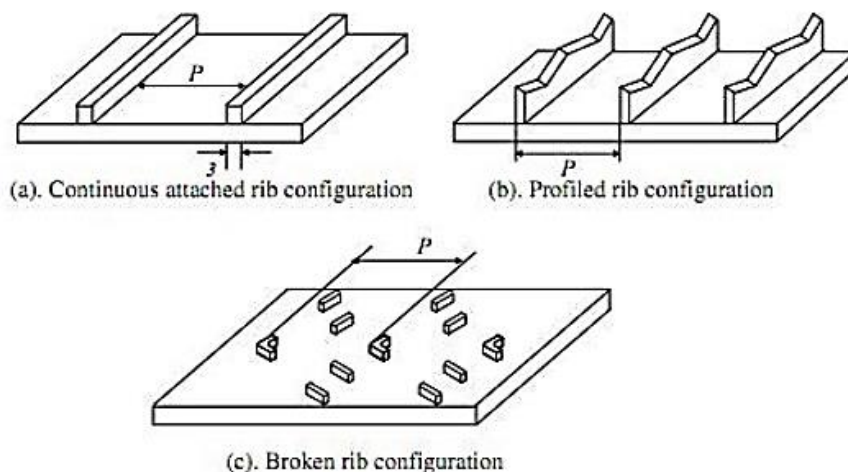
مورر^۲ و همکاران [۱۸] در سال ۲۰۰۷ چگونگی انتقال حرارت انواع مختلف دندانه، از جمله دندانه‌های W شکل را بررسی نمودند. آن‌ها ضرایب انتقال حرارت را اندازه‌گیری کرده و سپس میدان‌های جریان را برای اعداد رینولدز تا ۵۰۰۰۰۰ شبیه‌سازی کردند. نتایج مربوط به کار آن‌ها نشان می‌دهد افزایش عدد رینولدز موجب کاهش حداکثر حرارت دیواره‌های دندانه شده است و این کاهش برای کانال با دو دیواره دندانه‌دار روبه‌روی هم نسبت به کانالی که فقط یک دیواره دندانه‌دار دارد، بیشتر مشهود است.

^۱ Amro

^۲ - Maurer

گوپتا^۱ و همکاران [۱۹] در سال ۲۰۰۸ توزیع انتقال حرارت موضعی در کانال با مقطع مربعی را برای سه نوع دندانه مختلف ۹۰ درجه‌ای ساده، ۹۰ درجه‌ای دندان‌اره‌ای و ۶۰ درجه‌ای شکسته شده که در شکل ۱-۱۰ نشان داده شده است را بررسی کرده‌اند. آن‌ها دریافتند که پروفیل دندانه اره‌ای در حالتی که ارتفاع و گام (فاصله بین دندانه‌ها) یکسان است برتری محسوسی ندارد. همچنین میانگین ضریب انتقال حرارت برای کانال با دندانه ۶۰ درجه‌ای شکسته در مقایسه با کانال با دندانه ۹۰ درجه، به دلیل تشکیل گردابه‌ها و به تبع آن افزایش اختلاط، بیشتر است.

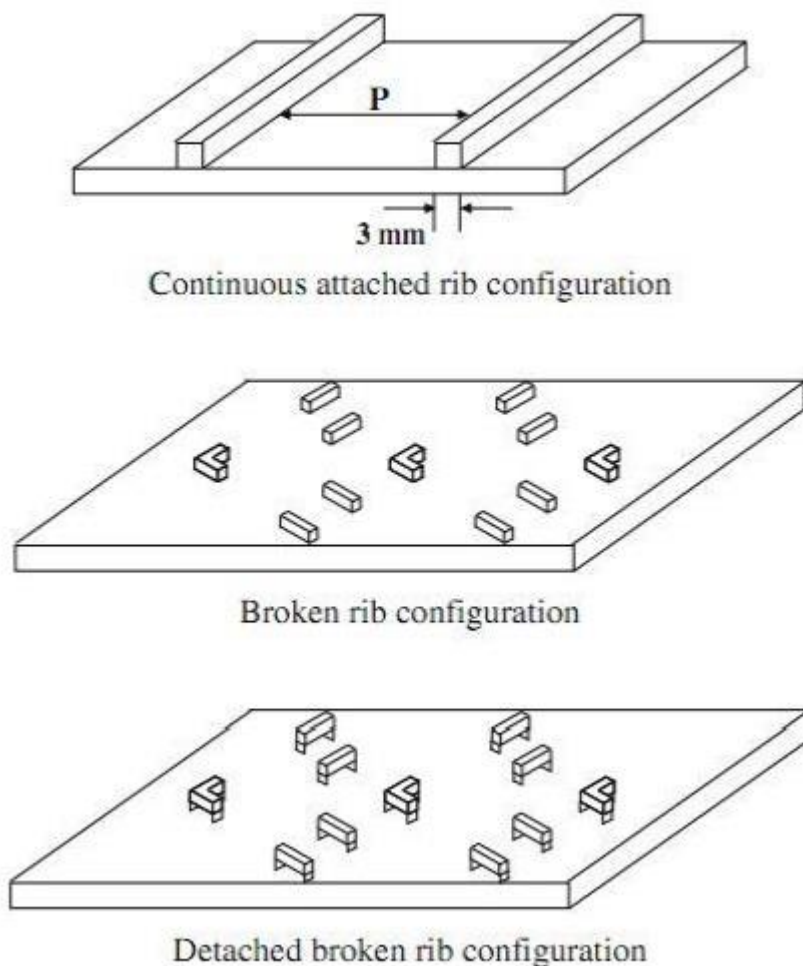
Case	Configuration	P/e	e/D	Description
A, B		7, 10	0.15	90° continuous rib
C			0.15	90° saw tooth profiled ribs with one peak and two valleys
D		7.5, 10, 12	0.0625	60° V broken rib



شکل ۱-۱۰ نمایش سه‌بعدی دندانه‌ها در حالت‌های مورد بررسی [۱۹]

¹ Gupta

سری‌هرشا^۱ و همکاران [۲۰] در سال ۲۰۰۹ در یک کانال مربعی با دندانه شکسته، اثر ارتفاع دندانه شکسته روی انتقال حرارت و افت فشار را بررسی نمودند. در دندانه با شکل ۹۰ درجه، با افزایش ارتفاع دندانه‌ها، انتقال حرارت افزایش می‌یابد اما به علت افزایش ضریب اصطکاک، بازده خنک‌کاری افزایش نمی‌یابد. میانگین انتقال حرارت در همان کانال با دندانه‌های ۶۰ درجه شکسته بیشتر از دندانه‌های ۹۰ درجه پیوسته می‌باشد. افزایش ارتفاع دندانه‌های شکسته ۶۰ درجه بر روی انتقال حرارت تأثیر منفی دارد. همچنین فاصله دادن دندانه‌های ۶۰ درجه شکسته از صفحه پایینی کانال کمکی به افزایش انتقال حرارت نمی‌کند. در شکل ۱-۱۱ نمایی از چیدمان دندانه‌ها نشان داده شده است.



شکل ۱-۱۱ طرح چیدمان دندانه‌ها [۲۰]

یانگ^۲ و همکاران [۲۱] در سال ۲۰۱۷ در پژوهش خود کانال دندانه‌دار تک‌گذر با دو آرایش متقارن و

¹ SriHarsha

² Yang

متناوب را مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها بیان نمودند که در نسبت انسداد بالا کانال با آرایش متقارن انتقال حرارت بیشتری دارد اما افت فشار آن نیز بیشتر است. همچنین آن‌ها دریافتند افزایش نسبت انسداد کانال موجب افزایش قابل توجه انتقال حرارت می‌شود.

لیو^۱ و همکاران [۲۲] در سال ۲۰۱۸ مطالعاتی در باب بهبود بازده حرارتی ترمودینامیکی در یک کانال با نسبت ابعاد بالا (نسبت ارتفاع به عرض کانال برابر ۱:۴) و با استفاده از دندانه‌های شکسته‌شده انجام دادند. در کار آن‌ها هشت مدل از اشکال و آرایش‌های مختلف دندانه‌ها جهت به دست آوردن حالت بهینه مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین برای به دست آوردن دمای سیال و سطوح از روش ترموگرافی کریستال مایع استفاده شده است. همچنین برای به دست آوردن ویژگی‌های جریان از مدل عددی $k - \omega SST$ استفاده کردند.

نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که استفاده از دندانه‌های شکسته‌شده می‌تواند بدون آنکه اثر قابل توجهی بر کاهش انتقال حرارت داشته باشد، افت فشار را به میزان زیادی کاهش دهد. دندانه‌های شکسته‌شده با ایجاد گردابه‌های عرضی در محل شکست دندانه، اختلاط جریان را افزایش می‌دهند و افزایش اختلاط جریان به افزایش انتقال حرارت منجر می‌گردد. استفاده از آرایش متناوب دندانه‌ها، عملکرد حرارتی هیدرولیکی را افزایش می‌دهد و در مجموع استفاده از دندانه‌های شکسته‌شده بازده حرارتی هیدرولیکی را ۱۰ درصد افزایش خواهد داد.

۱-۷-۲ مطالعات عددی

آچاریا^۲ و همکاران [۲۳] در سال ۱۹۹۳ در مقاله خود به بررسی جریان متناوب توسعه‌یافته و انتقال حرارت مربوط به آن در یک کانال دندانه‌دار پرداخته‌اند. بررسی آن‌ها به روش عددی انجام شده و برای حل عددی از مدل توربولانسی $k - \varepsilon$ استاندارد استفاده نمودند. نتایج مربوط به کار آن‌ها نشان می‌دهد که محل رخ دادن حداکثر عدد ناسلت با نتایج تجربی همخوانی دارد، اما در مورد بررسی جدایش جریان در پشت دندانه ضعیف عمل می‌کند و دمای به‌دست‌آمده از حل عددی از دمای به‌دست‌آمده از روش تجربی بیشتر است.

چانگ^۳ و میلز^۴ [۲۴] در سال ۱۹۹۳ به بررسی انتقال حرارت جریان آشفته در یک کانال دارای دندانه پرداخته‌اند. در مقاله آن‌ها از مدل $k - \varepsilon$ رینولدز پایین استفاده شده است و ضریب اصطکاک و عدد استانتون^۵ متوسط برای نسبت‌های مختلف ارتفاع به زاویه دندانه، به‌دست‌آمده است. بر اساس نتایج پژوهش آن‌ها، مدل $k - \varepsilon$ رینولدز پایین، برای بررسی ضریب اصطکاک در کانال دندانه‌دار مناسب می‌باشد اما برای

¹ Jian Liu

² Acharya

³ Chang

⁴ Mills

⁵ Stanton number

مطالعه عددی بر روی شکل و آرایش دندانه‌ها جهت افزایش انتقال حرارت در مسیر خنک‌کاری داخلی پره‌های توربین گازی با استفاده از روش LES

فصل ۱: مقدمه و طرح مسئله

محاسبه ضریب انتقال حرارت ضعیف‌تر عمل می‌کند.

تی‌سای^۱ و همکاران [۲۵] در سال ۲۰۰۰ در مقاله خود به بررسی عددی و تجربی انتقال حرارت یک کانال مستطیلی دارای دندانه‌های ساده روی یکی از دیواره‌ها، پرداخته‌اند. در مقاله آن‌ها از مدل توربولانسی $k-\varepsilon-A$ PDM به همراه کوپلینگ سرعت-فشار PISO برای حل جریان استفاده شده است. بر اساس نتایج حاصله، آن‌ها دریافتند که شتاب سیال و شدت آشفتگی دو پارامتر تأثیرگذار بر ضریب انتقال حرارت می‌باشند و بیشترین تأثیر بر این دو پارامتر در عددهای پرناتل^۲ بزرگ‌تر از ۱۰ رخ می‌دهد.

ژی^۳ و همکاران [۲۶] در سال ۲۰۱۲ در مورد اثر دندانه‌ها و تیغه‌های هدایتگر جریان که در قسمت U-شکل کانال نصب می‌شود مطالعه نموده‌اند. آن‌ها دریافتند که استفاده از دندانه‌ها و هدایتگر جریان، می‌تواند بین ۲۰ تا ۶۵ درصد انتقال حرارت در کانال خنک‌کاری را افزایش دهد (نسبت به کانال فاقد دندانه و هدایتگر جریان). این افزایش انتقال حرارت در صورتی است که با طراحی و جانمایی صحیح دندانه‌ها می‌توان افت فشار جریان را نیز کاهش داد.

تانگ^۴ و ژو^۵ [۲۷] در سال ۲۰۱۳ چگونگی انتقال حرارت یک جریان آشسته را در کانال مستطیلی با دندانه‌های متمایل برای سه نوع آرایش دندانه مطالعه نمودند. آن‌ها بیان کردند که انتقال گرما در کانال مستطیلی با دندانه‌های متمایل، به دلیل تولید گردابه‌های طولی در مقایسه با کانال صاف، حدود ۱۶۰ تا ۲۳۰ درصد بهبود یافته است.

مون^۶ و همکاران [۲۸] در سال ۲۰۱۴ چگونگی انتقال حرارت در یک کانال مستطیلی با شانزده نوع مختلف از دندانه، ارزیابی کردند، آن‌ها دریافتند دندانه چکمه‌ای شکل دارای بهترین عملکرد انتقال حرارت در مقایسه با دندانه‌های مربعی شکل، با افت فشار مشابه می‌باشد.

کیم^۷ و همکاران [۲۹] در سال ۲۰۱۶ اثرات پروفیل سرعت ورودی جریان و انتقال حرارت را در ناحیه ورودی کانال دندانه‌دار مطالعه کردند. آن‌ها دریافتند که در ناحیه ورودی، محل و شکل جدایش-اتصال مجدد، توسط توزیع سرعت محلی ناشی از پروفیل سرعت ورودی مختلف تغییر یافته است؛ بنابراین، توزیع و قدرت گردابه‌ها در کانال تغییر یافته است. آن‌ها دریافتند که ضریب انتقال حرارت موضعی و افت فشار در کانال، تحت تأثیر پروفیل سرعت ورودی می‌باشد.

سو^۸ و همکاران [۳۰] در سال ۲۰۱۶ بهینه‌سازی چندمنظوره یک دندانه چکمه‌ای شکل را در یک کانال خنک‌کننده برای ارزیابی تعادل بین دو هدف متضاد، یعنی چگونگی انتقال حرارت و افت فشار را

¹ Tsai

² Prandtl numbers

³ Xie

⁴ Tang

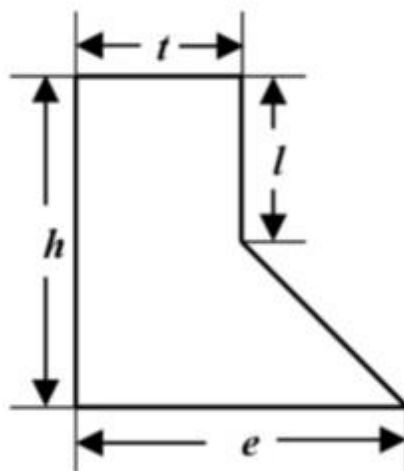
⁵ Zhu

⁶ Moon

⁷ Kim

⁸ Seo

بررسی نموده‌اند. آنالیز عددی آن‌ها با استفاده از معادلات ناویر-استوکس، مدل‌سازی جایگزین برای تقریب عملکرد و یک الگوریتم ژنتیک چند هدفه برای بهینه‌سازی انجام شده است. به‌عنوان متغیرهای طراحی، انتخاب چهار متغیر هندسی (نسبت عرض لبه بالایی به عرض دندانه، عرض دندانه به ارتفاع دندانه، ارتفاع دندانه به ارتفاع کانال و ارتفاع لبه بالایی به ارتفاع دندانه) انتخاب شد. برای مشخص نمودن چگونگی انتقال حرارت و افت فشار، عدد ناسلت متوسط محلی و عامل اصطکاک در یک سطح دندانه‌دار به‌عنوان توابع هدف انتخاب شدند. برای مدل‌سازی آشفتگی، از مدل توربولانس $k-\omega$ در رینولدزهای پایین استفاده نموده‌اند. شکل ۱-۱۲ مقطع عرضی دندانه چکمه‌ای شکل را نشان می‌دهد.



شکل ۱-۱۲ مقطع عرضی دندانه چکمه‌شکل [۳۰]

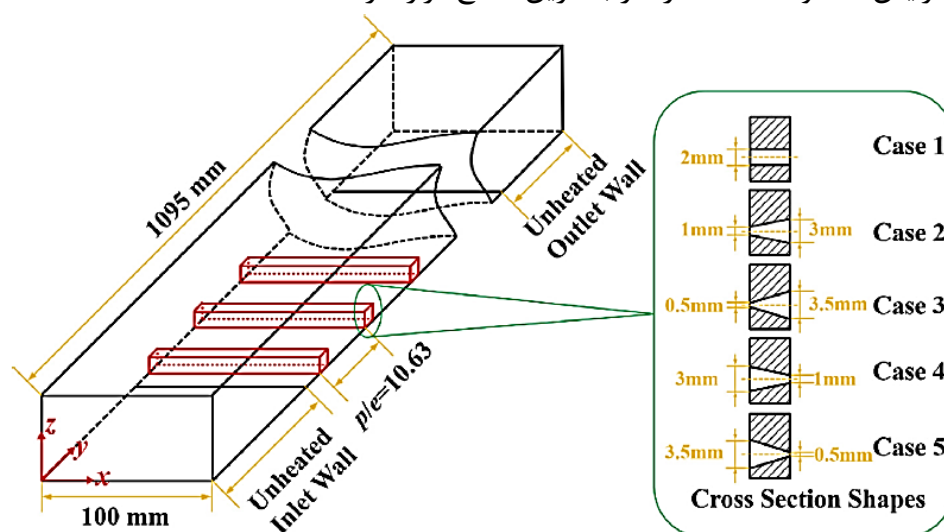
ریوی^۱ و همکاران [۳۱] در سال ۲۰۱۷ ویژگی‌های انتقال حرارت و افت فشار در کانال را استفاده از چهار هندسه مختلف از دندانه موردبررسی قراردادند و درمجموع هندسه دندانه V شکل به‌عنوان دندانه دارای بهترین عملکرد پیشنهاد شده است.

دندانه موجدار نوعی آشفته‌ساز جدید است که می‌تواند به‌طور مؤثری انتقال حرارت در کانال را بهبود بخشد. همچنین این نوع از دندانه دارای ساختار بسیار ساده‌ای می‌باشد. وانگ^۲ و همکاران [۳۲] در سال ۲۰۱۸ اثر استفاده از دندانه موجدار در کانال U شکل ثابت و دوار را موردبررسی قراردادند. آن‌ها همچنین ویژگی‌های جریان هوای خنک‌کننده را نیز مورد تجزیه و تحلیل قراردادند. برای مقایسه عملکرد دندانه موجدار، دندانه V شکل ۴۵ درجه را به‌عنوان مرجع انتخاب کرده و نسبت ابعاد کانال را ۱ و ارتفاع آن را ۱۲/۷ میلی‌متر در نظر گرفتند. عدد رینولدز مورد استفاده در کار آن‌ها ۲۵۰۰۰ و عدد دوران ۰، ۰/۲، ۰/۳ و

¹ Ravi

² Longfei Wang

حرارتی خنک‌کننده داخلی را در اعداد رینولدز ۱۰۰۰۰ تا ۲۵۰۰۰ مورد ارزیابی قرار دادند. نتایج حاصل از کار آن‌ها نشان می‌دهد که در مواردی که کوچک‌ترین زاویه را در شکاف دوزنقه‌ای دارند، شدت آشفستگی در بالاترین سطح قرار دارد که باعث بالاترین سطح افزایش انتقال حرارت و بالاترین میزان افت فشار می‌شود. بازده حرارتی هیدرولیکی که به‌طور جامع عملکرد حرارتی خنک‌کننده داخلی را ارزیابی می‌کند، نشان می‌دهد که عملکرد حرارتی در مواردی که کوچک‌ترین زاویه را در شکاف دوزنقه‌ای دارند، به دلیل افزایش انتقال حرارت و افزایش محدوده افت فشار، در بالاترین سطح قرار دارد.



شکل ۱-۱۴ طرح کانال با دندانه شیاردار [۳۳]

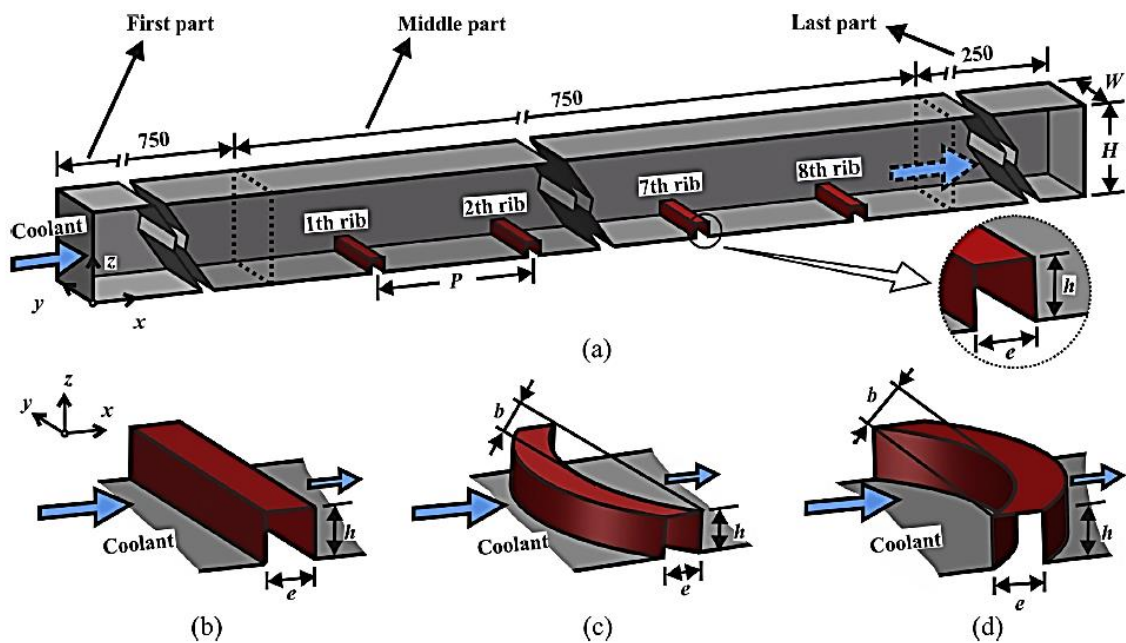
ژی^۱ و همکاران [۳۴] در سال ۲۰۱۷ مطالعه عددی در مورد ویژگی‌های جریان سیال و انتقال حرارت در یک کانال خنک‌کاری که دارای شکل‌های مختلفی از دندانه‌های هلالی بود ارائه نمودند. آن‌ها برای یافتن بهترین مدل عددی بر اساس داده‌های تجربی موجود، شبیه‌سازی‌هایی با استفاده از مدل‌های مختلف حل جریان آشفته انجام دادند. بررسی عددی بر روی سه نوع دندانه عمود بر جهت جریان، دنده هلالی مقعر و هلالی محدب نسبت به جهت جریان صورت گرفت. عدد رینولدز در پژوهش آن‌ها بین ۸۰۰۰ تا ۲۴۰۰۰ متغیر بود. نتایج پژوهش آن‌ها نشان می‌دهد که دندانه‌های هلالی شکل با تولید گردابه‌های طولی باعث اختلاط جریان می‌شوند و انتقال حرارت موضعی در دیواره پایین‌دست دندانه‌ها را افزایش می‌دهند. همچنین این گردابه‌ها باعث افزایش انرژی جنبشی جریان آشفته و کاهش ضخامت لایه مرزی می‌شوند که این امر موجب کاهش دمای محلی در نزدیکی سطح دیواره کانال می‌شود. نتایج عددی نشان می‌دهد که در نمونه‌های دارای دندانه‌های هلالی، بازده حرارتی هیدرولیکی به‌مراتب بیشتر از دندانه‌های ساده مستقیم است. استفاده از دندانه‌های هلالی در مقایسه با دندانه‌های ساده، موجب افزایش ۲۱ الی ۴۱ درصدی عدد ناسلت

¹ Gongnan Xie

مطالعه عددی بر روی شکل و آرایش دندانه‌ها جهت افزایش انتقال حرارت در مسیر خنک‌کاری داخلی پره‌های توربین گازی با استفاده از روش LES

فصل ۱: مقدمه و طرح مسئله

می‌گردد اما افت فشار را نیز به میزان ۱۵ الی ۸۰ درصد افزایش می‌دهد. به‌طور کلی دندانه‌های هلالی مقعر نسبت به جهت جریان بیشترین بازده حرارتی هیدرولیکی را دارا می‌باشند.



شکل ۱-۱۵ (a) طرحی از شکل کانال (b) دندانه مستقیم (c) دندانه مقعر نسبت به جهت جریان (d) دندانه محدب نسبت به

جهت جریان [۳۴]

۱-۷-۳ روش LES^۱

در سال‌های اخیر مطالعات مربوط به شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ^۲ LES و شبیه‌سازی منفک گردابه^۳ DES برای جریان سیال خنک‌کاری بسیار مورد توجه قرار گرفته‌اند.

سها^۴ و آچاریا^۵ [۳۵] در سال ۲۰۰۳ الگوی جریان و انتقال حرارت را درون یک کانال دندانه‌دار دوار مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها برای شبیه‌سازی جریان آشفته از مدل LES و مدل رینولدز میانگین ناویر-استوکس^۶ RANS استفاده نموده‌اند و بر اساس نتایج آن‌ها، مدل LES برای شبیه‌سازی در اعداد رینولدز متوسط، عملکرد بهتری دارد.

^۱ Large Eddy Simulation

^۲ Large Eddy Simulation

^۳ Detached Eddy Simulation

^۴ Saha

^۵ Acharya

^۶ Reynolds Averaged Navier-Stokes

سوال^۱ و تفتی^۲ [۳۶] در سال ۲۰۰۴ در مقاله خود یک کانال با آرایش دندانه‌های متقارن را با استفاده از روش LES بررسی نمودند. در پژوهش آن‌ها عدد رینولدز برابر با ۲۰۰۰۰، نسبت ارتفاع دندانه به قطر هیدرولیکی کانال برابر ۰/۱ و نسبت فاصله دندانه‌ها به ارتفاع آن‌ها برابر ۱۰ لحاظ شده است. آن‌ها بیان نموده‌اند که استفاده از روش LES برای شبیه‌سازی جریان، منجر به نتایج حل دقیق‌تری می‌شود. همچنین آن‌ها در همان سال و در پژوهشی دیگر به بررسی و شبیه‌سازی کانال دندانه‌دار و اثر دوران در آن برای خنک‌کاری پره توربین گازی پرداخته‌اند. در مقاله آن‌ها از مدل LES استفاده شده است و بر اساس آن، در اعداد رینولدز نسبتاً پایین جریان جدا شده از روی پره به خوبی مدل شده است [۳۷].

آن^۳ و همکاران [۳۸] در سال ۲۰۰۴ به بررسی انتقال حرارت در یک کانال دندانه‌دار با دندانه‌های مستطیلی و نیم‌دایره‌ای با استفاده از روش LES پرداخته‌اند. آن‌ها دریافتند که استفاده از روش LES برای شبیه‌سازی جریان‌های پیچیده مفید است.

ویسواناتان^۴ و همکاران [۳۹] در سال ۲۰۰۵ با استفاده از روش LES به مطالعه عددی دندانه‌های ۴۵ درجه که در قسمت پایین و بالای کانال خنک‌کاری تک‌پاسه قرار داشت (به صورت شرط مرزی متقارن اعمال شد) پرداخته‌اند. در پژوهش آن‌ها نسبت انسداد کانال که همان نسبت ارتفاع دندانه به قطر هیدرولیکی کانال است برابر ۰/۳ قرار داده شد. در اصطلاح به این نوع کانال، کانال نسبت انسداد بالا^۵ می‌گویند. آن‌ها دریافتند که ضریب انتقال حرارت برای کانال‌های نسبت انسداد بالا در مقایسه با کانال‌های نسبت انسداد پایین حدود ۱/۵ برابر بیشتر است.

آن^۶ و لی^۷ [۴۰] در سال ۲۰۱۰ با استفاده از روش LES شکل خاصی از دندانه‌های جدا را مورد مطالعه قرار داده‌اند، به نحوی که دندانه‌ها در قسمت پایینی کانال متصل به کف کانال نیستند و یک فاصله اندک با کف کانال دارند. البته نتیجه پژوهش آن‌ها نشان می‌دهد که دندانه منفک به نسبت دندانه پیوسته به کف کانال، بازده انتقال حرارت کمتری دارد.

بارلو^۸ و همکاران [۴۱] در سال ۲۰۱۵ اثر دوران بر انتقال حرارت کانال دندانه‌دار را بررسی نمودند. آن‌ها اثر دوران ساعت‌گرد و پادساعت‌گرد را بررسی کرده و بیان کرده‌اند که مدل‌سازی کانال تحت دوران با روش LES بر پیچیدگی‌های حل می‌افزاید.

¹ Sewall

² Tafti

³ Ahn

⁴ Viswanathan

⁵ High Blockage Ratio

⁶ Ahn

⁷ Lee

⁸ Borello

مطالعه عددی بر روی شکل و آرایش دندانه‌ها جهت افزایش انتقال حرارت در مسیر خنک‌کاری داخلی پره‌های توربین گازی با استفاده از روش LES

فصل ۱: مقدمه و طرح مسئله

شول^۱ و همکاران [۴۲] در سال ۲۰۱۶ یک کانال دندانه‌دار با نسبت انسداد بالا (نسبت ارتفاع دندانه به قطر هیدرولیکی برابر ۰/۳) را بررسی نمودند. در پژوهش آن‌ها دندانه‌ها در قسمت پایین کانال قرار داشت و آن‌ها تطبیق خوبی بین نتایج شبیه‌سازی به کمک روش LES با داده‌های تجربی یافتند.

کامپت^۲ و همکاران [۴۳] در سال ۲۰۱۹ جریان آشفته در یک کانال با سطح مقطع دایره‌ای با دندانه مارپیچ و نسبت انسداد پایین را مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها برای شبیه‌سازی جریان آشفته از روش LES استفاده کردند. همچنین دو شرط مرزی شار ثابت و دما ثابت را روی دیواره کانال مورد بررسی قرار دادند. نتایج کار آن‌ها نشان می‌دهد که پروفیل سرعت و توزیع دما، تطابق خوبی با داده‌های تجربی دارد. همچنین در پایین دست دندانه، یک ناحیه چرخشی^۳ بزرگ ایجاد می‌شود. شکل مارپیچ دندانه نیز یک حرکت چرخشی قوی را در نزدیکی دیوار ایجاد می‌کند. حداکثر انتقال حرارت در نقطه بالادست دندانه رخ می‌دهد که با مقادیر به دست آمده به صورت تجربی مطابقت دارد. علاوه بر این، متوسط عدد ناسلت به دست آمده در این حالت، ۲/۳ برابر از عدد ناسلت مربوط به کانال ساده (بدون آشفته‌ساز)، بیشتر می‌باشد.



شکل ۱-۱۶ طرح کانال با سطح مقطع دایره‌ای با دندانه مارپیچ [۴۳]

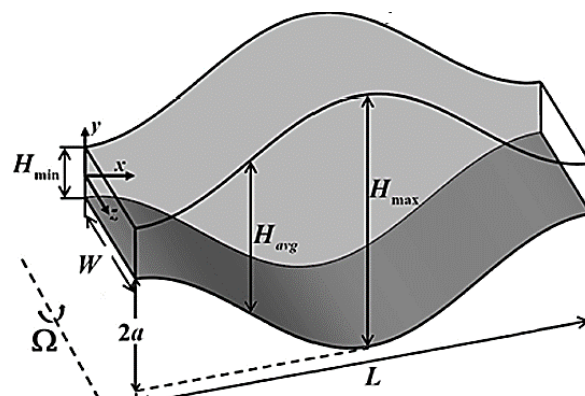
ابیشک^۴ و همکاران [۴۴] محاسبات عددی مربوط به جریان سیال در یک کانال دوار با دیواره‌های موجدار را با استفاده از روش LES مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها برای حل مقیاس زیرشبکه، از مدل اسمآگرینسکی استفاده کردند. در کار آن‌ها دیواره‌های موجدار کانال توسط یک تابع سینوسی توصیف شده است. نسبت هندسی $\frac{H_{\min}}{H_{\max}}$ و $\frac{L}{a}$ به ترتیب برابر ۰/۲ و ۸ است. اثر چرخش بر جریان سیال و ویژگی‌های انتقال حرارت مورد بررسی قرار گرفته است. تمام محاسبات در عدد رینولدز ۵۰۰۰ و عدد دوران ۰ تا ۰/۵ انجام شده است. نتایج حاصل از کار آن‌ها نشان می‌دهد که با افزایش عدد دوران، افت فشار در کانال دوار با دیواره‌های موجدار تغییر می‌کند. همچنین عدد ناسلت و افت فشار در کانال دوار با دیواره‌های موجدار در مقایسه با کانال دندانه‌دار کمتر است.

¹ Scholl

² Robin Campet

³ recirculation zone

⁴ Abhishek



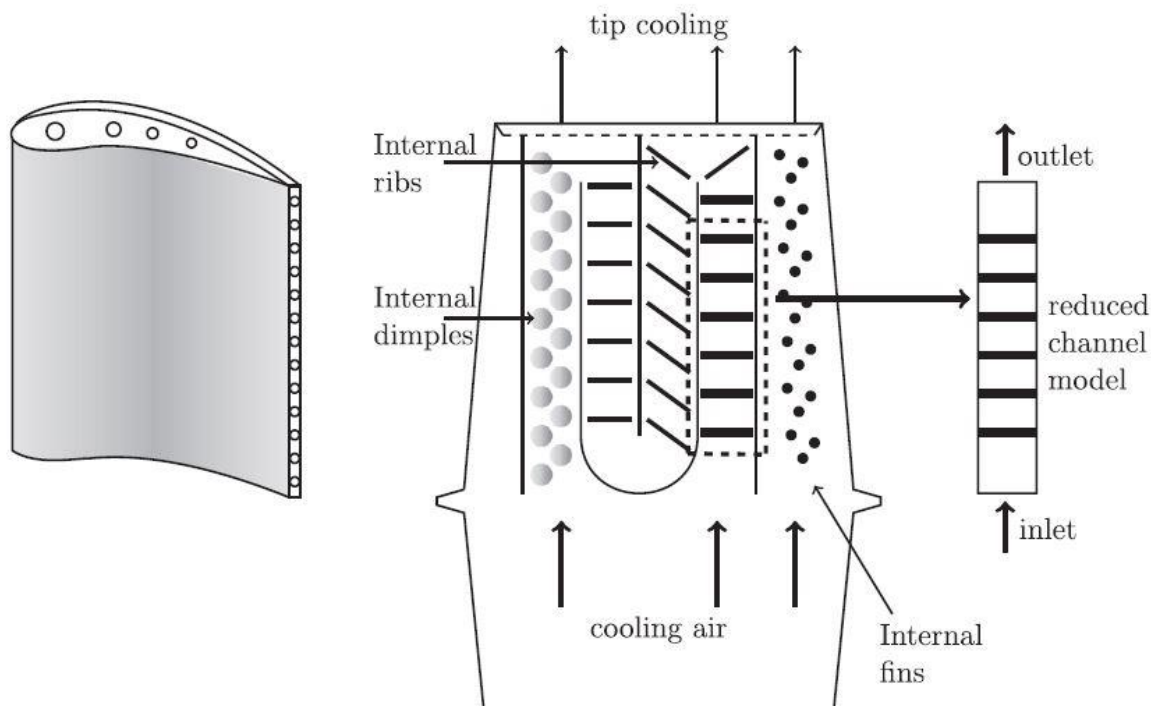
شکل ۱-۱۷ طرح کانال با دیواره موجدار [۴۴]

۸-۱ بیان مسئله

یکی از فاکتورهای اساسی در افزایش بازدهی حرارتی و توان خروجی توربین‌های گازی، افزایش دمای ورودی توربین می‌باشد که موجب افزایش انتقال حرارت به پره‌های توربین نیز می‌گردد. برای اینکه تیغه‌ها^۱ از دوام خوبی برخوردار باشند، باید میزان و تغییرات دما در ماده تیغه و پره (که موجب تنش حرارتی می‌شوند) محدود شود. لذا خنک‌کاری پره‌ها جهت افزایش راندمان امری ضروری تلقی می‌گردد. معمولاً پره‌ها توسط هوای گرفته‌شده از کمپرسور سرد می‌شوند. از آنجایی که گرفتن این هوا از کمپرسور موجب کاهش توان کمپرسور و یک امتیاز منفی در بازدهی محسوب می‌گردد، ضروری است که تکنیک‌های خنک‌کاری، شرایط عملیاتی و هندسه تیغه‌های توربین، بهینه و مناسب‌سازی گردد. همچنین برای کاهش سطح تولید آلاینده‌ها به‌ویژه NOx، دمای ورودی روتور توربین گازی باید در حدود ۲۶۰۰-۲۷۰۰ درجه فارنهایت نگه‌داشته شود. همان‌طور که گفته شد این افزایش دمای ورودی می‌تواند بازدهی حرارتی توربین را افزایش دهد ولی منجر به بالا رفتن دمای فلز پره و آسیب دیدن آن می‌گردد؛ بنابراین خنک‌کاری پره‌ها و تیغه‌های توربین گازی یکی از کلیدی‌ترین راه‌حل‌ها در مرتفع نمودن این مشکل خواهد بود.

در شکل ۱-۱۸ نمایی از خنک‌کاری داخلی پره توربین گازی که در پژوهش شول و همکاران در سال ۲۰۱۶ به انجام رسیده، نشان داده‌شده است.

¹ Blades



شکل ۱-۱۸ کانال‌های مختلف خنک‌کاری داخلی پره توربین گازی و محل قرارگیری انواع روش‌ها [۴۲]

همان‌طور که در شکل ۱-۱۸ مشاهده می‌شود کانال‌های دندانه‌دار حاضر در لبه فرار پره توربین به دلیل هندسه پره در اندازه و شکل محدود می‌شوند لذا در بسیاری از این قبیل کانال‌ها نسبت انسداد بزرگی (نسبت ارتفاع دندانه به قطر هیدرولیکی کانال خنک‌کاری) مشاهده می‌گردد. این نسبت انسداد زیاد، به‌طور قابل‌توجهی روی ضریب اصطکاک و انتقال حرارت کانال خنک‌کاری تأثیرگذار است. همچنین همان‌طور که در شکل ۱-۱۸ نشان داده‌شده در کانال دندانه‌دار نزدیک لبه فرار معمولاً از دندانه‌های ۹۰ درجه استفاده می‌شود.

مضاف بر مطالب فوق مون و همکاران در سال ۲۰۱۴ و سئو و همکاران در سال ۲۰۱۶ در پژوهش‌های خود بیان کردند که استفاده از دندانه چکمه‌ای شکل می‌تواند به افزایش انتقال حرارت و افت فشار کمک نماید.

بنا بر مطالب گفته‌شده و اهمیت شبیه‌سازی کانال دندانه‌دار در نزدیکی لبه فرار، در این پژوهش با استفاده از نتایج پژوهش‌های پیشین و با استفاده از روش LES یک کانال تک‌گذر نسبت انسداد بالا با دندانه‌های عمود بر جریان (۹۰ درجه) مورد مطالعه قرار گرفته است. لازم به ذکر است که در این پایان‌نامه دندانه‌های چکمه‌ای شکل در قسمت پایین (کف) و قسمت بالا (سقف) کانال به‌صورت آرایش متقارن و متناوب قرار گرفته‌اند.

۹-۱ اهمیت و ضرورت تحقیق

یکی از اصلی‌ترین تجهیزات در صنایع برق که توانایی تولید نرخ بالای توان در حجم محدود را دارد توربین گاز است. به دلیل بازده پایین توربین‌های گازی همواره در سراسر جهان مقدار قابل توجهی سوخت فسیلی تلف می‌شود. از طرفی به علت تولید توان با نرخ بالا در تجهیزات توربین گاز، حتی افزایش اندکی در بازدهی این دستگاه‌ها باعث صرفه‌جویی بسیار زیاد در میزان مصرف سوخت فسیلی می‌شود. دماهای کاری توربین‌های گازی پیشرفته بسیار بالاتر از دمای مجاز فلز می‌باشد؛ بنابراین برای یک عملکرد ایمن، نیاز است که پره‌ها خنک‌کاری شوند. هرچه پره‌ها و تیغه‌های توربین در دمای پایین‌تری کار کنند، به طول عمر آنها افزوده می‌شود.

با توجه به سند راهبردی افزایش راندمان نیروگاه‌های حرارتی کشور، در راستای تحقق اهداف راهبردی سند چشم‌انداز وزارت نیرو در افق ۱۴۰۴، صیانت از سرمایه‌های ملی، کاهش آلاینده‌های زیست‌محیطی و تولید برق پایدار، باید راندمان نیروگاه‌های حرارتی کشور افزایش یافته و کشور در به‌کارگیری و بومی‌سازی فناوری‌های خنک‌کاری و افزایش راندمان، توانمند گردد.

۱۰-۱ اهداف تحقیق

به‌منظور طراحی یک سیستم که قسمت‌هایی از توربین که در مسیر جریان داغ قرار دارند را به‌صورت مؤثر خنک نماید، نیاز است که درک بهتری از جزئیات فیزیک جریان گاز داغ در داخل توربین داشته باشیم. از این‌رو، نیاز شدیدی به افزایش درک انتقال حرارت در میدان‌های جریان ناپایا با آشفتگی بالا و پیچیدگی هندسی زیاد حس می‌شود. توجه شود در صورتی که پیش‌بینی دمای فلز پره به‌اندازه ۵۰ درجه فارنهایت با دمای واقعی اختلاف داشته باشد، عمر پره ممکن است به نصف کاهش یابد؛ بنابراین پیش‌بینی دقیق ضریب انتقال حرارت موضعی و همچنین دمای محلی پره به‌منظور اجتناب از نقاط داغ محلی و افزایش طول عمر پره، بسیار حائز اهمیت است.

می‌دانیم که ضریب انتقال حرارت جابجایی در جریان‌های آشفته بیشتر از جریان آرام می‌باشد لذا هر عاملی که باعث افزایش آشفتگی گردد، در افزایش انتقال حرارت نیز تأثیرگذار است. در این تحقیق اثر قرار دادن دندانه^۱ در افزایش انتقال حرارت کانال تک راه خنک‌کاری توربین گاز با استفاده از روش مدل‌سازی جریان آشفته^۲ LES (شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ) بررسی شده است. قرار دادن دندانه درون کانال و ایجاد مانع در مسیر جریان علاوه بر افزایش میزان آشفتگی جریان، موجب افزایش سطح انتقال حرارت و در پی آن افزایش انتقال حرارت به سیال خنک‌کننده و دفع گرما می‌شود.

^۱ Rib

^۲ Large Eddy Simulation

۱-۱۱ معرفی فصل‌های رساله

در فصل اول رساله حاضر، ابتدا در مورد توربین گاز، انواع روش‌های خنک‌کاری، مزایا و معایب آن‌ها و خنک‌کاری کانال‌های دنداندار بحث شده است. سپس شرح مختصری در مورد مسئله مورد بحث و هدف از انجام این پژوهش و اهمیت و لزوم استفاده از روش‌های تحلیل عددی ارائه شده است. در آخر هدف از انجام این پایان‌نامه و پارامترهای مورد بررسی عنوان گردیده است.

معادلات حاکم بر جریان و روش حل مسئله نیز در فصل دوم مورد مطالعه قرار گرفته است. در این فصل به پدیده آشفستگی و مدل‌های آشفستگی بخصوص روش LES پرداخته شده است. در انتهای این بخش نیز هندسه مورد مطالعه و شرایط جریان و توضیحاتی در مورد حل ارائه گردیده است.

فصل سوم شامل کلیه مباحث مدل‌سازی، شرایط مرزی اعمال شده، استقلال از مش و نتایج حاصل از مدل‌سازی می‌باشد. در این بخش تأثیر استفاده از دندان و همچنین روش LES برای حل معادله موجود در قالب نمودارها و کانتورها بیان گردیده است.

در فصل چهارم نتایج به دست آمده گردآوری گشته و در مورد محدودیت‌های طرح صحبت شده و همچنین پیشنهادهایی جهت پروژه‌های بعدی ارائه شده است.

مطالعه عددی بر روی شکل و آرایش دندانه‌ها جهت افزایش انتقال حرارت در مسیر خنک‌کاری
داخلی پره‌های توربین گازی با استفاده از روش LES فصل ۱: مقدمه و طرح مسئله

فصل ۲: معادلات حاکم

۱-۲ معادلات حاکم

مجموعه معادلات حاکم بر جریان سیال نیوتنی، معادلات ناویر-استوکس^۱ می‌باشد. به‌طور کلی برای تحلیل جریان سیال، باید معادلات ناویر-استوکس به کمک شرایط مرزی مناسب حل شود. شرایط مرزی و اولیه حاکم بر جریان، در حل معادلات حاکم بسیار مؤثر می‌باشند.

۱-۱-۲ معادله پیوستگی

در صورتی که t متغیر زمان، ρ متغیر چگالی، u مؤلفه سرعت در راستای x و v مؤلفه سرعت در راستای y باشد، معادله پیوستگی به شکل رابطه (۱-۲) نوشته می‌شود.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) = 0 \quad (1-2)$$

اگر جریان تراکم ناپذیر^۲ باشد، معادله (۱-۲) به معادله (۲-۲) تبدیل می‌شود و به‌صورت زیر بیان می‌گردد:

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) = 0 \quad (2-2)$$

۲-۱-۲ معادله مومنتوم

این معادلات با فرض دوبعدی بودن^۳، جریان تراکم ناپذیر^۴ در مختصات کارتزین به‌صورت زیر می‌باشند. معادله بقای مومنتوم در رابطه (۳-۲) و (۴-۲) بیان شده است.

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (3-2)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \rho g_y + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (4-2)$$

در معادلات ناویر-استوکس فوق، x و y مختصات کارتزین، u مؤلفه افقی سرعت، v مؤلفه عمودی سرعت، p فشار، ρ چگالی و μ لزجت دینامیکی سیال است. معادلات بقای مومنتوم و بقای جرم تنها در جریان‌های ساده و هندسه‌های مشخص حل تحلیلی دارند و در حالت عادی به دلیل ماهیت غیرخطی معادلات، حل آن‌ها دشوار است. برای حل هندسه‌های پیچیده می‌توان از حل‌های آزمایشگاهی و عددی

¹ Navier-Stokes

² Incompressible flow

³ Two dimension

⁴ Incompressible flow

مطالعه عددی بر روی شکل و آرایش دندانه‌ها جهت افزایش انتقال حرارت در مسیر خنک‌کاری داخلی پره‌های توربین گازی با استفاده از روش LES

فصل ۲: معادلات حاکم

استفاده نمود. در حل آزمایشگاهی معمولاً جریان روی مدلی کوچک‌تر شبیه‌سازی آزمایشگاهی می‌گردد و نتایج به کمک آنالیز ابعادی به مدل‌های بزرگ‌تر تعمیم داده می‌شود. از معایب روش حل آزمایشگاهی می‌توان به زمان‌بر و پرهزینه بودن آن اشاره نمود.

توسعه و پیشرفت کامپیوتر موجب افزایش قدرت محاسبات عددی گردیده است. به‌طور کلی روش حل عددی این‌گونه است که معادلات دیفرانسیلی به معادلات جبری تبدیل‌شده و هرکدام از این معادلات جبری برای ناحیه‌های کوچک منفصل شده، حل می‌گردد. برای اینکه جواب‌های به‌دست‌آمده از دقت مناسبی برخوردار باشند، نیاز است سلول‌ها در حد مطلوبی کوچک باشند و معادلات برای تکرارهای مناسبی حل شود. به دلیل وجود هندسه‌های پیچیده و همچنین پیشرفت سیستم‌های کامپیوتری، استفاده از روش عددی راهکاری مناسب برای بررسی جریان آشفته می‌باشد.

روش‌های مختلفی در مدل‌سازی جریان آشفته وجود دارد که هرکدام برای نوع خاصی از جریان معتبر و دقیق است. انتخاب روش و مدل مناسب با توجه به فیزیک جریان، میزان دقت موردنیاز، زمان دسترسی به جواب و امکانات محاسباتی انجام می‌گیرد. به‌طور کلی می‌توان به سه روش برخورد با جریان آشفته اشاره نمود. این سه روش عبارت‌اند از: روش تنش‌های میانگین رینولدز^۱ RANS، روش شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ^۲ LES و روش شبیه‌سازی مستقیم عددی^۳ DNS.

جدول ۱-۲ روش‌ها و مدل‌های عددی برای حل جریان سیال

Boussinesq spezial launder	مدل های صفر معادله ای	RANS
Automatic mixing length user specified mixing length		
Spalart-Almaras	مدل های یک معادله ای	
Standard $k - \varepsilon$	مدل های دو معادله ای	
Extended $k - \varepsilon$		
RNG $k - \varepsilon$		
Anisotropic $k - \varepsilon$		
Wilcox $k - \omega$		
SST $k - \omega$		
Reynolds Stress Models	RSM	
Large Eddy Simulation		LES
Direct Numerical Solution		DNS

^۱ Reynolds Averaged Navier Stokes

^۲ Large Eddy Simulation

^۳ Direct Numerical Simulation

در جدول ۱-۲ برای مدل‌های عددی، هرچه از سمت بالا به سمت پایین حرکت کنیم به‌طور کلی دقت حل و کارایی مدل افزایش می‌یابد اما باعث افزایش هزینه محاسباتی نیز می‌گردد.

۱-۲-۱-۲ تنش‌های میانگین رینولدز RANS

RANS روشی بر اساس متوسط‌گیری از معادلات بقاء است. در جریان تراکم ناپذیر و یا جریانی که چگالی ثابت می‌ماند، استفاده از روش RANS از نظر هزینه محاسباتی و دقت جواب، مناسب است. به‌طور کلی هر پارامتر از مجموع دو جزء تشکیل شده است که یکی معرف مقدار متوسط‌گیری شده $(\bar{\varphi})$ و جزء دیگر مقدار نوسانات موجود در پارامتر (φ') را بیان می‌کند.

$$\varphi = \bar{\varphi} + \varphi' \quad (۵-۲)$$

$$\bar{\varphi} = \lim (1/\Delta t) \in \int_{t_0}^{t_0+\Delta t} \varphi dt \quad (۶-۲)$$

مقدار نوسانی + مقدار متوسط = مقدار لحظه‌ای هر پارامتر

در روش RANS از روش متوسط‌گیری زمانی استفاده می‌شود و مشخصه‌های اصلی جریان مانند سرعت، فشار و غیره به دو بخش میانگین و نوسانی تقسیم می‌گردند.

برای مدل کردن ترم نوسانی در معادلات از مدل‌های لزجت گردابه‌ای^۱ استفاده می‌گردد. در روابط حاکم بر این مدل‌ها از پارامتر منفرد لزجت آشفتگی^۲ (μ_t) برای بیان رابطه بین تنش‌های رینولدز^۳ (τ_{turb}) موجود در معادلات و پروفیل‌های سرعت جریان متوسط استفاده شده است.

در هریک از مدل‌های لزجت گردابه‌ای برای توصیف رابطه بین (μ_t) و کمیت‌های قابل‌اندازه‌گیری جریان از هرکدام از مدل‌های صفر معادله‌ای، یک معادله‌ای و دو معادله‌ای می‌توان استفاده نمود. مدل‌های صفر معادله‌ای تنها از روابط و معادلات جبری جهت توصیف رابطه بین (μ_t) و خواص قابل‌اندازه‌گیری استفاده می‌نماید اما در مدل یک معادله‌ای از یک معادله دیفرانسیل جزئی^۴ (PDE) اضافی نیز استفاده می‌شود. همچنین در مدل دو معادله‌ای از دو معادله دیفرانسیل جزئی استفاده می‌شود.

۱-۲-۲ شبیه‌سازی عددی مستقیم DNS

در روش شبیه‌سازی عددی مستقیم (DNS) معادلات بدون تعریف هیچ مدلی حل می‌گردند. محققین بر این باورند که می‌توان ارزش نتایج حاصل از روش DNS را با نتایج آزمایشگاهی برابر دانست هرچند این روش محدودیت‌های آزمایش را نیز ندارد؛ اما در حال حاضر این روش به محاسبه جریان‌های ساده و با اعداد

^۱ Eddy Viscosity

^۲ Turbulence Viscosity

^۳ Reynolds Stress

^۴ Partial Differential Equation (PDE)

رینولدز پایین محدود شده است زیرا هزینه محاسباتی بسیار بالایی دارد. علت افزایش هزینه محاسباتی در این روش این است که در این روش باید هم گردابه‌های اتلافی و هم کل حوزه جریان برای ردیابی گردابه‌های بزرگ پوشش داده شده است. همچنین مقیاس زمانی باید از کوچک‌ترین مقیاس زمانی جریان (حداقل زمانی که یک گردابه تشکیل و یا از بین می‌رود) بزرگ‌تر نباشد. نسبت بین مقیاس‌های بزرگ و کوچک از رابطه‌ی $L/\eta \approx Re_{\eta}^{3/4}$ به دست می‌آید که در آن L و η به ترتیب اندازه بزرگ‌ترین و کوچک‌ترین مقیاس طولی می‌باشند. در نتیجه تعداد نقاط شبکه‌بندی که در روش DNS در سه بعد نیاز است از مرتبه $Re^{\frac{9}{4}}$ است. همچنین در حالت خوش‌بینانه نسبت زمانی $Re^{\frac{3}{4}}$ بین مقیاس زمانی انتگرالی و مقیاس زمانی کولوموگروف^۱ قرار دارد. از آنجایی که اغلب در کاربردهای مهندسی از اعداد رینولدز بالا استفاده می‌شود، با سیستم‌های کامپیوتری فعلی استفاده از روش DNS بسیار مشکل است.

مقالات زیادی به استفاده از روش DNS اشاره نموده‌اند که در میان آن‌ها می‌توان به دریکاکیس^۲ اشاره نمود. وی بیان نموده است که در موارد معمول، اغلب تمام نتایج حاصل از شبیه‌سازی به روش DNS مورد نیاز نیست؛ اما با توجه به پیشرفت‌های سیستم‌های کامپیوتری روزافزون استفاده از این روش می‌تواند به‌عنوان یک حل دقیق مورد توجه و حائز اهمیت باشد [۴۵].

۲-۱-۲-۳ شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ LES

روش LES یک روش ریاضی است که با اعمال یک تابع فیلتر به معادلات ناویر-استوکس، مقیاس‌های کوچک حرکت در فضای محاسباتی که معادل فرکانس‌های نوسانی بالا در فضای فوریه است را از معادلات حذف کرده و تنش رینولدز که از فیلتر کردن ترم غیرخطی موجود در معادله ناشی می‌شود را مدل می‌نماید. به این مدل تنش مقیاس زیرشبکه^۳ SGS گفته می‌شود. ایده اصلی این روش این است که پارامترهایی که جریان را توصیف می‌نمایند (سرعت و فشار و ...) به دو بخش تقسیم می‌کند.

$$\varphi = \bar{\varphi} + \varphi' \quad (۷-۲)$$

در رابطه (۷-۲) $\bar{\varphi}$ بیانگر مقیاس‌های بزرگ و φ' بیانگر مقیاس‌های کوچک می‌باشد. لازم به ذکر است که شکل پارامترهای تعریف شده مشابه روش RANS می‌باشد اما از نظر مفهوم تفاوت دارند. پارامترهای معرفی شده در روش RANS متوسط زمانی می‌باشند اما در روش LES این پارامترها به صورت متوسط مکانی می‌باشند. u' بیانگر تمام مقادیر آشفتگی می‌باشد ولی در LES به معنی گردابه‌های کوچک است. این بدان معنی است که انرژی موجود در مقیاس‌های حل نشده در روش LES که همان مقیاس‌های زیرشبکه است در مقایسه با انرژی حل نشده در روش RANS بخش کمتری از انرژی کل جریان را دارا می‌باشد. در نتیجه برای

^۱ Kolmogorov

^۲ Drikakis

^۳ Sub Grid Scale Modeling (SGS)

مدل کردن تنش‌های SGS در مقایسه با تنش‌های رینولدز RANS به‌دقت کمتری نیاز است. درواقع روش LES از نظر دقت و هزینه محاسباتی بین دو روش RANS و DNS قرار می‌گیرد. مزیت روش LES این است که اعداد رینولدز بالاتر را نیز در بر می‌گیرد و درعین حال مزیت‌های روش DNS را نیز دارا می‌باشد.

بیشتر انرژی در محدوده‌ای از گردابه‌ها با طول مقیاس 6η تا 60η تلف می‌شود که η طول مقیاس کولوموگروف است. مدل‌های زیرشبکه‌ای باید مقدار انرژی‌ای که به دلیل فیلترشدن به حساب نیامده را محاسبه کنند. انرژی به بزرگ‌ترین مقیاس داده می‌شود و این انرژی به مقیاس‌های کوچک‌تر منتقل می‌گردد. این فرایند ادامه می‌یابد تا درنهایت در کوچک‌ترین مقیاس این انرژی تلف‌شده و بالانس انرژی برقرار می‌گردد. مقیاس‌های بزرگ که انرژی به آن‌ها داده می‌شود حل می‌گردند ولی پس از حل، بالانس انرژی برقرار نیست لذا باید اثر مقیاس‌های کوچک که تلف‌کننده می‌باشند نیز لحاظ گردد.

تعریفی که برای فیلتر کردن ارائه شده است به شرح زیر می‌باشد:

اگر Δx طول مقیاس طولی که متوسط‌گیری در آن انجام می‌گردد (در روش حجم محدود یا المان محدود) باشد از نظر ریاضی فیلتر کردن در حقیقت کانولوشن هر تابع جریان مانند $f(\vec{x}, t)$ است که در آن $G_{\Delta x}(\vec{x})$ به عنوان فیلتر تابع عمل می‌نماید. آنگاه تابع فیلتر شده به شکل زیر درخواهد آمد:

$$\bar{f}(\vec{x}, t) = \int_{-\infty}^{+\infty} \bar{f}(\vec{y}, t) G_{\Delta x}(\vec{x} - \vec{y}) d\vec{y} = \int_{-\infty}^{+\infty} \bar{f}(\vec{x} - \vec{y}, t) G_{\Delta y}(\vec{y}) d\vec{y} \quad (۸-۲)$$

تبدیل معادله (۸-۲) در فضای فوریه، انتگرال کانولوشن را تبدیل به ضرب ساده می‌نماید.

$$f(\omega) = \int f(x, t) e^{-i\omega x} \rightarrow \bar{f}(\omega) = G(\omega) u(\omega) \quad (۹-۲)$$

با استفاده از روابط فوق داریم:

$$u = \bar{u} + u', \quad \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} = \frac{\partial \bar{u}}{\partial x}, \quad \frac{\partial^n \bar{u}}{\partial x^n} = \frac{\partial^n \bar{u}}{\partial x^n}, \quad \bar{u} \neq \bar{\bar{u}} \quad (۱۰-۲)$$

حال با اعمال عملگر فیلتر بر روی معادلات و لحاظ کردن خاصیت تعویض‌پذیری عملگر فیلتر و مشتق معادله‌های فیلترشده، برای حالت دوبعدی معادلات پیوستگی و مومنتوم به شکل ذیل به دست می‌آید:

$$\frac{\partial \bar{p}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{p}\bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{p}\bar{v}}{\partial y} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right) \quad (۱۱-۲)$$

$$\frac{\partial \bar{p}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{p}\bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{p}\bar{v}}{\partial y} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right) \quad (۱۲-۲)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{\rho v}}{\partial y} = 0 \quad (۱۳-۲)$$

معادلات فیلترشده فوق، شکل گیری بزرگ مقیاس حامل انرژی را مشخص می کند. معادله پیوستگی پس از فیلتر شدن، تغییری نداشته ولی معادله مومنتوم فیلترشده یک ترم اضافی در قیاس با معادله اصلی دارد که همان اثر گردابه های کوچک مقیاس است که در جمله تنش SGS ظاهر می گردد.

$$\overline{u_i u_j} = \overline{u_i u_j} + \overline{u_i u_j} - \overline{u_i u_j} = \overline{u_i u_j} + \tau_{ij} \quad (۱۴-۲)$$

$$\tau_{ij} = \overline{u_i u_j} - \overline{u_i} \overline{u_j} \quad (۱۵-۲)$$

ترم τ_{ij} تحت عنوان تنش رینولدز در LES شناخته می شود و برای حالت یک بعدی داریم:

$$\frac{\partial \bar{\rho u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho u}_i u_j}{\partial x_j} = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (۱۶-۲)$$

تعبیر ریاضی فیلتر به این گونه است که با اعمال یک تابع فیلتر به یک میدان، همه میدان های کوچک تر از عرض فیلتر (که در فضای فوریه، فرکانس های بزرگ تر از فرکانس فیلتر می باشند) حذف می گردند. از طرف دیگر، در LES عرض فیلتر با شبکه محاسباتی رابطه مستقیم دارد و در نتیجه با بزرگ تر نمودن ابعاد شبکه ها، اندازه فیلتر نیز بزرگ تر می گردد. در نهایت با بزرگ تر شدن عرض فیلترها مقیاس های حل نشده افزایش می یابند و به پیروی از آن مقدار انرژی اتلافی محاسبه شده توسط مدل SGS نیز افزایش خواهد یافت. لذا برای بهبود نتایج حل باید شبکه های محاسباتی تا حد امکان ریزتر شوند و یا از مدل های SGS دقیق تر استفاده شود.

۲-۱-۳ معادله انرژی

معادله کلی انتقال انرژی به صورت زیر بیان می شود:

$$\frac{\partial (\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot [V (\rho E + p)] = \nabla \cdot [k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j j_j + \tau_{eff} V] + S_h \quad (۱۷-۲)$$

انرژی E در واحد جرم به صورت زیر تعیین می شود:

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \quad (۱۸-۲)$$

کار فشار و انرژی جنبشی همواره با جریان های تراکم پذیر یا هنگام استفاده از حلگرهای مبتنی بر

چگالی به حساب می‌آیند. برای حلگرهای مبتنی بر فشار، می‌توان از کار فشار و انرژی جنبشی صرف‌نظر نمود.

منبع انرژی وابسته به میرایی ویسکوز عبارت است از:

$$\nabla \cdot \tau_{eff} \cdot V \quad (19-2)$$

که گرمایش ویسکوز نیز نامیده می‌شود و هنگامی که برش ویسکوز در سیال بزرگ باشد (مثلاً روغن-کاری) یا در جریان‌های تراکم پذیر با سرعت بالا مهم است و در حلگر مبتنی بر فشار قابل صرف‌نظر می‌باشد.

منبع انرژی حاصل از دیفیوژن اجزا شامل چندین نوع سیال به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\nabla \cdot \sum_j h_j j_j \quad (20-2)$$

که شامل اثر انتقال آنتالپی بر اثر دیفیوژن اجزا می‌باشد. این گزینه همواره در حلگر مبتنی بر چگالی در نظر گرفته می‌شود و در حلگر مبتنی بر فشار قابل صرف‌نظر است.

هدایت حرارتی غیرآیزنتروپیک در اجسام جامد (فقط حلگر مبتنی بر فشار) به صورت زیر تعیین می‌شود که K_{ij} ماتریس هدایت می‌باشد.

$$\nabla \cdot (K_{ij} \nabla T) \quad (21-2)$$

۲-۲ اثر دوران کانال

انتقال حرارت در مسیرهای خنک‌کاری چرخان با انتقال حرارت در مسیرهای خنک‌کاری ثابت بسیار تفاوت دارد. نیروی کریولیس^۱ و نیروی شناوری چرخان توأماً باعث تغییر پروفیل سرعت و دما می‌شوند و بر ضریب انتقال حرارت کانال اثر می‌گذارند.

در مطالعه جریان داخل کانال چرخان، عبارت مربوط به شتاب کریولیس به معادلات شتاب به صورتی که در رابطه (۲۲-۲) ذکر شده است اضافه می‌گردد.

$$\frac{d\vec{v}}{dt} = \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} = -\nabla \Phi - \frac{1}{\rho} \nabla p - 2(\vec{\Omega} \times \vec{v}) + \nu \Delta \vec{v} \quad (22-2)$$

¹ Coriolis

که در آن $\frac{d\vec{v}}{dt}$ شتاب کلی، $\frac{\partial \vec{v}}{\partial t}$ شتاب محلی، $(\vec{v} \cdot \vec{\nabla})\vec{v}$ شتاب انتقالی، $\vec{\nabla}\Phi$ شتاب ثقلی، $\frac{1}{\rho}\vec{\nabla}p$ شتاب ناشی از گرادیان فشار، $2(\vec{\Omega} \times \vec{v})$ شتاب کریولیسی و $\vec{v} \Delta \vec{v}$ شتاب اصطکاکی می‌باشد.

معادله بالا توسط بردار سرعت $\vec{v} = (u, v)$ و در حالت دوبعدی به صورت زیر بازنویسی می‌شود:

$$\frac{du}{dt} + (\vec{v} \cdot \vec{\nabla})u = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} - 2\Omega(-v \sin \varphi) + v \Delta u \quad (2-23)$$

$$\frac{dv}{dt} + (\vec{v} \cdot \vec{\nabla})v = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + g_y - 2\Omega(u \sin \varphi) + v \Delta v \quad (2-24)$$

در روابط فوق Ω سرعت دورانی کانال می‌باشد.

۲-۳ روابط، هندسه و شرایط مرزی

در این بخش به معرفی روابط بی‌بعد استفاده‌شده و همچنین جزئیات فیزیک مسئله و شرایط مرزی پرداخته شده است.

۲-۳-۱ روابط مورد استفاده

پارامترهای بی‌بعد و روابط متعددی به منظور مطالعه و شبیه‌سازی کانال‌های دندانه‌دار مورد استفاده قرار می‌گیرد که در ذیل به هریک از آن‌ها اشاره می‌گردد.

یکی از پارامترهای بی‌بعد برای کانال، قطر هیدرولیکی آن است که به صورت چهار برابر نسبت مساحت سطح مقطع کانال به محیط ترشده سطح مقطع تعریف می‌گردد.

$$D_h = \frac{4HW}{2(H+W)} \quad (2-25)$$

در رابطه فوق H ارتفاع کانال و W عمق کانال می‌باشد.

سرعت سیال خنک‌کننده توسط عدد رینولدز مشخص می‌گردد. این عدد بی‌بعد برای کانال خنک‌کاری، بر اساس سرعت توده سیال در جهت جریان (U_b) و قطر هیدرولیکی آن و به شکل زیر بیان می‌شود.

$$Re = \frac{\rho U_b D_h}{\mu} \quad (2-26)$$

که در رابطه فوق، ρ چگالی و μ لزجت دینامیکی سیال خنک‌کننده (در پژوهش حاضر) است. عدد رینولدز در کانال‌های خنک‌کاری بسته به اندازه و قدرت تولیدی توربین اعداد متفاوتی می‌تواند باشد؛ اما در

تمام موارد جریان درون کانال آشفته می‌باشد و این امر مدل‌سازی را دشوار می‌نماید. متغیرهای مورد استفاده در این مطالعه برای تجزیه و تحلیل نتایج عددی به صورت زیر می‌باشد و عدد ناسلت موضعی به صورت زیر تعریف می‌گردد.

$$Nu = \frac{q D_h}{k (\theta_w - \theta_b)} \quad (2-27)$$

در رابطه فوق q شار حرارتی دیواره، D_h قطر هیدرولیکی کانال، k ضریب هدایت حرارتی سیال، θ_w دمای موضعی دیواره و θ_b دمای متوسط سیال است که از رابطه زیر به دست می‌آید.

$$\theta_b = \frac{\int_A \theta \rho dA}{\int_A \rho dA} \quad (2-28)$$

جهت نرمالیزه کردن عدد ناسلت از رابطه $\left(\frac{Nu}{Nu_0}\right)$ استفاده می‌شود و Nu_0 از رابطه زیر که توسط دیتاس^۱ و بوئلتز^۲ [۴۶] برای جریان توسعه یافته در کانال ارائه شده است، به دست می‌آید.

$$Nu_0 = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (2-29)$$

افت فشار کلی در مسئله محاسباتی برای کانال‌های دندانه‌دار حائز اهمیت می‌باشد. برای افت فشار بی بعد نیز از رابطه (۲-۳۰) استفاده می‌گردد که مقدار f از رابطه (۲-۳۱) و مقدار f_0 از رابطه (۲-۳۲) به دست می‌آید [۴۷].

$$(F_f) = \left(\frac{f}{f_0}\right)^{1/3} \quad (2-30)$$

$$f = \frac{(p_{in} - p_{out}) D_h}{2 \rho U_{in}^2 L} \quad (2-31)$$

$$f_0 = 2(2.236 \ln Re - 4.639)^{-2} \quad (2-32)$$

در رابطه (۲-۳۱) p_{in} فشار ورودی، p_{out} فشار خروجی، U_{in} سرعت ورودی و L فاصله دو سطح مقطعی که اختلاف فشار را برای آن‌ها محاسبه نموده ایم، می‌باشد.

برای تعیین بازده حرارتی هیدرولیکی^۳ (THP) از رابطه (۲-۳۳) که برای شرایط دبی جرمی ثابت ارائه گردیده است، استفاده می‌شود.

$$THP = \frac{(Nu/Nu_0)}{(f/f_0)^{1/3}} \quad (2-33)$$

¹ Dittus

² Boelter

³ Thermal Hydraulic Performance

۲-۳-۲ هندسه و محدوده محاسباتی

به دلیل هزینه‌بر بودن مطالعات آزمایشگاهی استفاده از این روش‌ها در همه موارد امکان‌پذیر نیست. از طرفی با توسعه روش‌های عددی و بهبود یافتن سرعت پردازنده‌ها و امکانات کامپیوتری، استفاده از روش دینامیک سیالات محاسباتی CFD برای تحلیل جریان حائز اهمیت می‌باشد.

۲-۳-۱ محدوده محاسباتی

در مطالعه حاضر، یک کانال تک‌گذر که بر روی دیواره پایینی و بالایی دارای دندانه‌هایی جهت افزایش انتقال حرارت می‌باشد، مورد بررسی قرار گرفته است. این دندانه‌ها با دو شکل مربعی و چکمه‌ای شکل^۱ انتخاب شده‌اند. زاویه دندانه‌ها با مسیر جریان در تمامی مدل‌ها ۹۰ درجه انتخاب شده است لذا جهت کاهش هزینه محاسباتی و آزادی عمل در انتخاب مدل‌های پیشرفته برای جریان آشسته از مدل‌سازی دوبعدی استفاده شده است. علاوه بر بررسی اثر شکل دندانه‌ها، نحوه آرایش دندانه‌ها نیز در قالب دو نوع آرایش متقارن^۲ و آرایش متناوب^۳ مورد بررسی قرار گرفته است.

موارد مورد مطالعه عددی در این پژوهش بر پایه کارهای تجربی و عددی انجام شده در این زمینه است؛ بنابراین مدل و محدوده محاسباتی طوری انتخاب شده است که امکان مقایسه نتایج به دست آمده با یافته‌های قبلی وجود داشته باشد.

اگر S گام دندانه‌ها (فاصله دندانه‌های متوالی از یکدیگر) و e ارتفاع دندانه‌ها باشد، در تمام حالت‌های مورد بررسی نسبت گام دندانه‌ها به ارتفاع آن‌ها برابر با $S/e = 15$ در نظر گرفته شده است. همچنین اگر H ارتفاع کانال خنک‌کاری باشد، نسبت ارتفاع دندانه به ارتفاع کانال برای اعتبار سنجی با استفاده از پژوهش یانگ و همکاران در سال ۲۰۱۷، برابر با $e/H = 0.33$ است.

لازم به ذکر است در کانال‌های خنک‌کاری توربین گاز استفاده از نسبت انسداد ۰/۱ رایج است اما در قسمت لبه فرار نسبت انسداد بالا^۴ بزرگ‌تری رخ می‌دهد. با توجه به مطالعه یانگ و همکاران در این پژوهش دندانه با نسبت انسداد بالا مورد مطالعه قرار گرفته است. بدیهی است که با افزایش نسبت انسداد پیچیدگی-های حاکم بر جریان آشسته افزایش می‌یابد. همچنین به دلیل نسبت انسداد بالا، یانگ و همکاران محدوده تغییرات عدد رینولدز پایین‌تری را بررسی نموده‌اند.

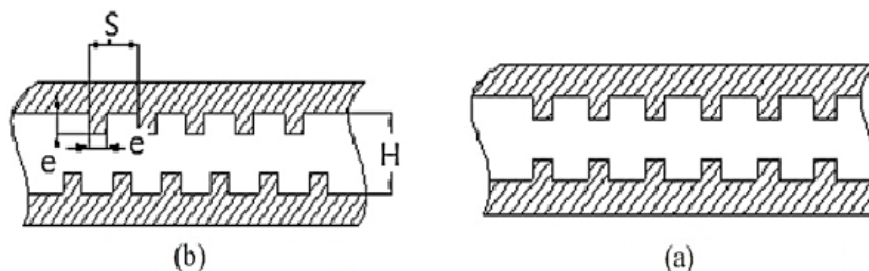
در شکل ۲-۱ کانال مورد بررسی توسط یانگ و همکاران نشان داده شده است.

^۱ Boot shape

^۲ Symmetric arrangement

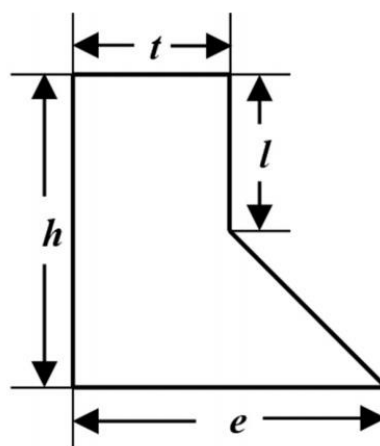
^۳ Staggered arrangement

^۴ High blockage



شکل ۱-۲ (a) آرایش متقارن دندانه‌ها و شکل (b) آرایش متناوب دندانه‌ها [۲۱]

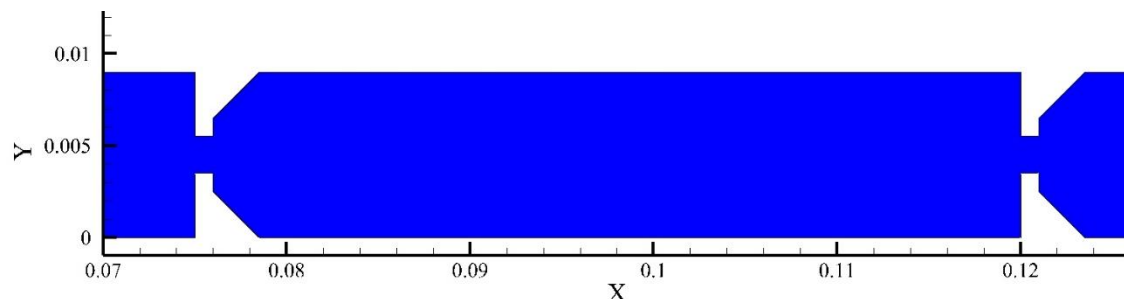
در مطالعه یانگ و همکاران طول کانال موردبررسی ۱۸۰ میلی‌متر و ارتفاع کانال ۹ میلی‌متر می‌باشد. در مطالعه حاضر نیز به دلیل ایجاد امکان مقایسه بین آرایش دندانه مربعی شکل با دندانه چکمه‌ای شکل طول و ارتفاع کانال مشابه مطالعه یانگ و همکاران انتخاب شده است. به دلیل اطمینان یافتن از توسعه‌یافتگی جریان، قبل از ورود جریان به کانال، پیش‌کانالی به طول ۱۶۰ میلی‌متر در نظر گرفته شده است. همچنین قطر هیدرولیکی کانال برابر با ۱۵/۶۵ میلی‌متر می‌باشد. فاصله اولین دندانه نسبت به ورودی کانال تحت تأثیر شار گرمایی، ۳۰ میلی‌متر و فاصله میان دندانه‌ها نیز ۴۵ میلی‌متر در نظر گرفته شده است. طرح دندانه‌های چکمه‌ای شکل که در شکل ۲-۲ نشان داده شده است از مطالعه سئو و همکاران در سال ۲۰۱۶ الهام گرفته شده است. آن‌ها در مطالعه‌ای، بهینه‌سازی انتقال حرارت و افت فشار یک کانال تک-گذر را برای دندانه چکمه‌ای شکل که در کف کانال نصب شده بود، انجام داده‌اند.



شکل ۲-۲ مقطع عرضی یک دندانه‌ی چکمه‌ای شکل [۳۰]

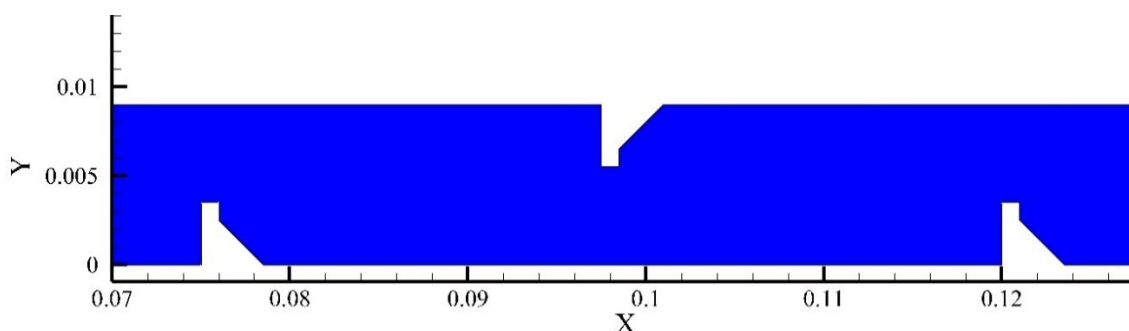
سئو و همکاران دریافتند که با افزایش نسبت h/H و همچنین با کاهش نسبت t/e افزایش انتقال حرارت قابل توجهی اتفاق می‌افتد. با استفاده از نتایج پژوهش سئو و همکاران در رساله حاضر مقدار l و t ، ۱ میلی‌متر و مقدار h و e ، ۳/۵ میلی‌متر در نظر گرفته شده است.

شکل ۳-۲ قسمتی از هندسه دندانه‌های متقارن مورد مطالعه در رساله حاضر را نشان می‌دهد.



شکل ۳-۲ نمایی از دو دندانه متقارن مورد مطالعه در این پژوهش

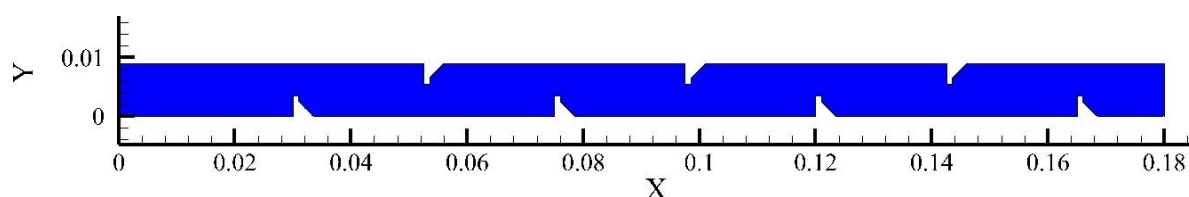
همچنین در شکل ۴-۲ قسمتی از هندسه دندانه‌های متناوب مورد مطالعه نشان داده شده است.



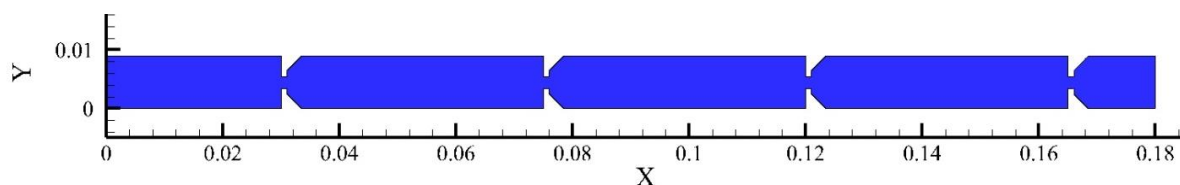
شکل ۴-۲ نمایی از دو دندانه متناوب مورد مطالعه در این پژوهش

۲-۲-۳-۲ شرایط مرزی

بر اساس مقادیر بیان شده در پژوهش یانگ و همکاران در سال ۲۰۱۷ هندسه مورد مطالعه به دو بخش کلی پیش‌کانال و کانال تحت شار حرارتی تقسیم شده است. سرعت سیال ورودی به مجموعه کانال‌ها بر اساس سه عدد رینولدز مورد مطالعه توسط یانگ و همکاران یعنی رینولدز ۲۰۰۰، ۳۲۵۰ و ۴۳۰۰ محاسبه شده است. دمای سیال ورودی برابر با ۳۰۰ کلوین و دمای دیواره‌های پیش‌کانال به‌طور ثابت برابر با ۳۰۰ کلوین قرار داده شده است. همچنین در کانال دندانه‌دار دیواره پایینی دارای شار حرارتی ثابت $q = 1000 \text{ W/m}^2$ می‌باشد. شکل ۵-۲ و ۶-۲ به ترتیب طرح کانال متناوب و متقارن مورد مطالعه در پژوهش حاضر را نشان می‌دهند.



شکل ۲-۵ طرح کانال با دندانه‌های متناوب (بدون نمایش قسمت پیش‌کانال)



شکل ۲-۶ طرح کانال با دندانه‌های متقارن (بدون نمایش قسمت پیش‌کانال)

۲-۳-۲ جزئیات حل و انتخاب حلگر

به‌واسطه وجود لزجت سیال و اصل عدم لغزش در نزدیکی دیواره‌ها، لایه‌های مرزی تشکیل می‌شوند و با توجه به اهمیت جریان در نزدیکی دیواره، نحوه تحلیل این نواحی در حل عددی نقش قابل‌توجهی دارد. در نزدیکی دیواره به‌واسطه تشکیل لایه‌مرزی، تغییرات مومنتوم و سایر متغیرهای جریان شدیدتر است و نیاز به دقت مضاعفی جهت حل خواهد داشت.

آزمایش‌های مختلف نشان می‌دهند که می‌توان ناحیه نزدیک دیواره را به سه لایه مجزا تقسیم نمود. در داخلی‌ترین لایه که زیرلایه لزج^۱ نامیده می‌شود، جریان اغلب رفتاری شبیه جریان آرام دارد؛ زیرا در این ناحیه لزجت مولکولی نقش غالب را در انتقال مومنتوم و انتقال حرارت دارا می‌باشد.

در خارجی‌ترین لایه که در اصطلاح لایه کاملاً مغشوش نامیده می‌شود، ادی‌ها و توربولانس نقش غالب را در انتقال مومنتوم و حرارت دارند و در بین این دو ناحیه، ناحیه‌ای وجود دارد که لزجت مولکولی و توربولانس دارای اهمیت یکسانی می‌باشند و به آن ناحیه لایه بافر^۲ می‌گویند. برای این منظور کمیت‌های u^+ و y^+ به‌صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$u^+ = \frac{u}{u^*} \quad (۳۴-۲)$$

$$u^* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (۳۵-۲)$$

$$y^+ = \frac{\rho u^* y}{\mu} \quad (۳۶-۲)$$

که u^+ مقیاس بی‌بعد سرعت و y^+ فاصله بی‌بعد از دیواره می‌باشد. در جریان‌های مغشوش و در راستای عمود بر دیواره با استفاده از y^+ سه لایه مجزای زیرلایه لزج، لایه بافر و لایه کاملاً مغشوش

^۱ Viscous Sublayer

^۲ Buffer Layer

تقسیم‌بندی و تعریف می‌شوند.

دو روش عددی جهت حل مجموعه معادلات موجود است. روش اول، حل بر مبنای چگالی و روش دوم، حل بر مبنای فشار است. در روش حل بر مبنای چگالی، از معادله پیوستگی برای به دست آوردن میدان چگالی و از معادله حالت برای مشخص نمودن میدان فشار استفاده می‌شود؛ اما در روش حل بر مبنای فشار، میدان فشار از معادله تصحیح فشار که از اعمال تغییرات در معادله‌های مومنتوم و پیوستگی حاصل می‌شود، به دست می‌آید.

روش حل بر مبنای چگالی، برای جریان‌های تراکم‌پذیر با سرعت‌های بسیار بالا و جریان‌های فراصوت دارای موج شوک مناسب می‌باشد. روش حل بر مبنای فشار، برای جریان‌های تراکم ناپذیر و تراکم‌پذیر جزئی مناسب می‌باشد. لذا با توجه به سرعت پایین جریان در مطالعه حاضر از روش حل بر مبنای چگالی استفاده شده است.

برای روش‌های عددی ذکرشده دو نوع فرمول‌بندی صریح^۱ و ضمنی^۲ استفاده می‌گردد. در روش مورد استفاده خطی‌سازی‌ها با استفاده از روش ضمنی خواهد بود.

سه روش جهت تعیین محاسبه مشتق وجود دارد. روش اول روش گرین-گوس بر پایه المان‌ها^۳ می‌باشد که در این روش برای محاسبه مشتق‌ها از مقادیر میانگین المان‌های مجاور استفاده می‌گردد. روش دوم روش گرین-گوس بر پایه گره‌ها^۴ است که در این روش برای محاسبه مشتق از مقادیر میانگین گره‌هایی که در یک المان قرار دارند، استفاده می‌گردد و روش سوم روش گرین-گوس بر پایه حداقل مربعات^۵ است که در این روش محاسبه مشتق از تعریف خطی مشتق و از روش حداقل مربعات استفاده می‌گردد. روش دوم و سوم اغلب برای محاسبات شبکه بدون ساختار استفاده می‌شوند و دارای دقت بیشتری نسبت به روش اول می‌باشند. در مطالعه حاضر از روش گرین-گوس بر پایه حداقل مربعات استفاده شده است.

اگر جریان تراکم‌پذیر باشد، چگالی ثابت است و طبق تعریف مستقل از فشار می‌باشد. در این گونه موارد، ارتباط بین فشار و سرعت قیدی را بر حل میدان جریان اعمال می‌نماید، یعنی اگر میدان فشار صحیحی در معادلات مومنتوم اعمال شود، میدان سرعت حاصل باید معادله پیوستگی را ارضاء کند. ارتباط فشار-سرعت در مدل‌سازی جریان تراکم‌ناپذیر، با استفاده از روش‌های حل تکراری به دست خواهد آمد. یکی از معروف‌ترین روش‌ها برای این منظور، روش SIMPLE می‌باشد که روشی مناسب برای ارتباط فشار-سرعت است. در این روش ابتدا میدان‌های فشار و سرعت حدس زده شده و میدان سرعت جهت محاسبه شارهای جابجایی و میدان فشار جهت حل معادله مومنتوم استفاده می‌شوند. سپس معادله تصحیح

¹ Explicit

² Implicit

³ Green-Gauss Cell Based

⁴ Green-Gauss Node Based

⁵ Least Squares Cell Based

فشار، جهت به دست آوردن میدان تصحیح فشار حل می‌گردد. میدان‌های جدید فشار و سرعت با این روش تکراری تا رسیدن به معیار همگرایی حل می‌شوند. روش‌های دیگری نیز مانند SIMPLEC وجود دارد که مشابه روش SIMPLE است و تنها تفاوت آن در ضرایب عبارت شار سطحی در معادله تصحیح است. روش PISO برای تحلیل برخی از جریان‌های گذرا مفید است همچنین روش Coupled مزایا و قابلیت‌های بیشتری در جریان دائم نسبت به الگوریتم‌های قبلی دارد اما پیچیدگی حل و هزینه محاسباتی را افزایش می‌دهد. در این پروژه به دلیل آشفتگی زیاد جریان و پرهیز از واگرایی از مدل SIMPLE استفاده شده است. جهت تسهیل همگرایی و پرهیز از واگرایی در پژوهش حاضر فاکتورهای تخفیف^۱ برای مومنتوم برابر با ۰/۵ و برای فشار برابر با ۰/۲ در نظر گرفته شده است.

۲-۴ مدل مورد استفاده

جریان آشفته ذاتاً یک پدیده تصادفی است در نتیجه نمی‌توانیم اثرات آشفتگی را به‌طور کامل روی شبیه‌سازی CFD نشان دهیم. لذا نیاز به مدلی برای جریان آشفته داریم. البته نمی‌توان گفت یک مدل برای همه شرایط مدل‌سازی مناسب است بلکه باید مناسب‌ترین مدل برای هر شبیه‌سازی خود انتخاب شود. جریان‌های آشفته ذاتاً ناپایدار، سه‌بعدی، بسیار حساس (وابسته) به شرایط اولیه و دارای حرکات چرخشی نامتناوب (اغتشاشات) می‌باشند که منجر به بهبود انتقال حرارت و اختلاط جریان می‌شوند. اغتشاشات لحظه‌ای هم در زمان و هم در فضا تصادفی و غیرقابل پیش‌بینی می‌باشد. درجایی که مدل‌های RANS نیازهای مسئله را برآورده نمی‌کنند، استفاده از روش LES می‌تواند بسیار مفید باشد. برای شبیه‌سازی عددی جریان و انتقال حرارت در پژوهش حاضر از نرم‌افزار ANSYS FLUENT 18 استفاده شده است. به‌منظور استفاده از نرم‌افزار باید یک مدل برای شبیه‌سازی جریان آشفته انتخاب شود. در قسمت‌های قبل انواع روش‌های مدل‌سازی جریان آشفته و مزایا و معایب آن‌ها شرح داده شده است. در مطالعه حاضر روش شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ LES جهت مدل‌سازی جریان آشفته مورد استفاده قرار گرفته است. لازم به ذکر است هر تکرار در حل با استفاده از روش LES به‌مراتب طولانی‌تر است. همچنین برای روش LES باید از شبکه‌بندی بسیار ریزتری نسبت به روش‌های RANS استفاده شود لذا هزینه محاسباتی چندین برابر می‌گردد. مضاف بر این به دلیل ماهیت گذرا بودن جریان در روش LES پیچیدگی‌های حل عددی، بسیار افزایش می‌یابد. افزایش پیچیدگی‌های حل عددی موجب افزایش هزینه محاسباتی می‌شود و نیاز است از سیستم‌های کامپیوتری با قدرت محاسبه پردازنده و ظرفیت حافظه رم بالا، در مدت زمانی طولانی استفاده شود. به دلیل ماهیت گذرای روش LES، امکان مشاهده گردابه‌های تشکیل‌شده در هر گام زمانی فراهم می‌گردد. همچنین پیش‌بینی شکل گردابه‌های تشکیل‌شده نیز بسیار

¹ Under-Relaxation Factor

دقیق تر می باشد.

۲-۵ شبکه بندی

در حل عددی شرایط مرزی و نوع شبکه بندی در حل مسئله بسیار حائز اهمیت است. برای شبکه بندی نیاز به دو قسمت تولید شبکه و بررسی استقلال شبکه بندی، می باشد.

۲-۵-۱ تولید شبکه^۱ (مش^۲)

برای استفاده از روش های CFD نیاز است که محدوده جریان را با استفاده از ایجاد شبکه، گسسته سازی نمود تا معادلات حاکم بر روی هر شبکه به طور مجزا حل گردد. به طور کلی دو نوع شبکه بندی، شبکه ساختاریافته و شبکه بدون ساختار وجود دارد. در این بخش به طور مختصر در مورد این دو نوع شبکه بندی پرداخته می شود.

به شبکه ای که نقاط آن با خط هایش مرتبط است، شبکه ساختاریافته می گویند. در حالی که اگر نقاط شبکه با خط های شبکه مرتبط نباشند، به آن شبکه بدون ساختار گویند.

در مسائل با هندسه های نسبتاً پیچیده از شبکه بدون ساختار استفاده می شود؛ زیرا در شبکه های بدون ساختار برای شبکه بندی از اجزای مثلثی در حالت دوبعدی و از اجزای شش وجهی و یا هرمی در حالت سه بعدی استفاده می شود که این نوع اجزا به راحتی در هر مرزی منطبق می شوند. اگرچه لازم به ذکر است در هندسه های نسبتاً پیچیده تولید مش ساختاریافته غیر ممکن نیست اما ممکن است بسیار دشوار و زمان بر باشد.

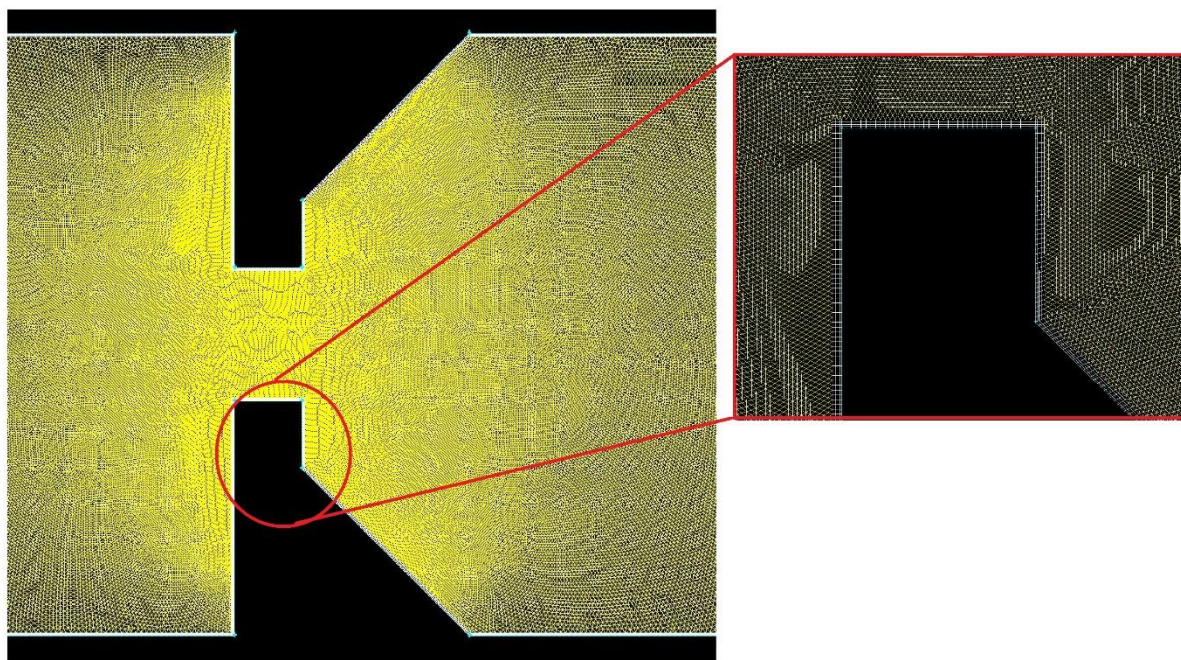
همان گونه که ذکر شد تولید شبکه مناسب یکی از مهم ترین قسمت های حل عددی می باشد و یک شبکه بندی خوب باید قابلیت نشان دادن تمام جزئیات جریان با حداقل تعداد المان ها را داشته باشد. در پژوهش حاضر به دلیل وجود دندان های چکمه ای شکل از شبکه بندی بدون ساختار مثلثی جهت شبکه بندی استفاده شده است.

برای ایجاد شبکه از نرم افزار Gambit 2.4.6 استفاده شده است.

شکل ۲-۷ شبکه بندی در اطراف دو دندان در آرایش متقارن را نشان می دهد. همان طور که در شکل مشاهده می نمایید، با نزدیک شدن به سطح دندان به دلیل پیچیدگی جریان و حساسیت روش LES به اندازه المان ها، از ابعاد بسیار کوچک جهت شبکه بندی استفاده شده است.

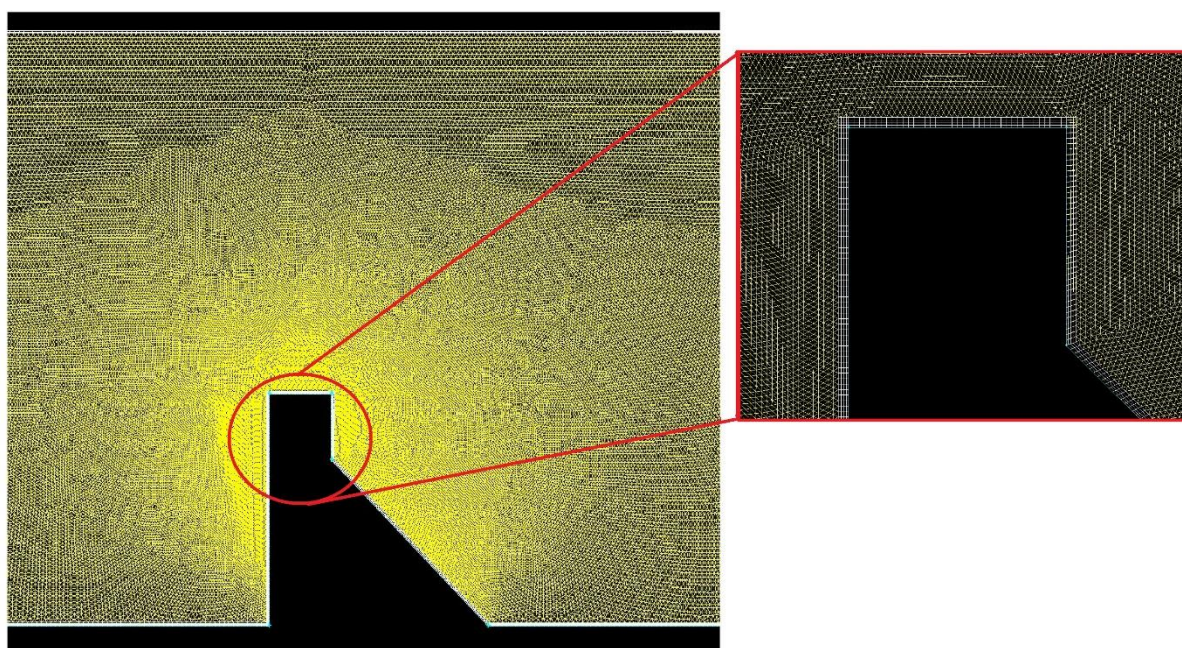
¹ Grid Generation

² Mesh



شکل ۲-۷ طرح شبکه‌بندی دندانه‌های چکمه‌ای شکل در آرایش متقارن

در شکل ۲-۸ شبکه‌بندی دندانه چکمه‌ای شکل در آرایش متناوب به نمایش درآمده است.



شکل ۲-۸ طرح شبکه‌بندی دندانه‌های چکمه‌ای شکل در آرایش متناوب

۲-۵-۲ استقلال از شبکه

بررسی استقلال از شبکه در مسائل جهت بررسی اثر ریز کردن شبکه‌بندی و همچنین جلوگیری از اتلاف هزینه محاسباتی امری ضروری است. با بررسی انواع مختلف از تعداد شبکه‌ها و مقایسه نتایج حاصل از آن‌ها مشخص می‌گردد که بعد از تعداد معینی از مش‌ها، جواب‌های به‌دست‌آمده تغییر محسوسی نمی‌کنند و در نتیجه نیازی به افزایش تعداد شبکه‌بندی به دلیل هزینه‌بر بودن نیست. از طرفی تعداد کم شبکه‌ها نیز می‌تواند منجر به عدم همگرایی گردد؛ لذا قبل از حل همه نمونه‌ها، باید تعداد بهینه شبکه‌ها مشخص شود. در این پژوهش به‌منظور بررسی استقلال از شبکه ۴ نوع شبکه‌بندی با تعداد المان‌های مشخص نشان داده شده است. تعداد المان‌های شبکه‌بندی در جدول ۲-۲ بیان گردیده است. برای تعیین اینکه کدام نوع شبکه‌بندی مناسب است از مقایسه نتایج عدد ناسلت به‌دست‌آمده بر روی دیواره پایینی تحت شار گرمایی ثابت، با نتایج تجربی پژوهش یانگ و همکاران در سال ۲۰۱۷ استفاده شده است.

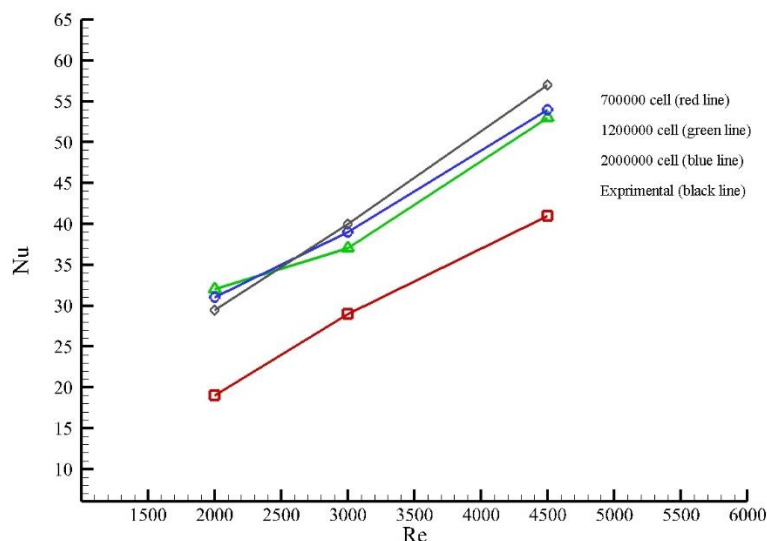
جدول ۲-۲ تعداد المان‌ها در شبکه‌بندی‌های مختلف در آرایش متناوب

تعداد کل سلول‌ها	نوع شبکه برحسب بزرگی سلول
۷۰۰۰۰۰	شبکه‌بندی متوسط
۱۲۰۰۰۰۰	شبکه‌بندی ریز
۲۰۰۰۰۰۰	شبکه‌بندی بسیار ریز

در شبکه‌بندی درشت و برای ۲۰۰۰۰۰ سلول حل واگرا می‌شود. از طرفی برای ۷۰۰۰۰۰ سلول نیز در بسیاری از گام‌های زمانی همگرایی معادله پیوستگی به‌طور کامل رخ نمی‌دهد. نتایج نشان می‌دهد افزایش تعداد شبکه‌ها از ۱۲۰۰۰۰۰ تا ۲۰۰۰۰۰۰ تأثیر قابل توجهی در نتایج حل ندارد. با توجه به مطالب عنوان شده در این پژوهش تعداد شبکه برابر با ۱۶۰۰۰۰۰ در نظر گرفته شده است که با داده‌های تجربی نیز تطابق مطلوبی دارد. شکل ۲-۹ نمودار نتایج به‌دست‌آمده از شبکه‌های مختلف و مقایسه آن با نتایج تجربی یانگ و همکاران نشان داده شده است.

مطالعه عددی بر روی شکل و آرایش دندانه‌ها جهت افزایش انتقال حرارت در مسیر خنک‌کاری داخلی پره‌های توربین گازی با استفاده از روش LES

فصل ۲: معادلات حاکم



شکل ۲-۹ عدد ناسلت مربوط به روش LES و مقایسه آن با پژوهش یانگ و همکاران در آرایش متناوب [۲۱]

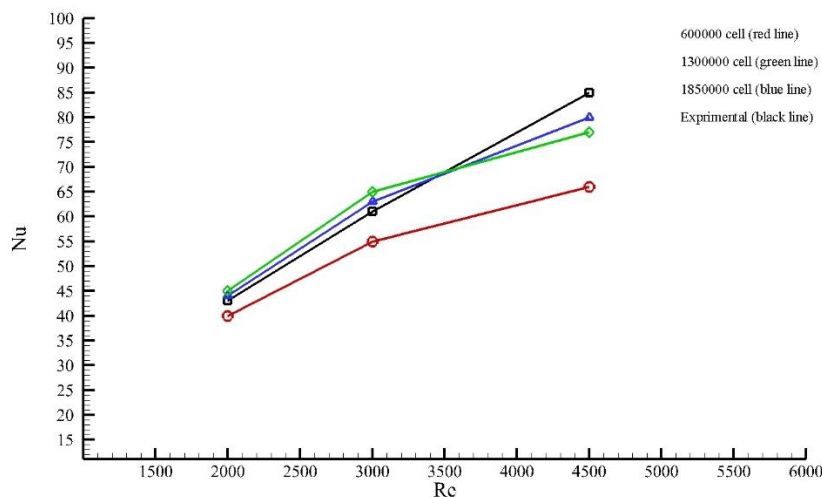
همان‌طور که در شکل ۲-۹ مشخص است برای تعداد بیش از ۱۲۰۰۰۰۰ سلول شبکه، حل همگرا شده و افزایش تعداد سلول تفاوت محسوسی ایجاد نمی‌کند؛ لذا در بررسی این پژوهش برای آرایش متناوب از ۱۶۵۰۰۰۰ شبکه استفاده شده است.

برای آرایش متقارن و مشابه آرایش متناوب ۴ نوع شبکه‌بندی درشت، متوسط، ریز و بسیار ریز مورد بررسی قرار گرفته است. در شبکه‌بندی درشت همگرایی در گام‌های زمانی رخ نمی‌دهد. برای شبکه بندی متوسط نیز نتایج به نتایج تجربی نزدیک نیست و قابل قبول نمی‌باشد اما با افزایش تعداد شبکه نتایج به نتایج تجربی نزدیک می‌گردد.

جدول ۲-۳ تعداد المان‌ها در شبکه‌بندی‌های مختلف در آرایش متقارن

تعداد کل سلول‌ها	نوع شبکه برحسب بزرگی سلول
۶۰۰۰۰۰	شبکه‌بندی متوسط
۱۳۰۰۰۰۰	شبکه‌بندی ریز
۱۸۵۰۰۰۰	شبکه‌بندی بسیار ریز

شکل ۲-۱۰ نتایج مختلف برای عدد ناسلت و شبکه‌بندی‌های متفاوت را نشان می‌دهد.



شکل ۲-۱۰ عدد ناسلت مربوط به روش LES و مقایسه آن با پژوهش یانگ و همکاران در آرایش متقارن [۲۱]

با توجه به شکل ۲-۱۰ و این نکته که با افزایش تعداد المان از ۱۳۰۰۰۰۰ تا ۱۸۵۰۰۰۰ تفاوت محسوسی در عدد ناسلت ایجاد نمی‌شود برای این پژوهش و در آرایش متقارن از ۱۶۰۰۰۰۰ سلول استفاده شده است.

۲-۶ جریان گذرا

فرضیه حالت پایا در صورتی امکان‌پذیر است که بتوان از نوسانات گذرا صرف‌نظر نمود؛ بنابراین تقریباً تمام جریان‌های موجود در طبیعت گذرا می‌باشند. در CFD به دلیل هزینه‌های محاسباتی کمتر، سادگی پس-پردازش و تحلیل، روش‌های حالت پایا بر روش‌های حالت گذرا دارای اولویت می‌باشند. جریان گذرا می‌تواند به صورت طبیعی و یا اجباری باشد. به عنوان مثال جریان‌های جابجایی طبیعی نمونه‌ای از یک جریان گذرای طبیعی می‌باشد. همچنین برهم‌کنش روتور-استاتور در یک طبقه توربین یک نمونه از جریان گذرای اجباری است. از مزیت‌های مهم روش LES شبیه‌سازی جریان گذرا می‌باشد زیرا ایجاد و از بین رفتن گردابه‌ها در این روش قابل مشاهده و بررسی می‌باشد؛ اما شبیه‌سازی جریان گذرا بسیار زمان‌بر و پرهزینه است.

۲-۶-۱ تعیین گام زمانی

برای حل گذرا باید شرایط اولیه را تعیین نماییم. در حل گذرا شرایط اولیه نسبتاً دقیق به اندازه شرایط مرزی حائز اهمیت است و باید تا حد امکان واقعی باشد. لذا بهتر است برای تعیین شرایط اولیه فیزیکی حقیقی از

نتایج حل پایا استفاده شود. برای حل گذرا باید اندازه گام زمانی^۱ (TS) و تعداد گام زمانی مشخص شود. متداول‌ترین روش پیشروی زمانی، روش تکرار می‌باشد. حلگر با گام زمانی فعلی همگرا شده و سپس با زمان پیش می‌رود. گام‌های زمانی به صورت متوالی همگرا می‌شوند تا زمانی که تعداد گام‌های زمانی به حد معین برسد. در حلگر کنترل گام زمانی با استفاده از عدد کورانت^۲ (CFL) انجام می‌گیرد. درواقع اندازه گام زمانی با CFL متناسب می‌باشد. هنگامی که CFL مناسب تعیین شود با استفاده از رابطه (۳۷-۲) می‌توان گام زمانی را تعیین نمود.

$$\Delta t = \frac{2CFL.V}{\sum_f \lambda_f^{\max} A_f} \quad (37-2)$$

که در رابطه فوق V حجم سلول، A_f سطح صفحه و $\lambda_f^{\max}$ بیشترین مقدار مقادیر ویژه می‌باشد. اندازه گام زمانی، Δt باید به اندازه کافی کوچک باشد تا ویژگی‌های وابسته زمانی را حل نماید. مرتبه یا اندازه گام زمانی مناسب را می‌توان با استفاده از رابطه (۳۸-۲) محاسبه نمود.

$$\Delta t \approx \frac{\Delta x}{U} \quad (38-2)$$

که در رابطه فوق Δx سایز سلول و U سرعت اولیه سیال می‌باشد. با توجه به توضیحات ارائه شده و رابطه فوق در پژوهش حاضر گام زمانی برای آرایش متقارن به دلیل پیچیدگی حل بسیار، برابر با 2.5×10^{-6} و برای آرایش متناوب برابر با 5×10^{-6} قرار داده شده است.

۲-۶-۲ استقلال از گام زمانی

برای حل گذرا باید نتایج حل برای گام‌های زمانی مختلف بررسی گردد تا گام زمانی بهینه از نظر مشخصات جریان انتخاب شود. با توجه به سایز شبکه‌بندی و رابطه ۳۷-۲ گام زمانی انتخاب شده است. با کوچک‌تر شدن گام زمانی نتایج تغییر محسوسی نداشته است. همچنین بزرگ‌تر کردن گام زمانی می‌تواند منجر به از دست رفتن برخی از ویژگی‌های جریان شود. لذا گام زمانی که پیش‌تر به آن اشاره شده است، گام زمانی بهینه است.

۲-۷ معیار همگرایی

برای یک حل عددی باید معیاری برای همگرایی و خاتمه حل مشخص گردد. برای همگرایی باید تعادل برای جرم کلی، مومنتوم، انرژی و مقادیر اسکالر حاصل شود. با توجه به حل گذرا و استفاده از روش LES هزینه محاسباتی در پژوهش حاضر مقدار قابل توجهی می‌باشد. با توجه به محدودیت‌های موجود در پژوهش حاضر

¹ Time Step

² Courant–Friedrichs–Lewy condition

در هر گام زمانی باقیمانده انرژی تا حدود 10^{-8} کاهش می‌یابد اما برای مقادیر باقیمانده مومنوم این عدد در حدود 10^{-6} و برای پیوستگی نیز در حدود 10^{-5} می‌باشد. همچنین تکرارهای گام زمانی تا جایی که مقادیر مشخصه جریان مانند دمای توده سیال به حالت پایدار بسیار نزدیک شود ادامه می‌یابد.

فصل ۳: نتایج

۳-۱ مقدمه

در این فصل تحلیل و مقایسه نتایج مسئله در مقادیر مختلف عدد رینولدز و آرایش‌های متفاوت برای دندانها ارائه شده است و دید کلی نسبت به خطوط جریان، میزان انتقال حرارت، عدد ناسلت و افت فشار و فاکتور اصطکاک در کانال‌های دنداندار به دست آمده است.

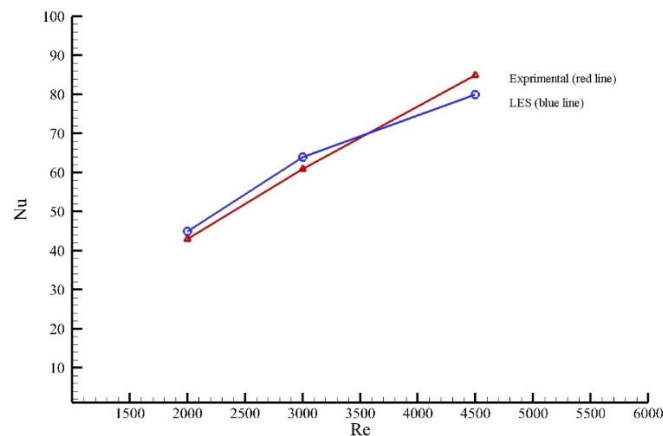
در این فصل با توجه به روابط ارائه شده در فصول قبل ابتدا داده‌های به دست آمده با نتایج تجربی اعتبارسنجی شده و سپس مشخصات جریان در کانال با دندانهای چکمه‌ای شکل مطالعه شده است.

گام نهایی پس از انجام محاسبات عددی، تبدیل داده‌های خام به دست آمده به صورتی است که بتوان از روی آن‌ها نتایج را توصیف و با کارهای دیگر مقایسه نمود. در این بخش شرایط حاکم بر مسئله یادآوری شده و به بیان متغیرهای مورد استفاده به منظور تحلیل داده‌ها، پرداخته می‌شود.

در پژوهش حاضر سیال عامل هوا است. به دلیل شار حرارتی نسبتاً کم افزایش دمای سیال در طول کانال مقدار محدودی می‌باشد و می‌توان خواص هوا را در دمای حدود ۳۰۵ کلوین در نظر گرفت. در این دما چگالی هوا برابر با $1.1743 \left(\frac{kg}{m^3}\right)$ ، ضریب انتقال حرارت هدایتی $0.0262 \left(\frac{W}{m.k}\right)$ و لزجت $1.835 \left(\frac{kg}{m.s}\right)$ در نظر گرفته شده است. همان‌طور که در فصول قبل بیان شده است جهت اعتبارسنجی شرایط مرزی مانند پژوهش یانگ و همکاران انتخاب شده است.

۳-۲ اعتبارسنجی

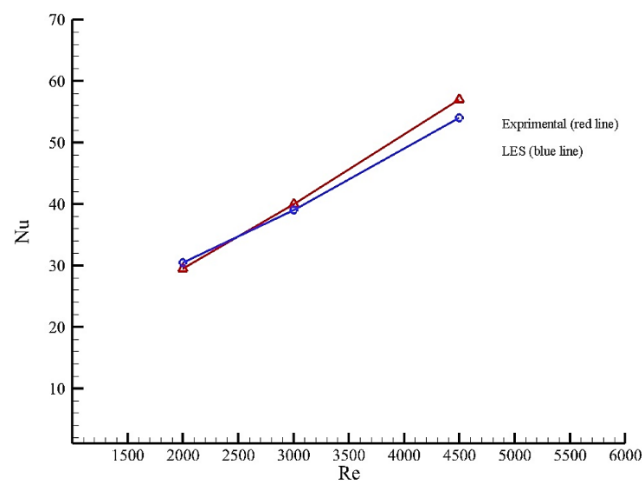
در مطالعه جاری با استفاده از داده‌های تجربی، از نتایج عددی اطمینان حاصل می‌شود. نتایج داده‌های یانگ و همکاران برای آرایش متقارن در قالب شکل ۳-۱ نشان داده شده است. به دلیل وجود اعداد ناسلت در پژوهش یانگ و همکاران جهت مقایسه از نمودار تغییرات ناسلت استفاده شده است.



شکل ۳-۱ مقایسه نتایج پژوهش حاضر با پژوهش یانگ و همکاران در آرایش متقارن دندانه‌های مربعی [۲۱]

همان‌طور که در شکل ۳-۱ نشان داده شده است. خروجی اعداد ناسلت برای آرایش متقارن با داده‌های پژوهش یانگ و همکاران تطابق مناسبی دارد.

در شکل ۳-۲ نتایج حاصل از اعتبارسنجی برای آرایش متناوب نشان داده شده است.



شکل ۳-۲ مقایسه نتایج پژوهش حاضر با پژوهش یانگ و همکاران در آرایش متناوب برای دندانه‌های مربعی [۲۱]

همان‌طور که در شکل ۳-۲ نشان داده شده است برای آرایش متناوب نیز تطابق خوبی بین داده‌های عددی حاصل از روش LES با داده‌های تجربی به دست آمده است و امکان تعمیم روش LES برای دندانه‌های چکمه‌ای شکل نیز وجود دارد.

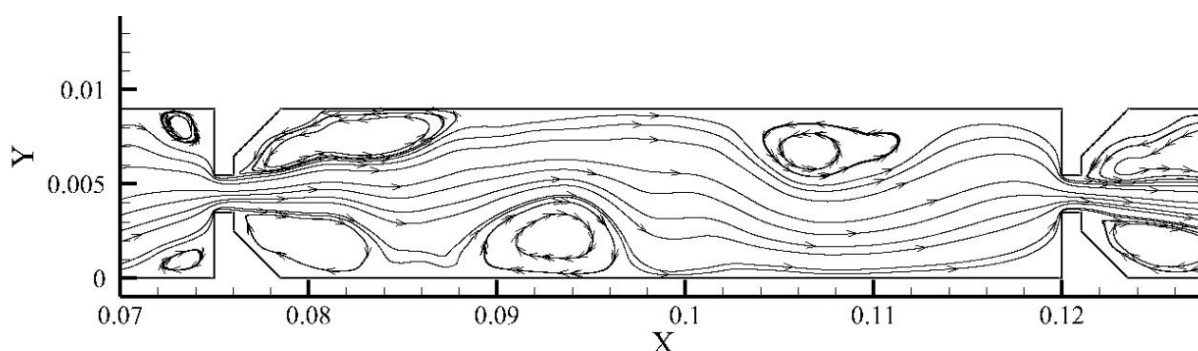
۳-۳ نتایج

در این بخش به بررسی نتایج به‌دست‌آمده در پژوهش حاضر پرداخته‌شده است و نتایج حل از قبیل شکل و ماهیت جریان، مقادیر عدد ناسلت، عدد ناسلت نرمال شده، افت فشار، مقادیر فاکتور اصطکاک نرمال شده و خروجی بازده حرارتی هیدرولیکی برای دو آرایش متقارن و متناوب نشان داده‌شده است. همچنین شکل و تغییرات گردابه‌ها در گام‌های زمانی مختلف جریان نمایش داده‌شده است.

۳-۳-۱ شکل و خطوط جریان

برای بررسی رفتار سیال عامل (هوا) در کانال خنک‌کاری، باید خطوط جریان که ارتباط مستقیمی با میدان سرعت حاکم در کانال دارند، نشان داده شود. گردابه‌های ایجادشده که در این بخش نشان داده می‌شوند اهمیت زیادی در انتقال حرارت دارند. به دلیل گذرا بودن ماهیت جریان آشفته گردابه‌های تشکیل‌شده در طول کانال جابجا می‌شوند و بررسی جریان گذرا امکان تعیین مکان گردابه‌ها در هر گام زمانی را فراهم می‌سازد. به‌منظور مشاهده بهتر نتایج حل گذرا، در هر نمونه مورد پژوهش ۳ گام زمانی که باهم فاصله‌ای به‌اندازه ۰/۰۰۵ ثانیه دارند، به نشان داده‌شده است. همچنین همان‌طور که در قسمت‌های قبل بیان شد جهت جریان ورودی از سمت چپ به راست تصاویر می‌باشد.

جهت مقایسه بهتر، کانتورهای سرعت و خطوط جریان تمام تصاویر این بخش، نمای بین دندانه‌ی دوم و سوم را نشان می‌دهند. در شکل ۳-۳ خطوط جریان در عدد رینولدز ۲۰۰۰ و برای آرایش متقارن نشان داده‌شده است.

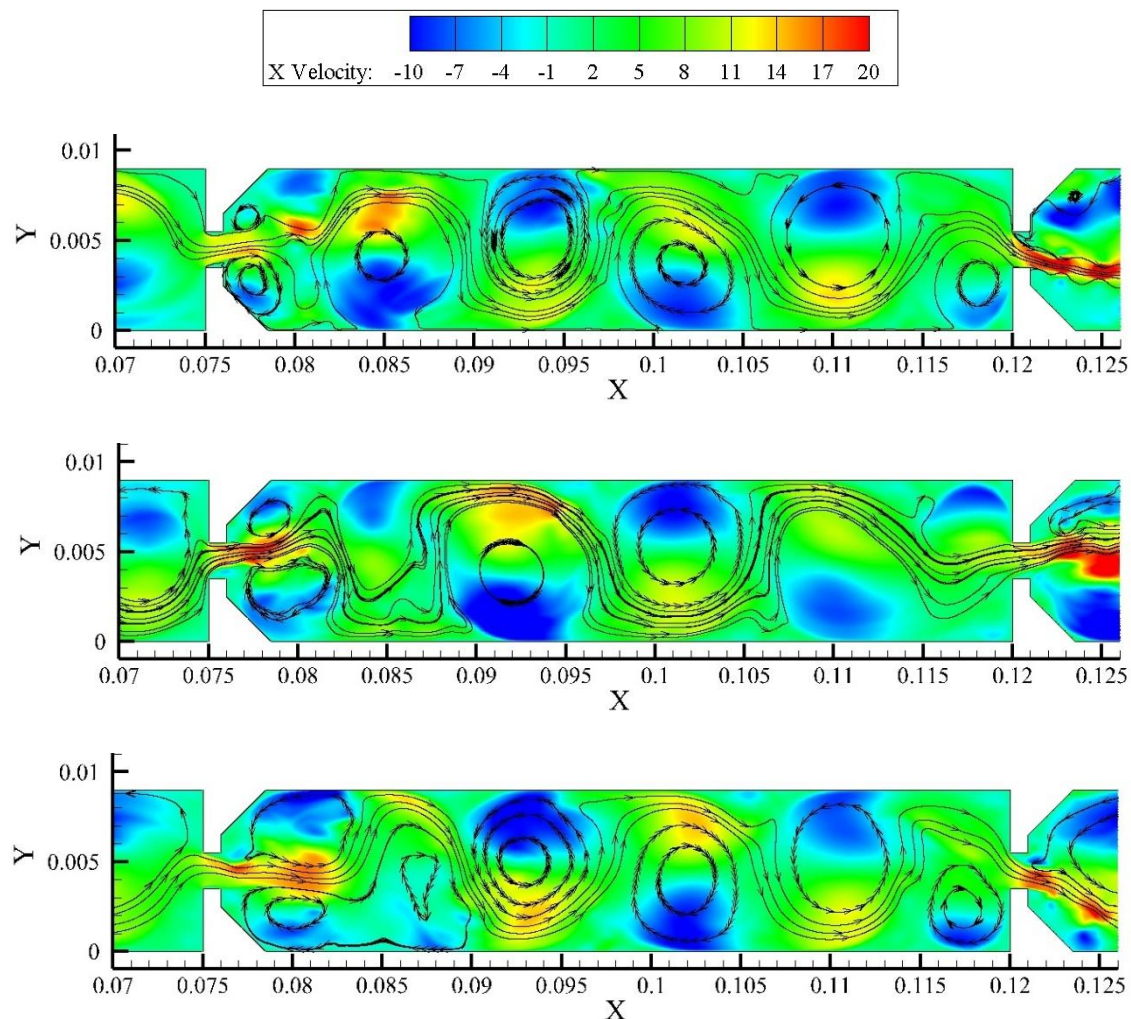


شکل ۳-۳ خطوط جریان در آرایش متقارن و برای $Re=2000$

در شکل ۳-۳ برای رسم خطوط جریان و به دلیل گذرا بودن جریان، بین گام‌های زمانی متوسط زمانی گرفته‌شده است. با توجه به شکل فوق در ناحیه بالادست دندانه گردابه‌های کوچک‌تری ایجادشده است اما در پایین‌دست گردابه ناحیه گردابه‌ای بزرگی مشاهده می‌شود. به ناحیه گردابه‌ای پایین‌دست جریان،

ناحیه‌ی چرخشی^۱ گفته می‌شود.

در شکل ۳-۴ میدان سرعت برای آرایش دندانه‌های متقارن و عدد رینولدز ۲۰۰۰ نشان شده است.



شکل ۳-۴ خطوط جریان و تغییرات سرعت در آرایش متقارن و برای $Re=2000$ ، به ترتیب از بالا به سمت پایین نمونه

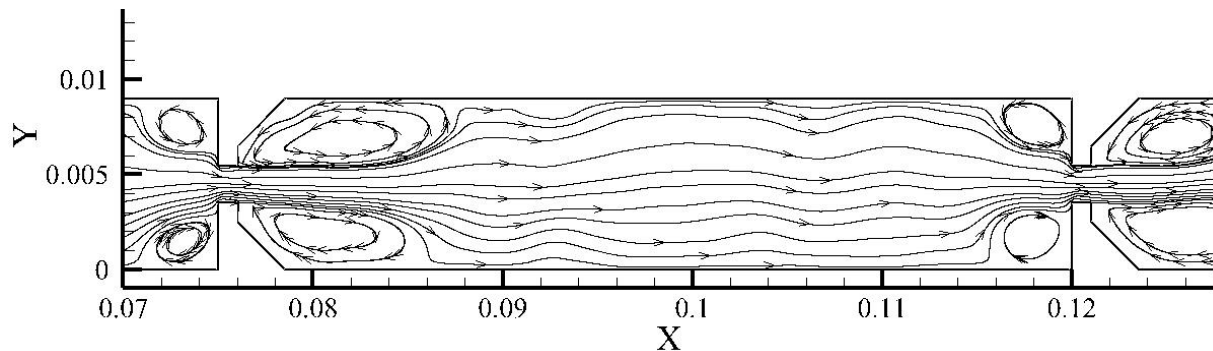
(a) Time= 0.025، (b) Time= 0.030 و (c) Time= 0.035 (واحد سرعت متر بر ثانیه است)

به دلیل گذرا بودن جریان انتقال گردابه‌ها در طول کانال قابل مشاهده است. در زمان‌های مختلف گردابه‌ها در موقعیت‌های مختلف قرار دارند. همان‌طور که در شکل ۳-۴ مشاهده می‌شود آرایش متقارن گردابه‌های بیشتری را ایجاد می‌کند که برای افزایش انتقال حرارت مفید است اما در بخش‌های بعد در مورد افت فشار ناشی از این نوع آرایش بحث می‌شود. همچنین با افزایش گام زمانی مکان گردابه‌ها در طول کانال

¹ Recirculating zone

دچار تغییراتی می‌گردد و در ناحیه پشت دندانه‌های چکمه‌ای شکل گردابه‌های قابل توجهی تولید می‌شوند.

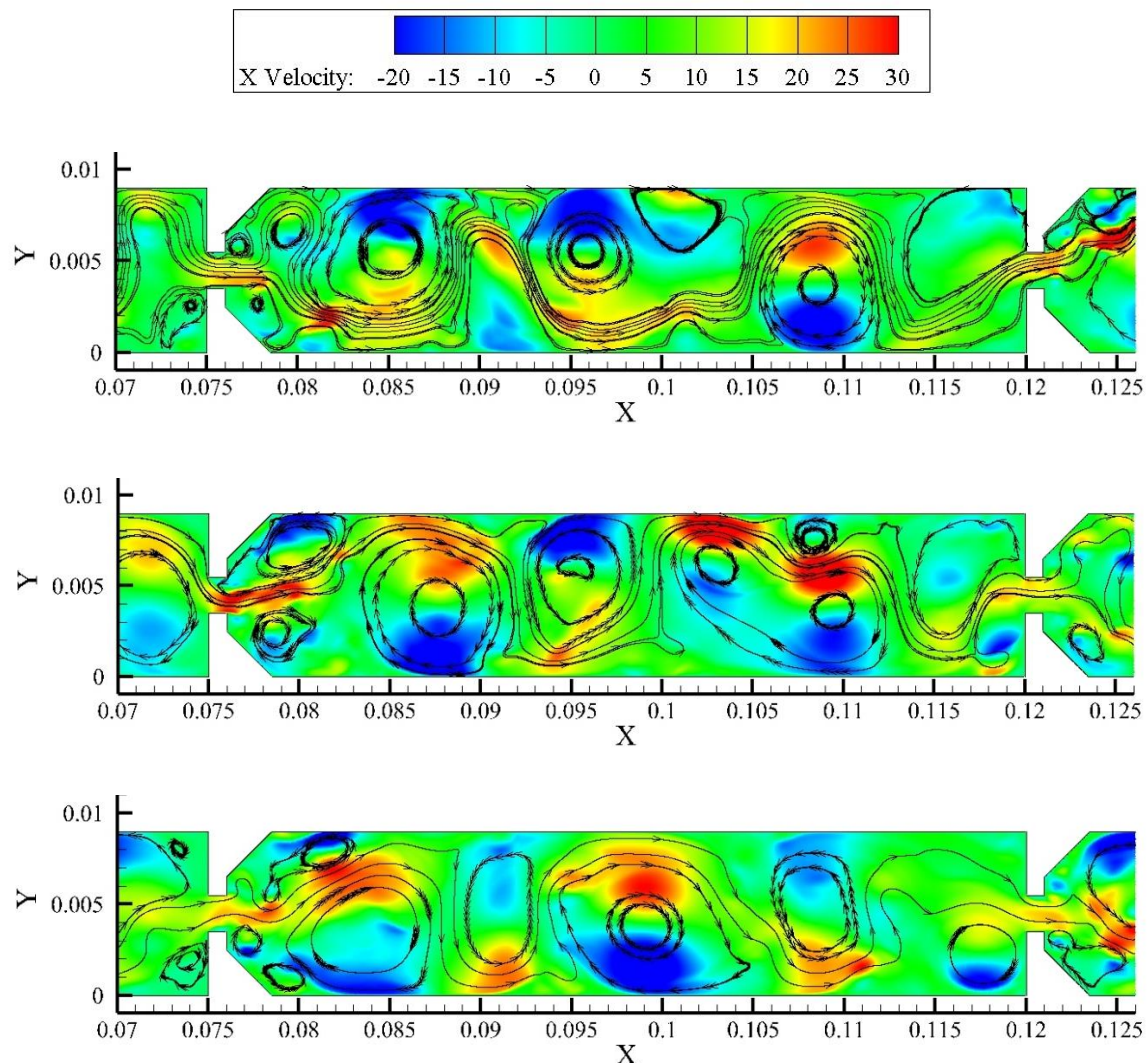
در شکل ۳-۵ خطوط جریان در عدد رینولدز ۳۲۵۰ و برای آرایش متقارن نشان داده شده است.



شکل ۳-۵ خطوط جریان در آرایش متقارن و برای $Re=3250$

در شکل ۳-۵ افزایش عدد رینولدز مقدار اندکی شکل ناحیه گردابه‌ای در پایین دست جریان را تغییر می‌دهد. البته هندسه کانال و دندانه بیشترین تأثیر بر روی ناحیه چرخشی پایین دست دندانه را دارد. بزرگ‌تر شدن ناحیه چرخشی به افزایش اختلاط جریان کمک می‌کند.

در شکل ۳-۶ خطوط هم‌تراز تغییرات سرعت و خطوط جریان برای عدد رینولدز ۳۲۵۰ در آرایش متقارن و با گام‌های زمانی مختلف نشان داده شده است.

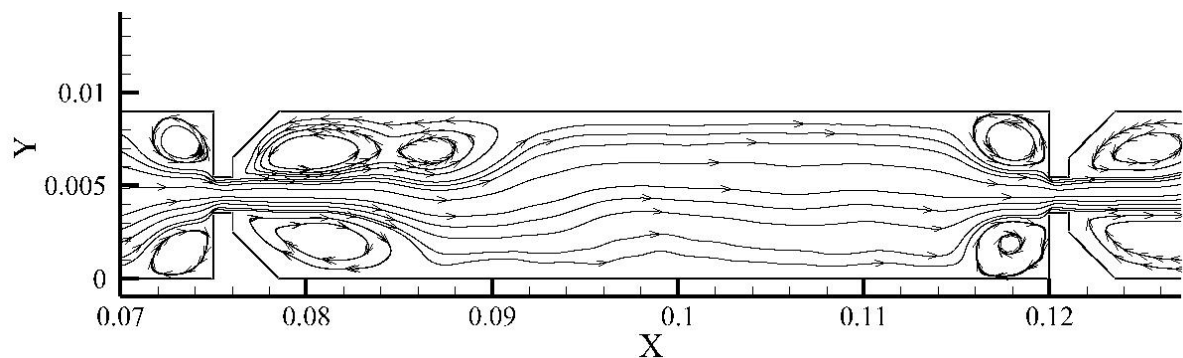


شکل ۳-۶ خطوط جریان و تغییرات سرعت در آرایش متقارن و برای $Re=3250$ ، به ترتیب از بالا به سمت پایین نمونه

(a) Time= 0.065, (b) Time= 0.070 و (c) Time= 0.075 (واحد سرعت متر بر ثانیه است)

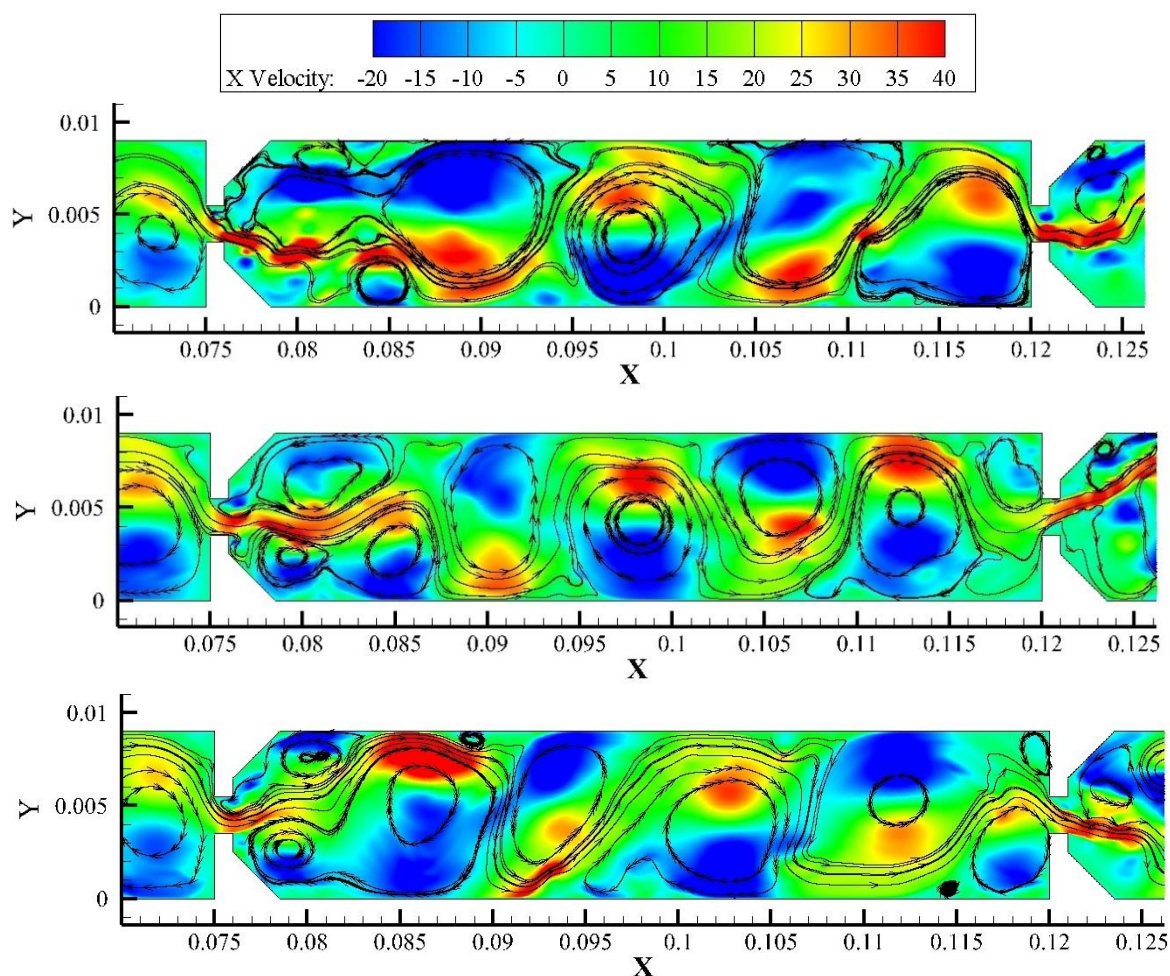
همان‌طور که در شکل ۳-۶ نشان داده شده است با افزایش عدد رینولدز و افزایش سرعت، برشده تولید و انتقال گردابه‌ها افزوده می‌شود.

در شکل ۳-۷ در صفحه بعد، خطوط جریان برای عدد رینولدز ۴۳۰۰ به نمایش درآمده است.



شکل ۳-۷ خطوط جریان در آرایش متقارن و برای $Re=4300$

در کانال با آرایش متقارن به دلیل وجود نسبت انسداد بالا سرعت جریان افزایش می‌یابد. شکل ۳-۷ جریان ناحیه چرخشی در پایین دست دندانه را به خوبی نشان می‌دهد. به دلیل نسبت انسداد بالا جریان در قسمت بالادست و پایین دست دندانه آشفته است و خطوط جریان شکل منظمی ندارند.

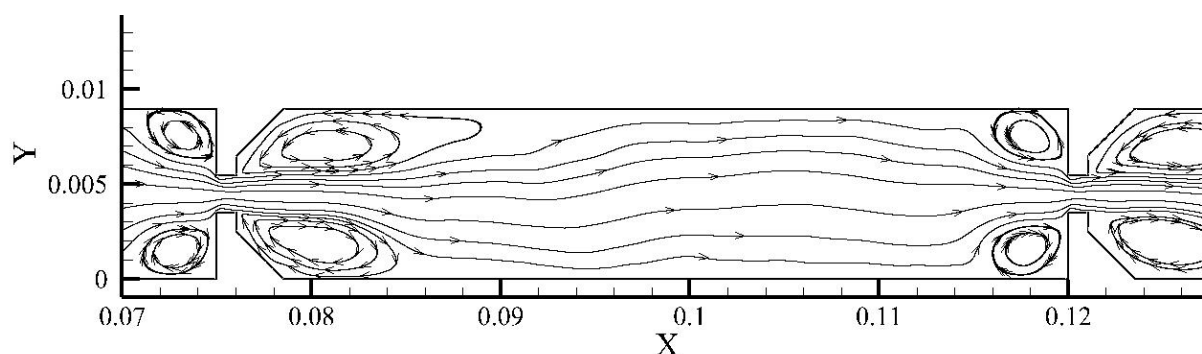


شکل ۳-۸ خطوط جریان و تغییرات سرعت در آرایش متقارن و برای $Re=4300$ ، به ترتیب از بالا به سمت پایین نمونه

(a) Time= 0.040، (b) Time= 0.045 و (c) Time= 0.050 (واحد سرعت متر بر ثانیه است)

در شکل ۸-۳ خطوط هم‌تراز سرعت جریان برای عدد رینولدز ۴۳۰۰ نشان داده شده است. شکل ۸-۳ نشان می‌دهد که با افزایش رینولدز، اندازه گردابه‌ها نیز افزایش می‌یابد. به علت نسبت انسداد بالا، جریان چرخشی در قسمت جلوی دندانه‌ها موجب تشکیل گردابه‌های بزرگ و افت فشار قابل توجهی می‌شود.

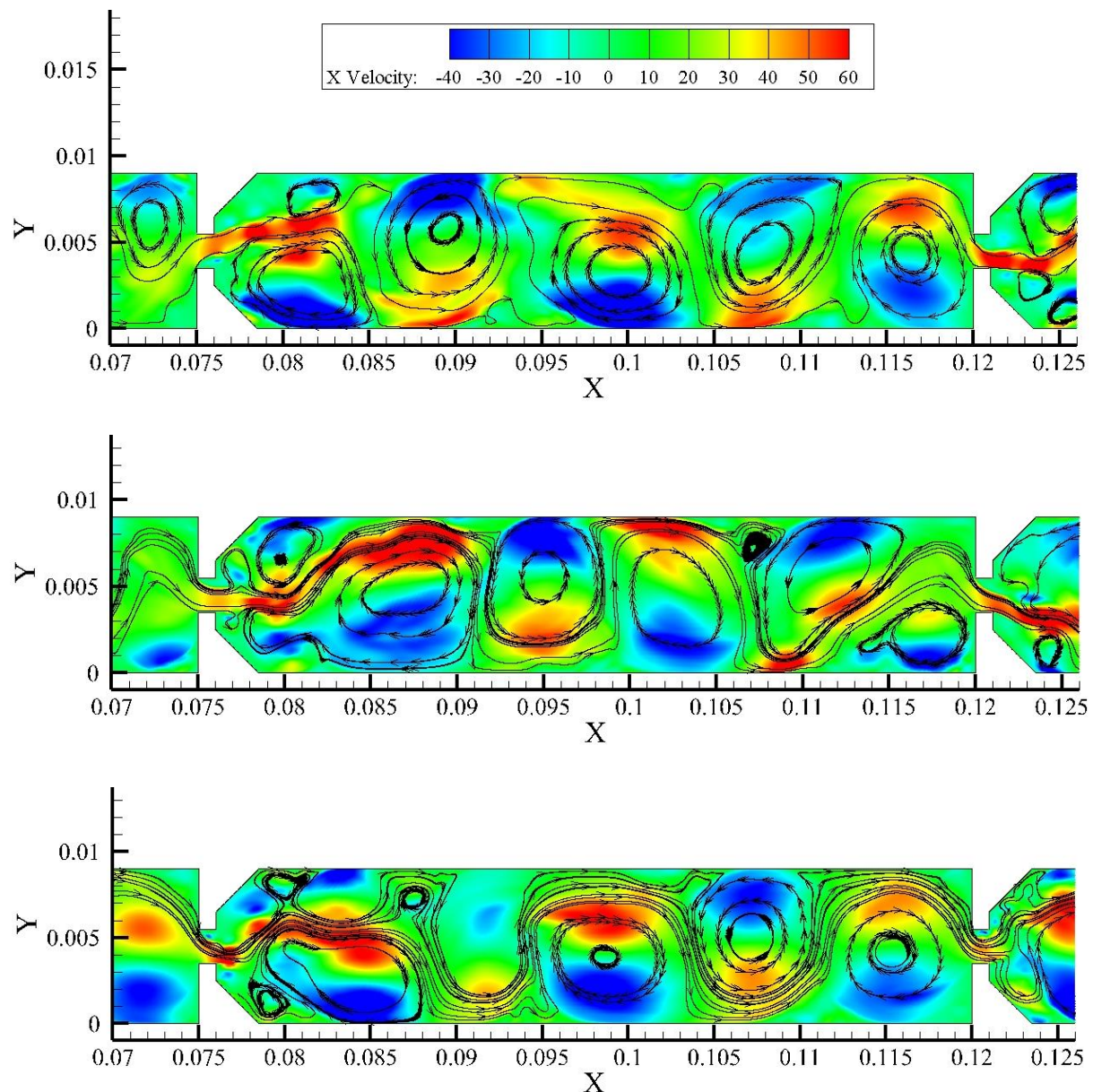
در شکل ۹-۳ خطوط جریان برای آرایش متقارن و عدد رینولدز ۶۵۰۰ نشان داده شده است.



شکل ۹-۳ خطوط جریان در آرایش متقارن و برای $Re=6500$

برای اعداد رینولدز مختلف بررسی شده در آرایش متقارن، ناحیه گردابه‌ای در بالادست و پایین‌دست جریان نقش بسیار زیادی در افزایش انتقال حرارت دارند.

در شکل ۳-۱۰ خطوط هم‌تراز سرعت و خطوط جریان در زمان‌های مختلف برای آرایش متقارن و برای عدد رینولدز ۶۵۰۰ نشان داده شده است.



شکل ۳-۱۰ خطوط جریان و تغییرات سرعت در آرایش متقارن و برای $Re=6500$ ، به ترتیب از بالا به سمت پایین نمونه

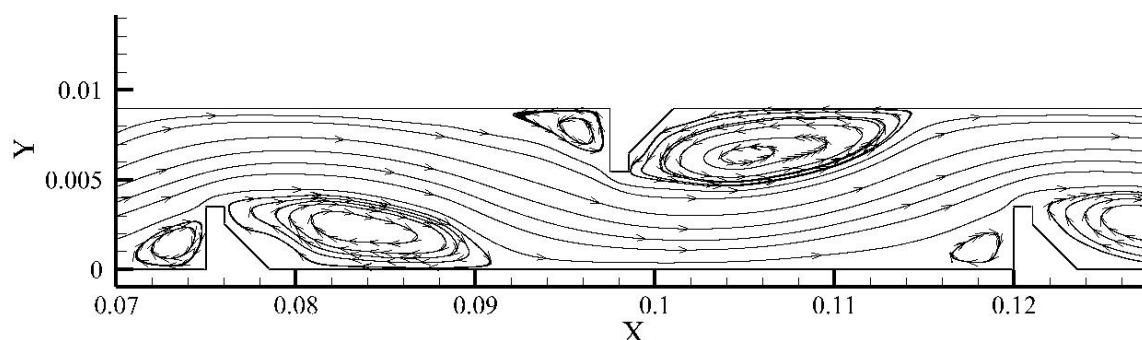
(a) $Time=0.050$ ، (b) $Time=0.055$ و (c) $Time=0.060$ (واحد سرعت متر بر ثانیه است)

در شکل ۳-۱۰ نشان داده شده است که در ناحیه دندانه چکمه‌ای شکل و با عدد رینولدز ۶۵۰۰، سرعت سیال افزایش یافته و در ناحیه پایین دست دندانه گردابه‌ها اندازه قابل توجهی دارند. افزایش انتقال حرارت در دندانه‌های متقارن بیشتر از دندانه‌های متناوب است اما افت فشار نیز در این نوع آرایش بیشتر

است.

به‌منظور کاهش افت فشار، استفاده از دندانه‌های متناوب می‌تواند مفید باشد. به همین منظور در ادامه خطوط هم‌تراز سرعت و خطوط جریان برای دندانه متناوب نشان داده شده است. به‌منظور مقایسه بهتر، عدد رینولدز در آرایش متقارن و متناوب یکسان در نظر گرفته شده است.

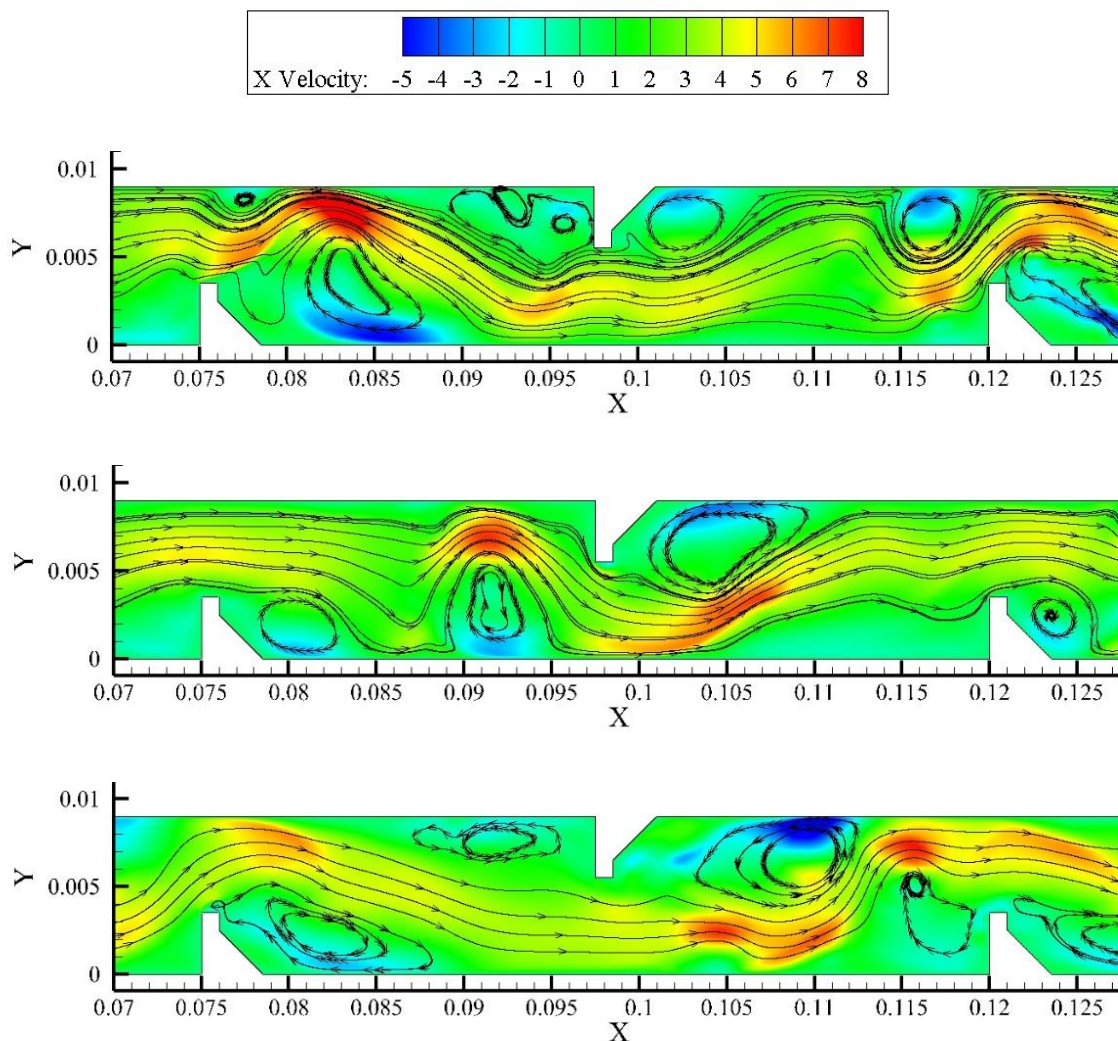
شکل ۱۱-۳ خطوط جریان در آرایش متناوب و عدد رینولدز ۲۰۰۰ را نشان می‌دهد.



شکل ۱۱-۳ خطوط جریان در آرایش متناوب و برای $Re=2000$

در شکل ۱۱-۳ برای نشان دادن خطوط جریان از متوسط گیری زمانی استفاده شده است. در آرایش متناوب دندانه‌های چکمه‌ای شکل ناحیه چرخشی قابل توجهی در بالادست و پایین دست جریان ایجاد می‌نمایند که موجب افزایش اختلاط و افزایش انتقال حرارت جریان می‌شود.

شکل ۳-۱۲ خطوط جریان و خطوط هم‌تراز سرعت را در آرایش متناوب و عدد رینولدز ۲۰۰۰ را نشان می‌دهد.

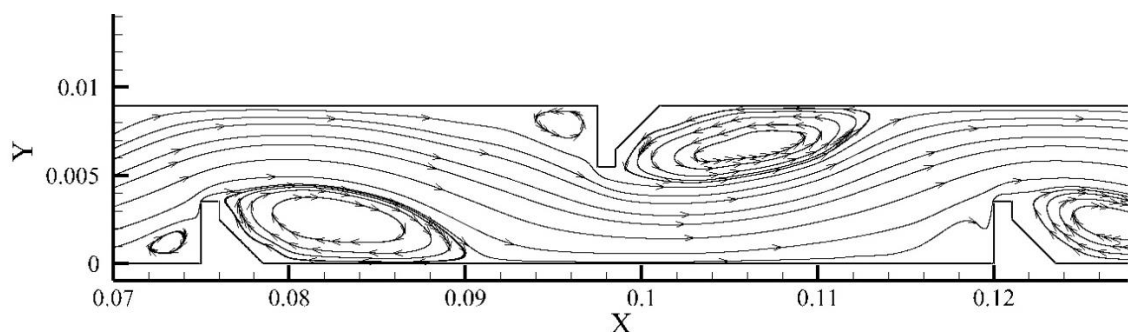


شکل ۳-۱۲ خطوط جریان و تغییرات سرعت در آرایش متناوب و برای $Re=2000$ ، به ترتیب از بالا به سمت پایین نمونه

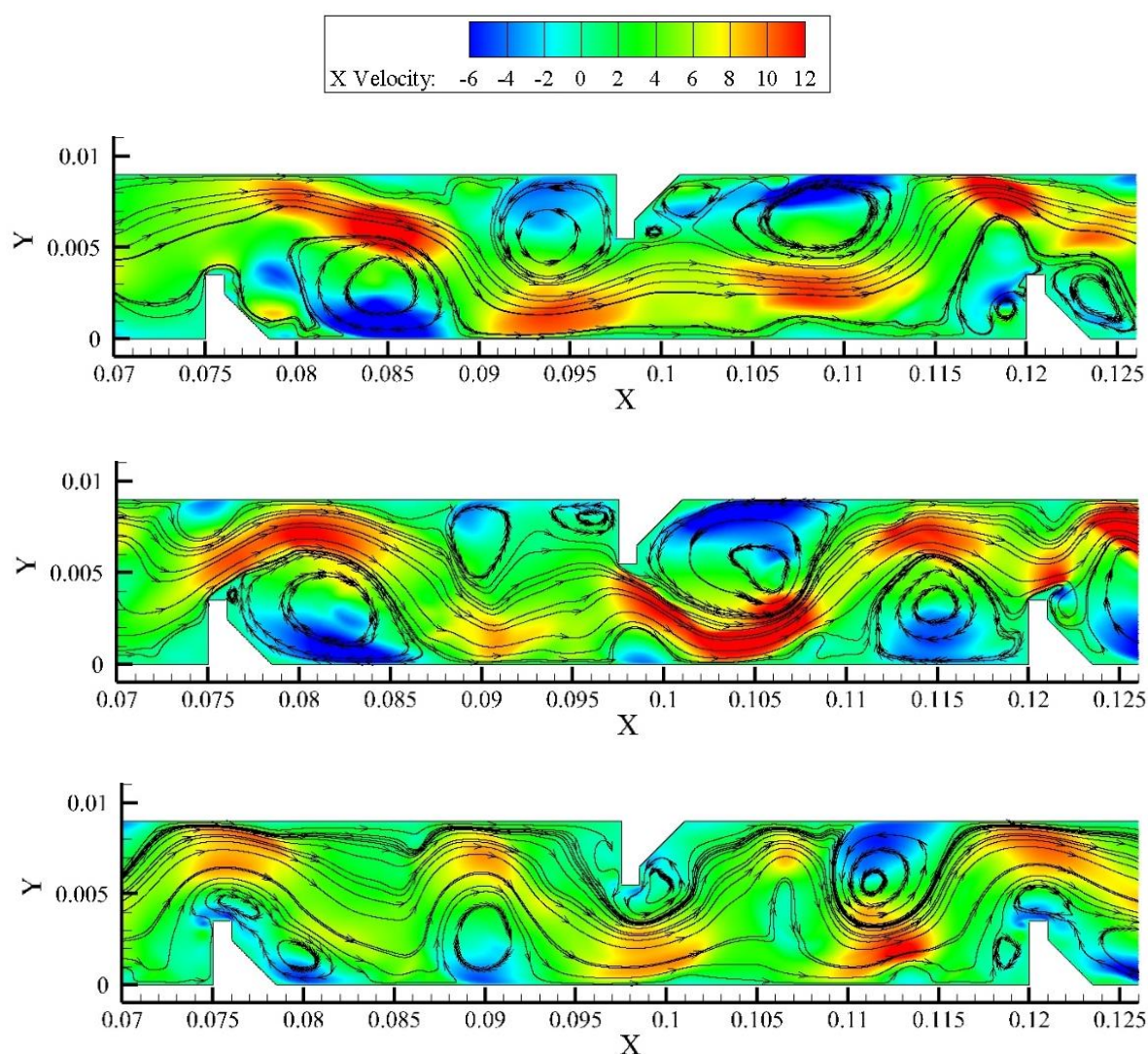
(a) $Time = 0.090$ ، (b) $Time = 0.095$ و (c) $Time = 0.100$ (واحد سرعت متر بر ثانیه است)

همان‌طور که در شکل ۳-۱۲ مشاهده می‌شود در آرایش متناوب نسبت به آرایش متقارن، به دلیل انسداد کمتر، ماکزیمم سرعت مقدار کمتری دارد. همچنین به دلیل نوع آرایش، جریان برگشتی و گردابه‌های کم‌تری نیز ایجاد شده است.

در شکل ۳-۱۳ و ۳-۱۴ به ترتیب خطوط جریان و خطوط هم‌تراز سرعت در آرایش متناوب و عدد رینولدز ۳۲۵۰ به نمایش درآمده است.



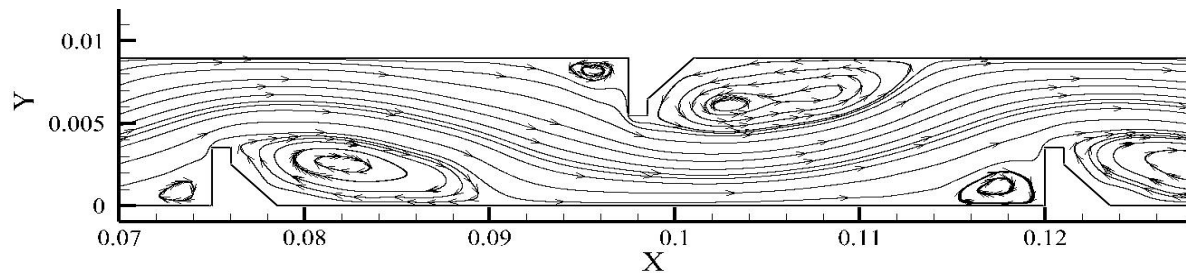
شکل ۳-۱۳ خطوط جریان برای آرایش متناوب و $Re=3250$



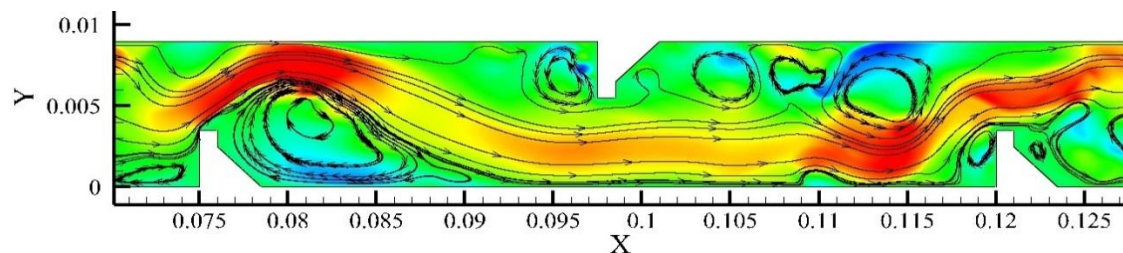
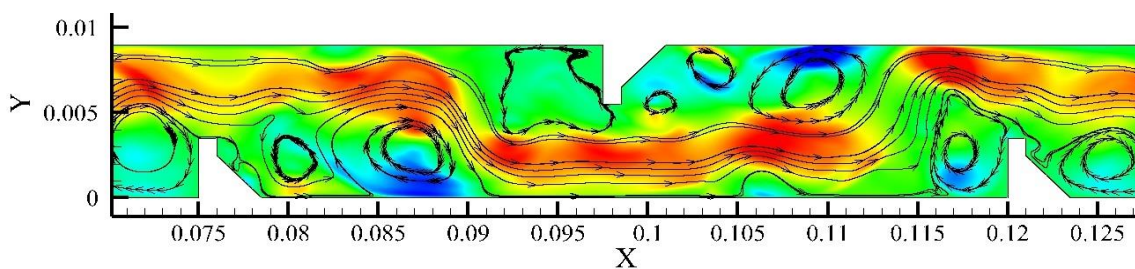
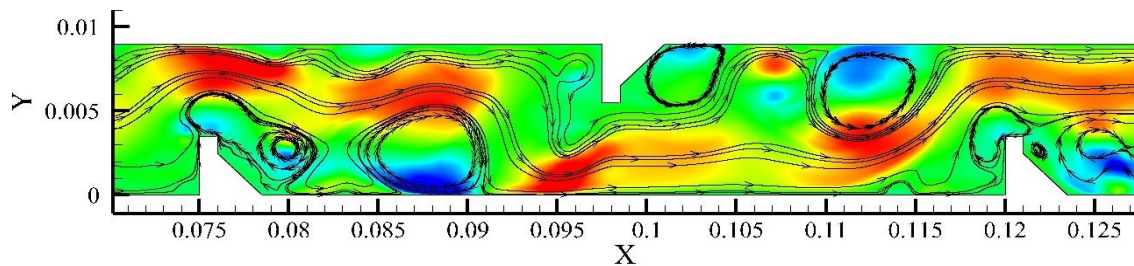
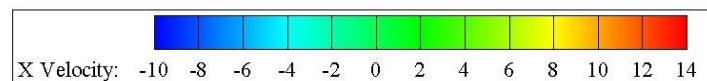
شکل ۳-۱۴ خطوط جریان و تغییرات سرعت در آرایش متناوب و برای $Re=3250$ ، به ترتیب از بالا به سمت پایین

(a) Time= 0.095، (b) Time= 0.100 و (c) Time= 0.105 (واحد سرعت متر بر ثانیه است)

همان‌طور که در شکل ۳-۱۴ مشاهده می‌شود افزایش عدد رینولدز، آشفتگی جریان و تشکیل گردابه‌ها را افزایش می‌دهد به‌طوری‌که در مقایسه با عدد رینولدز ۲۰۰۰، جریان برگشتی بیشتری مشاهده می‌شود. شکل ۳-۱۵ و ۳-۱۶ به ترتیب خطوط جریان و خطوط هم‌تراز سرعت را برای آرایش متناوب و عدد رینولدز ۴۳۰۰ نشان می‌دهد.



شکل ۳-۱۵ خطوط جریان برای آرایش متناوب و $Re=4300$

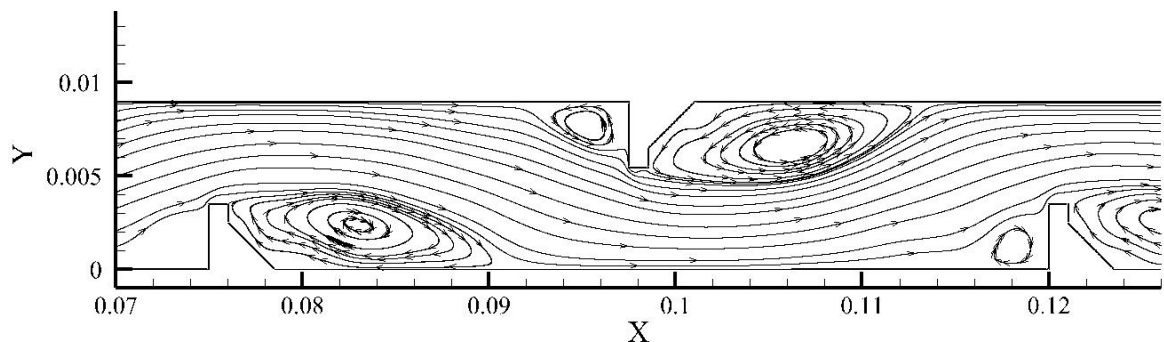


شکل ۳-۱۶ خطوط جریان و تغییرات سرعت در آرایش متناوب و برای $Re=4300$ ، به ترتیب از بالا به سمت پایین

(a) $Time=0.050$ ، (b) $Time=0.055$ و (c) $Time=0.060$ (واحد سرعت متر بر ثانیه است)

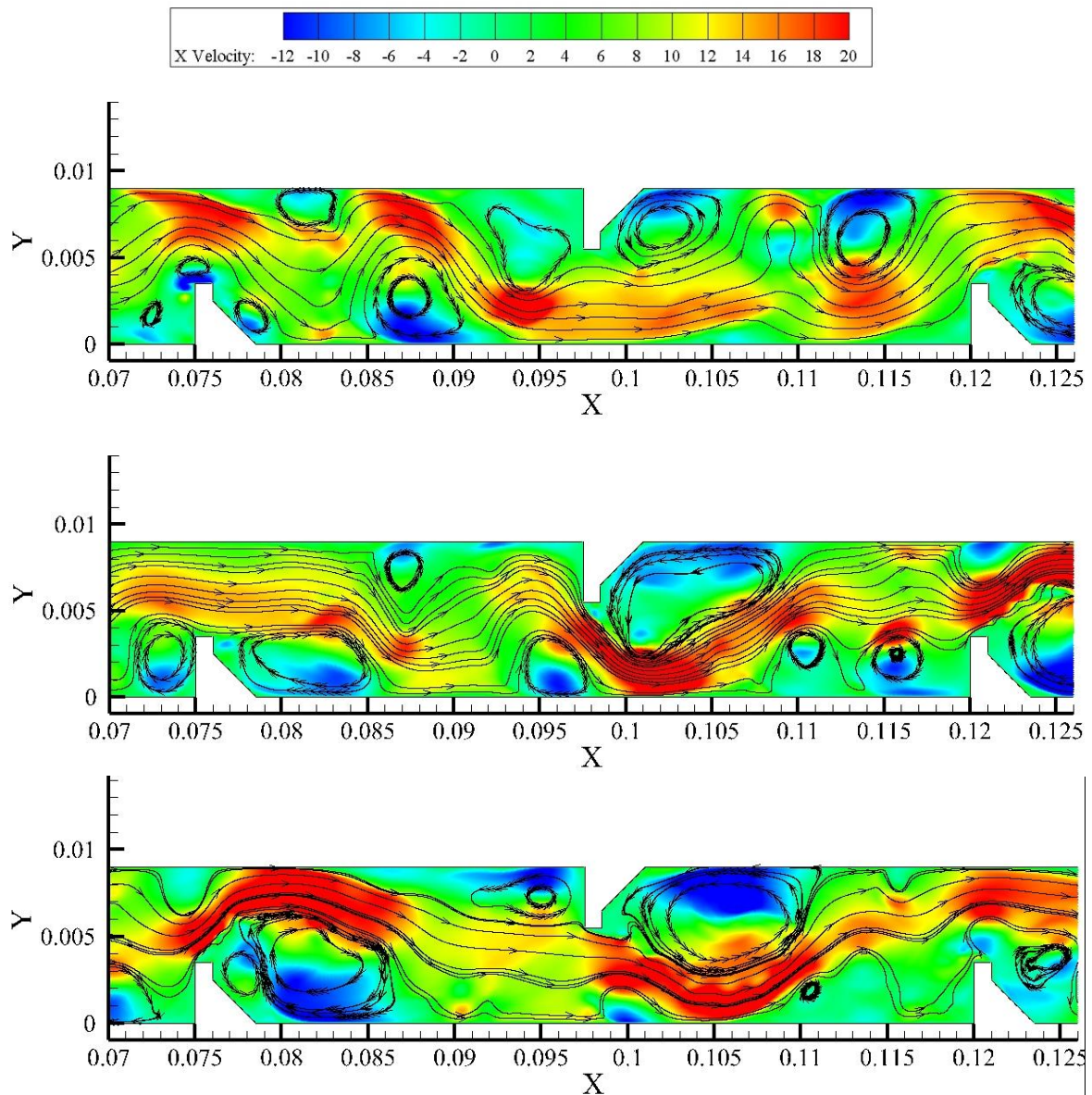
در آرایش متناوب به دلیل شکل انسداد عبور جریان ساده‌تر است و گردابه‌ها شکل منظم‌تری دارند. تشکیل گردابه روی سطح دندانه چکمه‌ای شکل به افزایش اختلاط جریان کمک می‌کند.

و در آخر شکل ۱۷-۳ و ۱۸-۳ به ترتیب خطوط جریان و خطوط هم‌تراز سرعت را برای آرایش متناوب و عدد رینولدز ۶۵۰۰ نشان می‌دهد.



شکل ۱۷-۳ خطوط جریان برای آرایش متناوب و $Re=6500$

در شکل ۱۷-۳ گردابه‌ها و ناحیه چرخشی که در قسمت بالادست و پایین‌دست دندانه چکمه‌ای شکل ایجاد شده است، قابل مشاهده می‌باشد. برای مشاهده خطوط جریان از متوسط‌گیری زمانی استفاده شده است.



شکل ۳-۱۸ خطوط جریان و تغییرات سرعت در آرایش متناوب و برای $Re=6500$ ، به ترتیب از بالا به سمت پایین

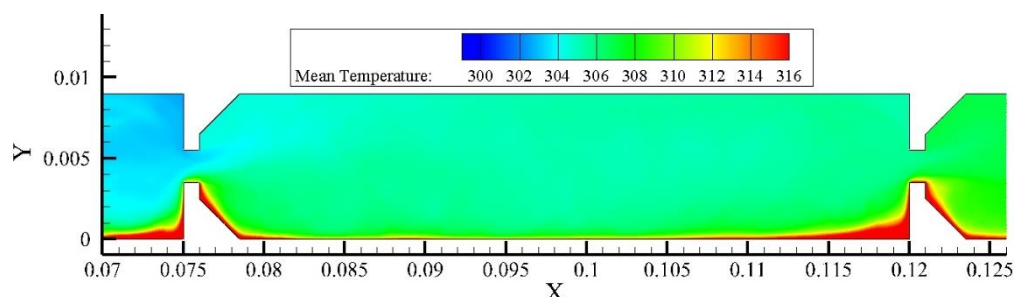
(a) $Time=0.060$ ، (b) $Time=0.065$ و (c) $Time=0.070$ (واحد سرعت متر بر ثانیه است)

در آرایش متناوب به دلیل شکل انسدادی که دندانه چکمه‌ای شکل ایجاد می‌کند عبور جریان ساده‌تر است و آشفتگی جریان در بالادست و پایین‌دست دندانه نسبت به آرایش متقارن کم‌تر است. به دلیل تفاوت روش LES با روش RANS امکان مشاهده نمودارهای شدت گردابه و انرژی جنبشی توربولانس از طریق نرم‌افزار وجود ندارد اما شکل تغییرات موقعیت گردابه‌ها در اعداد رینولدز متفاوت و در زمان‌های متفاوت قابل‌دسترسی است. خطوط جریان در آرایش متناوب شکل منظم‌تری دارند و ناحیه چرخشی ایجادشده در پایین‌دست دندانه چکمه‌ای شکل را به‌وضوح نشان می‌دهد. ناحیه چرخشی پایین‌دست دندانه چکمه‌ای شکل

در مقایسه با ناحیه چرخشی پایین‌دست دندانه ساده اندازه بزرگ‌تری دارد.

۳-۲ میدان دما

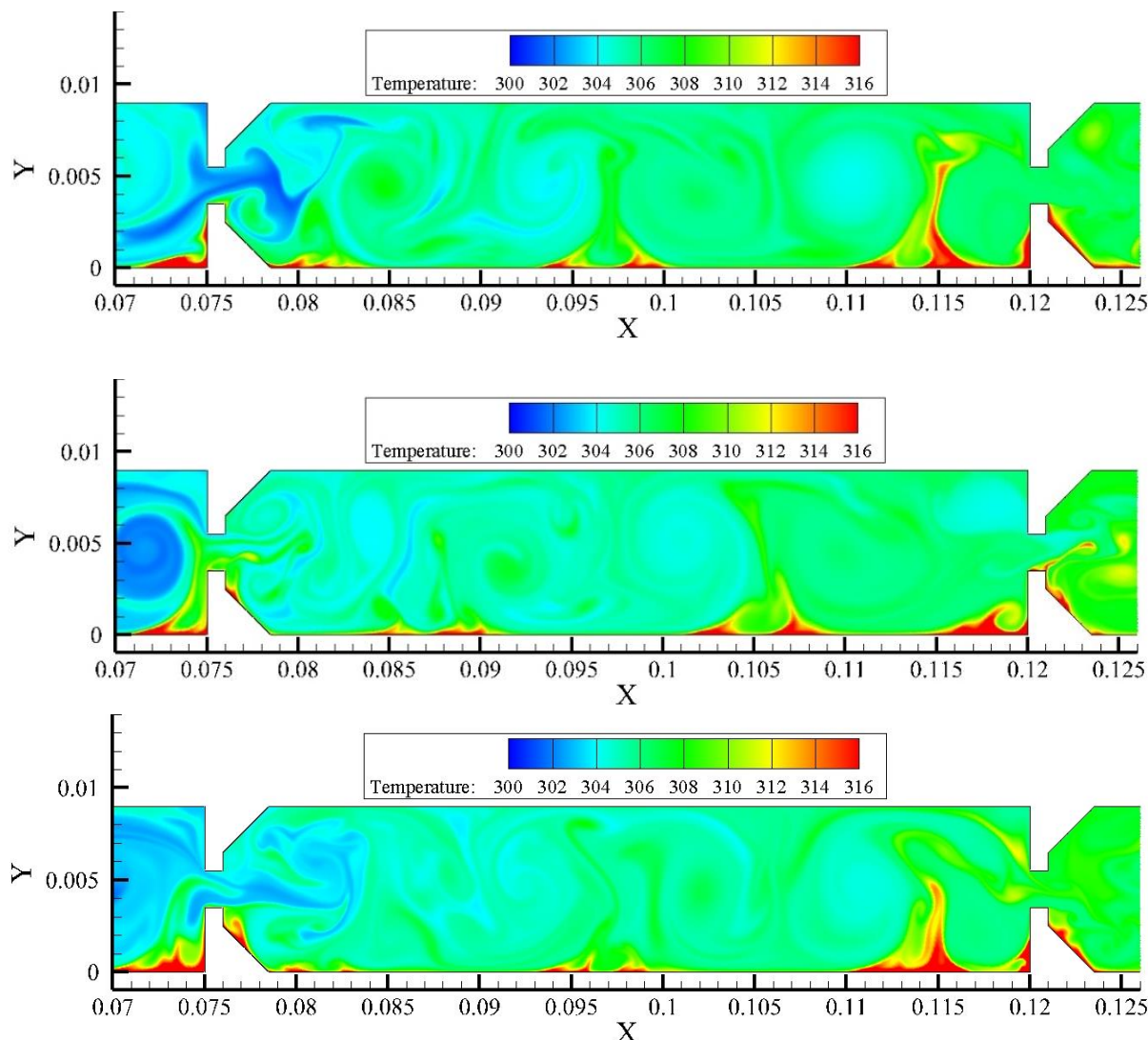
پس از مشاهده و مطالعه خطوط جریان و خطوط هم‌تراز سرعت، انتقال دما از سطح داغ پره توربین به سیال خنک‌کننده بسیار حائز اهمیت است. افزایش اختلاط منجر به توزیع بیشتر دما در سیال می‌شود. در شکل ۱۹-۳ دمای سیال خنک‌کننده در کانال خنک‌کاری و در آرایش متقارن دندانه‌ها نشان داده شده است. عدد رینولدز در شکل زیر برابر با ۲۰۰۰ است. جهت مقایسه میزان افزایش دما، تمام تصاویر از قسمت بین دندانه دوم و سوم در کانال انتخاب شده است.



شکل ۱۹-۳ متوسط زمانی خطوط هم‌تراز توزیع دما در کانال خنک‌کاری با آرایش متقارن و $Re=2000$ (واحد دما کلون است)

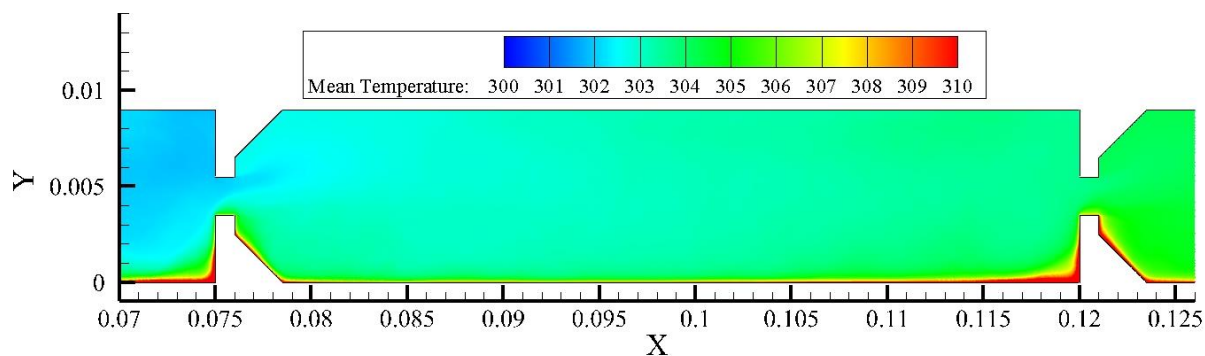
شکل ۱۹-۳ متوسط زمانی دمای سیال در طول حل را برای آرایش متقارن دندانه‌ها و در عدد رینولدز ۲۰۰۰ نشان می‌دهد. به علت وجود شار حرارتی ثابت در قسمت کف کانال، ناحیه دمابالا در قسمت کف کانال رخ می‌دهد. همچنین مشاهده می‌شود که به علت وجود گردابه‌ها در قسمت بالادست و پایین‌دست دندانه، قسمت دمابالا در این ناحیه پدیدار می‌شود.

علاوه بر متوسط زمانی دمای سیال، خطوط هم‌تراز لحظه‌ای دمای سیال نیز قابل توجه است. در شکل ۲۰-۳ دمای سیال در بازه‌های زمانی با اختلاف ۰/۰۰۵ ثانیه نشان داده شده است.



شکل ۳-۲۰ خطوط هم‌تراز دما لحظه‌ای در آرایش متقارن و برای $Re=2000$ ، به ترتیب از بالا به سمت پایین

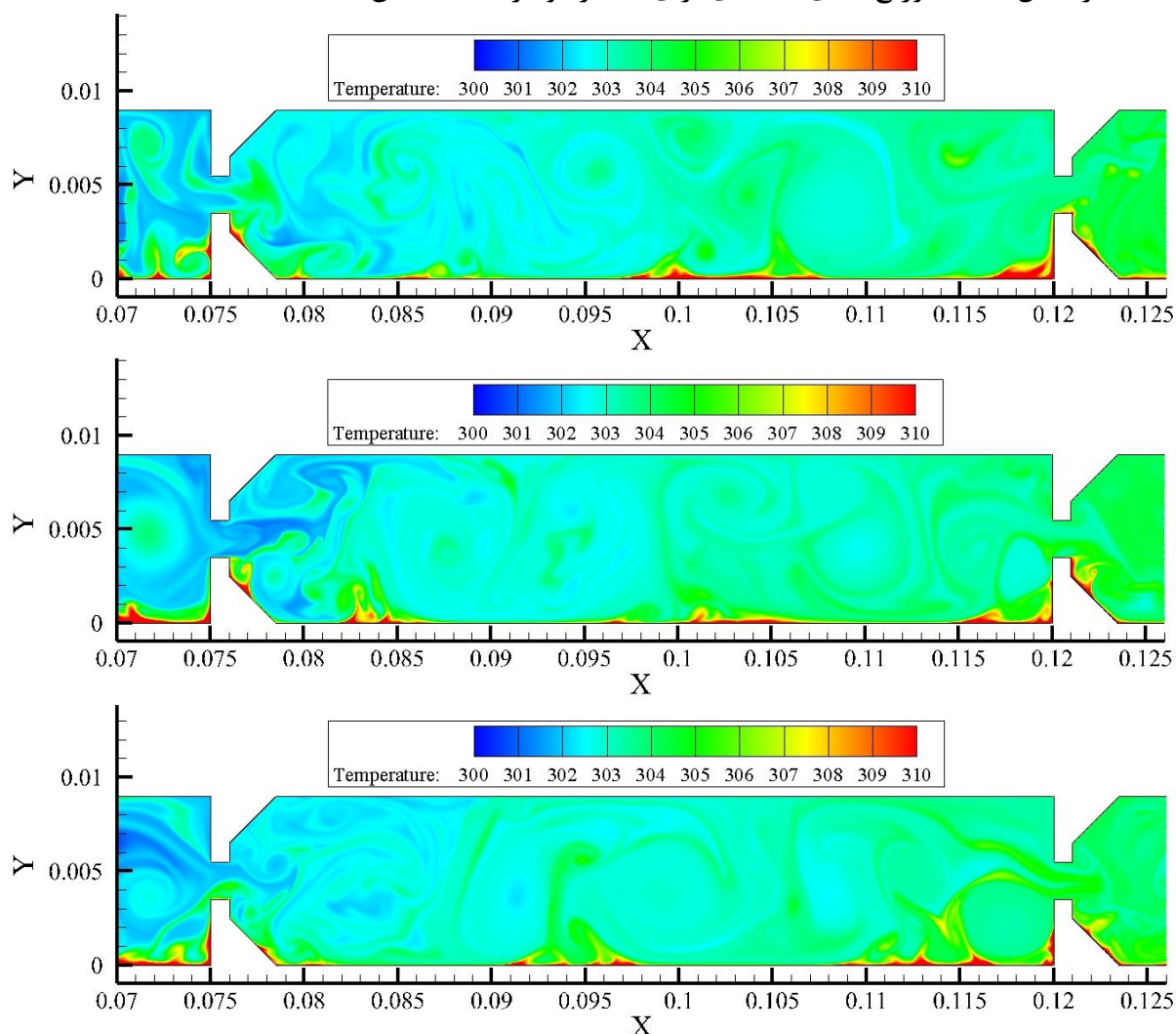
(a) $Time = 0.025$ ، (b) $Time = 0.030$ و (c) $Time = 0.035$ (واحد دما کلین است)



شکل ۳-۲۱ متوسط زمانی خطوط هم‌تراز توزیع دما در کانال خنک‌کاری با آرایش متقارن و $Re=3250$ (واحد دما کلین است)

در شکل ۳-۲۱ متوسط زمانی خطوط هم‌تراز توزیع دما در آرایش متقارن و عدد رینولدز ۳۲۵۰ به نمایش درآمده است. با افزایش عدد رینولدز دما در ناحیه موردبررسی کاهش می‌یابد اما سرعت انتقال دما به‌واسطه افزایش سرعت گردابه‌ها بیشتر می‌شود. خطوط هم‌تراز توزیع دما نشان می‌دهد که در بین دندانه دوم و سوم حداکثر دما از ۳۱۰ درجه بیشتر تجاوز نمی‌کند و در مجموع میانگین دما در این ناحیه در حدود ۳۰۶ کلوین است.

در شکل ۳-۲۱ توزیع دمایی لحظه‌ای برای عدد رینولدز ۳۲۵۰ نشان داده شده است.

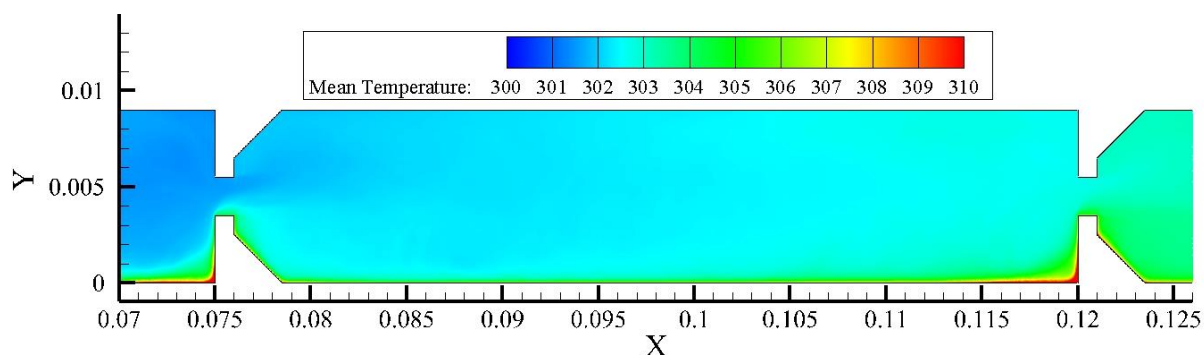


شکل ۳-۲۲ خطوط هم‌تراز دما لحظه‌ای در آرایش متقارن و برای $Re=3250$ ، به ترتیب از بالا به سمت پایین

(a) $Time=0.065$ ، (b) $Time=0.070$ و (c) $Time=0.075$ (واحد سرعت متر بر ثانیه است)

شکل ۳-۲۲ خطوط هم‌تراز تغییرات دمای لحظه‌ای را برای ۳ گام زمانی نشان داده است. با توجه به تشکیل و انتقال گردابه‌ها-پروپیل دما طی زمان تغییرات دارد. شکل ۳-۲۲ نشان می‌دهد که در آرایش متقارن انتقال حرارت افزایش یافته و ناحیه‌ای که دمایی بین ۳۰۰ تا ۳۰۲ کلوین باشد بسیار کم است.

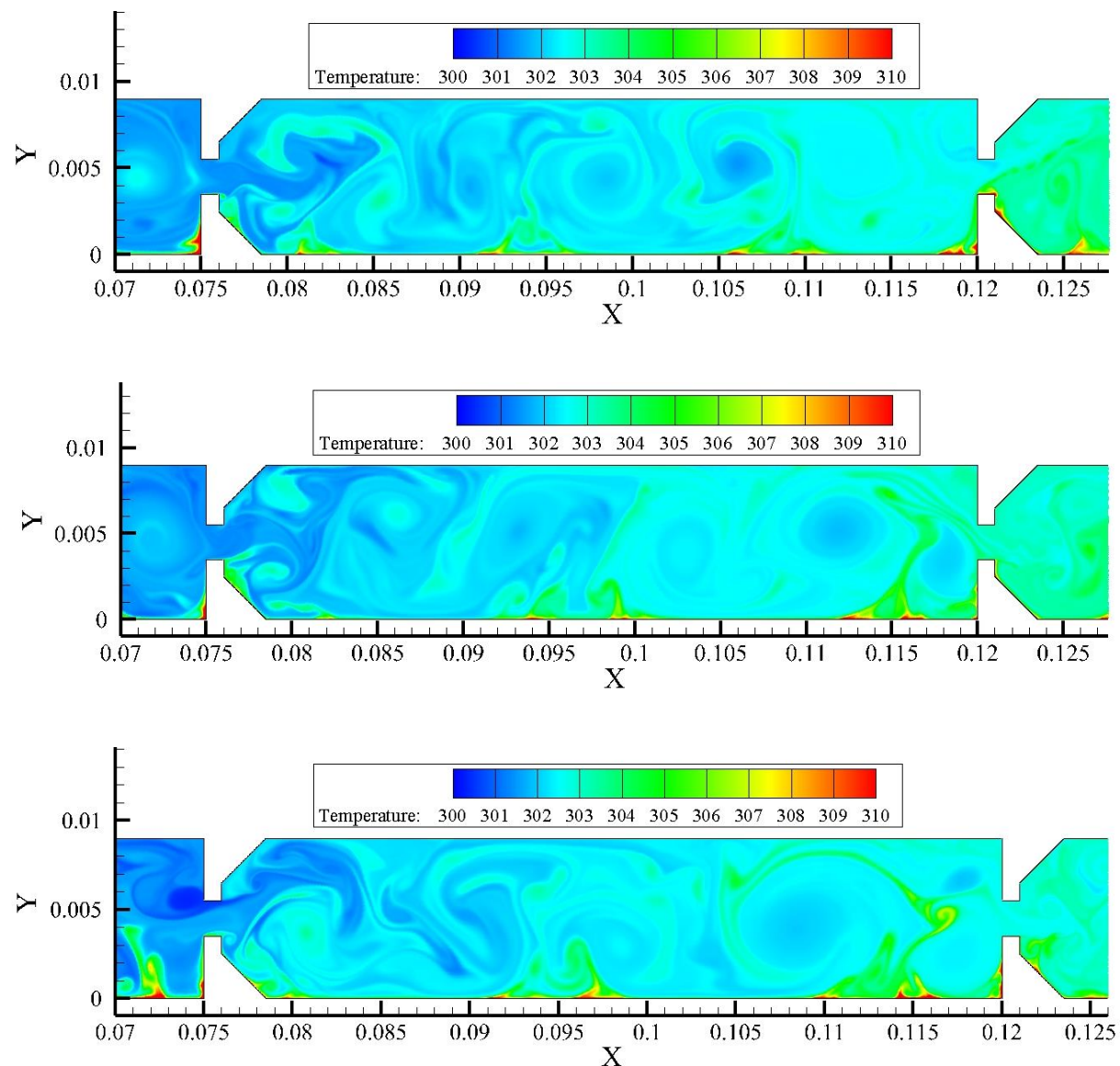
در شکل ۳-۲۳ در صفحه متوسط زمانی خطوط هم‌تراز دما برای عدد رینولدز ۴۳۰۰ را نشان داده شده است.



شکل ۳-۲۳ خطوط هم‌تراز توزیع دما در کانال خنک‌کاری با آرایش متقارن و $Re=4300$ (واحد دما کلوین است)

در هر سه شکل فوق ناحیه اطراف دندانه‌ها بیشترین دما را دارا می‌باشد. با افزایش عدد رینولدز و سرعت جریان، نواحی قرمز رنگ در خطوط هم‌تراز دما کوچک می‌شوند. ناحیه با بیشترین دما در بالادست دندانه رخ می‌دهد. در مجموع در آرایش متقارن، اکثر نواحی، دمای نزدیک به هم دارند و توزیع دما در این آرایش به نحو مناسبی صورت می‌گیرد. برای عدد رینولدز ۴۳۰۰ حدود دما برای ناحیه بین دندانه دوم و سوم ۳۰۲ تا ۳۰۳ کلوین است.

در صفحه بعد و در شکل ۳-۲۴ خطوط هم‌تراز دمای لحظه‌ای برای آرایش متقارن و عدد رینولدز ۴۳۰۰ نشان داده شده است.

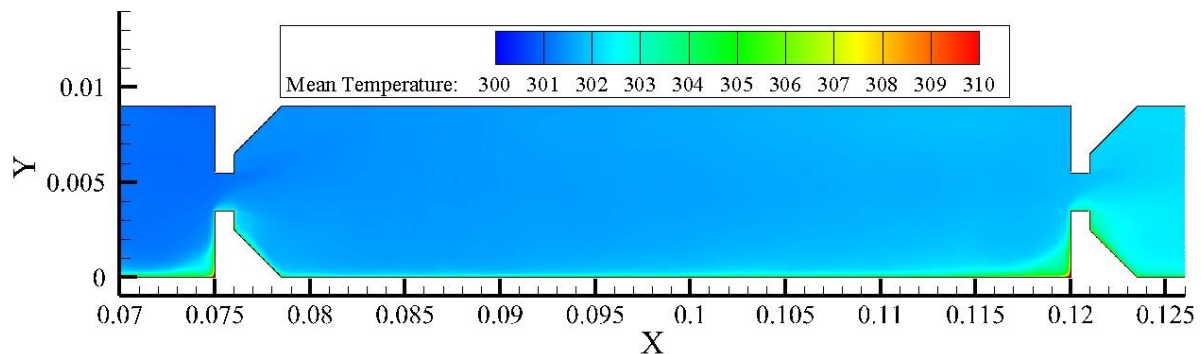


شکل ۳-۲۴ خطوط هم‌تراز دما لحظه‌ای در آرایش متقارن و برای $Re=4300$ ، به ترتیب از بالا به سمت پایین نمونه

(a) Time= 0.045، (b) Time= 0.050 و (c) Time= 0.055 (واحد دما کلون است)

همان‌طور که در شکل ۳-۲۴ مشاهده می‌شود در ناحیه پایین‌دست دندانه، اختلاط زیاد جریان موجب انتقال حرارت قابل‌توجهی شده است. افزایش عدد رینولدز و سرعت جریان موجب کاهش دمای میانگین در محدوده دندانه دوم و سوم شده است. همان‌طور که در قسمت‌های قبل بیان شد با افزایش عدد رینولدز شدت آشفتگی جریان افزایش می‌یابد. افزایش آشفتگی موجب افزایش اختلاط جریان شده و در انتقال حرارت تأثیر مثبت دارد.

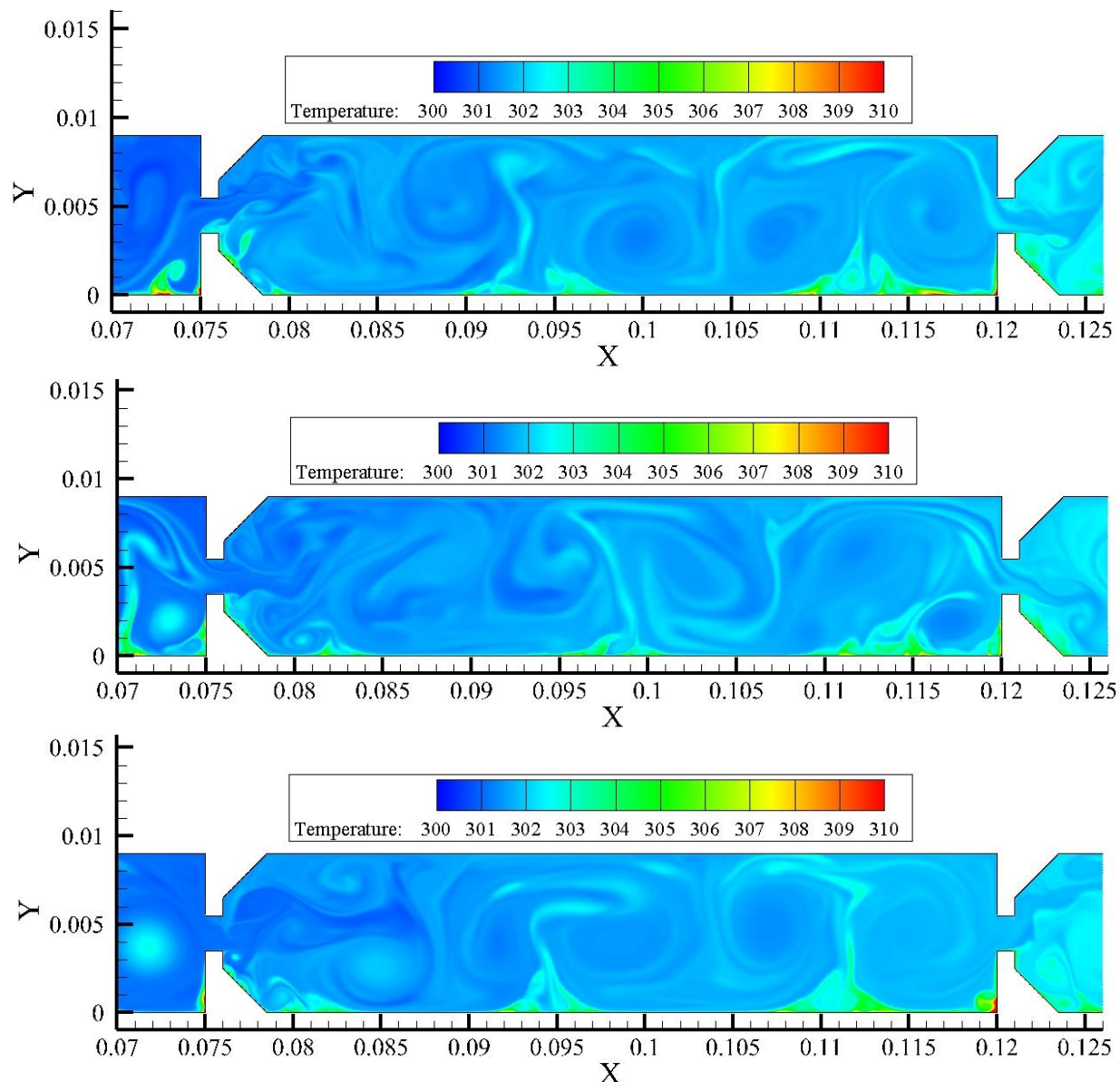
در شکل ۳-۲۵ متوسط زمانی خطوط هم‌تراز دما برای عدد رینولدز ۶۵۰۰ و آرایش متقارن نشان داده شده است.



شکل ۳-۲۵ خطوط هم‌تراز توزیع دما در کانال خنک‌کاری با آرایش متقارن و $Re=6500$ (واحد دما کلوین است)

همان‌طور که در شکل ۳-۲۵ مشاهده می‌شود با افزایش عدد رینولدز و رسیدن آن به عدد ۶۵۰۰ متوسط زمانی دما در فاصله بین دندانه دوم و سوم کاهش می‌یابد به‌طوری‌که حدود دما بین ۳۰۱ تا ۳۰۲ کلوین است. در این حالت حتی نواحی بسیار نزدیک به دیواره پایینی کانال که دارای شار حرارتی است نیز از دمای حدود ۳۰۶ درجه عبور نمی‌کنند.

در شکل ۳-۲۶ که در صفحه بعد مشاهده می‌شود، دمای لحظه‌ای سیال در فاصله بین دندانه دوم و سوم برای عدد رینولدز ۶۵۰۰ و آرایش متقارن نشان داده شده است.



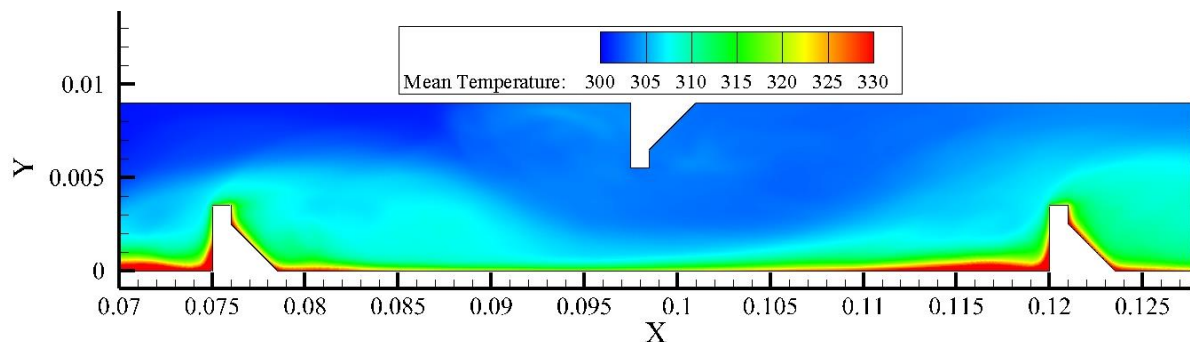
شکل ۳-۲۶ خطوط هم‌تراز دما لحظه‌ای در آرایش متقارن و برای $Re=6500$ به ترتیب از بالا به سمت پایین

(a) $Time=0.050$ ، (b) $Time=0.055$ و (c) $Time=0.060$ (واحد دما کلون است)

در شکل ۳-۲۶ مشاهده می‌شود که با افزایش عدد رینولدز به ۶۵۰۰، گردابه‌هایی که در بالادست و پایین‌دست دندانه تشکیل شده است نقش اصلی را در انتقال حرارت ایفا می‌کنند. در شکل فوق پروفیل دمای لحظه‌ای که در فاصله بین دندانه دوم و سوم تشکیل شده به وضوح قابل مشاهده است. در ناحیه پایین‌دست دندانه ناحیه چرخشی ایجاد می‌شود که به افزایش انتقال حرارت کمک می‌کند.

پس از نشان دادن توزیع دما بین دندانه‌های دوم و سوم در آرایش متقارن، در این بخش توزیع دما در آرایش متناوب نشان داده می‌شود. در شکل ۳-۲۷ توزیع دما در آرایش متناوب و در عدد رینولدز ۲۰۰۰

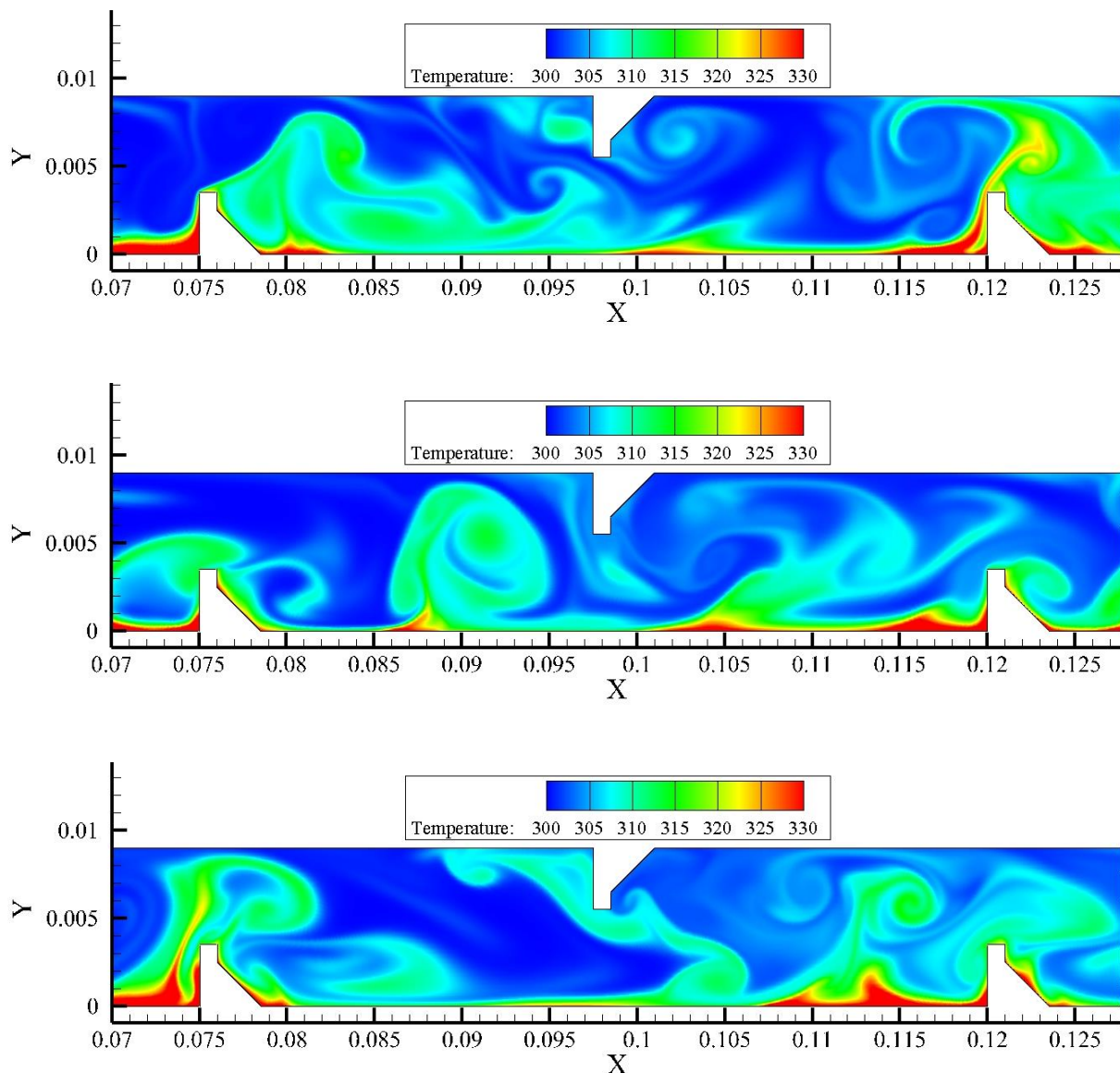
نشان داده شده است. محدوده نشان داده شده بین دندان دوم و سوم در ردیف پایین کانال می باشد.



شکل ۳-۲۷ خطوط هم‌تراز متوسط زمانی توزیع دما در کانال خنک‌کاری با آرایش متناوب و $Re=2000$ (واحد دما کلوین است)

در شکل ۳-۲۷ برای نشان دادن خطوط هم‌تراز دما از متوسط زمانی استفاده شده است. در آرایش متناوب حداکثر دمای سیال نسبت به آرایش متقارن بیشتر است اما به دلیل اینکه اختلاط جریان کمتر است ناحیه با دمای پایین حدود ۳۰۰ درجه نیز مشاهده می‌گردد. همان‌طور که در شکل فوق قابل مشاهده است در نواحی بالادست دندانها حداکثر دمای سیال به عدد ۳۳۰ کلوین نیز می‌رسد که در مقایسه با حداکثر دما در آرایش متقارن مقدار بیشتری است.

در شکل ۳-۲۸ و در صفحه بعد خطوط هم‌تراز دمای لحظه‌ای سیال برای آرایش متناوب و عدد رینولدز ۲۰۰۰ نشان داده شده است.

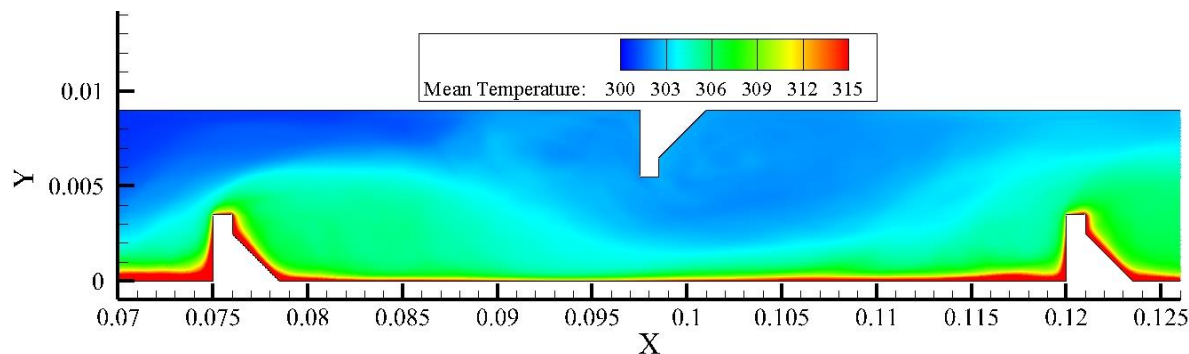


شکل ۲۸-۳ خطوط هم‌تراز دما لحظه‌ای در آرایش متناوب و برای $Re=2000$ ، به ترتیب از بالا به سمت پایین

(a) Time= 0.090، (b) Time= 0.095 و (c) Time= 0.100 (واحد دما کلوین است)

در آرایش متناوب و در مقایسه با آرایش متقارن، ناحیه‌های قرمز رنگ و در مجموع ناحیه دمابالا محدوده بزرگ‌تری دارند اما دمای توده سیال مقدار کمتری است. همان‌طور که در شکل ۲۸-۳ نشان داده شده است گردابه‌های ایجاد شده در بالادست و پایین‌دست دندانه نقش بسیار مهمی در انتقال حرارت و افزایش دمای سیال دارند. در شکل فوق مشخص است که افزایش اختلاط ناشی از دندانه‌ها موجب تشکیل پروفیل دمای لحظه‌ای در ناحیه بین دندانه دوم و سوم شده است.

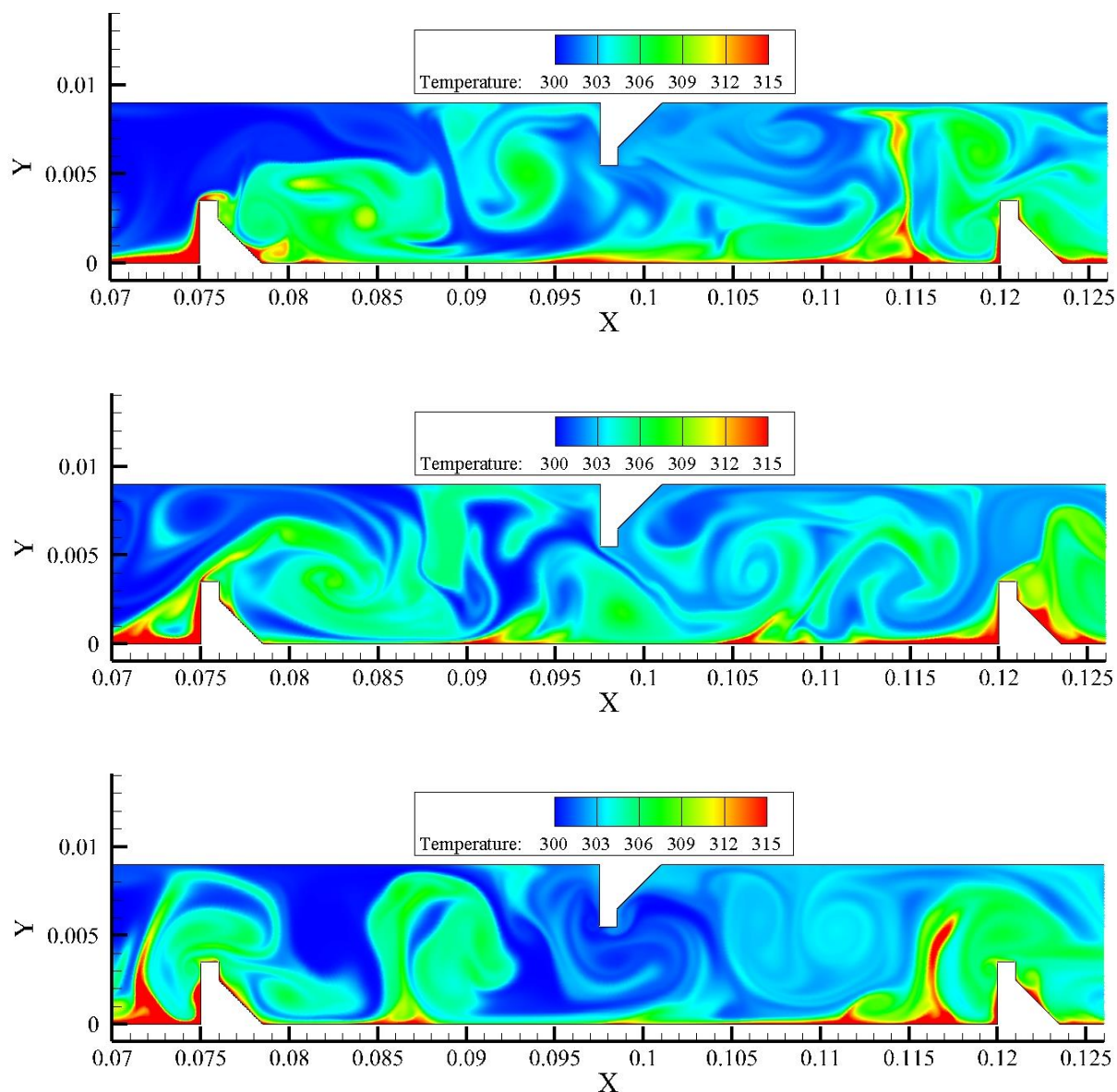
در شکل ۲۹-۳ توزیع دما در آرایش متناوب و در عدد رینولدز ۳۲۵۰ نشان داده شده است.



شکل ۲۹-۳ خطوط هم‌تراز متوسط زمانی توزیع دما در کانال خنک‌کاری با آرایش متناوب و $Re=3250$ (واحد دما کلوین است)

در شکل ۲۹-۳ مشاهده می‌شود حداکثر دمای سیال با افزایش عدد رینولدز کاهش یافته است. مشابه دندانه‌های متقارن ناحیه دمابالا در اطراف دندانه‌های پایینی کانال اتفاق می‌افتد. ناحیه چرخشی پایین دست دندانه نقش بسیار مهمی در انتقال حرارت و اختلاط سیال دارد. همچنین مشاهده می‌شود که بازه‌ی تغییرات دمای سیال بین دندانه دوم و سوم در آرایش متناوب، حدود ۳۰۰ تا ۳۱۵ کلوین است. در ناحیه چرخشی پایین دست دندانه و در اکثر نواحی نزدیک دیواره پایینی دما در حدود ۳۰۵ تا ۳۰۹ کلوین است.

در شکل ۳۰-۳ و در صفحه بعد خطوط هم‌تراز دمای لحظه‌ای سیال برای آرایش متناوب و عدد رینولدز ۳۲۵۰ نشان داده شده است.

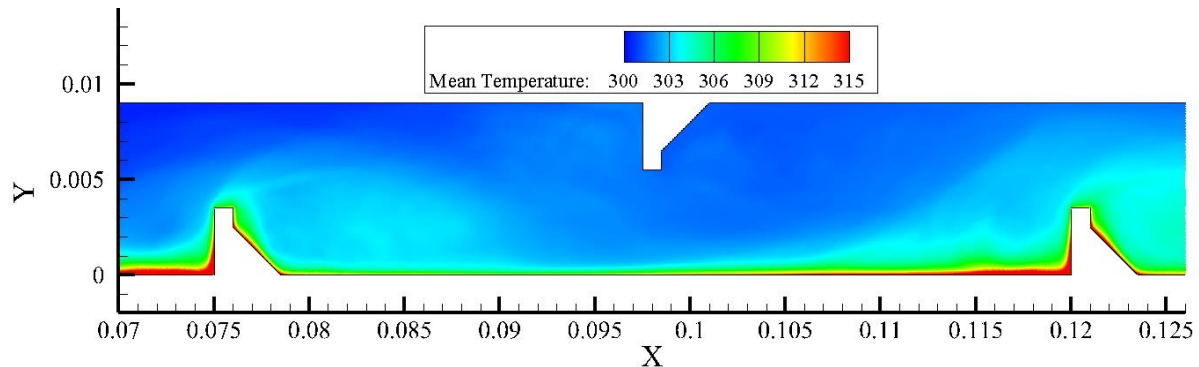


شکل ۳-۳۰ خطوط هم‌تراز دما لحظه‌ای در آرایش متناوب و برای $Re=3250$ ، به ترتیب از بالا به سمت پایین

(a) Time= 0.095, (b) Time= 0.100 و (c) Time= 0.105 (واحد دما کلون است)

همان‌طور که در شکل ۳-۳۰ مشاهده می‌شود در نواحی نزدیک به دندانه‌های بالایی، قسمتی از سیال دارای دمای حدود ۳۰۰ کلون است. درمجموع اختلاط جریان در آرایش متناوب به نسبت آرایش متقارن کمتر است. نواحی بالادست و پایین دست دندانه به علت وجود ناحیه چرخشی انتقال حرارت قابل توجهی دارد.

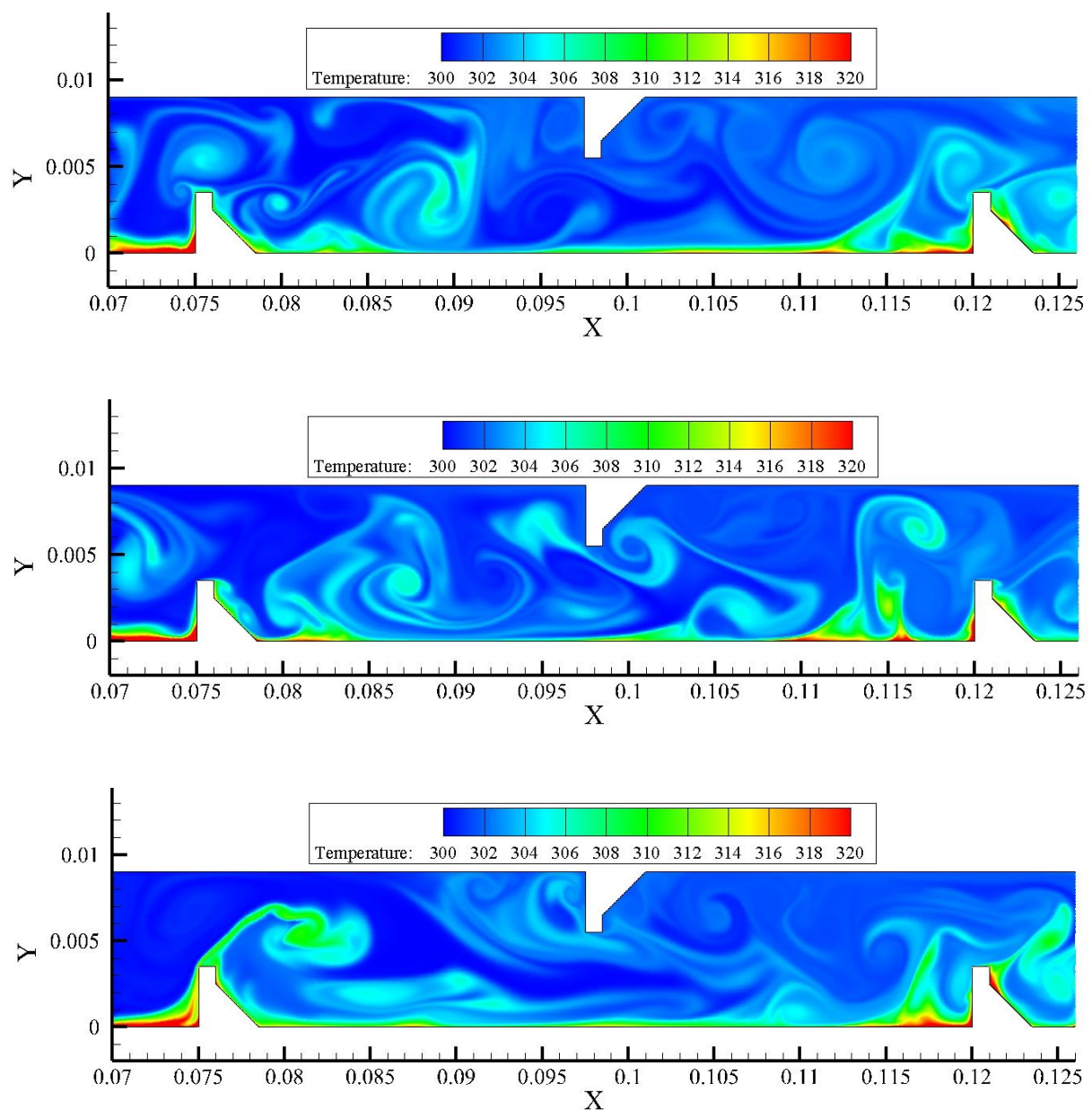
در شکل ۳-۳۱ توزیع دما در آرایش متناوب و در عدد رینولدز ۴۳۰۰ نشان داده شده است.



شکل ۳-۳۱ خطوط هم‌تراز متوسط زمانی توزیع دما در کانال خنک‌کاری با آرایش متناوب و $Re=4300$ (واحد دما کلوین است)

در شکل ۳-۳۱ مشاهده می‌شود که حداکثر دما در ناحیه بالادست و پایین‌دست دندانه اتفاق می‌افتد. ناحیه چرخشی پشت دندانه موجب افزایش انتقال حرارت می‌شود. در مجموع تغییرات دمای سیال بین دندانه دوم و سوم حدوداً بین ۳۰۰ تا ۳۱۵ کلوین است. نواحی نزدیک به دندانه‌های پایینی دمای حدود ۳۰۴ کلوین دارند که در مقایسه با اعداد رینولدز پایین‌تر، کم‌تر است.

در شکل ۳-۳۲ و در صفحه بعد خطوط هم‌تراز دمای لحظه‌ای برای آرایش متناوب و عدد رینولدز ۴۳۰۰ نشان داده شده است.

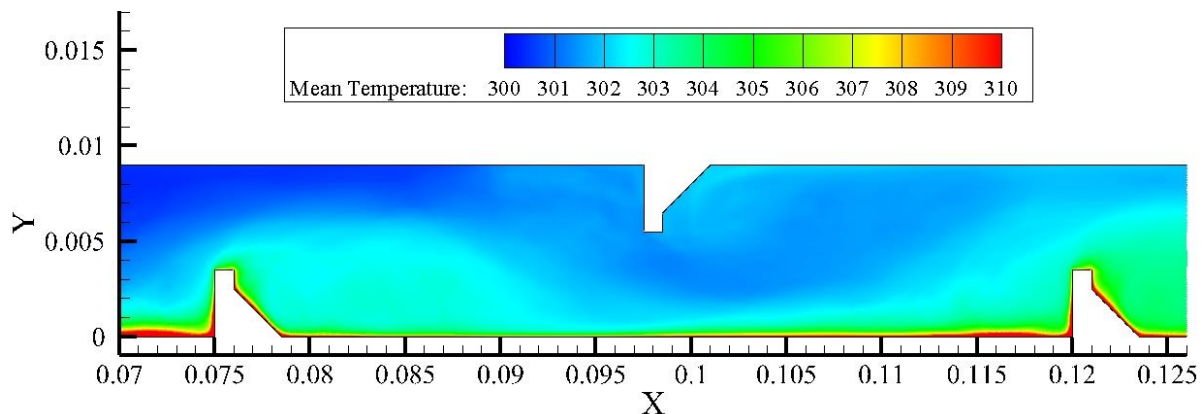


شکل ۳-۳ خطوط هم‌تراز دما لحظه‌ای در آرایش متناوب و برای $Re=4300$ ، به ترتیب از بالا به سمت پایین

(a) $Time=0.050$ ، (b) $Time=0.055$ و (c) $Time=0.060$ (واحد دما کلین است)

گردابه‌هایی که در نزدیکی دیواره پایینی کانال ایجاد می‌شوند نقش مهمی در انتقال حرارت و افزایش دمای سیال خنک‌کننده دارند. به دلیل عدم وجود شار حرارتی روی دیواره بالایی و نوع آرایش که متناوب است در همه‌ی اشکال مربوط به این آرایش ناحیه با دمای ۳۰۰ کلین نیز مشاهده می‌شود.

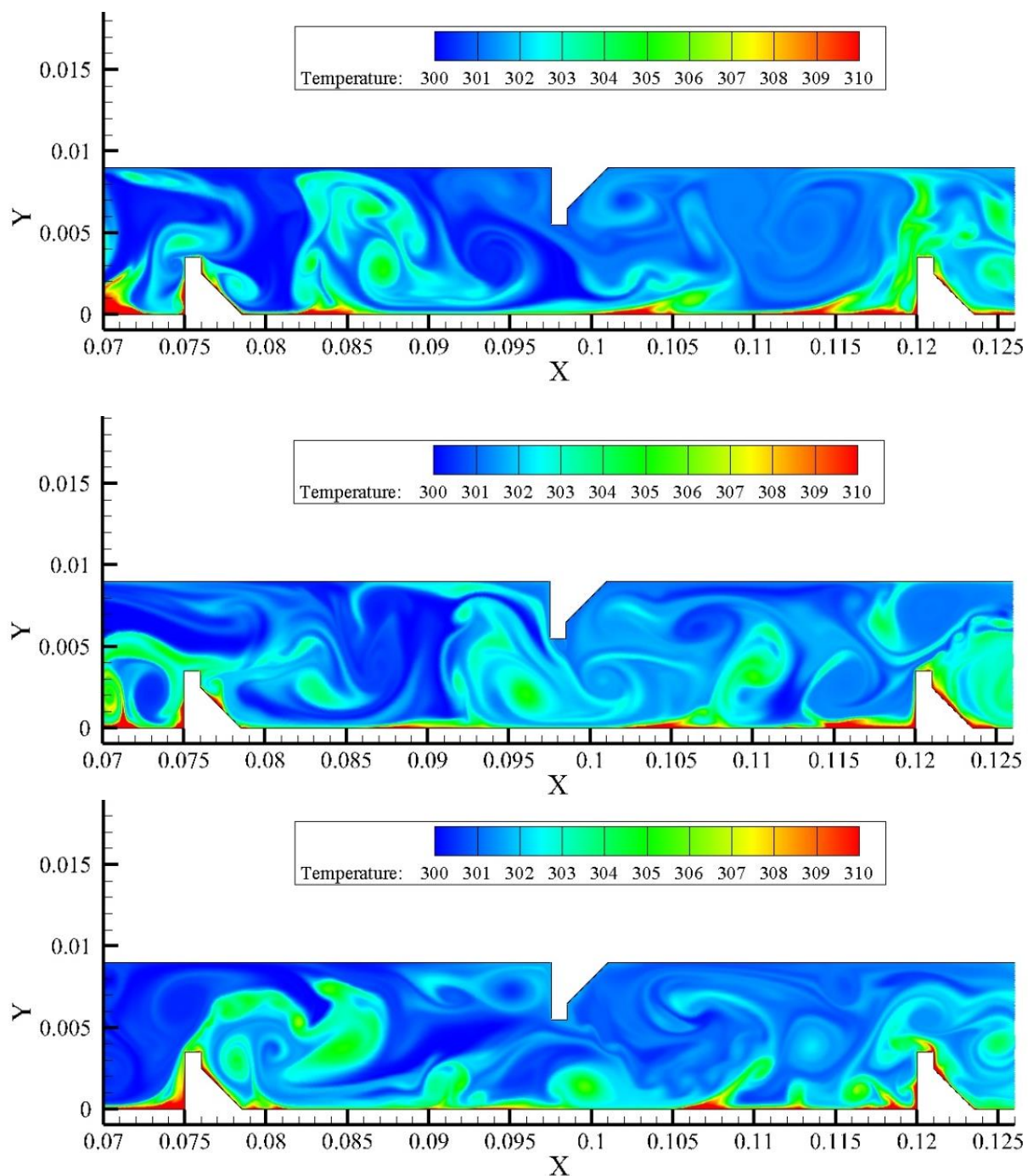
در شکل ۳-۳۳ متوسط زمانی خطوط هم‌تراز دما برای آرایش متناوب و عدد رینولدز ۶۵۰۰ نشان داده شده است.



شکل ۳-۳۳ خطوط هم‌تراز متوسط زمانی توزیع دما در کانال خنک‌کاری با آرایش متناوب و $Re=6500$ (واحد دما کلوین است)

همان‌طور که در شکل ۳-۳۳ قابل مشاهده است، با افزایش عدد رینولدز حداکثر دمای سیال کاهش می‌یابد اما به دلیل تشابه ناحیه چرخشی بالادست و پایین‌دست جریان برای اعداد رینولدز مختلف خطوط هم‌تراز دما در اعداد رینولدز مختلف شکل کلی یکسان دارد. تفاوت برای اعداد رینولدز مختلف و در حالت متوسط-گیری زمانی بیشتر در مقادیر تغییرات دما است. در شکل فوق ناحیه اطراف دندانه‌های پایینی دمایی در حدود ۳۰۲ تا ۳۰۳ کلوین دارد. ناحیه چرخشی بزرگی که در پایین‌دست دندانه ایجاد می‌شود در پروفیل دمای متوسط کاملاً مشخص است.

در شکل ۳-۳۴ و در صفحه بعد خطوط هم‌تراز دمای لحظه‌ای برای آرایش متناوب و عدد رینولدز ۶۵۰۰ نشان داده شده است.



شکل ۳-۳۴ خطوط هم‌تراز دما لحظه‌ای در آرایش متناوب و برای $Re=6500$ ، به ترتیب از بالا به سمت پایین

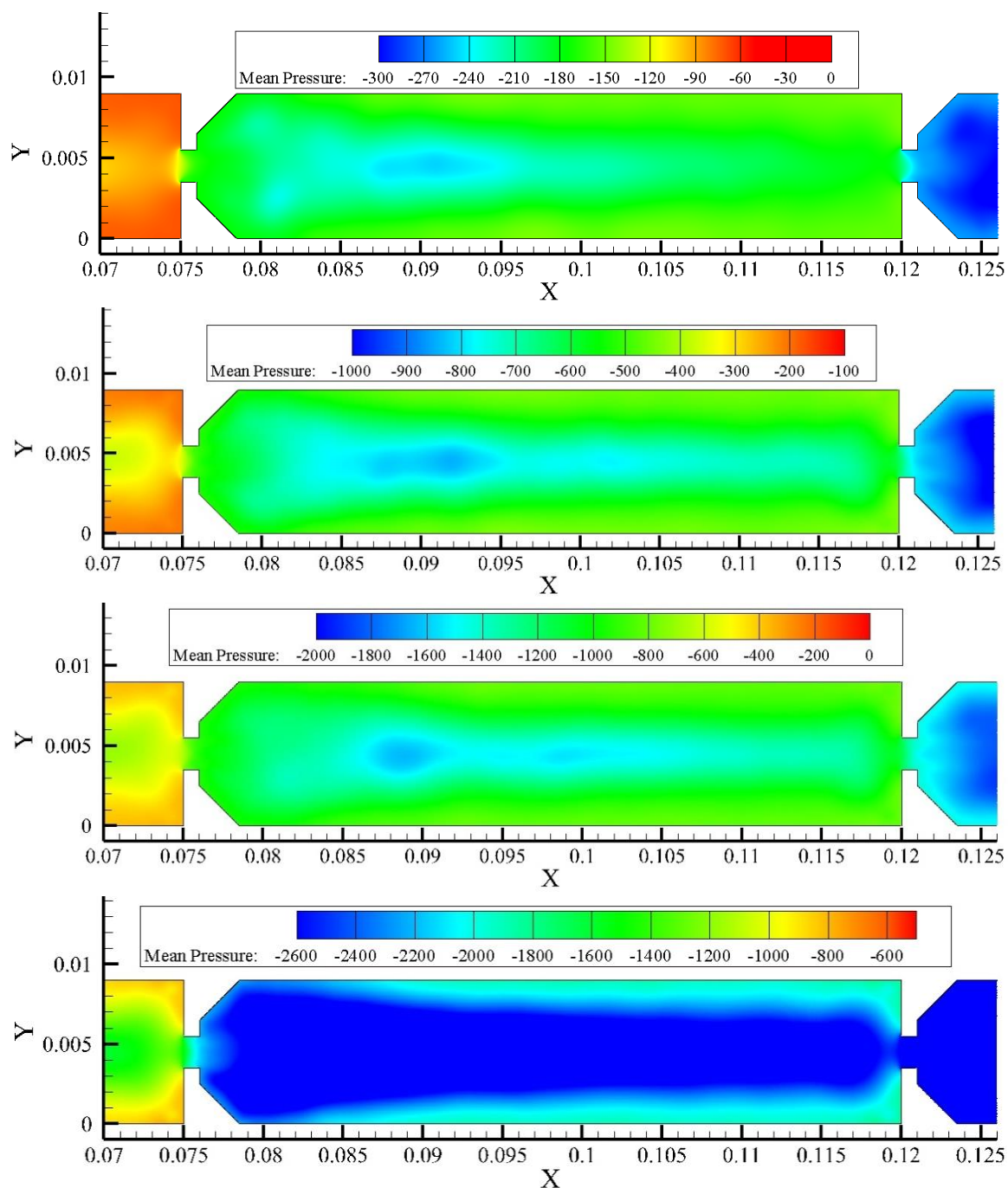
(a) Time= 0.060، (b) Time= 0.065 و (c) Time= 0.070 (واحد دما کلین است)

در شکل ۳-۳۴ مشاهده می‌شود که با افزایش عدد رینولدز و به تبع آن افزایش آشفتگی جریان، انتقال حرارت بهبود یافته و نواحی دارای دمای حدود ۳۰۰ کلین محدود شده است. در ناحیه پایین دست دندانه چکمه‌ای شکل، به دلیل وجود گردابه و ناحیه چرخشی انتقال حرارت قابل توجه است.

۳-۳-۳ میدان فشار

ایجاد موانع در مسیر کانال جهت افزایش آشفته‌گی و به تبع آن افزایش انتقال حرارت سیال موجب افزایش افت فشار سیال خنک‌کاری توربین می‌گردد؛ اما افزایش آشفته‌گی و انسداد ناشی از آشفته‌سازها موجب افت فشار در طول کانال خنک‌کاری می‌شود. به دلیل اینکه سیال خنک‌کاری پره از کمپرسور گرفته می‌شود، افت فشار موجب اتلاف توان کمپرسور می‌گردد. به همین دلیل افت فشار بین دو دندان متناوب و در کل طول کانال حائز اهمیت است. به خصوص در کانال نسبت انسداد بالا، افت فشار تأثیر بسیار مهمی در بازده حرارتی هیدرولیکی و عملکرد سیستم خنک‌کاری دارد.

در شکل ۳-۳۵ که در صفحه بعد قابل مشاهده است، متوسط افت فشار برای ناحیه بین دندان دوم و سوم در آرایش متقارن کانال خنک‌کاری نشان داده شده است.

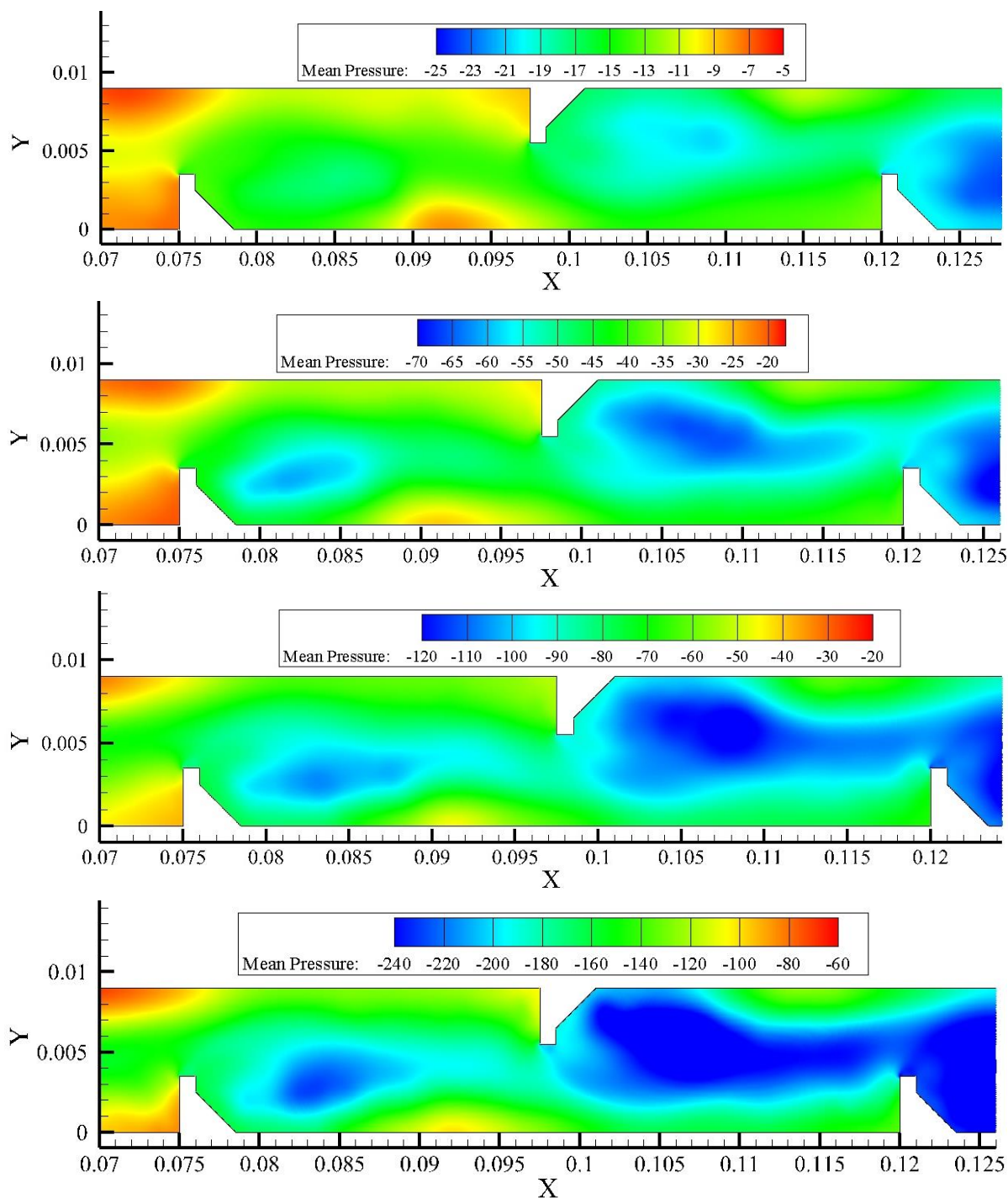


شکل ۳-۳۵ متوسط زمانی افت فشار بین دندانه دوم و سوم برای آرایش متقارن، به ترتیب از بالا به پایین

نمونه (a) $Re=2000$, (b) $Re=3250$, (c) $Re=4300$ و (d) $Re=6500$ (واحد فشار برحسب پاسکال می‌باشد)

همان‌طور که در شکل ۳-۳۵ مشاهده می‌شود در آرایش متقارن به دلیل نسبت انسداد بالا افت فشار مقدار قابل توجهی است که موجب کاهش بازده خنک‌کاری نیز می‌شود. همچنین با افزایش عدد رینولدز این افت فشار به صورت محسوسی افزایش می‌یابد؛ لذا دستیابی به اعداد رینولدز بالاتر در این آرایش دشوار است.

در شکل ۳-۳۶ متوسط زمانی افت فشار بین دندانه دوم و سوم در آرایش متناوب نشان داده شده است.



شکل ۳-۳۶ متوسط زمانی افت فشار بین دندانه دوم و سوم برای آرایش متناوب، به ترتیب از بالا به پایین

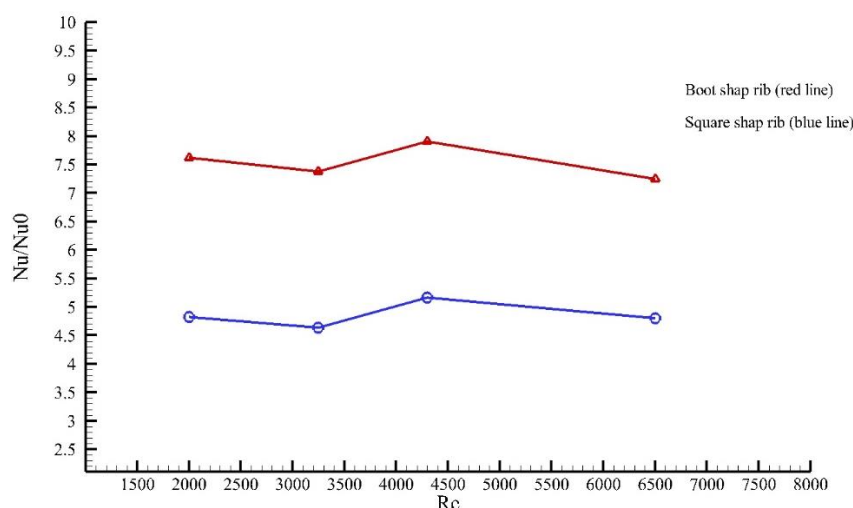
نمونه (a, Re=2000, (b, Re=3250, (c, Re=4300 و (d, Re=6500 (واحد فشار برحسب پاسکال می‌باشد)

با توجه به شکل ۳-۳۶ مشاهده می‌شود که کانال نسبت انسداد بالا با آرایش متناوب، افت فشار بسیار کمتری در مقایسه با آرایش متقارن دارد. در نمونه‌های موردبررسی با عدد رینولدز مشابه، افت فشار در طول کانال می‌تواند به اندازه ۰/۵ تا ۰/۱ افت فشار آرایش متقارن باشد. لذا از مزایای مهم آرایش متناوب در مقایسه با آرایش متقارن، افت فشار کمتر آن است.

۳-۳-۴ تغییرات عدد ناسلت

برای بررسی عملکرد حرارتی و تأثیر استفاده از دندانه‌ها در افزایش انتقال حرارت، باید عدد ناسلت برای هر نمونه بررسی شود. همچنین به منظور مقایسه افزایش انتقال حرارت در کانال، نسبت به کانال بدون دندانه می‌توان از عدد ناسلت نرمال شده که در فصل ۲ بیان شده است، استفاده نمود. عدد ناسلت در تمام نمونه‌ها بر روی دیواره پایینی (کف کانال) محاسبه شده است. به دلیل ماهیت گذرا جریان، برای به دست آوردن عدد ناسلت از متوسط‌گیری زمانی عدد ناسلت لحظه‌ای استفاده شده است.

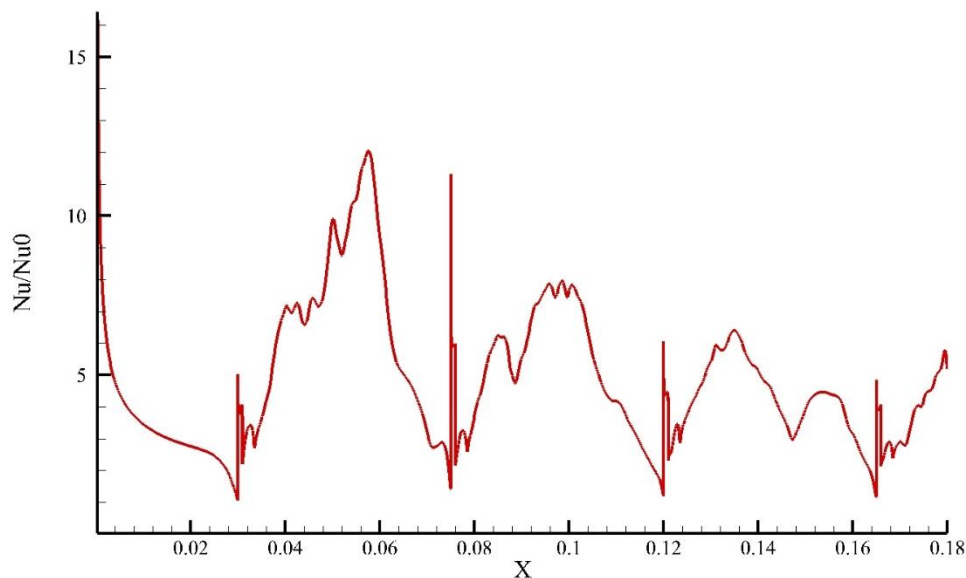
در شکل ۳-۳۷ نسبت عدد ناسلت به عدد ناسلت کانال بدون دندانه برای دندانه‌های چکمه‌ای شکل و دندانه‌های مربعی شکل ساده نشان داده شده است. برای محاسبه عدد ناسلت از متوسط‌گیری زمانی استفاده شده است.



شکل ۳-۳۷ نسبت عدد ناسلت در آرایش متقارن دندانه‌ها (خط قرمز دندانه‌های چکمه‌ای شکل و خط آبی دندانه‌های مربعی ساده)

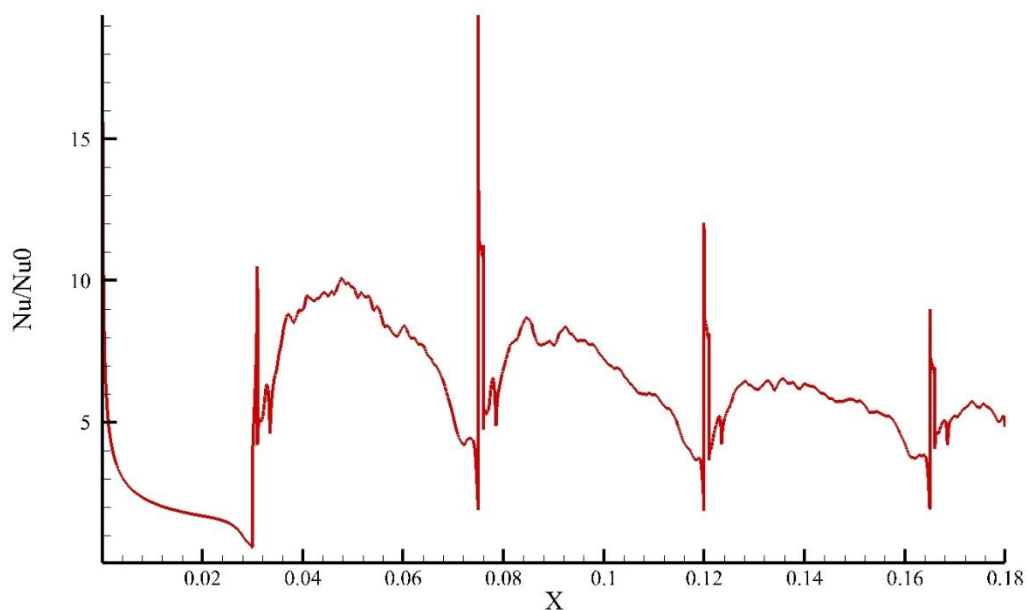
همان‌طور که در شکل ۳-۳۷ قابل مشاهده است در آرایش متقارن، دندانه‌های چکمه‌ای شکل در

مقایسه با دندانه‌های مربعی نسبت عدد ناسلت بالاتری را دارند؛ بنابراین انتقال حرارت برای دندانه‌های چکمه‌ای شکل حدود ۳۰ درصد بیش‌تر دندانه‌های مربعی ساده است. به‌منظور بررسی تغییرات عدد ناسلت در طول کانال از نمودار ناسلت موضعی استفاده‌شده است.

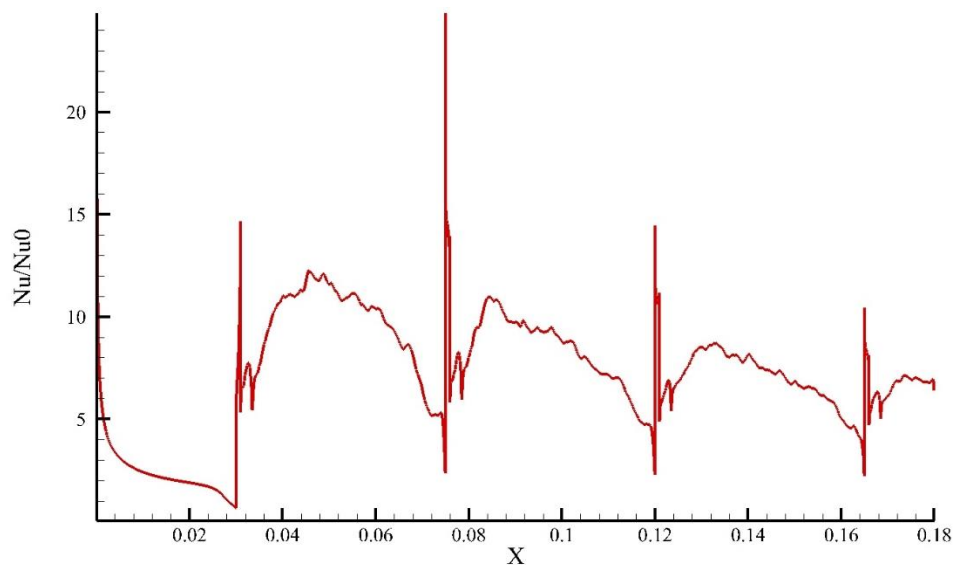


شکل ۳-۳۸ نمودار ناسلت موضعی برای آرایش متقارن و $Re=2000$

با توجه به شکل فوق در طول کانال عدد ناسلت موضعی کاهش می‌یابد.

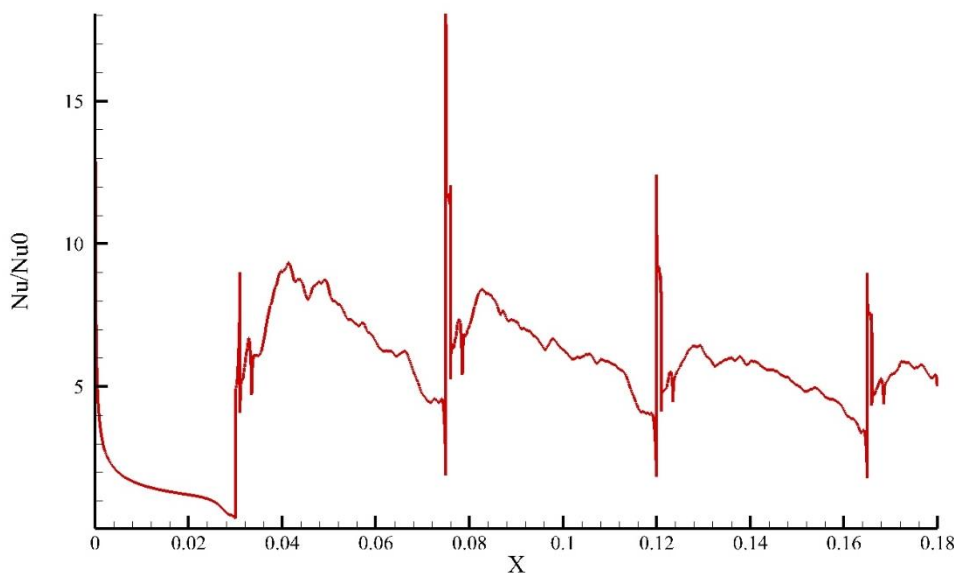


شکل ۳-۳۹ نمودار ناسلت موضعی برای آرایش متقارن و $Re=3250$



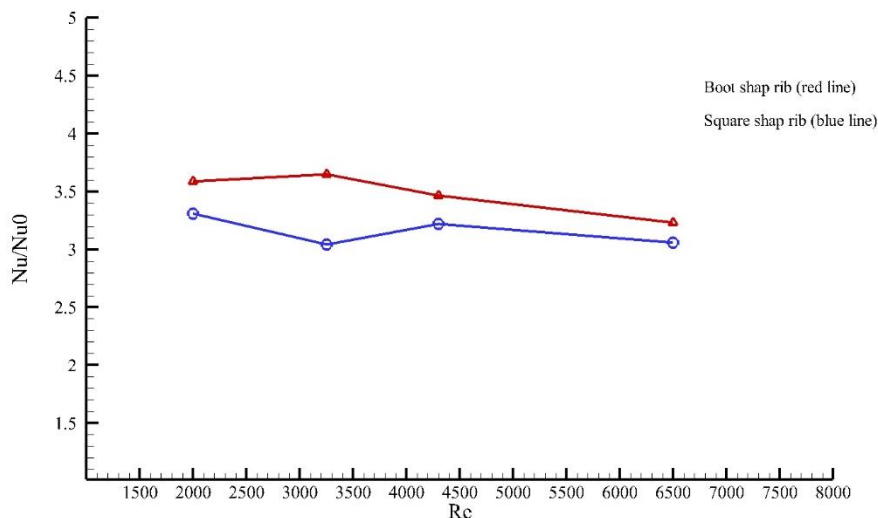
شکل ۳-۴۰ نمودار ناسلت موضعی برای آرایش متقارن و $Re=4300$

همان‌طور که در شکل مشخص است در محل دندانه ناسلت موضعی افزایش می‌یابد و همچنین در مجموع با افزایش عدد رینولدز ناسلت افزایش یافته است.



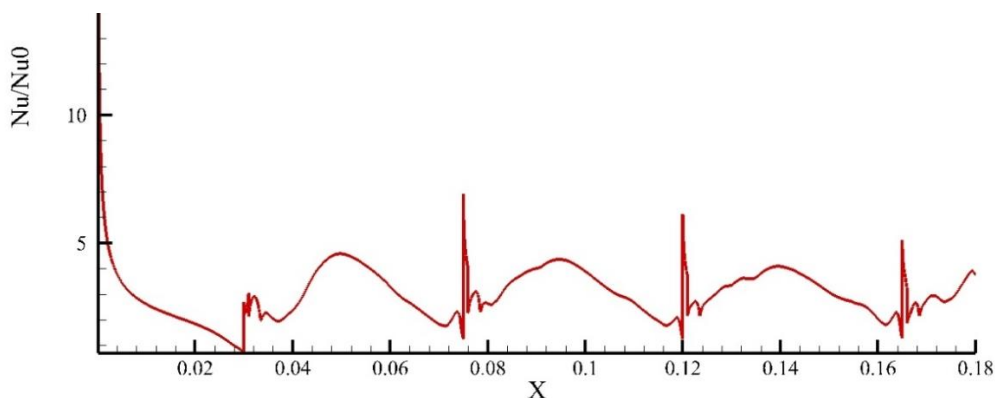
شکل ۳-۴۱ نمودار ناسلت موضعی برای آرایش متقارن و $Re=6500$

افزایش ناسلت برای تمام اشکال مربوط به آرایش متقارن قابل توجه است. در محل هر دندانه یک جهش موضعی شدید مشاهده می‌شود و در مجموع در طول کانال، ناسلت موضعی کاهش می‌یابد.

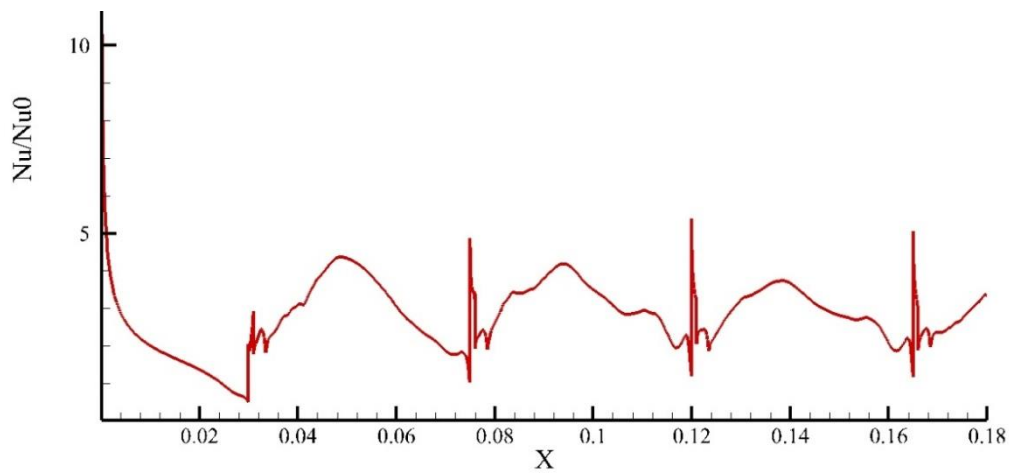


شکل ۳-۴۲ نسبت عدد ناسلت در آرایش متناوب دندانه‌ها (خط قرمز دندانه‌های چکمه‌ای شکل و خط آبی دندانه‌های مربعی ساده)

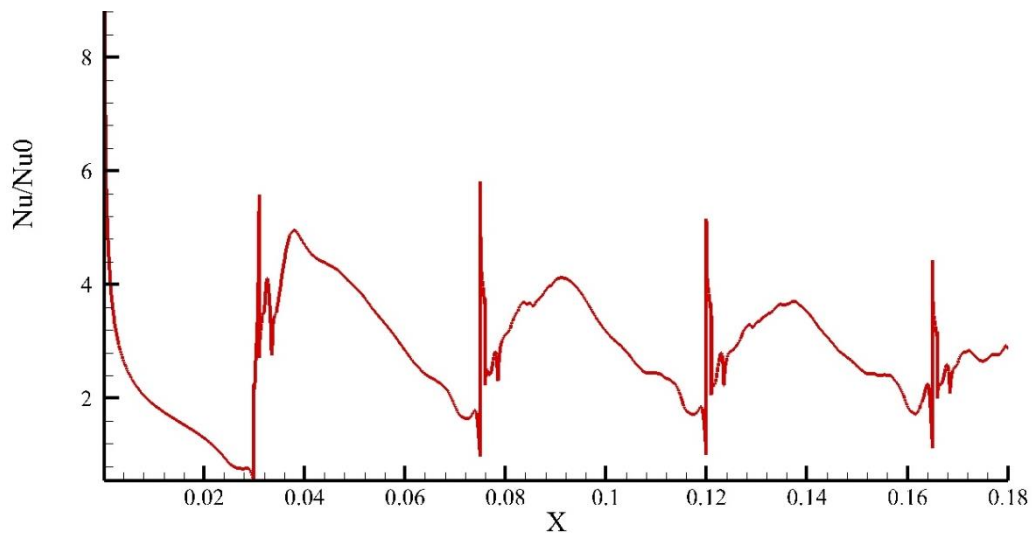
برای محاسبه عدد ناسلت از متوسط‌گیری زمانی استفاده شده است. همان‌طور که در شکل فوق نشان داده شده است در آرایش متناوب نسبت عدد ناسلت در مقایسه با آرایش متقارن به مراتب کمتر است. عدد ناسلت برای دندانه‌های چکمه‌ای شکل حدود ۱۰ درصد از دندانه‌های مربعی ساده بیشتر است. در شکل زیر متوسط زمانی ناسلت موضعی برای آرایش متناوب نشان داده شده است.



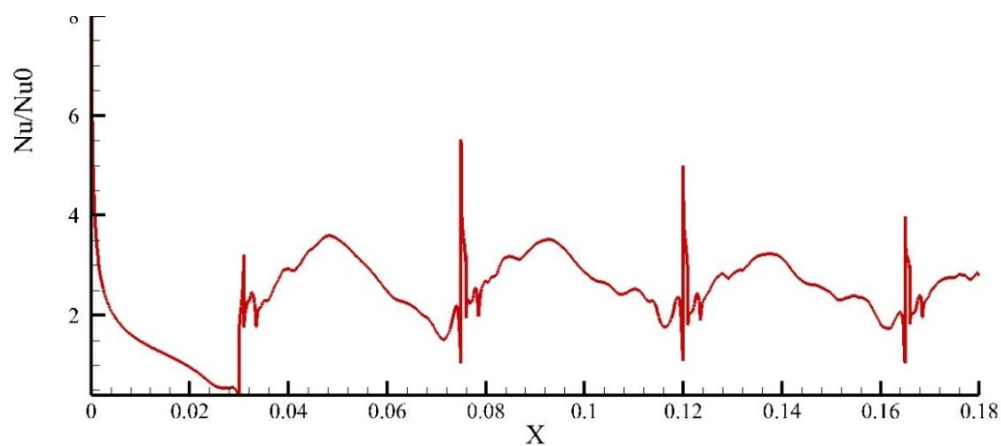
شکل ۳-۴۳ نمودار ناسلت موضعی برای آرایش متناوب و $Re=2000$



شکل ۴۴-۳ نمودار ناسلت موضعی برای آرایش متناوب و $Re=3250$



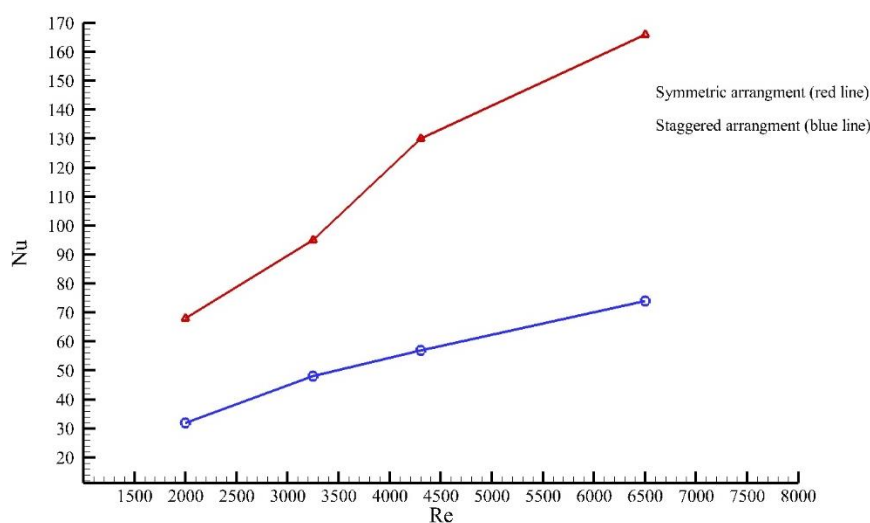
شکل ۴۵-۳ نمودار ناسلت موضعی برای آرایش متناوب و $Re=4300$



شکل ۴۶-۳ نمودار ناسلت موضعی برای آرایش متناوب و $Re=6500$

در شکل‌های فوق ناسلت موضعی برای آرایش متناوب نشان داده شده است. در تمام موارد با افزایش طول کانال ناسلت موضعی کاهش می‌یابد. همچنین در محل دندانه افزایش شدید موضعی قابل مشاهده است که تأثیر قابل توجهی در ناسلت میانگین ندارد.

در شکل ۳-۴۷ تغییرات عدد ناسلت متوسط برای آرایش متقارن و متناوب نشان داده شده است.

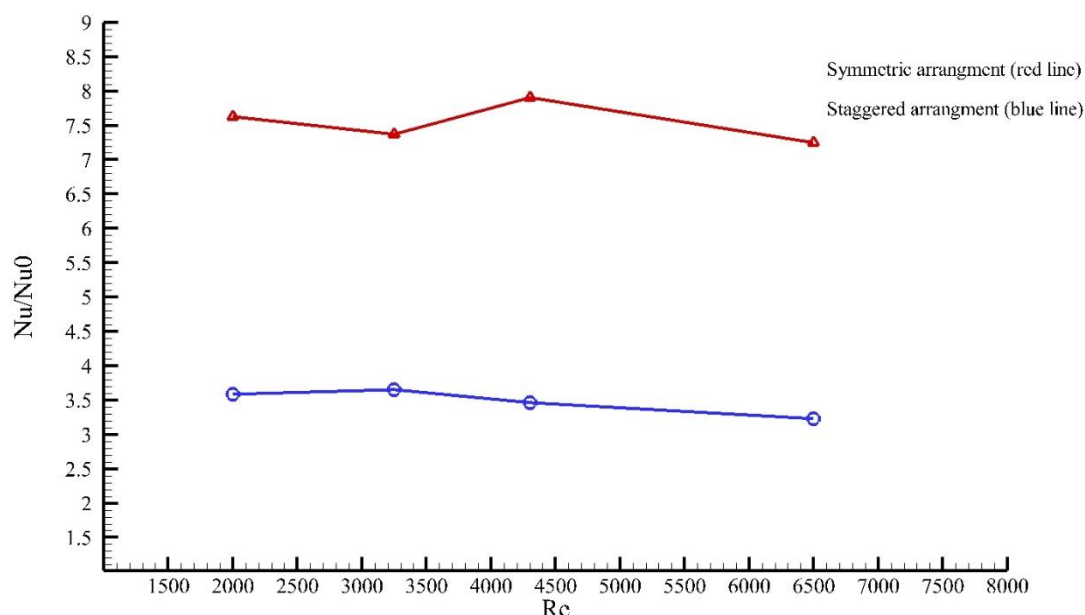


شکل ۳-۴۷ نمودار تغییرات عدد ناسلت در اعداد رینولدز مختلف، خط بارنگ قرمز آرایش متقارن و خط بارنگ آبی آرایش

متناوب

همان‌طور که در شکل ۳-۴۷ نشان داده شده است با افزایش عدد رینولدز، عدد ناسلت افزایش می‌یابد اما مقدار این افزایش در آرایش متقارن بیشتر است. علت این بیشتر بودن ناشی از نسبت انسداد بالای کانال خنک‌کاری است. آرایش متقارن کانال موجب اختلاط بیشتر جریان و به تبع آن افزایش انتقال حرارت می‌شود. در مجموع قابل مشاهده است که عدد ناسلت برای آرایش متقارن، بیش از ۳ برابر آرایش متناوب است.

به منظور بررسی تأثیر دندانه در افزایش انتقال حرارت و مقایسه آن با کانال بدون دندانه از عدد ناسلت نرمال شده استفاده می‌شود. لذا در شکل ۳-۴۸ نسبت عدد ناسلت به عدد ناسلت کانال بدون دندانه نشان داده شده است.

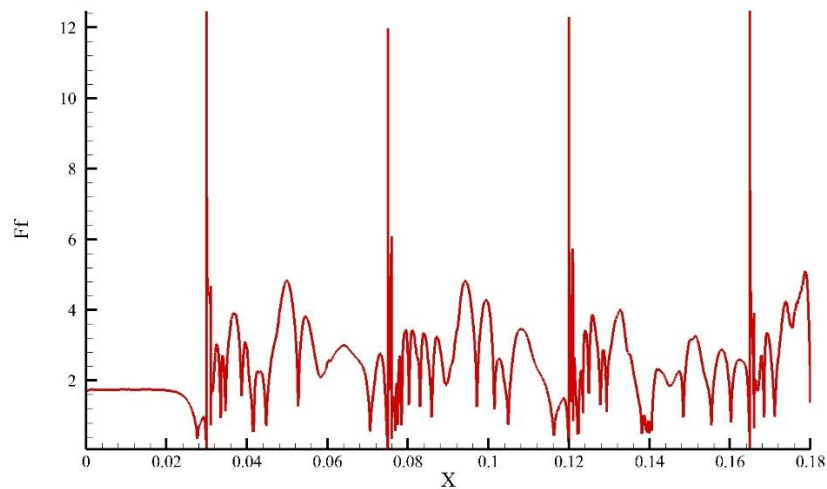


شکل ۴۸-۳ نمودار تغییرات نسبت عدد ناسلت به عدد ناسلت کانال بدون دندانه در اعداد رینولدز مختلف، خط بارنگ قرمز آرایش متقارن و خط بارنگ آبی آرایش متناوب

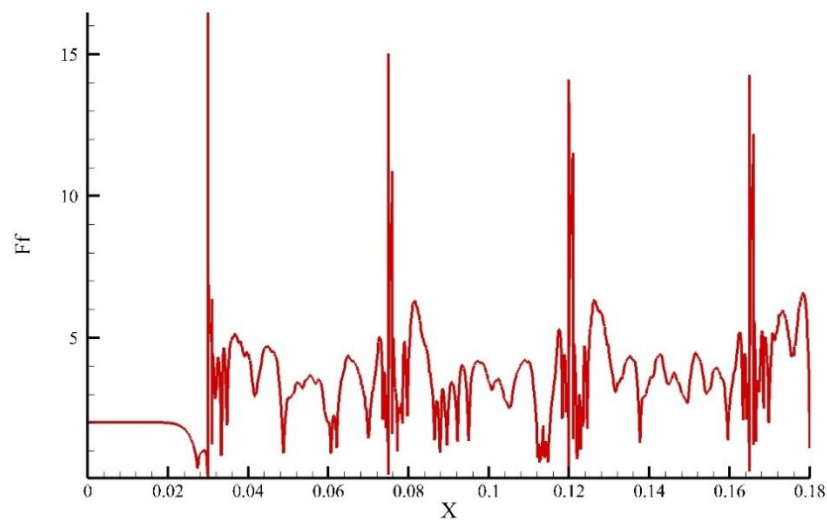
همان‌طور که در شکل ۴۸-۳ مشاهده می‌شود در آرایش متقارن نسبت $\left(\frac{Nu}{Nu_0}\right)$ به مراتب (بیش از ۲ برابر) از آرایش متناوب بیش‌تر است. گرچه نسبت عدد ناسلت برای آرایش متقارن نسبت به آرایش متناوب به‌اندازه‌ی قابل‌توجهی بیشتر است اما برای بررسی بازده حرارت هیدرولیکی، افت فشار آرایش موردنظر نیز فاکتور اساسی و تعیین‌کننده می‌باشد. همچنین قابل‌مشاهده است که با افزایش عدد رینولدز از ۲۰۰۰ تا ۶۵۰۰ نسبت $\left(\frac{Nu}{Nu_0}\right)$ برای هر دو آرایش مقدار اندکی کاهش می‌یابد.

۳-۳-۵ فاکتور اصطکاک

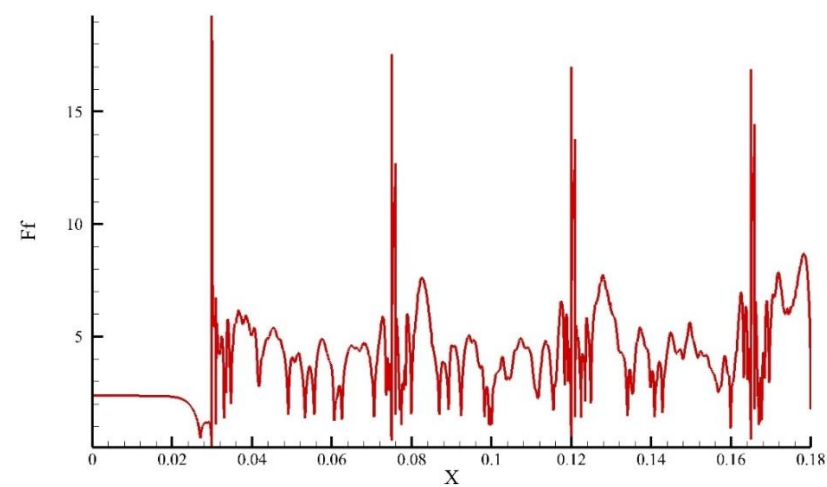
همان‌طور که در بخش‌های گذشته ذکر شد، علاوه بر میزان افزایش عدد ناسلت، مقدار فاکتور اصطکاک (F_f) نیز نقش تعیین‌کننده‌ای در طراحی روش‌های خنک‌کاری کانال دارد. در این بخش به بررسی فاکتور اصطکاک بی‌بعد در کانال خنک‌کاری پرداخته می‌شود. لازم به ذکر است برای به دست آوردن فاکتور اصطکاک نیز از متوسط گیری زمانی استفاده شده است. در شکل‌های زیر متوسط فاکتور اصطکاک بی‌بعد موضعی برای آرایش متقارن نشان داده شده است.



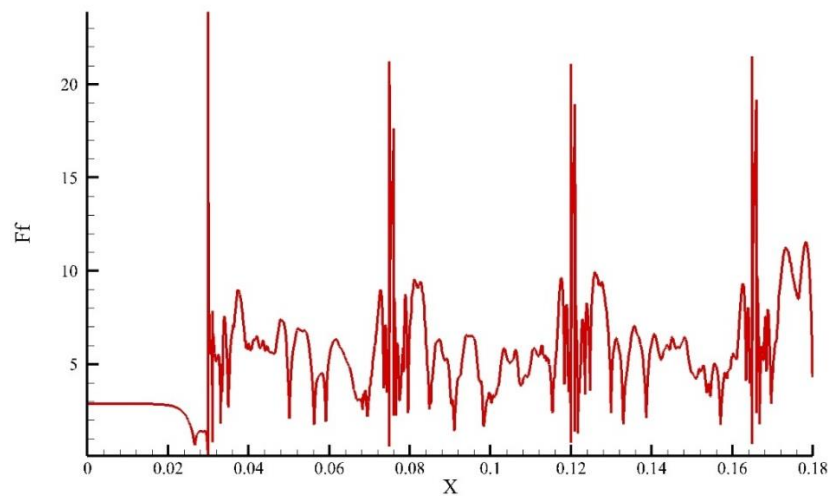
شکل ۳-۴۹ فاکتور اصطکاک بی‌بعد در آرایش متقارن و $Re=2000$



شکل ۳-۵۰ فاکتور اصطکاک بی‌بعد در آرایش متقارن و $Re=3250$

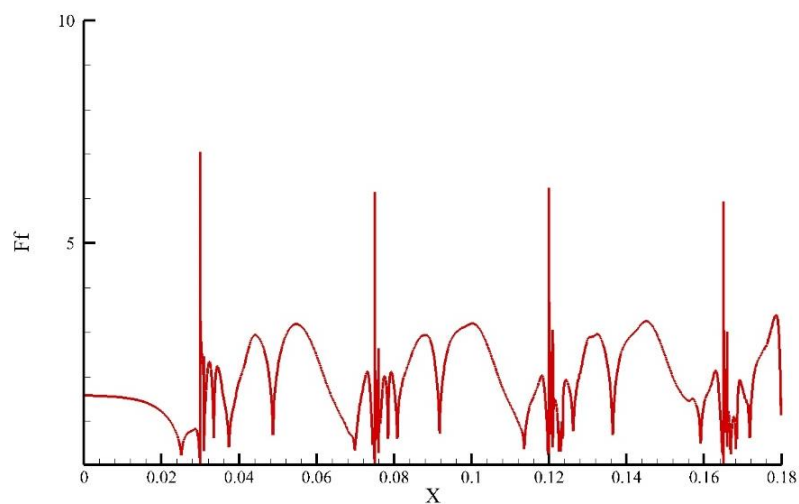


شکل ۳-۵۱ فاکتور اصطکاک بی‌بعد در آرایش متقارن و $Re=4300$

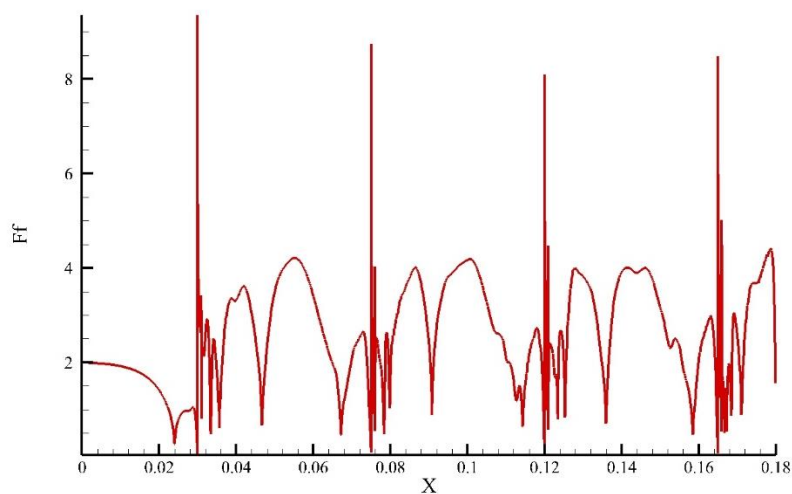


شکل ۳-۵۲ فاکتور اصطکاک بی‌بعد در آرایش متقارن و $Re=6500$

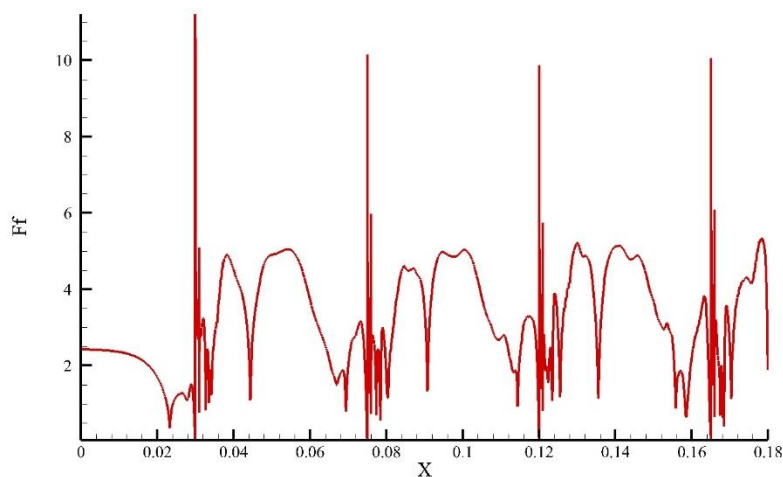
شکل‌ها ۳-۴۹ تا ۳-۵۲ فاکتور اصطکاک بی‌بعد برای آرایش متقارن را نشان می‌دهند. برای مقایسه باید نمودار فاکتور اصطکاک بی‌بعد برای آرایش متناوب نیز نشان داده شود.



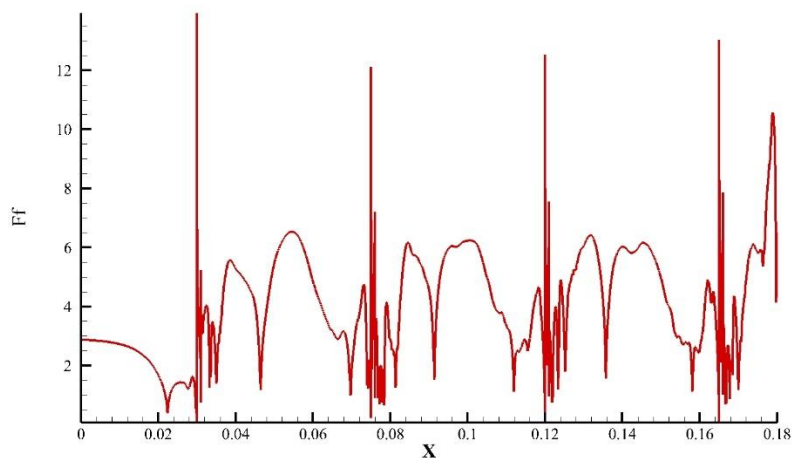
شکل ۳-۵۳ فاکتور اصطکاک بی‌بعد در آرایش متناوب و $Re=2000$



شکل ۳-۵۴ فاکتور اصطکاک بی‌بعد در آرایش متناوب و $Re=3250$



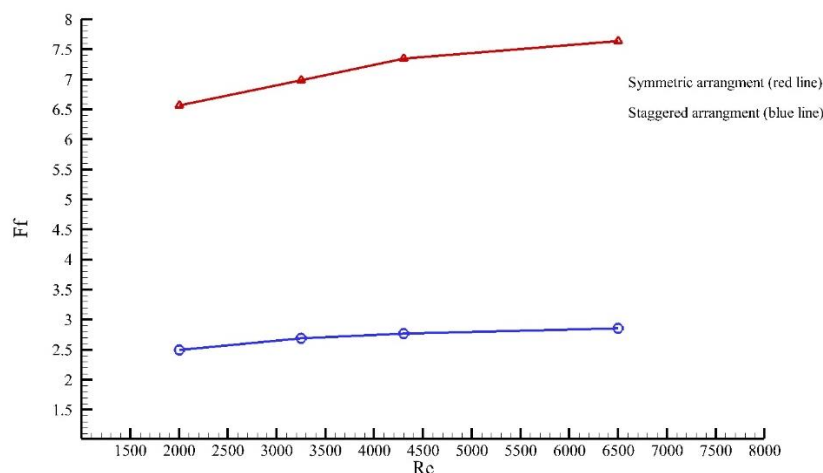
شکل ۳-۵۵ فاکتور اصطکاک بی‌بعد در آرایش متناوب و $Re=4300$



شکل ۳-۵۶ فاکتور اصطکاک بی‌بعد در آرایش متناوب و $Re=6500$

در شکل ۳-۵۳ تا ۳-۵۶ فاکتور اصطکاک بی‌بعد موضعی برای آرایش متناوب نشان داده شده است. در مجموع می‌توان نتیجه گرفت که افت فشار در آرایش متناوب به مراتب کمتر از افت فاکتور اصطکاک متقارن است.

در شکل ۳-۵۷ به منظور مقایسه بهتر از میانگین فاکتور اصطکاک استفاده شده است.



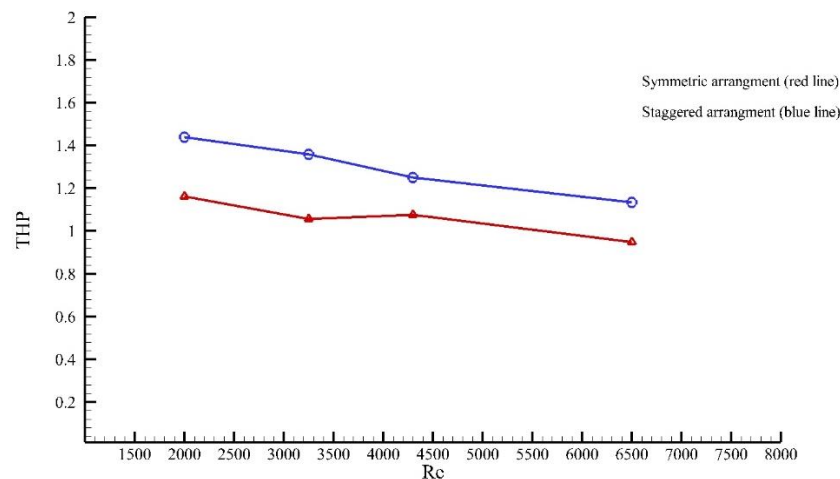
شکل ۳-۵۷ نمودار تغییرات فاکتور اصطکاک کانال در اعداد رینولدز مختلف، خط بارنگ قرمز آرایش متقارن و خط بارنگ آبی

آرایش متناوب دندانه‌ها

همان‌طور که در شکل ۳-۵۷ نشان داده شده است برای اعداد رینولدز یکسان، در آرایش متقارن فاکتور اصطکاک بی‌بعد حدود ۳ برابر آرایش متناوب است که مقدار قابل توجه و چشم‌گیری می‌باشد. با افزایش عدد رینولدز فاکتور اصطکاک مقداری کاهش می‌یابد. افزایش فاکتور اصطکاک متأثر از افت فشار سیال خنک‌کاری در طول کانال است؛ لذا نشان‌دهنده اتلاف بیشتر توان کمپرسور می‌باشد و اثر منفی روی بازده حرارتی هیدرولیکی توربین دارد که مطلوب نیست.

۳-۳-۶ بازده حرارتی هیدرولیکی

در بخش‌های قبل نمودار عدد ناسلت نرمال شده و فاکتور اصطکاک نشان داده شد. برای اینکه تأثیر افزایش عدد ناسلت و تغییرات فاکتور اصطکاک به‌طور هم‌زمان لحاظ شود از بازده حرارتی هیدرولیکی استفاده می‌شود. در شکل ۳-۵۸ نمودار تغییرات بازده حرارتی هیدرولیکی در آرایش متقارن و متناوب نشان داده شده است.



شکل ۳-۵۸ نمودار تغییرات بازده حرارتی هیدرولیکی در اعداد رینولدز مختلف، خط بارنگ قرمز آرایش متقارن و خط بارنگ آبی آرایش متناوب

مهم‌ترین پارامتر برای بررسی عملکرد روش خنک‌کاری بازده حرارتی هیدرولیکی است. همان‌طور که در شکل ۳-۵۸ مشخص است بازده حرارتی هیدرولیکی در آرایش متناوب بین ۱۷ تا ۲۹ درصد بیشتر از آرایش متقارن است و استفاده از آرایش متناوب در کانال نسبت انسداد بالا در مجموع مفیدتر است. با افزایش عدد رینولدز بازده حرارتی هیدرولیکی کمی کاهش می‌یابد که با نتایج پژوهش‌های گذشته انطباق دارد.

فصل ۴: نتیجه‌گیری و پیشنهادها

۴-۱ مقدمه

در این پژوهش تأثیر استفاده از دندانه‌های چکمه‌ای شکل در افزایش انتقال حرارت و در نتیجه بازده حرارتی هیدرولیکی در کانال با نسبت انسداد بالا بررسی شده است. برای شبیه‌سازی جریان آشفته، مدل شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ (LES) مورد استفاده قرار گرفت. به دلیل ماهیت گذرای روش LES جریان به شکل گذرا شبیه‌سازی شده است. شبیه‌سازی برای دو آرایش متقارن و متناوب دندانه‌ها و همچنین برای هر آرایش در سه عدد رینولدز مختلف بررسی شده است. نتایج به دست آمده جهت خنک‌کاری پره‌های توربین و استفاده از مدل‌های جریان آشفته پیشرفته، مانند LES مفید می‌باشد.

۴-۲ جمع‌بندی

با توجه به پژوهش حاضر نتایج به دست آمده در ذیل جمع‌بندی و به آن‌ها اشاره شده است:

- ۱) استفاده از روش LES مستلزم شبکه‌بندی بسیار ریزتری در مقایسه با روش RANS می‌باشد لذا هزینه محاسباتی بسیار افزایش می‌یابد. همچنین به دلیل ماهیت جریان گذرا، حل بسیار زمان‌بر و پیچیده می‌باشد لذا برای استفاده از این روش نیاز به سیستم‌های پیشرفته کامپیوتری و زمان مناسب برای دستیابی به نتیجه دقیق است.
- ۲) در قسمت لبه فرار کانال‌های دندانه‌دار اغلب به شکل ۹۰ درجه (عمود بر جهت جریان) و با نسبت انسداد بالا می‌باشند. به علت نسبت انسداد بالا آشفتگی جریان افزایش می‌یابد و در این کانال‌ها بررسی اعداد رینولدز بالا دشوار است.
- ۳) افزایش انتقال حرارت و عدد ناسلت در کانال متقارن بیشتر از کانال با دندانه‌های متناوب است اما افت فشار در کانال با آرایش متقارن دندانه‌ها بسیار بیشتر از افت فشار در کانال با دندانه‌های متناوب می‌باشد.
- ۴) در این پژوهش و با نسبت انسداد بالا بازده حرارتی هیدرولیکی کانال با دندانه‌های متناوب بین ۱۷ تا ۲۹ درصد از بازده حرارتی هیدرولیکی کانال با دندانه‌های متقارن بیشتر است. لذا با بررسی افزایش انتقال حرارت و بررسی افت فشار کانال، استفاده از آرایش دندانه متناوب مناسب‌تر است.
- ۵) دندانه‌های چکمه‌ای شکل موجب افزایش انتقال حرارت می‌شود. تولید گردابه‌های بزرگ روی قسمت چکمه‌ای شکل (پایین دست جریان) موجب اختلاط بهتر جریان می‌شود.

۴-۳ پیشنهادها

با توجه به پیشرفت سیستم‌های کامپیوتری روش‌های دقیق‌تر شبیه‌سازی جریان آشفته مانند روش LES اهمیت روزافزونی دارند. با استفاده از سیستم‌های قوی‌تر کامپیوتری می‌توان هندسه‌های پیچیده‌تر و جریان با آشفتگی‌های بسیار زیاد را در مدت‌زمان کمتری شبیه‌سازی نمود. روش LES در خصوص مسائلی که امکان ساخت مدل آزمایشگاهی دشوار است و یا مسائلی مانند خنک‌کاری خارجی پره‌های توربین بسیار حائز اهمیت است. در ذیل چند پیشنهاد جهت پژوهش‌های آینده عنوان شده است.

- (۱) استفاده از سیستم‌های قوی‌تر کامپیوتری جهت شبیه‌سازی سه‌بعدی کانال دو و یا چندگذر در پره توربین گازی
- (۲) استفاده از شکل‌های نوآورانه دندانه‌ها مانند ترکیب دندانه‌های چکمه‌ای شکل و نیم دایره‌ای جهت مدیریت بهتر افت فشار در جلوی دندانه‌ها
- (۳) استفاده از ترکیب دندانه‌ها با سایر روش‌های خنک‌کاری داخلی مانند حفره و یا نیم‌کره روی سطح کانال که می‌تواند منجر به افزایش بازده حرارتی هیدرولیکی شود.
- (۴) استفاده از روش LES برای بررسی خنک‌کاری خارجی

مراجع

مراجع

- [1]-Wilson, D.G. and Korakianitis, T., 2014. The design of high-efficiency turbomachinery and gas turbines. MIT press.
- [2]-Goswami, D.Y., 2004. The CRC handbook of mechanical engineering. CRC press.
- [3]-Moustapha, H., Zelesky, M.F., Baines, N.C. and Japikse, D., 2003. Axial and radial turbines (Vol. 2). White River Junction, VT: Concepts NREC.
- [4]-Siddique, W., 2011. Design of Internal Cooling Passages: Investigation of Thermal Performance of Serpentine Passages (Doctoral dissertation, KTH Royal Institute of Technology).
- [5]-Shen, Z., Zhang, D. and Xie, Y., 2014. Heat Transfer Enhancement in Gas Turbine U-shaped Channel with Rib Tabulators Under Rotational Effect. Energy Procedia, 61, pp.2501-2504.
- [6]-Giampaolo, T., 2002. Gas turbine handbook: principles and practice. Fairmont Press.
- [7]-Han, J.C., Dutta, S. and Ekkad, S., 2012. Gas turbine heat transfer and cooling technology. CRC press.
- [8]-Gupta, S., Chaube, A. and Verma, P., 2012. Review on Heat Transfer Augmentation Techniques: Application in Gas Turbine Blade Internal Cooling. Journal of Engineering Science & Technology Review, 5(1).
- [9]-Florschuetz, L.W., Truman, C.R. and Metzger, D.E., 1981, March. Streamwise flow and heat transfer distributions for jet array impingement with crossflow. In ASME 1981 International Gas Turbine Conference and Products Show (pp. V003T09A005-V003T09A005). American Society of Mechanical Engineers.
- [10]-Chyu, M.K., Yu, Y., Ding, H., Downs, J.P. and Soechting, F.O., 1997, June. Concavity enhanced heat transfer in an internal cooling passage. In ASME 1997 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition (pp. V003T09A080-V003T09A080). American Society of Mechanical Engineers.
- [11]-Liu, Y.H., Wright, L.M., Fu, W.L. and Han, J.C., 2006, January. Rib spacing effect on heat transfer and pressure loss in a rotating two-pass rectangular channel ($AR=1:2$) with 45-degree angled ribs. In ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea, and Air (pp. 363-373). American Society of Mechanical Engineers.
- [12]-Han, J.C., 1984. Heat transfer and friction in channels with two opposite rib-roughened walls. Journal of heat transfer, 106(4), pp.774-781.
- [13]-Han, J.C., 1988. Heat transfer and friction characteristics in rectangular channels with rib turbulators. Journal of Heat transfer, 110(2), pp.321-328.
- [14]-Han, J.C. and Park, J.S., 1988. Developing heat transfer in rectangular channels with rib turbulators. International Journal of Heat and Mass Transfer, 31(1), pp.183-195.
- [15]-Taslim, M.E., Li, T. and Spring, S.D., 1995, June. Measurements of heat transfer coefficients and friction factors in rib-roughened channels simulating leading-edge cavities of a modern turbine blade. In ASME 1995 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition (pp. V004T09A029-V004T09A029). American Society of Mechanical Engineers.
- [16]-Ekkad, S.V., Pamula, G. and Shantiniketanam, M., 2000. Detailed heat transfer measurements inside straight and tapered two-pass channels with rib turbulators. Experimental Thermal and Fluid Science, 22(3-4), pp.155-163.

- [17]-Amro, M., Weigand, B., Poser, R. and Schnieder, M., 2007. An experimental investigation of the heat transfer in a ribbed triangular cooling channel. *International Journal of Thermal Sciences*, 46(5), pp.491-500.
- [18]-Maurer, M., von Wolfersdorf, J. and Gritsch, M., 2007, January. An experimental and numerical study of heat transfer and pressure losses of V-and W-shaped ribs at high Reynolds numbers. In *ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air* (pp. 219-228). American Society of Mechanical Engineers.
- [19]-Gupta, A., SriHarsha, V., Prabhu, S.V. and Vedula, R.P., 2008. Local heat transfer distribution in a square channel with 90 continuous, 90 saw tooth profiled and 60 broken ribs. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 32(4), pp.997-1010.
- [20]-SriHarsha, V., Prabhu, S.V. and Vedula, R.P., 2009. Influence of rib height on the local heat transfer distribution and pressure drop in a square channel with 90 continuous and 60 V-broken ribs. *Applied Thermal Engineering*, 29(11-12), pp.2444-2459.
- [21]-Yang, W., Xue, S., He, Y., & Li, W. (2017). Experimental study on the heat transfer characteristics of high blockage ribs channel. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 83, 248-259.
- [22]- Liu, J., Hussain, S., Wang, J., Wang, L., Xie, G. and Sundén, B., 2018. Heat transfer enhancement and turbulent flow in a high aspect ratio channel (4: 1) with ribs of various truncation types and arrangements. *International Journal of Thermal Sciences*, 123, pp.99-116.
- [23]-Acharya, S., Dutta, S., Myrum, T.A. and Baker, R.S., 1993. Periodically developed flow and heat transfer in a ribbed duct. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 36(8), pp.2069-2082.
- [24]-Chang, B.H. and Mills, A.F., 1993. Turbulent flow in a channel with transverse rib heat transfer augmentation. *International journal of heat and mass transfer*, 36(6), pp.1459-1469.
- [25]-Tsai, W.B., Lin, W.W. and Chieng, C.C., 2000. Computation of enhanced turbulent heat transfer in a channel with periodic ribs. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 10(1), pp.47-66.
- [26]-Xie, G., Zhang, W. and Sunden, B., 2012. Computational analysis of the influences of guide ribs/vanes on enhanced heat transfer of a turbine blade tip-wall. *International Journal of Thermal Sciences*, 51, pp.184-194.
- [27]-Tang, X.Y. and Zhu, D.S., 2013. Flow structure and heat transfer in a narrow rectangular channel with different discrete rib arrays. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 69, pp.1-14.
- [28]-Moon, M.A., Park, M.J. and Kim, K.Y., 2014. Evaluation of heat transfer performances of various rib shapes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 71, pp.275-284.
- [29]-Kim, D.H., Lee, B.J., Park, J.S., Kwak, J.S. and Chung, J.T., 2016. Effects of inlet velocity profile on flow and heat transfer in the entrance region of a ribbed channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 92, pp.838-849.
- [30]-Seo, J.W., Afzal, A. and Kim, K.Y., 2016. Efficient multi-objective optimization of a boot-shaped rib in a cooling channel. *International Journal of Thermal Sciences*, 106, pp.122-133.
- [31]-Ravi, B.V., Singh, P. and Ekkad, S.V., 2017. Numerical investigation of turbulent flow and heat transfer in two-pass ribbed channels. *International Journal of Thermal Sciences*, 112, pp.31-43.
- [32]-Wang, L., Wang, S., Wen, F., Zhou, X. and Wang, Z., 2018. Heat transfer and flow

- characteristics of U-shaped cooling channels with novel wavy ribs under stationary and rotating conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 126, pp.312-333.
- [33]-Zheng, D., Wang, X. and Yuan, Q., 2019. The flow and heat transfer characteristics in a rectangular channel with convergent and divergent slit ribs. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 141, pp.464-475.
- [34]-Xie, G., Liu, X., Yan, H. and Qin, J., 2017. Turbulent flow characteristics and heat transfer enhancement in a square channel with various crescent ribs on one wall. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 115, pp.283-295.
- [35]-Saha, A.K. and Acharya, S., 2003, January. Flow and heat transfer in an internally ribbed duct with rotation: an assessment of LES and URANS. In *ASME Turbo Expo 2003, collocated with the 2003 International Joint Power Generation Conference* (pp. 481-495). American Society of Mechanical Engineers.
- [36]-Sewall, E.A. and Tafti, D.K., 2004, January. Large eddy simulation of the developing region of a stationary ribbed internal turbine blade cooling channel. In *ASME Turbo Expo 2004: Power for Land, Sea, and Air* (pp. 735-747). American Society of Mechanical Engineers.
- [37]-Sewall, E.A. and Tafti, D.K., 2004, January. Large eddy simulation of the developing region of a rotating ribbed internal turbine blade cooling channel. In *ASME Turbo Expo 2004: Power for Land, Sea, and Air* (pp. 749-764). American Society of Mechanical Engineers Digital Collection.
- [38]-Ahn, J., Choi, H. and Lee, J.S., 2004, January. Large eddy simulation of flow and heat transfer in a channel roughened by square or semicircle ribs. In *ASME Turbo Expo 2004: Power for Land, Sea, and Air* (pp. 411-418). American Society of Mechanical Engineers.
- [39]-Viswanathan, A.K., Tafti, D.K. and Abdel-Wahab, S., 2005, January. Large Eddy simulation of flow and heat transfer in an internal cooling duct with high blockage ratio 45 staggered ribs. In *ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea, and Air* (pp. 107-119). American Society of Mechanical Engineers Digital Collection.
- [40]-Ahn, J. and Lee, J.S., 2010. Large eddy simulation of flow and heat transfer in a channel with a detached rib array. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53(1-3), pp.445-452.
- [41]-Borello, D., Salvagni, A. and Hanjalić, K., 2015. Effects of rotation on flow in an asymmetric rib-roughened duct: LES study. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 55, pp.104-119.
- [42]-Scholl, S., Verstraete, T., Duchaine, F. and Gicquel, L., 2016. Conjugate heat transfer of a rib-roughened internal turbine blade cooling channel using large eddy simulation. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 61, pp.650-664.
- [43]-Campet, R., Zhu, M., Riber, E., Cuenot, B. and Nemri, M., 2019. Large Eddy Simulation of a single-started helically ribbed tube with heat transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 132, pp.961-969.
- [44]-Ramgadia, A.G. and Saha, A.K., 2019. Study of fully-developed turbulent flow and heat transfer in a rotating wavy-walled duct. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 144, p.118578.
- [45]-Drikakis, D., 2003. Advances in turbulent flow computations using high-resolution methods. *Progress in Aerospace Sciences*, 39(6-7), pp.405-424.
- [46]-Dittus, F.W. and Boelter, L.M.K., 1985. Heat transfer in automobile radiators of the

tubular type. International Communications in Heat and Mass Transfer, 12(1), pp.3-22.
[47]-Petukhov, B.S., 1970. Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties. In Advances in heat transfer (Vol. 6, pp. 503-564). Elsevier.

Abstract:

One of the main equipment in the power industry that is capable of producing high power rates in limited volume is the gas turbine. Slight increase in the efficiency of these devices also saves a lot on fossil fuel consumption. One of the ways to increase the thermal efficiency and output power of gas turbines is to increase the inlet fluid temperature to the turbine, but it also increases heat transfer to the turbine blades. Since turbine blades are damaged at temperatures above the permissible temperature of the blade metal, cooling the turbine blades is very important. Therefore, this thesis discusses the cooling of turbine blades. One of the most common methods for turbine blade cooling is the use of ribs to increase turbulence and increase heat transfer in internal cooling channels. In this study, a cooling channel with high blockage ratio (the rib height to the channel hydraulic diameter) which has square ribs in the upper and lower walls is first investigated. Two symmetrical and staggered arrangements are considered for the ribs. To solve the turbulent flow, large eddy simulation (LES) is used. In this simulation the flow is considered transient and the solution is performed at different Reynolds numbers. In continue, bootshape ribs perpendicular to flow (90 degrees angle) with two symmetrical and staggered arrangements is used in the channel. Examination of the flow lines indicates that a recirculating zone is formed downstream the rib which plays a significant role in heat transfer. The values of local Nusselt and mean Nusselt on the down wall in symmetric arrangement are about twice that of staggered arrangement. But the dimensionless average coefficient of friction for the symmetric arrangement is about three times the staggered arrangement. The results show that the use of bootshape ribs increases the heat transfer. Also, the hydraulic thermal performance of the staggered arrangement is between 17% to 29% higher than the symmetrical arrangement.

Keywords: Internal Cooling, LES method, Bootshape ribs, High blockage ratio



Shahrood University of Technology
Faculty of Mechanical and Mechatronics Engineering
M.Sc. Thesis in Energy Conversion Engineering

**Numerical study on the arrangement and shape of the ribs to increase the
heat transfer in the internal cooling path of the gas turbine blades using
LES method**

By: Mohammad Khosravi

Supervisor:
Dr. Mahmoud Noruzi

Advisor:
Prof. Mohammad hasan Keyhani

January 2020