

دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک

پایان نامه کارشناسی ارشد تبدیل انرژی

مطالعه عددی اثر جریان خنک کننده نوسانی با آرایش های مختلف
قرارگیری سوراخ های تزریق روی بازده خنک کاری فیلمی در توربین گاز

نگارنده: محمدرضا عطاری

استاد راهنما

دکتر محمود نوروزی

استاد مشاور

دکتر محمدحسن کیهانی

شهریور ۱۳۹۹

شماره: ۳۰/۲۹۹/۱۱۳
تاریخ: ۹۹/۷/۲۰

باسمه تعالی



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

با نام و یاد خداوند متعال، ارزیابی جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد آقای محمدرضا عطاری با شماره دانشجویی ۹۶۱۰۷۴۴ رشته مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی تحت عنوان مطالعه عددی اثر جریان خنک کننده نوسانی با آرایش های مختلف قرارگیری سوراخ های تزریق روی بازده خنک کاری فیلمی در توربین گاز که در تاریخ ۱۳۹۹/۰۶/۲۶ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام می گردد:

<input type="checkbox"/> الف) درجه عالی: نمره ۱۹-۲۰	<input checked="" type="checkbox"/> ب) درجه خیلی خوب: نمره ۱۸/۹۹-۱۸
<input type="checkbox"/> ج) درجه خوب: نمره ۱۶-۱۷/۹۹	<input type="checkbox"/> د) درجه متوسط: نمره ۱۴-۱۵/۹۹
<input type="checkbox"/> ه) کمتر از ۱۴ غیر قابل قبول و نیاز به دفاع مجدد دارد	
نوع تحقیق: <input checked="" type="checkbox"/> نظری <input type="checkbox"/> عملی	

امضاء	مرتبه علمی	نام و نام خانوادگی	عضو هیأت داوران
	دانشیار	محمود نوروزی	۱- استاد راهنما
	استاد	محمدحسن کیهانی	۲- استاد مشاور
	دانشیار	پوریا اکبرزاده	۳- نماینده تحصیلات تکمیلی
	استادیار	مسلم صبوری	۴- استاد ممتحن اول
	دانشیار	محمد محسن شاه مردان	۵- استاد ممتحن دوم

نام و نام خانوادگی رئیس دانشکده: دکتر مهدی گردویی

تاریخ و امضاء و مهر دانشکده:



تقدیم به

پدرزحمتش و فداکارم

مادر دلوز و صبورم

و

خواهران مهربان و عزیزم

تشکر و قدردانی

به نام آنکه هرچه دارم همه از لطف و کرم اوست و همیشه بیشتر از آنچه لیاقت آن را داشته باشم، به من عطا کرده است. به نام آنکه زبان و قلم من حقیر از وصف ان یگانه ناتوان است؛ تنها همین قدر می دانم که او بزرگ، دانا، بخشنده و مهربان است و من هرچه دارم جز لطف و عنایت پرودگار نبوده است.

در ابتدا بر خود لازم می دانم که از زحمات پدر و مادر عزیزم که همیشه و در تمام مراحل زندگی پشتیبان و همراه من بوده اند، تشکر و قدردانی نمایم و بر دستان پر مهر آنان بوسه زنم. همچنین از همراهی و دلسوزی های **خواهرانم** که همیشه سبب دلگرمی من بوده اند، کمال تشکر را دارم. همچنین از زحمات و حمایت های جناب آقای **دکتر محمود نوروزی** که در انجام این پروژه از راهنمایی های خوب و ارزنده ایشان استفاده نموده ام و به همراه تجربیات و کمک های بی دریغ استاد مشاور خوبم، جناب آقای **دکتر محمدحسن کیهانی** که چراغ روشنی در این راه بوده اند، تشکر و قدردانی می نمایم.

همچنین از تمامی دوستانم که در طی مدت حضورم در دانشگاه صنعتی شاهرود همیشه یار و یاورم بودند و در انجام این پروژه همراهی و همکاری صمیمانه ای داشته اند، نهایت تشکر را دارم. از سرکار خانم **مهندس لیلا موزونی** که همانند خواهری دلسوز و مهربان از رهنمودهای ارزشمندشان بهره برده ام و از آقایان **مهندس ایمان ایوبی و مهندس پویا پویایی** که در مراحل و مقاطع مختلفی کمک های بی دریغ خود را شامل حال من کرده اند، صمیمانه تشکر می نمایم. در پایان از اساتید گرانقدر و کارکنان زحمتکش دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود، که طی ۷ سال حضور در دو مقطع تحصیلی، همواره ایجاد زحمت برایشان کرده ام، تشکر و قدردانی نموده و از خداوند متعال توفیق روزافزون را برایشان مسئلت می نمایم.

تعمدنامه

اینجانب **محمد رضا عطاری** دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه مطالعه عددی اثر جریان خنک کننده نوسانی با آرایش‌های مختلف قرارگیری سوراخ‌های تزریق روی بازده خنک کاری فیلمی در توربین گاز تحت راهنمایی دکتر محمود نوروزی متعهد می‌شوم.

- تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است.
- در استفاده از نتایج پژوهش‌های محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است.
- مطالب مندرج در پایان نامه 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 می‌باشد و مقالات مستخرج با نام « دانشگاه صنعتی شاهرود » و یا « Shahrood University of Technology » به چاپ خواهد رسید.
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان نامه تأثیرگذار بوده‌اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می‌گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که از موجود زنده (یا بافت‌های آن‌ها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است.

تاریخ

امضای دانشجو

مالکیت نتایج و حق نشر

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

چکیده

کاربرد روزافزون توربین‌های گازی در صنایع مختلف سبب توجه دانشمندان به افزایش کارایی این توربین‌ها شده است. کارایی توربین می‌تواند با افزایش دمای جریان ورودی به آن افزایش پیدا کند اما مستلزم استفاده از روش‌های نوینی برای خنک‌کاری و محافظت پره‌های توربین در برابر تنش‌های حرارتی می‌باشد. لذا در این پژوهش به شبیه‌سازی سه بعدی میدان جریان و انتقال حرارت ناپایا و آشفته بمنظور خنک‌کاری فیلمی روی صفحه تخت پرداخته شده است. در این تحقیق اثر تغییر فرکانس نوسانات جریان اصلی و جریان خنک‌کننده در نسبت دمش ۰,۵ به عنوان یک پارامتر جریانی موثر در خنک‌کاری فیلمی بررسی شده است. فرکانس نوسانات سرعت از ۱۸۰ هرتز تا ۲۱۴۴ هرتز برای هر دو جریان اصلی و خنک‌کننده در نظر گرفته شده است. همچنین با در نظر گرفتن دو ردیف سوراخ تزریق با قطر ۰,۰۲۵ متر و ایجاد گام عرضی و زاویه ترکیب بین آن‌ها به عنوان پارامترهای هندسی موثر بر خنک‌کاری فیلمی، آرایش‌های هندسی مختلفی ایجاد و چهار هندسه برای بررسی عددی انتخاب شده است. در این پژوهش برای شبیه‌سازی عددی و بررسی همزمان اثرات پارامترهای جریانی و هندسی روی خنک‌کاری فیلمی صفحه تخت، از مدل توربولانسی DES استفاده شده است. با توجه به نتایج حاصله، این مدل نتایج خوبی را برای شبیه‌سازی و اعتبارسنجی ارائه کرده است. همچنین نتایج نشان می‌دهد که استفاده از زاویه ترکیب $+45$ و -45 درجه برای هر ردیف از سوراخ‌ها در راستای خط میانی دیواره، با کم شدن میزان انتقال حرارت از جریان اصلی به دیواره، بیشترین بازده خنک‌کاری را در فرکانس ۱۰۷۲ هرتز به همراه داشته است. در صورتی که اگر گام عرضی نیز به اندازه 1.5D بین سوراخ‌های دو ردیف اعمال شود، بیشترین بازده خنک‌کاری متوسط در جهت عرضی دیواره در فرکانس ۱۰۷۲ هرتز ثبت شده است.

کلمات کلیدی: بازده خنک‌کاری فیلمی، نسبت دمش، فرکانس نوسانات، سوراخ تزریق، گام عرضی، زاویه ترکیب

فهرست مطالب

ش	فهرست جداول
ث	فهرست اشکال
أ	فهرست علائم

فصل ۱: آشنایی با مبانی خنک کاری پره‌های توربین گاز

۱-۱	مقدمه
۲-۱	روش‌های خنک کاری پره‌های توربین
۱-۲-۱	خنک کاری داخلی پره‌های توربین
۲-۲-۱	خنک کاری فیلمی پره‌های توربین
۳-۱	تعریف خنک کاری فیلمی نوسانی
۴-۱	مروری بر تحقیقات پیشین
۱-۴-۱	مطالعات پیشین خنک کاری فیلمی با جریان اصلی پایا
۲-۴-۱	مطالعات پیشین خنک کاری فیلمی با جریان اصلی ناپایا
۵-۱	معرفی تحقیق حاضر
۶-۱	نوآوری

فصل ۲: بیان معادلات حاکم

۱-۲	مقدمه
۲-۲	معادلات ناویر-استوکس
۳-۲	مدل‌های توربولانسی
۱-۳-۲	مدل‌های ناویر-استوکس متوسط‌گیری شده رینولدز پایا و ناپایا

- ۲-۳-۲ مدل شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ ۳۱
- ۲-۳-۳ مدل شبیه‌سازی گردابه‌ای تفکیک‌شده ۳۲
- ۲-۴-۲ روابط بکار برده شده در تحلیل نتایج ۳۳
- ۲-۴-۱ جهت‌های هم راستا با جریان و عمود بر جریان ۳۳
- ۲-۴-۲ بازده خنک‌کاری فیلمی آدیاباتیک ۳۵
- ۲-۴-۳ عدد استنتون ۳۵

فصل ۳: بیان مسئله و اعتبارسنجی تحلیل عددی

- ۳-۱ مقدمه ۳۸
- ۳-۲ بیان مسئله ۳۸
- ۳-۳ شرایط مرزی و خواص سیال ۴۱
- ۳-۴ معیار همگرایی محاسبات ۴۴
- ۳-۵ شبکه‌بندی و بررسی شبکه انتخابی ۴۴
- ۳-۶ اعتبارسنجی ۴۷
- ۳-۷ استقلال نتایج از شبکه‌بندی و گام زمانی ۵۰
- ۳-۸ صحت‌سنجی ۵۴

فصل ۴: نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی خنک‌کاری فیلمی

- ۴-۱ مقدمه ۵۸
- ۴-۲ اثر تغییر فرکانس بر توزیع دما و بازده خنک‌کاری فیلمی ۵۸
- ۴-۳ اثر آرایش قرارگیری سوراخ‌ها در فرکانس‌های مختلف بر بازده خنک‌کاری فیلمی ۷۱
- ۴-۴ اثر تغییر فرکانس بر ضریب انتقال حرارت و نسبت عدد استنتون ۷۶
- ۴-۵ اثر آرایش قرارگیری سوراخ‌ها در فرکانس‌های مختلف بر ضریب انتقال حرارت و نسبت عدد استنتون ۹۳

۴-۷ اثر تغییر فرکانس بر فیلم خنک‌کننده تشکیل شده روی دیواره آدبایاتیک ۹۸

۱۰۵

فصل ۵: نتیجه‌گیری و پیشنهادات

۵-۱ مقدمه ۱۰۶

۵-۲ نتیجه‌گیری نهایی از نتایج ۱۰۶

۵-۳ ارائه پیشنهادها برای ادامه کار در آینده ۱۱۱

۱۱۳

مراجع

فهرست جداول

جدول ۱-۲: ضرایب مدل توربولانسی Spalart Allmaras	۲۷
جدول ۲-۲: ضرایب مدل توربولانسی $k-\epsilon$ Realizable	۲۸
جدول ۳-۲: ضرایب مدل توربولانسی $k-\omega$ SST	۳۰
جدول ۱-۳: مشخصات ابعادی چهار نوع هندسه	۴۰
جدول ۲-۳: مشخصات ابعادی مشترک بین هندسه‌ها [۵]	۴۰
جدول ۳-۳: مشخصات دما و سرعت جریان‌ها [۵]	۴۲
جدول ۴-۳: ضرایب جمله سینوسی سرعت‌ها در فرکانس‌های مختلف [۵]	۴۲
جدول ۵-۳: شرایط مرزی ناحیه محاسباتی در حالت آدیاباتیک	۴۳
جدول ۶-۳: شرایط مرزی ناحیه محاسباتی در حالت شار حرارتی ثابت	۴۳
جدول ۷-۳: میزان درصد خطای نقطه‌ای بازده خنک‌کاری فیلمی روی صفحه تخت نسبت به نتایج آزمایشگاهی	۴۹
جدول ۸-۳: میزان درصد خطای نقطه‌ای بازده خنک‌کاری فیلمی روی صفحه تخت نسبت به نتایج عددی	۵۰
جدول ۹-۳: اثر تعداد سلول‌های شبکه بر بازده در هندسه ۱	۵۲
جدول ۱۰-۳: اثر تعداد سلول‌های شبکه بر بازده در هندسه ۲	۵۲
جدول ۱۱-۳: اثر تعداد سلول‌های شبکه بر بازده در هندسه ۳	۵۲
جدول ۱۲-۳: اثر تعداد سلول‌های شبکه بر بازده در هندسه ۴	۵۲
جدول ۱۳-۳: شبکه‌بندی‌های نهایی برای چهار هندسه	۵۳
جدول ۱۴-۳: مقادیر گام زمانی در فرکانس‌های مختلف	۵۳
جدول ۱۵-۳: میزان درصد خطا متوسط بازده خنک‌کاری فیلمی متوسط روی خط عرضی با مدل‌های توربولانسی مختلف در هندسه ۳	۵۶
جدول ۱-۴: مقایسه بهبود بازده خنک‌کاری فیلمی روی خط میانی هندسه‌های مختلف با هندسه ۴	۷۲
جدول ۲-۴: مقایسه بهبود بازده خنک‌کاری فیلمی متوسط روی خطوط عرضی هندسه‌های مختلف با هندسه ۱	۷۴
جدول ۳-۴: مقایسه نسبت عدد استنتون روی خط میانی هندسه‌های مختلف با هندسه ۴	۹۴
جدول ۴-۴: مقایسه نسبت عدد استنتون متوسط روی خطوط عرضی هندسه‌های مختلف با هندسه ۱	۹۶

فهرست اشکال

- شکل ۱-۱: چرخه ایده‌آل برای تون [۱] ۳
- شکل ۲-۱: روش‌های خنک‌کاری پیشرفته [۳] ۵
- شکل ۳-۱: خنک‌کاری داخلی چند مسیره پره یک توربین پیشرفته [۴] ۶
- شکل ۴-۱: خنک‌کاری فیلمی روی پره توربین [۴] ۷
- شکل ۵-۱: عوامل هندسی موثر بر بازده خنک‌کاری فیلمی تأثیر [۵] ۸
- شکل ۶-۱: چهار هندسه متفاوت سوراخ‌های تزریق با زاویه ترکیب‌های متفاوت [۲۳] ۱۴
- شکل ۷-۱: آرایش قرارگیری سوراخ‌های تزریق با زاویه ترکیب متفاوت [۲۵] ۱۵
- شکل ۸-۱: هندسه صفحه تخت با یک ردیف سوراخ استوانه‌ای با زاویه شیب ۳۵ درجه [۵] ۱۸
- شکل ۱-۲: نمای بالا از صفحه تخت و نمایش خطوط میانی و عرضی در چهار هندسه ۳۴
- شکل ۲-۲: موقعیت مکانی خطوط عرضی در جهت X/D در هندسه ۱ ۳۴
- شکل ۱-۳: نمای عرضی هندسه نوع ۱ ۳۹
- شکل ۲-۳: نمای عرضی هندسه نوع ۲ ۳۹
- شکل ۳-۳: نمای عرضی هندسه نوع ۳ ۳۹
- شکل ۴-۳: نمای عرضی هندسه نوع ۴ ۳۹
- شکل ۵-۳: نمای جانبی برای چهار هندسه در صفحه X-Y (Z=0) ۴۱
- شکل ۶-۳: نمای سه بعدی هندسه مورد بررسی نوع ۱ ۴۱
- شکل ۷-۳: شبکه بندی ناحیه محاسباتی ۴۶
- شکل ۸-۳: مقادیر γ^+ روی صفحه تخت برای چهار نوع هندسه ۴۷
- شکل ۹-۳: مقایسه مقدار بازده خنک‌کاری فیلمی روی خط مرکزی با نتایج تجربی و عددی ۴۸
- شکل ۱۰-۳: بازده خنک‌کاری فیلمی آدیاباتیک روی خط میانی با تعداد سلول‌های شبکه متفاوت در هندسه‌های مختلف ۵۱
- شکل ۱۱-۳: مقایسه مقدار بازده خنک‌کاری فیلمی متوسط روی خط عرضی برای هندسه ۳ ۵۵
- شکل ۱-۴: بازده خنک‌کاری فیلمی روی خط میانی در فرکانس‌های مختلف برای هندسه نوع ۱ ۶۰.۱
- شکل ۲-۴: بازده خنک‌کاری فیلمی متوسط روی خطوط عرضی در فرکانس‌های مختلف برای هندسه نوع ۱ ۶۰
- شکل ۳-۴: توزیع دما روی صفحه تخت (صفحه X-Z در Y=0) برای هندسه ۱ ۶۱
- شکل ۴-۴: بازده خنک‌کاری فیلمی روی خط میانی در فرکانس‌های مختلف برای هندسه نوع ۲ ۶۳.۲
- شکل ۵-۴: بازده خنک‌کاری فیلمی متوسط روی خطوط عرضی در فرکانس‌های مختلف برای هندسه نوع ۲ ۶۳

- شکل ۴-۶: توزیع دما روی صفحه تخت (صفحه X-Z در $Y=0$) برای هندسه ۲ ۶۴
- شکل ۴-۷: بازده خنک‌کاری فیلمی روی خط میانی در فرکانس‌های مختلف برای هندسه نوع ۳ ۶۶
- شکل ۴-۸: بازده خنک‌کاری فیلمی متوسط روی خطوط عرضی در فرکانس‌های مختلف برای هندسه نوع ۳ ۶۶
- شکل ۴-۹: توزیع دما روی صفحه تخت (صفحه X-Z در $Y=0$) برای هندسه ۳ ۶۷
- شکل ۴-۱۰: بازده خنک‌کاری فیلمی روی خط میانی در فرکانس‌های مختلف برای هندسه نوع ۴ ۶۹
- شکل ۴-۱۱: بازده خنک‌کاری فیلمی متوسط روی خطوط عرضی در فرکانس‌های مختلف برای هندسه نوع ۴ ۶۹
- شکل ۴-۱۲: توزیع دما روی صفحه تخت (صفحه X-Z در $Y=0$) برای هندسه ۴ ۷۰
- (الف): ۱۸۰ هرتز (ب): ۱۰۷۲ هرتز ۷۰
- شکل ۴-۱۳: بازده خنک‌کاری فیلمی روی خط میانی برای چهار هندسه در فرکانس‌های مختلف ۷۳
- شکل ۴-۱۴: بازده خنک‌کاری فیلمی متوسط روی خطوط عرضی برای چهار هندسه در فرکانس‌های مختلف ۷۵
- شکل ۴-۱۵: نسبت عدد استنتون روی خط میانی در فرکانس‌های مختلف برای هندسه نوع ۱ ۷۸
- شکل ۴-۱۶: نسبت عدد استنتون متوسط روی خطوط عرضی در فرکانس‌های مختلف برای هندسه نوع ۱ ۷۸
- شکل ۴-۱۷: توزیع دما بی‌بعد جریان خنک‌کننده (صفحه Y-Z در $X/D=7$) برای هندسه ۱ ۷۹
- شکل ۴-۱۸: توزیع سرعت جریان خروجی از سوراخ‌ها و تغییرات نسبت دمش (صفحه Y-Z در $X/D=7$) برای هندسه ۱ ۸۰
- شکل ۴-۱۹: نسبت عدد استنتون روی خط میانی در فرکانس‌های مختلف برای هندسه نوع ۲ ۸۲
- شکل ۴-۲۰: نسبت عدد استنتون متوسط روی خطوط عرضی در فرکانس‌های مختلف برای هندسه نوع ۲ ۸۲
- شکل ۴-۲۱: توزیع دما بی‌بعد جریان خنک‌کننده (صفحه Y-Z در $X/D=7$) برای هندسه ۲ ۸۳
- شکل ۴-۲۲: توزیع سرعت جریان خروجی از سوراخ‌ها و تغییرات نسبت دمش (صفحه Y-Z در $X/D=7$) برای هندسه ۲ ۸۴
- شکل ۴-۲۳: نسبت عدد استنتون روی خط میانی در فرکانس‌های مختلف برای هندسه نوع ۳ ۸۶
- شکل ۴-۲۴: نسبت عدد استنتون متوسط روی خطوط عرضی در فرکانس‌های مختلف برای هندسه نوع ۳ ۸۶
- شکل ۴-۲۵: توزیع دما بی‌بعد جریان خنک‌کننده (صفحه Y-Z در $X/D=7$) برای هندسه ۳ ۸۷
- شکل ۴-۲۶: توزیع سرعت جریان خروجی از سوراخ‌ها و تغییرات نسبت دمش (صفحه Y-Z در $X/D=7$) برای هندسه ۳ ۸۸

- شکل ۴-۲۷: نسبت عدد استنتون روی خط میانی در فرکانس‌های مختلف برای هندسه نوع ۴ ... ۹۰
- شکل ۴-۲۸: نسبت عدد استنتون متوسط روی خطوط عرضی در فرکانس‌های مختلف برای هندسه نوع ۴ ۹۰
- شکل ۴-۲۹: توزیع دما بی‌بعد جریان خنک‌کننده (صفحه Y-Z در $X/D=7$) برای هندسه ۴ ۹۱
- شکل ۴-۳۰: توزیع سرعت جریان خروجی از سوراخ‌ها و تغییرات نسبت دمش (صفحه Y-Z در $X/D=7$) برای هندسه ۴ ۹۲
- شکل ۴-۳۱: نسبت عدد استنتون روی خط میانی برای چهار هندسه در فرکانس‌های مختلف ۹۵
- شکل ۴-۳۲: نسبت عدد استنتون متوسط روی خطوط عرضی برای چهار هندسه در فرکانس‌های مختلف ۹۷
- شکل ۴-۳۳: توزیع دمای فیلم خنک‌کننده روی دیواره آدیاباتیک در صفحه (X-Y) برای هندسه ۱ ۹۹
- شکل ۴-۳۴: توزیع دمای فیلم خنک‌کننده روی دیواره آدیاباتیک در صفحه (X-Y) برای هندسه ۲ ۱۰۰
- شکل ۴-۳۵: توزیع دمای فیلم خنک‌کننده روی دیواره آدیاباتیک در صفحه (X-Y) برای سوراخ‌های ردیف اول در هندسه ۳ ۱۰۱
- شکل ۴-۳۶: توزیع دمای فیلم خنک‌کننده روی دیواره آدیاباتیک در صفحه (X-Y) برای سوراخ‌های ردیف دوم در هندسه ۳ ۱۰۲
- شکل ۴-۳۷: توزیع دمای فیلم خنک‌کننده روی دیواره آدیاباتیک در صفحه (X-Y) برای سوراخ‌های ردیف اول در هندسه ۴ ۱۰۳
- شکل ۴-۳۸: توزیع دمای فیلم خنک‌کننده روی دیواره آدیاباتیک در صفحه (X-Y) برای سوراخ‌های ردیف دوم در هندسه ۴ ۱۰۴
- شکل ۵-۱: بازده خنک‌کاری فیلمی و نسبت عدد استنتون روی خط میانی در هشت فرکانس برای چهار هندسه ۱۰۸
- شکل ۵-۲: بازده خنک‌کاری فیلمی متوسط و نسبت عدد استنتون متوسط روی خطوط عرضی در هشت فرکانس برای چهار هندسه ۱۱۰

فهرست علائم

عدد استنتون	St	ظرفیت گرمای ویژه	C_p (J/kgK)
عدد استنتون روی خط میانی	St_c	قطر سوراخ تزریق	D (m)
عدد استنتون متوسط روی خطوط عرضی	St_s	نسبت چگالی	$D.R.$
عدد استنتون روی صفحه تخت	St_o	انرژی داخلی	e (kJ/kg)
زمان	t (s)	فرکانس نوسانات سرعت	f (Hz)
دمای آدیاباتیک دیواره	T_{aw} (K)	شتاب گرانشی	g (m/s ²)
دمای توده جریان	T_b (K)	ضریب انتقال حرارت جابجایی خنک کاری فیلمی	h_f (W/m ² K)
دمای دیواره	T_w (K)	ضریب انتقال حرارت جابجایی صفحه تخت	h_o (W/m ² K)
دامنه سرعت جریان خنک کننده	U_C (m/s)	نسبت شار مومنتوم	I
دامنه سرعت جریان اصلی	U_G (m/s)	طول سوراخ تزریق	L (m)
سرعت ورودی جریان خنک کننده	V_{cool_inlet} (m/s)	نسبت دمش	M
سرعت ورودی جریان اصلی	V_{main_inlet} (m/s)	شار حرارتی	q (W/m ²)

بازده خنک کاری فیلمی	η	لزجت آشفته‌گی	μ_t (kg/m.s)
بازده روی خط میانی	η_c	ثابت آشفته‌گی	C_μ
بازده متوسط روی خطوط عرضی	η_s	انرژی جنبشی آشفته‌گی	k
لزجت دینامیکی	μ (kg/m.s)	نرخ اتلافات انرژی جنبشی آشفته‌گی	ε
چگالی	ρ (kg/m ³)	نرخ اتلافات آشفته‌گی مخصوص	ω
چگالی جریان خنک کننده	ρ_C (kg/m ³)	دمای بی بعد	ϕ
چگالی جریان اصلی	ρ_G (kg/m ³)	گام زمانی	τ (s)

فصل ۱: آشنایی با مبانی خاک کاری پره های

توربین گاز

۱-۱ مقدمه

توربین گاز^۱ نوعی موتور احتراق داخلی است که از یک کمپرسور و توربین که با هم روی یک محور دوار هستند و یک محفظه احتراق که بین این دو قرار گرفته است، تشکیل شده است. کارکرد اصلی توربین گاز بسیار شبیه به توربین بخار^۲ است با این تفاوت که سیال عامل آن هوا می‌باشد. توربین گاز بر مبنای چرخه برایتون^۳ کار می‌کند؛ به این صورت که ابتدا هوا وارد کمپرسور شده و بعد از افزایش فشار آن، به محفظه احتراق وارد می‌شود؛ سپس با اضافه کردن سوخت به هوا و اشتعال آن‌ها، احتراق صورت می‌گیرد. گازهای داغ حاصل از احتراق که انرژی و دمای بالایی دارند، به توربین وارد می‌شوند و باعث به حرکت درآوردن پره‌های توربین و محور دوار آن می‌شود. به این حرکت دورانی محور یا انرژی مکانیکی تولید شده، کار خروجی توربین گفته می‌شود. بخشی از این انرژی مکانیکی صرف چرخاندن کمپرسور خود توربین شده و باقی انرژی، بسته به کاربردهای توربین گاز مصرف می‌شود.

کاربرد روزافزون توربین‌های گازی در صنایع مختلف به خصوص در صنایع نفت، هوافضا و تولید برق، بسیار چشمگیر و قابل توجه است. از این تجهیزات برای تولید برق در نیروگاه‌ها، برای به حرکت درآوردن پمپ‌ها و کمپرسورها در خطوط انتقال فرآورده‌ها در صنایع نفت و گاز، موتورهای جلوبرنده (هواپیما، کشتی‌ها و حتی خودروها) و غیره استفاده می‌شود. امروزه کاربرد توربین‌های گازی در حال گسترش است. از زمان تولد توربین‌های گازی امروزی در مقایسه با سایر تجهیزات تولید قدرت، زمان زیادی نمی‌گذرد. با این وجود امروزه این تجهیزات به عنوان سامانه‌های مهمی در امر تولید قدرت مکانیکی مطرح هستند. امروزه به فناوری توربین‌های گازی، فناوری مادر گفته می‌شود. کشوری که در زمینه طراحی و تولید توربین‌های گازی توانمند باشد، قادر به تولید هر چیز دیگری نیز خواهد بود.

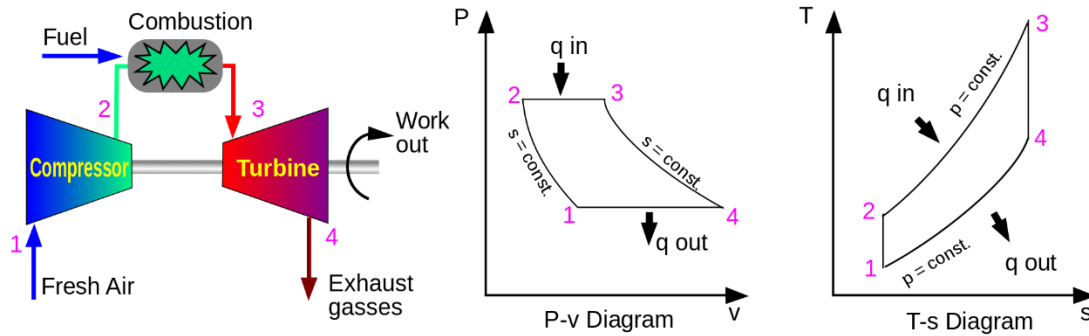
بازده حرارتی توربین‌ها که بر مبنای چرخه ایده‌آل براتون کار می‌کنند، در رابطه (۱-۱) به صورت زیر تعریف می‌شود. همچنین در شکل ۱-۱ این چرخه نشان داده شده است [۱].

¹ Gas Turbine

² Steam Turbine

³ Brayton Cycle

$$\text{Efficiency} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (1-1)$$



شکل ۱-۱: چرخه ایده آل برای تون [۱]

در بازده حرارتی، T_1 دمای ورودی کمپرسور، T_2 دمای هوا خروجی از کمپرسور، T_3 دمای گازهای داغ ورودی به توربین و T_4 دمای خروجی توربین است. با توجه به شکل ۱-۱، با افزایش دمای گازهای داغ ورودی به توربین (T_3)، بازده حرارتی و قدرت خروجی آن‌ها افزایش می‌یابد. افزایش دمای گازهای داغ ورودی، یکی از روش‌ها برای افزایش بازده در موتورهای توربین گاز می‌باشد. توربین‌های گازی پیشرفته دارای دمای ورودی نزدیک به ۲۲۵۰ کلوین هستند که بیش از ۴۰۰ درجه گرمتر از نقطه ذوب فلز سازنده پره‌ها و تقریباً دو برابر دمای مجاز فلز است [۲]. از این رو، برای حفاظت از پره‌ها و مقاومت در برابر تنش‌های حرارتی، باید دمای آن‌ها کمتر از حد قابل قبول باشد که به این منظور باید از محافظ‌های پوششی حرارتی استفاده و به نوعی پره‌های توربین را نیز خنک‌کاری کرد. معمولاً پره‌ها بوسیله هوای گرفته شده از کمپرسور خنک می‌شوند. از آنجایی که گرفتن این هوا از کمپرسور یک امتیاز منفی در بازدهی محسوب می‌شود، ضروری است که روش‌های خنک‌کاری، شرایط عملیاتی، و هندسه تیغه‌های توربین شناسایی و بهینه شوند.

۱-۲ روش‌های خنک‌کاری پره‌های توربین

توربین‌های گاز پیشرفته در دماهای بالایی بکار برده می‌شوند تا بازده حرارتی و قدرت خروجی آن‌ها افزایش یابد. با افزایش دمای ورودی به توربین، انتقال حرارت به پره‌های توربین نیز افزایش می‌یابد. دماهای کاری، بسیار بالاتر از حد مجاز برای فلزات می‌باشد. از این رو، برای آن‌که توربین بدرستی عمل کند، نیاز است که پره‌های توربین خنک شوند. پره‌های توربین گاز هم از درون و هم از بیرون خنک می‌شوند. خنک‌کاری از درون توسط عبور دادن ماده خنک‌کن از مسیرهای مارپیچی شکل قرار داده شده در درون پره و جذب گرما از سطح خارجی پره صورت می‌گیرد. خنک‌کاری از بیرون، خنک‌کاری فیلمی نیز نامیده می‌شود. هوای خنک‌کن درونی از طریق تعدادی سوراخ یا شکاف به بیرون دمیده می‌شوند تا یک لایه از هوای خنک‌کن در روی سطح برای محافظت از سطح خارجی پره از گازهای داغ احتراقی بوجود آید.

روش‌های خنک‌کاری بسیار پیشرفته در موتور توربین‌های گازی شامل خنک‌کاری فیلمی^۱، خنک‌کاری دمشی^۲ و خنک‌کاری جابجایی افزایشی^۳ می‌باشند. هوای خنک‌کن از کمپرسور خارج شده و به روی دیوارهای داخلی دمیده می‌شود. بعد از خنک‌کاری دمشی، هوای باقیمانده با خروج از سوراخ‌های لبه کناری^۴، سوراخ‌های آبششی روی سطح و لبه حمله^۵، سوراخ‌های پایه پره^۶ و شکاف‌های انتهایی^۷، از طریق خنک‌کاری فیلمی به خنک‌کاری می‌پردازد. شکل ۱-۲ روش‌های خنک‌کاری پیشرفته را نشان می‌دهد.

^۱ Film Cooling

^۲ Impingement Cooling

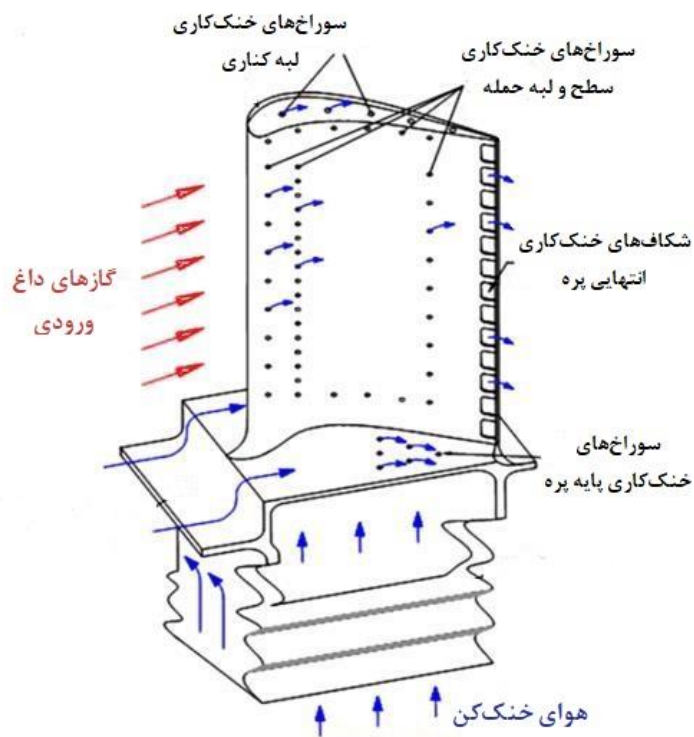
^۳ Augmented Convective Cooling

^۴ Tip Cooling Holes

^۵ Film Cooling Holes

^۶ Blade Platform Cooling Holes

^۷ Trailing Edge Cooling Slots



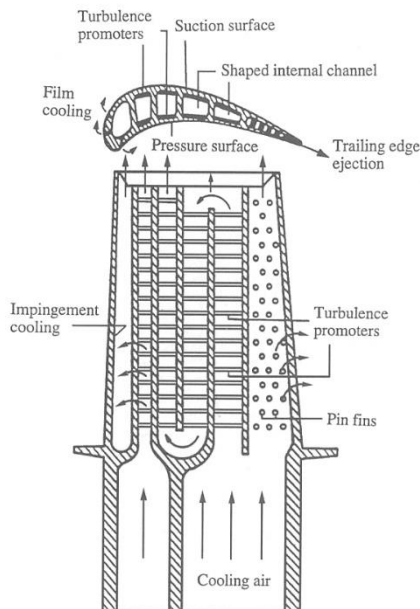
شکل ۱-۲: روش‌های خنک‌کاری پیشرفته [۳]

۱-۲-۱ خنک‌کاری داخلی پره‌های توربین

تزریق هوای خنک بر روی سطح داخلی ایرفویل از طریق کانال‌های چند مسیره یک روش معمولی برای خنک‌کاری داخلی پره‌های توربین گاز است، این تکنیک برای خنک‌کاری پره‌های ردیف اول استاتور بسیار کارآمد است. بخشی از هوای باقیمانده هم از طریق مسیرهای در نظر گرفته شده حرکت کرده و برای خنک‌کاری فیلمی بکار برده می‌شود. بخش دیگر هوای باقیمانده هم به سمت گوشه انتهایی حرکت کرده و از طریق سوراخ‌های ریز موجود در انتها خارج می‌شود تا برای خنک‌کاری ناحیه‌ای از گوشه انتهایی بکار برده شود. خنک‌کاری دمش به دلیل اینکه می‌توان هوای خنک را بطور مستقیم روی نقاط داغ دمش کرد، بسیار کارآمد است [۴].

بعلت محدودیت‌های ساختاری بر روی پره‌های روتور، خنک‌کاری دمشی را تنها می‌توان در مورد نوک پره‌های روتور بکار برد. شکل ۱-۳ خنک‌کاری پره روتور یک توربین پیشرفته چند مسیره را نشان می‌دهد. در حال حاضر برای خنک‌کاری ناحیه میانی پره روتور، از مسیرهای مارپیچ درون پره‌های روتور استفاده

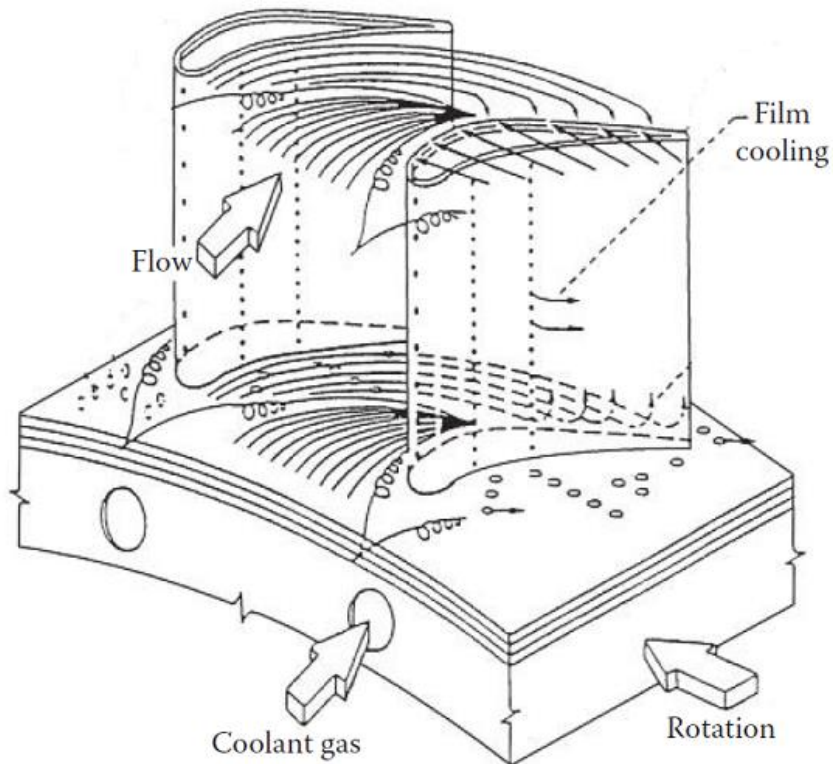
می‌شود، برای خنک‌کاری گوشه انتهایی هم بعلت محدودیت‌های مکانی و ساخت، از مسیرهای کوچک استفاده می‌شود [۴].



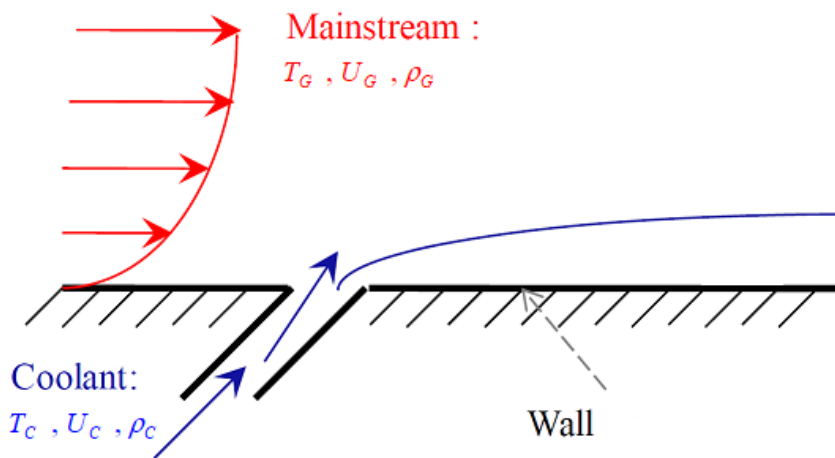
شکل ۱-۳: خنک‌کاری داخلی چند مسیره پره یک توربین پیشرفته [۴]

۱-۲-۲ خنک‌کاری فیلمی پره‌های توربین

خنک‌کاری فیلمی به صورت تزریق هوای خنک از طریق سوراخ‌های ایجاد شده روی قسمت‌های مختلف پره انجام می‌شود. هوا خنک تزریق شده با حرکت جریان اصلی گازهای داغ، روی سطح خم می‌شود و یک فیلم نازک روی سطح تشکیل می‌دهد که سطح را از جریان اصلی گازهای داغ محافظت می‌کند. بنابراین، فیلم خنک‌کننده باعث کاهش دمای دیواره می‌شود. شکل ۱-۴ خنک‌کاری فیلمی روی پره توربین را نشان می‌دهد [۴].



(الف)



(ب)

شکل ۴-۱: خنک کاری فیلمی روی پره توربین [۴]

این نوع خنک کاری به مقدار زیادی به نسبت فشار و نسبت دما جریان خنک کننده به جریان اصلی و نسبت شار مومنوم که در رابطه (۲-۱) مشخص شده، وابسته است. همچنین پارامترهای هندسی قرارگیری سوراخ نظیر زاویه تزریق، طول لوله سوراخ، فاصله بین سوراخها و غیره که در شکل ۵-۱ نشان

داده شده است، می‌تواند در بازده خنک‌کاری فیلمی^۱ تأثیر گذار باشد [۵]. نسبت فشار جریان خنک‌کننده به جریان اصلی متناسب با نسبت دبی جرمی جریان خنک‌کننده به جریان اصلی (نسبت دمش)^۲ است، در حالی که نسبت دمای جریان خنک‌کننده به جریان اصلی متناسب با نسبت چگالی^۳ جریان خنک‌کننده به جریان اصلی است. می‌توان گفت نسبت دمش و نسبت چگالی کارآمدترین مقیاس‌ها برای تعیین بازده خنک‌کاری فیلمی می‌باشند [۴]. نسبت دمش و نسبت چگالی و بازده خنک‌کاری فیلمی آدیاباتیک به ترتیب در روابط (۳-۱) تا (۵-۱) تعریف شده‌اند [۵].

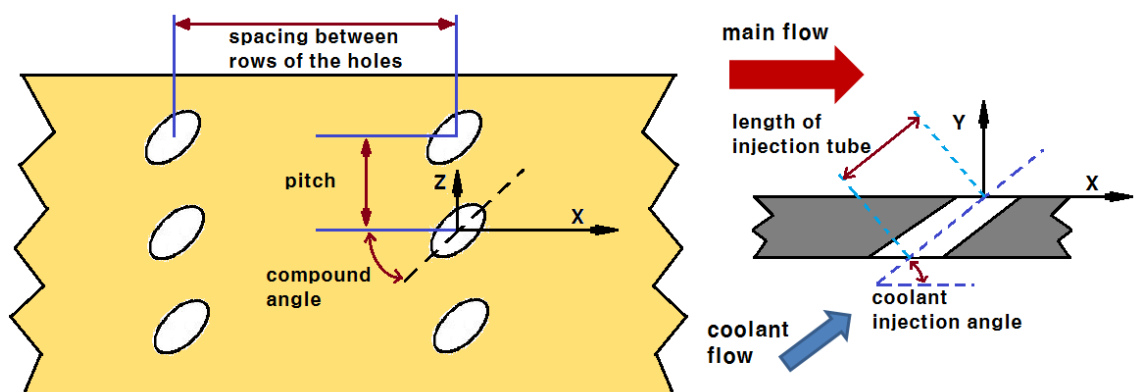
$$I = \frac{\rho_c U_c^2}{\rho_g U_g^2} \quad (۲-۱)$$

$$M = \frac{\rho_c U_c}{\rho_g U_g} \quad (۳-۱)$$

$$D.R. = \frac{\rho_c}{\rho_g} \quad (۴-۱)$$

$$\eta = \frac{T_g - T_{aw}}{T_g - T_c} \quad (۵-۱)$$

که ρ چگالی، U سرعت جریان و زیرنویس‌های C مربوط به جریان خنک‌کننده و G مربوط به جریان اصلی می‌باشد.



شکل ۵-۱: عوامل هندسی موثر بر بازده خنک‌کاری فیلمی تأثیر [۵]

¹ Film Cooling Effectiveness

² Blowing Ratio

³ Density Ratio

۳-۱ تعریف خنک کاری فیلمی نوسانی

هنگامی که بخشی از هوای متراکم شده از کمپرسور برای خنک کردن اجزاء دما بالا گرفته می‌شود، بازده حرارتی توربین کاهش می‌یابد. برای حفظ بازده حرارتی بالا و همچنین خنک کردن اجزاء، باید راهی برای کم کردن هوای خنک کاری مصرفی پیدا کرد، که در این وضعیت از خنک کاری فیلمی پالسی برای کاهش مصرف هوای خنک گرفته شده از کمپرسور، استفاده می‌شود. پدیده نوسانی شدن به طور طبیعی به خاطر نوسانات جریان اصلی و برهم‌کنش ناپایای تناوبی بین روتور و استاتور اتفاق می‌افتد. همچنین نوسان در جریان اصلی می‌تواند ناشی از ناپایداری‌های محفظه احتراق باشد، که یکی از نگرانی‌های اصلی صنعت توربین گاز است. درک اثر این ناپایداری‌ها روی خنک کاری فیلمی برای طراحی بهتر توربین گاز مهم است. بنابراین مهم است که اثرات خنک کاری فیلمی پالسی بررسی شود. اکثر تحقیقات قبلی انجام شده در این زمینه به صورت آزمایشگاهی بوده است. در این تحقیق به مطالعه عددی بازده خنک کاری فیلمی و ضریب انتقال حرارت در فرکانس‌های مختلف، برای طراحی بهتر توربین گاز پرداخته می‌شود [۵].

۴-۱ مروری بر تحقیقات پیشین

دینامیک سیالات محاسباتی^۱ روشی است که به طور گسترده در صنعت مورد استفاده قرار می‌گیرد و یک رویکرد مقرون به صرفه برای شبیه‌سازی جریان و حرارت است. خنک کاری فیلمی یک شدت آشفستگی بالا ایجاد می‌کند که می‌تواند توسط چندین مدل آشفستگی مانند RANS، شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ^۲ و شبیه‌سازی گردابه‌های جدا شده^۳ مدل شود. تحقیقات متعددی با استفاده از روش‌های دینامیک سیالات محاسباتی و همچنین بررسی‌های آزمایشگاهی برای مطالعه فیزیک جریان تولید شده توسط خنک‌کننده فیلمی انجام شده است که در ادامه به مرور آن‌ها پرداخته می‌شود.

^۱ CFD

^۲ LES

^۳ DES

۱-۴-۱ مطالعات پیشین خنک‌کاری فیلمی با جریان اصلی پایا^۱

آزمایش‌ها و مطالعات عددی بی‌شماری به روش دینامیک سیالات محاسباتی توسط بسیاری از محققان انجام شده که فیزیک خنک‌کاری فیلمی طی ۵۰ سال مورد بررسی قرار گرفته شده است.

گلدشتاین و همکاران [۶] بازده خنک‌کاری فیلمی روی صفحه تخت را به صورت آزمایشگاهی اندازه‌گیری کردند. آن‌ها اثر تغییر عدد رینولدز برای جریان و زاویه شیب سوراخ‌ها را بر بازده خنک‌کاری فیلمی بررسی کردند. آن‌ها نتیجه گرفتند که میزان پخش‌شوندگی جریان خنک‌کننده^۲ صرف نظر از عدد رینولدز، تقریباً یکسان است و افزایش سرعت آن باعث افزایش بازده در نسبت دمش‌های پایین شده است. پدرس و همکاران [۷] اثر تغییر نسبت چگالی را بر بازده خنک‌کاری فیلمی آدیاباتیک^۳ به صورت آزمایشگاهی مطالعه کردند. آن‌ها از صفحه تخت با سوراخ‌های استوانه‌ای استفاده کرده و ثابت کردند که افزایش نسبت چگالی، به جز ناحیه باریک نزدیک سوراخ‌ها، منجر به بازده بالایی می‌شود؛ زیرا در آنجا جریان خنک‌کننده بلند و جدا می‌شود و سپس به دیواره پایین دست می‌چسبد. سینها و همکاران [۸] بازده خط میانی^۴ و بازده متوسط خط عمود بر جریان^۵ را برای نسبت دمش‌های ۰/۲۵ تا ۱ و نسبت چگالی‌های ۱/۲ تا ۲ به طور تجربی نشان دادند. آن‌ها گزارش دادند که جدا شدن جریان خنک‌کننده ناشی از افزایش دبی جریان باعث افت بازده خنک‌کاری فیلمی می‌شود. آن‌ها همچنین نشان دادند که اگر نسبت شار مومنتوم جریان خنک‌کننده به جریان اصلی بین ۰/۳ و ۰/۷ باشد، جدا شدن جریان خنک‌کننده در ناحیه باریک نزدیک سوراخ رخ داده و بعد از آن جریان به دیواره پایین دست می‌چسبد. اما اگر نسبت شار مومنتوم بیش از ۰/۷ باشد، منجر به جدا شدن کامل جریان خنک‌کننده از دیواره می‌شود. همچنین آن‌ها اظهار داشتند که بازده متوسط خط عمود بر جریان به شدت وابسته به گسترش

¹ Steady Main Flow

² Spreading Cooling jet

³ Adiabatic film cooling effectiveness

⁴ Centerline effectiveness

⁵ Spanwise averaged effectiveness

جانبی جریان خنک کننده است. اشمیت و همکاران [۹] اثر زاویه ترکیب (زاویه آرایشی)^۱ را در یک سوراخ گرد و یک سوراخ با خروجی انبساطی، بر روی بازده خنک کاری فیلمی به طور آزمایشگاهی بررسی کردند. آن‌ها گزارش کردند که زاویه ترکیب در سوراخ گرد در مقایسه با تزریق صاف شیب‌دار^۲، در نسبت شار مومنوم بالا، بازده خنک کاری فیلمی را بهبود می‌بخشد در صورتی که سوراخ با خروجی انبساطی باعث بهبود بیشتر بازده خنک کاری فیلمی می‌شود. یوئن و همکاران [۱۰] بازده خنک کاری فیلمی و ضریب انتقال حرارت را برای زوایای مختلف تزریق (۳۰، ۶۰، ۹۰ درجه) و نسبت دمش‌های ۰/۳۳ تا ۲، به صورت آزمایشگاهی مطالعه کردند. آن‌ها گزارش دادند که بیشترین بازده خنک کاری فیلمی با تزریق صاف با زاویه شیب ۳۰ درجه در نسبت دمش ۰/۳۳ بدست آمد. والترز و لیلک [۱۱] به بررسی عددی خنک کاری فیلمی در صفحه تخت پرداختند. آن‌ها از شبکه‌بندی سه بعدی بدون ساختار و مدل توربولانسی k-ε Standard استفاده کردند و نتایج عددی را با داده‌های تجربی از سینه‌ها و همکاران [۸] مقایسه کردند. آن‌ها دریافته‌اند که بازده خنک کاری فیلمی آدیاباتیک پیش‌بینی خوبی در بیش از ۱۰ قطر سوراخ در جریان پایین دست نشان می‌دهد؛ در حالی که، در نسبت دمش‌های بالا، چسبیدن جریان خنک کننده به ناحیه باریک نزدیک سوراخ به خوبی پیش‌بینی نشده است. آن‌ها گزارش دادند که نتایج عددی بازده خط میانی را بیش از پیش، پیش‌بینی کرده و نتایج نشان می‌دهد که گسترش عرضی^۳ جریان خنک کننده روی دیواره کمتر است. فریچ و روشنکو [۱۲] به طور تجربی نشان دادند که جریان تولید شده توسط خنک کننده فیلمی، پیچیده و بسیار ناپایدار هستند. آن‌ها دریافته‌اند که ساختارهای مختلف گردابی با فرآیند اختلاط بین جریان خنک کننده و جریان اصلی در ناحیه باریک نزدیک سوراخ ایجاد می‌شود. مک گاورن و لیلک [۱۳] اثر زوایای ترکیب ۴۵، ۶۰ و ۹۰ درجه را در مقایسه با تزریق صاف شیب‌دار برای یک سوراخ استوانه‌ای، به صورت عددی بررسی کردند. تحلیل توسط حلگر فلونت با استفاده از مدل توربولانسی k-ε Standard با توابع دیواره تعمیم یافته انجام شد. آن‌ها گزارش دادند

¹ Compound angle

² Inclined inline injection

³ Lateral spreading

که زاویه ترکیب در مقایسه با تزریق صاف از سوراخ، باعث افزایش پخش عرضی جریان خنک‌کننده و بازده خنک‌کاری فیلمی متوسط خط عمود بر جریان است. همچنین آن‌ها دریافته‌اند که ضریب انتقال حرارت به دلیل اثر زاویه ترکیب افزایش یافته است. تیاگی و آچاریا [۱۴] با استفاده از روش LES^۱ به بررسی عددی خنک‌کاری فیلمی پرداختند. آن‌ها گزارش دادند که نتایج LES پیش‌بینی بهتری نسبت به نتایج RANS^۲ برای بازده خنک‌کاری فیلمی به دلیل وجود میدان جریان پیچیده حاصل از خنک‌کاری فیلمی نشان می‌دهد و نتایج منطقی‌تری به همراه دارد. روزاتی و تفتی [۱۵] تأثیر آشفتگی جریان بالادست را روی خنک‌کاری فیلمی در لبه حمله^۳ پره با استفاده از روش شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ بررسی کردند. آن‌ها گزارش دادند که این روش می‌تواند کانتور نامتقارن جفت گردابه‌های چرخشی را نشان دهد و جریان خنک‌کننده کاملاً آشفته باعث افزایش اختلاط با جریان اصلی روی لبه حمله و منجر به کاهش بازده خنک‌کاری فیلمی آدیاباتیک می‌شود. آن‌ها همچنین دریافته‌اند که جریان خنک‌کننده آشفته تأثیر زیادی بر ضریب انتقال حرارت ندارد؛ زیرا ضریب انتقال حرارت به شدت از آشفتگی در نزدیکی دیواره تأثیر می‌پذیرد. وای و همکاران [۱۶] به طور تجربی نشان دادند که یک سوراخ خنک‌کننده با دندان (شیار) عرضی^۴، بازده خنک‌کاری فیلمی آدیاباتیک را در ناحیه باریک نزدیک خروجی سوراخ تا ۱۰۰٪ افزایش می‌دهد؛ زیرا جریان خنک‌کننده جدایش کمتری از دیواره با سوراخ دندانه‌دار دارد. نا و همکاران [۱۷] گزارش دادند که قرار دادن یک سطح شیب‌دار^۵ در بالادست سوراخ خنک‌کاری فیلمی، باعث افزایش بازده خنک‌کاری فیلمی آدیاباتیک می‌شود زیرا سطح شیب‌دار باعث تعامل جریان اصلی و جریان خنک‌کننده در فاصله دورتر از دیواره آزمایش شده و منجر به ضعیف‌تر شدن گردابه نعل اسبی^۶ می‌شود. آن‌ها در شبیه‌سازی عددی خود از مدل توربولانسی $k-\varepsilon$ Realizable استفاده کردند. آزی و

^۱ Large eddy simulation (LES)

^۲ Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS)

^۳ Leading Edge

^۴ Transverse Trench

^۵ Ramp

^۶ Horseshoe vortex

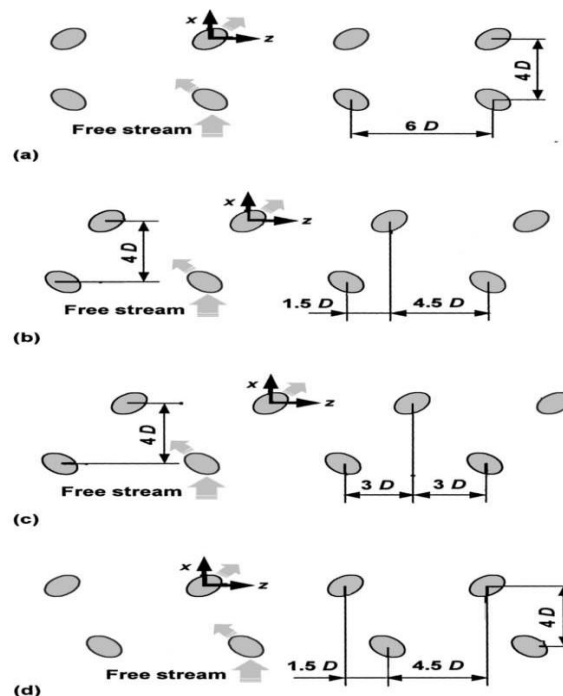
جابرین [۱۸] از مدل دولایه ناهمسانگرد RANS^۱، به منظور ارزیابی عملکرد روش محاسباتی برای خنک‌کاری فیلمی استفاده کردند. تحلیل با استفاده از مدل $k-\varepsilon$ اصلاح شده انجام شد و آن‌ها گزارش دادند که در مدل ناهمسانگرد، پخش عرضی جریان خنک‌کننده را روی دیواره بهتر از مدل $k-\varepsilon$ Standard پیش‌بینی می‌کند. دیمان و یاوزکرت [۱۹] برای پیش‌بینی دمای دیواره تحت تأثیر انتقال حرارت مزدوج، تکنیک انتقال حرارت مکرر مزدوج (ICHT)^۲ را توسعه دادند. این روش با به کارگیری بازده خنک‌کاری فیلمی و ضریب انتقال حرارت به دست آمده از داده‌های تجربی، روی صفحه تخت استفاده شد. آن‌ها گزارش دادند که اثر انتقال حرارت مزدوج با روش ICHT با موفقیت شبیه‌سازی شده است. جانسون و همکاران [۲۰] اثرات نسبت طول به قطر، نسبت مومنتوم و اندازه شبکه را در بازده خنک‌کاری فیلمی با استفاده از مدل توربولانسی $k-\varepsilon$ Realizable بررسی کردند. آن‌ها نشان دادند که در نسبت مومنتوم بالا با کوچک کردن شبکه در نزدیک ناحیه عقبی سوراخ خنک‌کننده برای به دست آوردن نتایج عددی خوبی بسیار مهم بود. آن‌ها همچنین گزارش دادند که جریان خنک‌کننده با مومنتوم زیاد و نسبت طول به قطر کم، باعث جدایش جریان شده و بازده خنک‌کاری فیلمی را کاهش می‌دهد. فرهادی آذر و همکاران [۲۱] با بررسی عددی نشان دادند که جریان‌های سه‌گانه ایجاد شده توسط سوراخ اصلی و دو سوراخ کوچک که در پایین دست سوراخ اصلی قرار گرفته‌اند، بازده خنک‌کاری فیلمی را افزایش می‌دهد. به دلیل جفت گرداب‌های چرخشی ضعیف ایجاد شده توسط دو سوراخ کوچک، جریان خنک‌کننده و جریان اصلی کمتر درهم آمیخته شده و دمای دیواره کاهش می‌یابد. آن‌ها از روش شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ و الگوریتم سیمپل ناپایا^۳ استفاده کردند. بیانچینی و همکاران [۲۲] مدل‌های توربولانسی RANS اصلاح شده را برای خنک‌کاری فیلمی به کار بردند و نتایج را با مدل‌های RANS دو معادله‌ای و داده‌های تجربی مقایسه کردند. آن‌ها دریافتند که مدل‌های RANS استاندارد

¹ Two-layer Anisotropic RANS

² Iterative Conjugate Heat Transfer (ICHT)

³ Unsteady SIMPLE

قادر به پیش‌بینی دقیق بازده خنک‌کاری فیلمی نبودند. آن‌ها گزارش دادند مدل STS ناهمسانگرد^۱ و مدل دو لایه‌ای ناهمسانگرد^۲ بهبود قابل توجهی را در پیش‌بینی بازده خنک‌کاری فیلمی نشان می‌دهد. آهن و همکاران [۲۳] به بررسی آزمایشگاهی خنک‌کاری فیلمی روی صفحه تخت با دو ردیف سوراخ خنک‌کننده استوانه‌ای با چهار نوع آرایش و زوایای ترکیب مختلف در سه نسبت دمش ۰/۵، ۱ و ۱/۵ پرداختند. شکل ۱-۶ هندسه‌های مورد بررسی آن‌ها را نشان می‌دهد. آن‌ها نتیجه گرفتند که تزریق جریان خنک‌کننده در نسبت دمش ۰/۵ در سطح نزدیک سوراخ خنک‌کننده بدون در نظر گرفتن آرایش آن‌ها، بازده خنک‌کاری فیلمی بالایی را نشان می‌دهد.



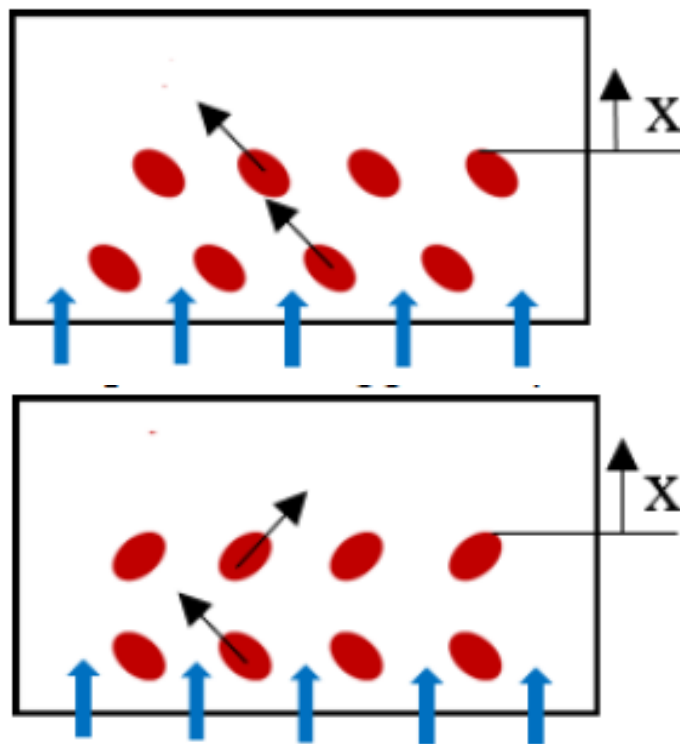
شکل ۱-۶: چهار هندسه متفاوت سوراخ‌های تزریق با زاویه ترکیب‌های متفاوت [۲۳]

بشیر و همکاران [۲۴] در یک تحقیق آزمایشگاهی به مطالعه اثر پارامترهای هندسی بر بازده خنک‌کاری فیلمی برای صفحه تخت دارای سه ستون سوراخ با زاویه ترکیب متفاوت، پرداختند. آن‌ها نتیجه گرفتند که برای زاویه‌های ترکیب مخالف، آرایش متناوب باعث تداخل جریان خنک‌کننده و در نتیجه مخلوط شدن آن با جریان اصلی می‌شود. آن‌ها بیان کردند که افزایش گام عرضی سبب کاهش

¹ SSTA

² TLA

بازده شده، که این کاهش غیر خطی می‌باشد. آن‌ها همچنین اظهار داشتند در نسبت دمش‌های بالا، فاصله طولی سوراخ‌ها اثر قابل توجهی روی بازده خنک‌کاری فیلمی دارد. وانگ و همکاران [۲۵] در یک مطالعه آزمایشگاهی به بررسی اثرات نسبت دمش و نسبت چگالی بر بازده خنک‌کاری فیلمی صفحه تخت دارای دو ردیف سوراخ‌های استوانه‌ای با زاویه ترکیب، پرداختند. شکل ۱-۷ دو هندسه مورد بررسی آن‌ها را نشان داده است. آن‌ها نتیجه گرفتند که در نسبت دمش‌های بالا، بلند شدن جریان خنک‌کننده از صفحه با سوراخ‌هایی که زاویه ترکیب یکسان دارند، زودتر اتفاق می‌افتد که منجر به کاهش بازده می‌شود؛ به همین دلیل آن‌ها اظهار داشتند که در نسبت دمش‌های بالا، هندسه با سوراخ‌هایی که زاویه ترکیب مخالف دارد، بازده بهتری نسبت به هندسه دیگر دارد. آن‌ها بیان کردند که در نسبت دمش پایین ۰/۵ هندسه با زاویه ترکیب یکسان و آرایش شطرنجی، بازده بهتری نسبت به هندسه دیگر دارد.



شکل ۱-۷: آرایش قرارگیری سوراخ‌های تزریق با زاویه ترکیب متفاوت [۲۵]

۱-۴-۲ مطالعات پیشین خنک کاری فیلمی با جریان اصلی ناپایا^۱

در مورد تأثیر جریان اصلی ناپایا بر خنک کاری فیلمی، تحقیقات کمی صورت گرفته است. که در ادامه به بیان برخی از آن‌ها پرداخته شده است.

کولدارد و همکاران [۲۶] اثر جریان خنک کننده پالسی بر جریان اصلی روی صفحه تخت را بطور آزمایشگاهی بررسی کردند. آن‌ها گزارش کردند که پالس های اعمال شده به جریان خنک کننده در فرکانس های بالا، منجر به پایین آمدن بازده خنک کاری فیلمی آدیاباتیک می شود و اظهار داشتند که بهترین بازده برای جریان خنک کننده پایا با نسبت دمش ۰/۵ بدست آمد. اکاد و همکاران [۲۷] اثر جریان خنک کننده پالسی را بر خنک کاری فیلمی روی لبه حمله پره بصورت آزمایشگاهی مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها اظهار داشتند که تأثیر پالس در نسبت دمش ۰/۷۵ ناچیز است در حالی که در نسبت دمش های بالاتر ۱، ۱/۵ یا ۲، بازده خنک کاری فیلمی افزایش و ضریب انتقال حرارت کاهش کمی داشته است که نشان دهنده اثر مثبت جریان پالسی بر بازده خنک کاری فیلمی در نسبت دمش بالا می باشد. آن‌ها گزارش دادند که جریان پالسی در نسبت دمش های ۱، ۱/۵ و ۲ باعث کم شدن جدایش جریان خنک کننده شده، که به پخش عرضی بیشتر جریان روی دیواره آزمایش کمک می کند. نیکیتوپولوس و آشاریا [۲۸] گزارش دادند که می توان بازده خنک کاری فیلمی را با پالسی شدن جریان خنک کننده، به صورت عددی کنترل کرد. آن‌ها پدیده ای را در رابطه با پالسی کردن جریان خنک کننده به نام گردابه راه اندازی^۲ مشاهده کردند. ال گابری و ریور [۲۹] اثر جریان خنک کننده پالسی روی لبه حمله یک مدل آزمایشگاهی را بررسی کردند و گزارش دادند که بازده خنک کاری فیلمی در مقایسه با حالت پایا کاهش یافته است. سئو و لیگرانی [۳۰] به طور آزمایشگاهی تأثیر جریان اصلی نوسانی به شکل سینوسی را در فرکانس های مختلف ۰، ۲، ۱۶ و ۳۲ هرتز روی صفحه تخت بررسی کردند. الگوی سرعت جریان اصلی ناپایا آن‌ها، یک پالس ساده است که به شکل موج سینوسی شباهت دارد؛ حتی اگر الگوی موج ناپایداری

¹ Unsteady Main Flow

² Starting vortex

در یک احتراق واقعی بسیار پیچیده‌تر از شکل سینوسی باشد. آن‌ها گزارش دادند که فرکانس‌های بالاتر نوسان در نسبت دمش ۰/۵ منجر به بازده خنک‌کاری فیلمی کمتر و ضریب انتقال حرارت بالاتر می‌شود. بهرنت و گرناس [۳۱] به طور آزمایشگاهی اثر نوسانات فشار جریان ناشی از ناپایداری‌های احتراق^۱ را بر عملکرد خنک‌کاری در نسبت دمش‌های بالا از ۱/۷ تا ۵/۸، بررسی کردند. آن‌ها اثر هدایت حرارتی جنس دیواره را در نظر گرفتند و نشان دادند که نوسانات فشار منجر به کاهش بازده خنک‌کاری فیلمی می‌شود. آن‌ها همچنین اظهار داشتند دیواره‌ای که دارای هدایت حرارتی کم است، بازده خنک‌کاری فیلمی آن بیشتر تحت تأثیر نوسانات فشار جریان قرار گرفته است. وانگ و همکاران [۳۲] برای تحلیل جریان و انتقال حرارت هندسه صفحه تخت دارای سوراخ تزریق با زاویه‌های ترکیب مختلف، به بررسی عددی با استفاده از روش شبکه بولتزمن پرداختند. آن‌ها سه زاویه ترکیب ۱۵، ۳۰ و ۴۵ درجه در نسبت دمش‌های ۰/۵ و ۱ در نظر گرفتند. آن‌ها مشاهده کردند که جدا شدن جریان خنک‌کننده با استفاده از زاویه ترکیب کاهش می‌یابد، که منجر به افزایش بازده خنک‌کاری فیلمی می‌شود. همچنین اظهار داشتند که با اعمال زاویه ترکیب روی سوراخ، اختلاط جریان خنک‌کننده با جریان اصلی در نسبت دمش بالا بیشتر شده و جفت گردابه‌های خلفگرد نیز نامتقارن می‌شوند. آن‌ها نتیجه گرفتند که زاویه ترکیب ۴۵ درجه در دو نسبت دمش ۰/۵ و ۱ نسبت به بقیه زوایا باعث بهبود بیشتر بازده شده است. بائک و یوازکرت [۵] به بررسی اثر جریان اصلی و جریان خنک‌کننده نوسانی سینوسی بر خنک‌کاری فیلمی روی صفحه تخت با یک ردیف سوراخ استوانه‌ای تزریق صاف شیب‌دار با زاویه ۳۵ درجه^۲ با استفاده از شبیه‌سازی عددی پرداختند. آن‌ها اثر جریان اصلی و جریان خنک‌کننده ناپایا با محدوده فرکانسی ۰ تا ۲۱۴۴ هرتز و نسبت دمش ۰/۵، بر بازده خنک‌کاری فیلمی آدیاباتیک و عدد استنتون^۳ بررسی کردند. آن‌ها برای محاسبه بازده خنک‌کاری فیلمی آدیاباتیک از روش شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ^۴ و

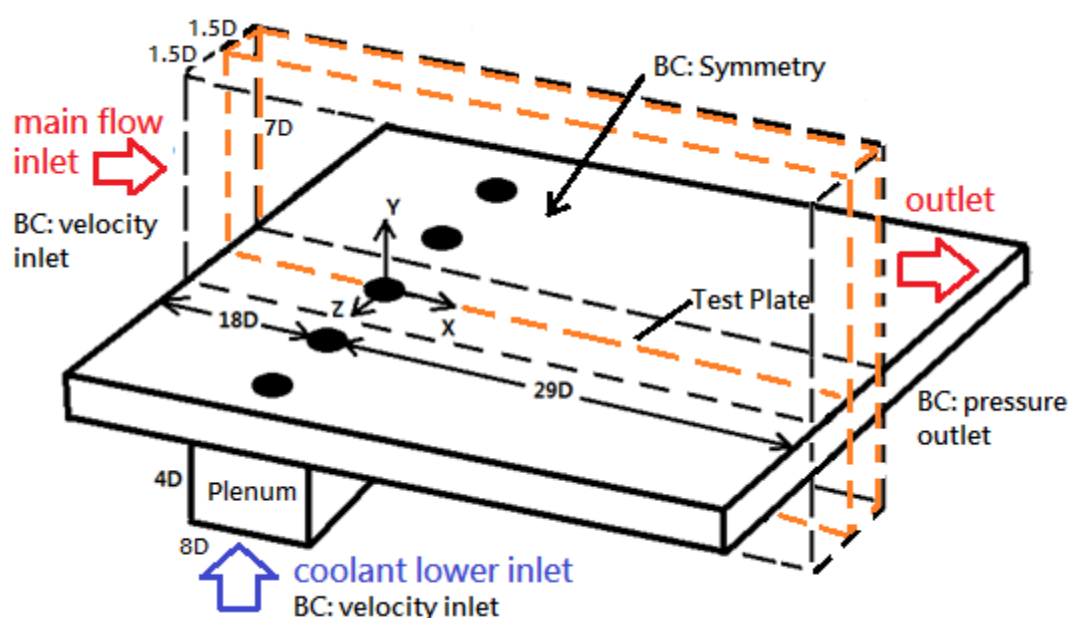
¹ Combustion Instabilities

² Inclined inline injection angle

³ Stanton number

⁴ Large eddy simulation (LES)

URANS^۱ و برای محاسبه نسبت عدد استنتون از روش شبیه‌سازی گردابه‌ای تفکیک‌شده^۲ با زیر مدل توربولانسی $k-\varepsilon$ Realizable استفاده کردند. آن‌ها نتیجه گرفتند که اگر فرکانس نوسان از ۰ تا ۱۸۰ هرتز افزایش یابد، با نسبت دمش پایین ۰٫۵، بازده کاهش و نسبت عدد استنتون افزایش یافته است. با تغییر فرکانس از ۱۸۰ به ۲۶۸ هرتز، بازده به شدت افزایش و نسبت عدد استنتون کمی افزایش پیدا کرده است. سپس با تغییرات فرکانس از ۲۶۸ تا ۱۰۷۲ هرتز، بازده کاهش و نسبت عدد استنتون کمی افزایش یافته است. آن‌ها دریافتند که با افزایش فرکانس از ۱۰۷۲ به ۲۱۴۴ هرتز، بازده افزایش و نسبت عدد استنتون کاهش داشته است. شکل ۸-۱ هندسه مورد بررسی آن‌ها را نشان می‌دهد.



شکل ۸-۱: هندسه صفحه تخت با یک ردیف سوراخ استوانه‌ای با زاویه شیب ۳۵ درجه [۵]

۵-۱ معرفی تحقیق حاضر

کارایی توربین‌های گاز با افزایش دمای ورودی توربین بهبود می‌یابد. به منظور حفاظت پره‌های توربین گاز از جریان اصلی گازهای داغ، خنک‌کاری فیلمی به عنوان یک روش خنک‌کننده جدید و محبوب در صنعت استفاده می‌شود. از این رو هنگامی که بخشی از هوای متراکم شده از کمپرسور برای خنک کردن

^۱ Unsteady Reynolds Averaged Navier–Stokes

^۲ Detached eddy simulation (DES)

اجزا دما بالا استخراج می شود، بازده حرارتی توربین کاهش می یابد. برای حفظ بازده حرارتی بالا و همچنین خنک کردن اجزا، باید راهی برای کم کردن هوای خنک کاری مصرفی پیدا کرد، که در این وضعیت از خنک کاری فیلمی پالسی برای کاهش مصرف هوای خنک گرفته شده از کمپرسور، استفاده می شود. پدیده نوسانی شدن به طور طبیعی به خاطر نوسانات جریان اصلی و برهم کنش ناپایا تناوبی بین روتور و استاتور اتفاق می افتد. همچنین نوسان در جریان اصلی می تواند نتیجه ای از ناپایداری احتراق در محفظه احتراق توربین های گازی باشد، که یکی از نگرانی های اصلی صنعت توربین گاز است. درک اثر این ناپایداری ها که منجر به جریان های ناپایا روی خنک کاری فیلمی می شود، برای طراحی بهتر توربین های گازی از اهمیت بسیاری برخوردار است [۵]. بنابراین مهم است که اثرات خنک کاری فیلمی پالسی بررسی شود.

همچنین در خنک کاری فیلمی، جریان خنک کننده به صورت لایه فیلمی بین صفحه تخت و جریان اصلی قرار می گیرد، که در این روش به دلیل اختلاط جریان اصلی با جریان خنک کننده، بازده خنک کاری جریان پایین دست روی صفحه تخت به سرعت کاهش می یابد. با توجه به همین موضوع، افزایش تعداد ردیف سوراخ ها با در نظر گرفتن فاصله و آرایش قرارگیری بین سوراخ ها، به عنوان روش های متداولی برای بهبود بازده خنک کاری محسوب می شوند.

در مطالعات مربوط به خنک کاری فیلمی معمولاً اثر پارامترهای جریانی و پارامترهای هندسی مورد بررسی قرار گرفته است. پارامترهای جریانی مانند نسبت دمش، نسبت چگالی، نسبت مومنوم و پارامترهای پالسی (شکل موج، فرکانس نوسانات و ...) و پارامترهای هندسی مانند شکل و هندسه سوراخ، ابعاد سوراخ، زاویه تزریق سوراخ، تعداد و آرایش قرارگیری سوراخ ها، زاویه ترکیب سوراخ ها و دندانه گذاری بعد از سوراخ، مورد بررسی های عددی و آزمایشگاهی قرار گرفته اند. در این تحقیق نیز سعی می شود به مطالعه عددی بازده خنک کاری فیلمی و ضریب انتقال حرارت در هندسه های متفاوت از نظر آرایش قرارگیری سوراخ ها در فرکانس های مختلف، پرداخته شود.

۱-۶ نوآوری

همانطور که در قبل هم بیان شد، از آنجایی که یکی از روش‌های افزایش راندمان توربین، افزایش دمای ورودی آن می‌باشد، انتقال حرارت به پره‌های توربین نیز افزایش می‌یابد و به منظور اینکه پره‌ها از دوام خوبی برخوردار باشند، نیاز است تا از سیستم خنک‌کاری مطلوب برای پره‌های توربین گازی استفاده شود.

در این پژوهش به بررسی عددی بازده خنک‌کاری فیلمی و نسبت عدد استنتون روی صفحه تخت که با ایجاد گام عرضی و زاویه ترکیب بین سوراخ‌های تزریق، چهار هندسه متفاوت با توجه به مدل آزمایشگاهی آهن و همکاران [۲۳] ایجاد شده، پرداخته خواهد شد. همچنین همانطور که در قبل بیان شد، به دلیل نوسانی بودن جریان اصلی و جریان خنک‌کننده و با توجه به شبیه‌سازی عددی بایک و یاوزکرت [۵] که نوسانی بودن سرعت جریان‌ها را به شکل سینوسی مدل کردند، در این تحقیق نیز جریان‌ها به صورت نوسانی و در فرکانس‌های بالا (۱۸۰ تا ۲۱۴۴ هرتز) بررسی خواهد شد. در مطالعات قبلی، بررسی ترکیب اثرات آرایش قرارگیری سوراخ‌ها و نوسانی بودن جریان‌ها، به ندرت دیده می‌شود که در این پژوهش به بررسی عددی همزمان این اثرات پرداخته خواهد شد. برای شبیه‌سازی از نرم‌افزار فلونت نسخه ۱۸/۲ استفاده شده است. بمنظور اعتبارسنجی نتایج علاوه بر دو مقاله آهن و همکاران [۲۳] و بایک و یاوزکرت [۵]، از مطالعه آزمایشگاهی سنو و لیگرانی [۳۰] نیز استفاده شده است.

فصل ۲ : میان معادلات حاکم

۲-۱ مقدمه

در این بخش به بررسی معادلات مورد نیاز برای بررسی عددی میدان جریان (سه بعدی) و محاسبه پارامترهای حرارتی خنک‌کاری فیلمی نوسانی پرداخته شده است. در مطالعه حاضر، فرض می‌شود که شرایط حاکم بر جریان اصلی و جریان خنک‌کننده، سیال تک‌فاز نیوتنی (هوا با شرایط گاز ایده‌آل با خواص ثابت)، تراکم‌ناپذیر، آشفته و ناپایا، است. معادلات حاکم شامل معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی (معادلات ناویر-استوکس) است. به دلیل آشفته بودن جریان، علاوه بر معادلات ذکر شده، باید از مدل‌های توربولانسی مناسبی برای شبیه‌سازی استفاده کرد؛ که می‌توان مدل توربولانسی مناسب برای حل مسئله خنک‌کاری فیلمی نوسانی روی صفحه تخت را با مقایسه نتایج حاصل از شبیه‌سازی و نتایج موجود قبلی، به دست آورد. معادلات بیان شده معادلاتی هستند که در نرم‌افزار فلوئنت برای حل جریان به کار برده شده‌اند.

۲-۲ معادلات ناویر-استوکس

معادلات حاکم بر یک سیال نیوتنی شامل سه معادله پیوستگی، مومنتوم و انرژی که به آن‌ها معادلات ناویر-استوکس^۱ گفته می‌شود، به شرح زیر است [۳۳، ۳۴]. این سه معادله باید به صورت همزمان حل شوند.

معادله پیوستگی:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u) = 0 \quad (1-2)$$

معادله مومنتوم:

$$\frac{\partial (\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u u) = -\nabla p + \nabla \cdot (\mu \nabla u) + \rho g \quad (2-2)$$

معادله انرژی:

$$\frac{\partial (\rho e)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho e u) = -p \nabla u + \nabla \cdot (k \nabla T) + \phi \quad (3-2)$$

¹ Navier-Stokes Equation

در روابط فوق، ϕ تلفات ویسکوز، ℓ انرژی داخلی (kJ/kg)، g شتاب گرانشی (m/s^2)، K ضریب هدایت حرارتی (W/m.K)، ρ چگالی و u سرعت آبی (m/s) می‌باشند.

۳-۲ مدل‌های توربولانسی

توربولانس، نوسانات ناپایا، تصادفی و نامنظم جریان است که یک خاصیت برای جریان و نه سیال شناخته شده است. جریان آشفته طیف گسترده‌ای از گردابه‌ها را دارد که برای تأمین انرژی مداوم این گردابه‌ها، لازم است که این آشفتگی حفظ شود. گردابه‌های بزرگ با از دست دادن انرژی جنبشی خود به صورت کشیده شدن، به گردابه‌های کوچک‌تر تبدیل می‌شوند و سپس انرژی جنبشی آن‌ها نیز به تلفات حرارتی تبدیل می‌شوند. گردابه‌های بزرگ تحت تأثیر اثرات اینرسی قرار دارند درحالی که برای گردابه‌های کوچک اثرات ویسکوز بسیار مهم هستند. همچنین گردابه‌های بزرگ ناهمسانگرد و گردابه‌های کوچک تقریباً همسانگرد هستند [۳۵،۳۶].

۱-۳-۲ مدل‌های ناویر-استوکس متوسط‌گیری شده رینولدز پایا و ناپایا

معادلات ناویر-استوکس از معادلات پیوستگی و مومنتوم به شکل دیفرانسیلی تشکیل شده است. معادلات ناویر-استوکس متوسط‌گیری شده رینولدز پایا (RANS)^۱ رویکرد متوسط‌گیری زمانی از نوسانات آشفتگی را نشان می‌دهد. متوسط‌گیری مجموعه معادلات (۱-۲) تا (۳-۲) برای جریان‌های آشفته به شرح زیر است [۳۳]. (معادلات (۴-۲) تا (۸-۲))

با توجه به اینکه آشفتگی ذاتاً ناپایا است، با استفاده از (URANS)^۲ می‌توان جریان با نوسانات متناوب ناپایا در مقیاس بزرگ را مورد بررسی قرار داد؛ که یک عبارت وابسته به زمان، همانطور که در معادلات مومنتوم دیده می‌شود وجود دارد [۳۵]. (معادلات (۱۰-۲) تا (۱۲-۲))

^۱ Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS)

^۲ Unsteady Reynolds-averaged Navier-Stokes (URANS)

در جریان‌های آشفته می‌توان کمیت مورد بررسی را به دو بخش $\bar{\phi}$ که نشان دهنده حالت متوسط جریان و ϕ' که نشان دهنده نوسانات کمیت مورد نظر در جریان است، تقسیم کرد. لذا از این پس مفهوم تمام کمیت‌هایی که به این صورت نمادگذاری می‌شوند، مشخص شده‌اند.

معادله پیوستگی [۳۷]

$$\nabla \cdot (\rho \bar{u}) = 0 \quad (۴-۲)$$

معادلات مومنوم پایا [۳۳، ۳۷]

$$\nabla \cdot (\rho \bar{u} \bar{u}) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \nabla \cdot (\mu \nabla u) + \left\{ -\frac{\partial(\rho \bar{u}' u')}{\partial x} - \frac{\partial(\rho \bar{u}' v')}{\partial y} - \frac{\partial(\rho \bar{u}' w')}{\partial z} \right\} \quad (۵-۲)$$

$$\nabla \cdot (\rho \bar{v} \bar{u}) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \nabla \cdot (\mu \nabla v) + \left\{ -\frac{\partial(\rho \bar{v}' u')}{\partial x} - \frac{\partial(\rho \bar{v}' v')}{\partial y} - \frac{\partial(\rho \bar{v}' w')}{\partial z} \right\} \quad (۶-۲)$$

$$\nabla \cdot (\rho \bar{w} \bar{u}) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \nabla \cdot (\mu \nabla w) + \left\{ -\frac{\partial(\rho \bar{w}' u')}{\partial x} - \frac{\partial(\rho \bar{w}' v')}{\partial y} - \frac{\partial(\rho \bar{w}' w')}{\partial z} \right\} \quad (۷-۲)$$

معادله انرژی [۳۳، ۳۷]

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = k \nabla^2 T - \rho c_p \frac{\partial \overline{T' u'}}{\partial x} - \rho c_p \frac{\partial \overline{T' v'}}{\partial y} - \rho c_p \frac{\partial \overline{T' w'}}{\partial z} \quad (۸-۲)$$

با استفاده از رابطه اساسی بوزینسک^۱ می‌توان معادلات را با هم به صورت همزمان حل کرد. تنش

رینولدز یا تنش توربولانسی در معادلات ناویر-استوکس به صورت زیر می‌باشد [۳۸].

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (۹-۲)$$

که در آن μ_t ویسکوزیته آشفتگی است و باید مدل شود.

^۱ Boussinesq hypothesis

معادلات مومنوم ناپایا [۳۹]

$$\frac{\partial(\rho\bar{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\bar{u}\bar{u}) = -\frac{\partial\bar{p}}{\partial x} + \nabla \cdot (\mu\nabla u) + \left\{ -\frac{\partial(\rho\bar{u}'u')}{\partial x} - \frac{\partial(\rho\bar{u}'v')}{\partial y} - \frac{\partial(\rho\bar{u}'w')}{\partial z} \right\} \quad (10-2)$$

$$\frac{\partial(\rho\bar{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\bar{v}\bar{u}) = -\frac{\partial\bar{p}}{\partial y} + \nabla \cdot (\mu\nabla v) + \left\{ -\frac{\partial(\rho\bar{v}'u')}{\partial x} - \frac{\partial(\rho\bar{v}'v')}{\partial y} - \frac{\partial(\rho\bar{v}'w')}{\partial z} \right\} \quad (11-2)$$

$$\frac{\partial(\rho\bar{w})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\bar{w}\bar{u}) = -\frac{\partial\bar{p}}{\partial z} + \nabla \cdot (\mu\nabla w) + \left\{ -\frac{\partial(\rho\bar{w}'u')}{\partial x} - \frac{\partial(\rho\bar{w}'v')}{\partial y} - \frac{\partial(\rho\bar{w}'w')}{\partial z} \right\} \quad (12-2)$$

معادلات نایر-استوکس را به صورت تحلیلی نمی‌توان حل کرد. لذا به یک مدل توربولانسی به صورت معادله ریاضی نیاز است تا بتوان معادلات را با روش CFD حل کرد. در روش‌های RANS و URANS مدل‌های توربولانسی یک معادله‌ای مانند Spalart Allmaras و مدل‌های دو معادله‌ای مانند k-ε و k-ω وجود دارند. رابطه اساسی بوزینسک در مدل یک معادله‌ای Spalart Allmaras و دو مدل دو معادله‌ای مانند k-ε یا k-ω استفاده شده است. بوزینسک فرض می‌کند که ویسکوزیته آشفتگی از همه جهات (ایزوتروپیک) همسانگرد است و برای بسیاری از جریان‌های آشفتنه ساده حتی اگر فرض همسانگردی درست نباشد، نتایج خوبی را نشان می‌دهد [۳۸].

۲-۳-۱-۱ مدل توربولانسی Spalart Allmaras

این مدل تک معادله‌ای توسط اسپالارت و آلماراس [۴۰] توسعه یافته شده است. این معادله بیان کننده‌ی معادله انتقال برای ویسکوزیته جنبشی آشفتنه می‌باشد و مقیاس طولی آشفتگی را حساب نمی‌کند. این مدل در جریان‌هایی با جدایش ملایم مانند جریان روی ایرفول‌ها و جریان‌های لایه‌مرزی که در معرض گرادیان فشار منفی قرار دارند، نتایج خوبی داشته است. معادله گذرا ویسکوزیته جنبشی آشفتنه بصورت زیر می‌باشد.

$$\frac{\partial(\rho\tilde{v})}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\tilde{v}u_i)}{\partial x_i} = G_v + \frac{1}{\sigma_{\tilde{v}}} \left[\frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ \mu + \rho\tilde{v} \frac{\partial\tilde{v}}{\partial x_j} \right\} + 0.622\rho \left(\frac{\partial\tilde{v}}{\partial x_j} \right)^2 \right] - Y_v + S_v \quad (13-2)$$

ارتباط بین ویسکوزیته جنبشی آشفتگی و ویسکوزیته دینامیک آشفتگی بصورت زیر تعریف می‌شود.

$$\mu_t = \rho\tilde{v}f_{vl} \quad (14-2)$$

که f_{vl} تابعی از میرایی ویسکوز می‌باشد و بصورت زیر تعریف می‌گردد.

$$f_{vl} = \frac{\left(\frac{\tilde{v}}{\nu}\right)^3}{\left(\frac{\tilde{v}}{\nu}\right)^3 + (7.1)^3} \quad (15-2)$$

که \tilde{v} ویسکوزیته جنبشی مولکولی می‌باشد.

در معادله (13-2)، G_v نشان دهنده تولید ویسکوزیته آشفتگی می‌باشد و بصورت زیر مدل شده است.

$$G_v = 0.1355\rho \left[S + \frac{\tilde{v}}{k^2 d^2} \left(1 - \frac{x}{1+x f_{vl}} \right) \right] \tilde{v} \quad (16-2)$$

که S یک کمیت اسکالر برای تانسور تغییر شکل و به بزرگی چرخش وابسته می‌باشد و بصورت زیر

تعریف می‌گردد.

$$S = \sqrt{2\Omega_{ij}\Omega_{ij}} \quad (17-2)$$

که Ω_{ij} بیانگر نصف نرخ تانسور چرخش می‌باشد که بصورت زیر تعریف می‌گردد.

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (18-2)$$

در معادله (13-2)، S_v بعنوان ترم چشمه و Y_v بیانگر ترم نابودی ویسکوزیته آشفتگی می‌باشد که

در زیر مدل شده است.

$$Y_v = 3.2059\rho g \left[\frac{1+2^6}{g^6+2^6} \right]^{\frac{1}{6}} \times \left(\frac{\tilde{v}}{d} \right)^2 \quad (19-2)$$

که g به صورت زیر است و d نیز فاصله از دیوار را نشان می‌دهد.

$$g = \frac{\tilde{v}}{S \times 0.4187^2 d^2} + 0.3 \left[\left(\frac{\tilde{v}}{S (0.4187)^2 d^2} \right)^6 - \frac{\tilde{v}}{S (0.4187)^2 d^2} \right] \quad (20-2)$$

جدول ۲-۱: ضرایب مدل توربولانسی Spalart Allmaras

C_{w3}	C_{w1}	k	$\sigma_{\tilde{v}}$	C_{b2}	C_{b1}
۲	۳/۲۰۵۹	۰/۴۱۸۷	۰/۶۶۷	۰/۶۲۲	۰/۱۳۵۵

۲-۱-۳-۲ مدل توربولانسی k-ε Realizable

این مدل توربولانسی یک مدل دو معادله‌ای از مدل k-ε می‌باشد که توسط شیه و همکاران [۴۱] توسعه داده شده است. Realizable به این معناست که این مدل توربولانسی به ارضای برخی از محدودیت‌های ریاضی برای تنش‌های رینولدزی که با فیزیک جریان آشفته سازگار است، پرداخته است. معادله انتقال برای انرژی جنبشی آشفتگی درست مانند مدل k-ε می‌باشد، درحالی که معادله انتقال نرخ اتلاف آشفتگی در مقایسه با مدل k-ε استاندارد دارای اصلاحاتی می‌باشد که بر اساس میانگین مربعات نوسانات گردابه تعریف شده است.

ویسکوزیته آشفتگی μ_t بصورت زیر مدل شده است.

$$\mu_t = \frac{\rho C_\mu k^2}{\varepsilon} \quad (21-2)$$

که C_μ نیز بصورت زیر می‌باشد.

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + \frac{A_s k U}{\varepsilon}} \quad (22-2)$$

معادله انتقال انرژی جنبشی آشفتگی k بصورت زیر بیان می‌شود [۴۲].

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ \left(\mu + \frac{\mu_t}{1.0} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right\} + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (23-2)$$

معادله انتقال نرخ اتلاف آشفتگی ε بصورت زیر بیان می شود [۴۲].

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ \left(\mu + \frac{\mu_t}{1.2} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right\} + \rho C_1 S_\varepsilon - \frac{1.9\rho\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu\varepsilon}} + \frac{1.44\varepsilon^2}{k} C_{3\varepsilon} C_b + S_\varepsilon \quad (24-2)$$

که G_k و G_b ترم‌های تولید انرژی جنبشی آشفتگی تحت تأثیر متوسط گرادیان سرعت و نیروی شناوری می‌باشند. Y_M بیانگر ترم اتلاف تأخیری که از پیش‌بینی نرخ پخش در جریان‌های تراکم‌پذیر جلوگیری می‌کند. عدد $1/0$ در معادله (۲۳-۲) و عدد $1/2$ در معادله (۲۴-۲) بیانگر اعداد پیرانتل آشفتگی (σ_ε و σ_k) برای k و ε می‌باشد. C_1 نیز به صورت زیر است.

$$C_1 = \text{maximum} \left[0.43, \frac{\frac{\sqrt{2S_{ij}S_{ij}k}}{\varepsilon}}{\frac{\sqrt{2S_{ij}S_{ij}k}}{\varepsilon} + 5} \right] \quad (25-2)$$

جدول ۲-۲: ضرایب مدل توربولانسی k- ε Realizable

C_2	$C_{1\varepsilon}$	σ_ε	σ_k
۱/۹	۱/۴۴	۱/۲	۱/۰

۲-۳-۱-۳-۲ مدل توربولانسی k- ω SST

مدل k- ε Standard تنش‌های آشفتگی را در نواحی ویک خوب پیش‌بینی می‌کند و عملکرد ضعیفی در بررسی جریان لایه‌مرزی تحت گرادیان فشار معکوس یا جدایش جریان، از خود نشان داده است. در حالی که، مدل k- ω Standard نتایج خوبی را در شرایط ذکر شده از خود ارائه می‌دهد. مدل k- ω Standard به نرخ اتلاف آشفتگی مخصوص ω در جریان آزاد، به شدت حساس می‌باشد، درحالی‌که مدل k- ε Standard به ترم ε در جریان آزاد حساس نمی‌باشد. مدل k- ω SST^۱ که توسط

¹ Shear Stress Transport (SST)

منتر [۴۳] توسعه داده شده، یک مدل آشفتگی ترکیبی بوده که ویسکوزیته آشفتگی آن بر اساس انتقال تنش برشی آشفتگی محاسبه می‌شود. مدل $k-\omega$ SST در نواحی نزدیک دیواره همانند مدل $k-\omega$ Standard عمل می‌کند و در نواحی جریان آزاد عملکرد مدل $k-\varepsilon$ Standard را دارد. بنابراین این مدل برای جریان نزدیک دیواره و جریان آزاد مناسب می‌باشد [۴۲،۴۴،۴۵].

ویسکوزیته آشفتگی μ_t بصورت زیر مدل شده است. (تعریف ضریب α^* نیز در کنار آن می‌باشد)

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha^*}, \frac{SF_2}{0.31\omega}\right)} \quad ; \quad \alpha^* = \left(\frac{0.072}{3} + \frac{\left(\frac{\rho k}{\mu\omega}\right)}{6} \right) \left(\frac{\rho k}{\mu\omega} \right) \left(1 + \frac{\mu\omega}{6} \right) \quad (26-2)$$

که S اندازه نرخ تغییر را نشان می‌دهد.

معادله انتقال انرژی جنبشی آشفتگی k بصورت زیر بیان می‌شود [۴۲].

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right\} + G_k - Y_k + S_k \quad (27-2)$$

معادله انتقال نرخ اتلاف مخصوص ω بصورت زیر بیان می‌شود [۴۲].

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\omega u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right\} + G_\omega - Y_\omega + S_\omega \quad (28-2)$$

که G_k ترم تولید انرژی جنبشی آشفتگی تحت تأثیر گرادیان سرعت متوسط و G_ω ترم چشمه برای اتلاف مخصوص می‌باشند. Γ بیانگر ترم انرژی جنبشی برای آشفتگی می‌باشد و نرخ اتلاف مخصوص بصورت زیر مدل می‌شود.

$$\Gamma_k = \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \quad (29-2)$$

$$\Gamma_{\omega} = \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega}}\right) \quad (30-2)$$

که σ_{ω} و σ_k به صورت زیر هستند.

$$\sigma_k = \frac{1}{\frac{F_1}{\sigma_{k,1}} + \frac{1-F_1}{\sigma_{k,2}}} \quad (31-2)$$

$$\sigma_{\omega} = \frac{1}{\frac{F_1}{\sigma_{\omega,1}} + \frac{1-F_1}{\sigma_{\omega,2}}} \quad (32-2)$$

F_2 و F_1 برای ترکیب دو مدل $k-\omega$ Standard و $k-\varepsilon$ Standard استفاده می‌شود. توابع ترکیب

F_2 و F_1 بصورت زیر تعریف می‌شوند.

$$F_1 = \tanh(\phi_1^4) \quad (33-2)$$

$$\phi_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right), \frac{4\rho k}{\sigma_{\omega,2} D_{\omega}^+ y^2} \right] \quad (34-2)$$

$$D_{\omega}^+ = \max \left[\frac{2\rho}{\sigma_{\omega,2}} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right] \quad (35-2)$$

$$F_2 = \tanh(\phi_2^4) \quad (36-2)$$

$$\phi_2 = \max \left[\frac{2\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right] \quad (37-2)$$

$$D_{\omega} = \frac{2(1-F_1)\rho\sigma_{\omega,2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (38-2)$$

که D_{ω} ترم پخش متقاطع و D_{ω}^+ بیانگر بخش مثبت آن ترم می‌باشد.

جدول ۲-۳: ضرایب مدل توربولانسی $k-\omega$ SST

$\sigma_{k,2}$	$\sigma_{k,1}$	$\sigma_{\omega,2}$	$\sigma_{\omega,1}$	β^*	α_1
----------------	----------------	---------------------	---------------------	-----------	------------

۲-۳-۲ مدل شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ

در روش شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ (LES)^۱ به دلیل اینکه که جرم، مومنتوم و انرژی عمدتاً توسط ادی‌های بزرگ منتقل می‌شوند، حل ادی‌های بزرگ بطور مستقیم انجام می‌گیرد، درحالی که ادی‌های کوچک مدل می‌گردند. همچنین ادی‌های بزرگ که ناهمسانگرد هستند، شدیداً به هندسه و شرایط مرزی وابسته می‌باشند، درحالی که ادی‌های کوچک تقریباً همسانگرد بوده و وابستگی کمتری نسبت به هندسه دارند. بنابراین مدل LES نیاز به شبکه‌بندی بهتری نسبت به مدل RANS دارد. روش دیگری به نام شبیه‌سازی عددی مستقیم^۲ وجود دارد که به یک شبکه‌بندی بسیار ریزتر از شبکه‌بندی در روش LES، نیاز دارد؛ زیرا روش شبیه‌سازی عددی مستقیم کل مقیاس آشفتگی را حل می‌کند و هیچگونه مدل‌سازی انجام نمی‌دهد. با این حال، هزینه محاسباتی برای شبیه‌سازی عددی مستقیم بسیار زیاد است و هنوز برای جریان با عدد رینولدز بالا امکان پذیر نیست. از طرفی محاسبات شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ باید در مدت زمان طولانی‌تری انجام می‌گیرد و هزینه محاسباتی آن بیشتر از روش RANS می‌باشد. متغیرهای فیلترشده توسط این مدل در زیر توسط نوار بار ارائه شده است [۴۲، ۴۵].

$$\bar{\phi}(x) = \int \phi(x')G(x, x')dx' \quad (۳۹-۲)$$

که G تابع فیلتر می‌باشد.

معادلات ناویر-استوکس فیلتر شده بصورت زیر بیان می‌شود [۳۶].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \bar{u}_i) = 0 \quad (۴۰-۲)$$

$$\frac{\partial(\rho \bar{u})}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} \delta_{ij} \right] - \frac{d\bar{p}}{dx} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (۴۱-۲)$$

که τ_{ij} به صورت زیر است.

^۱ Large Eddy Simulation (LES)

^۲ Direct Numerical Simulation (DNS)

$$\tau_{ij} = \overline{\rho u_i u_j} - \overline{\rho} \overline{u_i} \overline{u_j} \quad (42-2)$$

تنش آشفتگی مقیاس زیر شبکه τ_{ij} نیاز به مدل‌سازی دارد که توسط فرضیه بویسنک مانند مدل‌سازی RANS بکار گرفته شده است [44].

$$\tau_{ij} - \frac{1}{3} \tau_{kk} \delta_{ij} = -2\mu_t \overline{S_{ij}} \quad (43-2)$$

که $\overline{S_{ij}}$ به صورت زیر است.

$$\overline{S_{ij}} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) \quad (44-2)$$

μ_t ویسکوزیته آشفتگی زیر شبکه می‌باشد و $\overline{S_{ij}}$ بیانگر تانسور نرخ تغییر شکل برای مقیاس حل می‌باشد.

۲-۳-۳ مدل شبیه‌سازی گردابه‌ای تفکیک‌شده

مدل شبیه‌سازی گردابه‌ای تفکیک‌شده (DES)^۱ یک مدل توربولانسی ترکیبی از دو مدل URANS و LES است. مدل DES در ناحیه لایه‌مرزی و نواحی نزدیک دیواره به عنوان مدل‌های URANS مثل Spalart Allmaras، k-ε Realizab و k-ω SST و در نواحی جریان آزاد به عنوان مدل LES کلاسیک عمل می‌کند. مقیاس طول در این مدل به صورت زیر تعریف می‌شود [46].

$$l_{DES} = \min(l_{RANS}, l_{LES}) \quad (45-2)$$

که در آن l_{RANS} مقیاس طول RANS و l_{LES} مقیاس طول LES را نشان می‌دهد.

یکی از معایب LES، هزینه محاسباتی بالا است. هزینه محاسباتی در مدل DES کمتر از مدل LES می‌باشد، اما هزینه محاسباتی روش DES، بیشتر از مدل RANS است. همچنین شبیه‌سازی در این مدل توربولانسی با اندازه شبکه درشت‌تر در لایه‌مرزی در مقایسه با مدل LES قابل قبول می‌باشد. در

¹ Detached Eddy Simulation (DES)

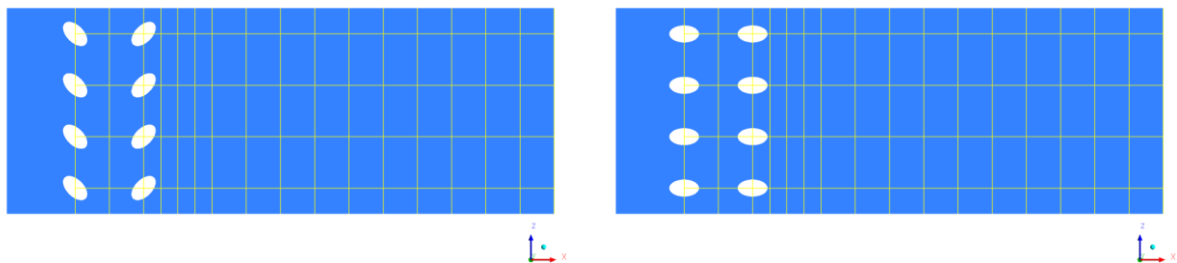
مدل DES، مدل‌های توربولانسی RANS در نواحی نزدیک دیواره و لایه مرزی فعال می‌شوند، در حالی که مدل‌های RANS به ناحیه داخلی زیرلایه لگاریتمی در لایه مرزی اعمال می‌شوند [۴۴].

۲-۴ روابط بکار برده شده در تحلیل نتایج

این پژوهش به بررسی عددی بازده خنک‌کاری فیلمی و عدد استنتون پرداخته است که برای تحلیل نتایج داده‌های بدست آمده، نیاز به تعریف پارامترهایی می‌باشد که در ادامه معرفی شده‌اند.

۲-۴-۱ جهت‌های هم راستا با جریان و عمود بر جریان

جریان خنک‌کننده از طریق سوراخ‌های روی سطح پره توربین تزریق شده و در پایین دست سوراخ خنک‌کننده جریان دارد که با جریان اصلی گازهای داغ مخلوط می‌شود و منجر به افزایش دمای خنک‌کننده می‌شود. به منظور محاسبه پارامترهای توزیع حرارت روی سطح صفحه تخت، جریان از دو جهت مورد بررسی قرار خواهد گرفت. جهت هم راستا با جریان^۱ که پارامترها روی خط میانی^۲ و گذرنده از مرکز سوراخ (در صورتی که هیچ آرایشی و ترکیبی نداشته باشند؛ در صورت وجود آرایش‌های مختلف، خط میانی در مرکز صفحه قرار خواهد داشت) و جهت عمود بر جریان^۳ که پارامترها روی خطوط عرضی (خطوط بعد از سوراخ‌ها مد نظر می‌باشد) به صورت میانگین^۴، تعریف می‌شوند. در شکل ۲-۱ این جهت‌ها و خطوط قابل مشاهده می‌باشند.



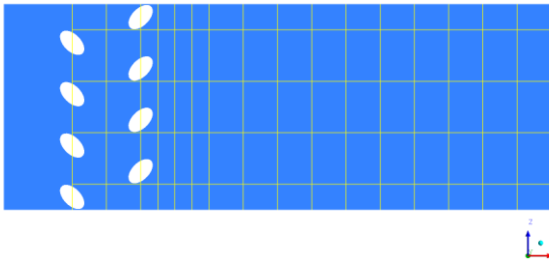
¹ Streamwise direction

² Centerline

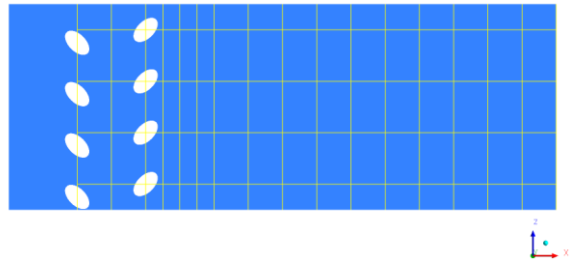
³ Spanwise direction

⁴ Spanwise averaged

(ب)



(الف)



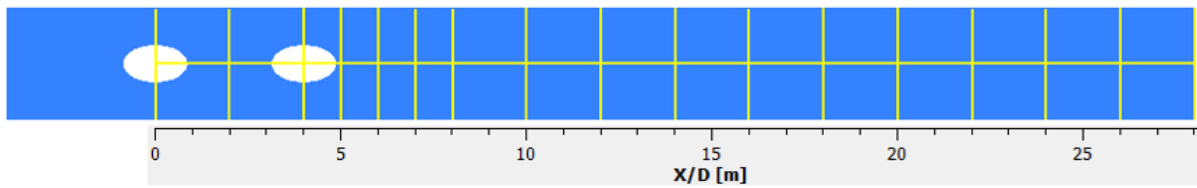
(ت)

(پ)

شکل ۱-۲: نمای بالا از صفحه تخت و نمایش خطوط میانی و عرضی در چهار هندسه

در شکل ۲-۲ موقعیت مکانی خطوط عرضی در جهت X/D در نمای بالا و در صفحه $Z-X$ برای

هندسه ۱ نشان داده شده است. برای سایر هندسه‌ها نیز موقعیت خطوط عرضی همانند هندسه ۱ می‌باشد.



شکل ۲-۲: موقعیت مکانی خطوط عرضی در جهت X/D در هندسه ۱

۲-۴-۲ بازده خنک کاری فیلمی آدیباتیک

در این مطالعه اثر هدایت حرارتی دیواره در نظر گرفته نشده است. در حالتی که به دیواره هیچ گونه شار حرارتی وارد نشود، دمای دیواره را دمای آدیباتیک دیواره^۱ و بازده به دست آمده از آن را بازده خنک کاری فیلمی آدیباتیک^۲ می نامند. رابطه (۴۶-۲) معرف این پارامتر می باشد [۳۰].

$$\eta = \frac{T_G - T_{av}}{T_G - T_C} \quad (46-2)$$

که T_G دمای جریان اصلی، T_C دمای جریان خنک کننده و T_{av} دمای دیواره آدیباتیک می باشد [۵]. بازده خنک کاری فیلمی بیانگر دمای سطح دیواره یا همان صفحه تخت می باشد که روی دو جهت جریان و عمود بر جریان محاسبه شده است. بازده روی خط میانی در رابطه (۴۷-۲) و بازده متوسط روی خطوط عرضی در رابطه (۴۸-۲) نشان داده شده است.

$$\eta_c = \frac{T_G - T_{av}|_c}{T_G - T_C} \quad (47-2)$$

$$\eta_s = \frac{T_G - T_{av}|_s}{T_G - T_C} \quad (48-2)$$

۲-۴-۳ عدد استنتون

در صورتی که به دیواره شار حرارتی اعمال شود، پارامتر دیگری به نام دمای بی بعد تعریف می شود که وابسته به دمای دیواره است و برای محاسبه میزان انتقال حرارت نیز از عدد استنتون^۳ که همان ضریب انتقال حرارت بی بعد شده است، استفاده می شود. به دلیل اینکه عدد استنتون اثر ضریب انتقال حرارت و سرعت جریان را بطور همزمان در خود نشان می دهد، و از آنجا که جریان های مورد بررسی نوسانی هستند و باید اثر این نوسانات سرعت بر انتقال حرارت مشخص شود، از این عدد بی بعد استفاده می شود.

¹ Adiabatic wall temperature

² Adiabatic Film Cooling Effectiveness

³ Stanton Number

عدد استنتون، ضریب انتقال حرارت جابجایی و دمای بی بعد به ترتیب در روابط (۴۹-۲) تا (۵۱-۲) مشخص شده‌اند [۵].

$$St = \frac{h_f}{\rho u c_p} \quad (۴۹-۲)$$

$$h_f = q(T_b - T_w) \quad (۵۰-۲)$$

$$\phi = \frac{T_w - T_G}{T_G - T_C} \quad (۵۱-۲)$$

که h_f ضریب انتقال حرارت جابجایی، ρ چگالی جریان، u سرعت جریان، c_p ظرفیت گرمایی ویژه، T_w دمای دیواره و T_b دمای توده جریان اصلی است که برای یک گره بالاتر از دیواره در جریان اصلی اندازه گیری شده است [۵].

در این تحقیق برای درک بهتر اثر خنک‌کاری فیلمی، نسبت عدد استنتون به کار برده می‌شود. که این نسبت نیز معیاری از ضریب انتقال حرارت می‌باشد که برای دو حالت خنک‌کاری فیلمی و عدم خنک‌کاری فیلمی (جریان روی صفحه تخت) روی دو جهت استفاده شده است [۳۰]. روابط (۵۲-۲) و (۵۳-۲) به ترتیب نسبت عدد استنتون روی خط میانی و نسبت عدد استنتون متوسط روی خطوط عرضی را نشان داده است. از این دو رابطه برای بیان میزان انتقال حرارت به صفحه استفاده شده است. به طوری که با کاهش این نسبت‌ها روی صفحه، انتقال حرارت از جریان اصلی به صفحه کاهش یافته که سبب بهبود خنک‌کاری صفحه می‌شود.

$$\frac{St_c}{St_o} = \frac{h_f|_c}{h_o} \quad (۵۲-۲)$$

$$\frac{St_s}{St_o} = \frac{h_f|_s}{h_o} \quad (۵۳-۲)$$

که h_f ضریب انتقال حرارت جابجایی برای خنک‌کاری فیلمی و h_o ضریب انتقال حرارت جابجایی برای صفحه تخت که فقط شار حرارتی به آن اعمال می‌شود، تعریف شده‌اند [۵].

فصل ۳ : میان مسئله و اعتبار بنجی تحلیل عددی

۳-۱ مقدمه

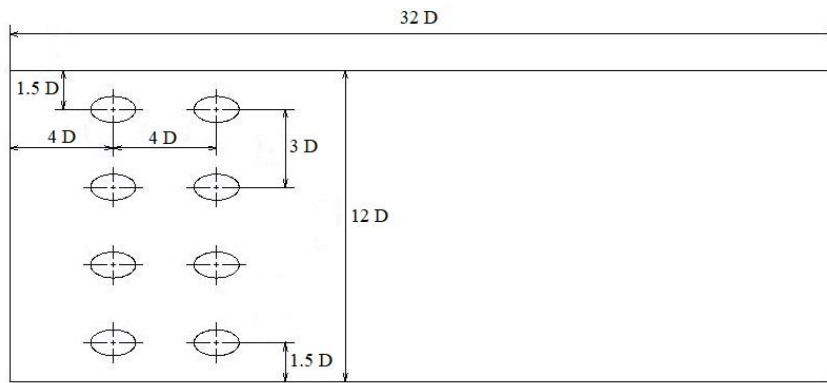
در این بخش به تحلیل عددی میدان جریان و انتقال حرارت پرداخته شده است. ابتدا جزییات هندسه و مدل‌های مورد بررسی پرداخته شده‌اند و سپس با استفاده شبیه‌سازی، نتایج عددی با نتایج تجربی موجود اعتبارسنجی شده‌اند. برای ایجاد هندسه‌های مورد بررسی از نرم‌افزار CATIA-V5R21، برای ایجاد شبکه‌بندی از نرم‌افزار ANSYS Meshing-18.2 و برای شبیه‌سازی از نرم‌افزار ANSYS Fluent-18.2 استفاده شده است.

۳-۲ بیان مسئله

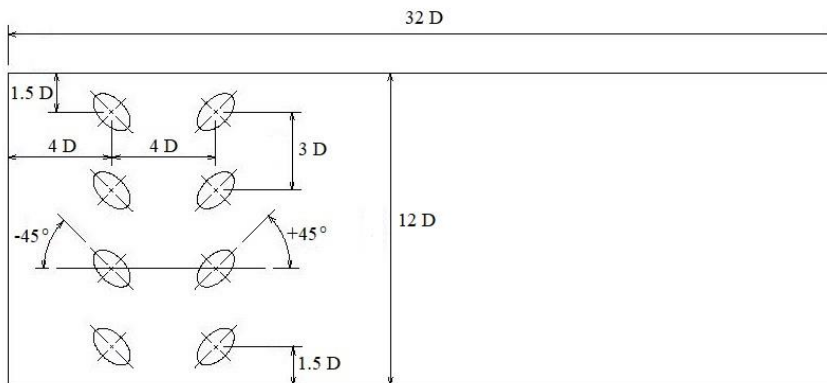
در این پژوهش به بررسی عددی و شبیه‌سازی جریان و انتقال حرارت روی صفحه تخت با دو ردیف سوراخ استوانه‌ای تزریق پرداخته شده است. با استفاده از تغییر دو پارامتر گام عرضی^۱ و زاویه ترکیب^۲ سوراخ‌ها، می‌توان به آرایش‌های متنوعی از سوراخ‌ها رسید که در این مسئله چهار نوع هندسه متفاوت به همین صورت ایجاد شده است. ایده اولیه این هندسه‌ها با استفاده از مطالعات قبلی انجام شده توسط بانک و یاوازکرت [۵] و آهن و همکاران [۲۳] گرفته شده است. هندسه صفحه تخت مورد بررسی و همچنین چهار نوع هندسه که مربوط به آرایش سوراخ‌ها می‌باشد، در شکل‌های ۳-۱ تا ۳-۴ مشخص شده است. همچنین جزییات ابعادی کامل‌تر این هندسه‌ها در جدول ۳-۱ قابل مشاهده است.

¹ Spanwise pitch (P/D)

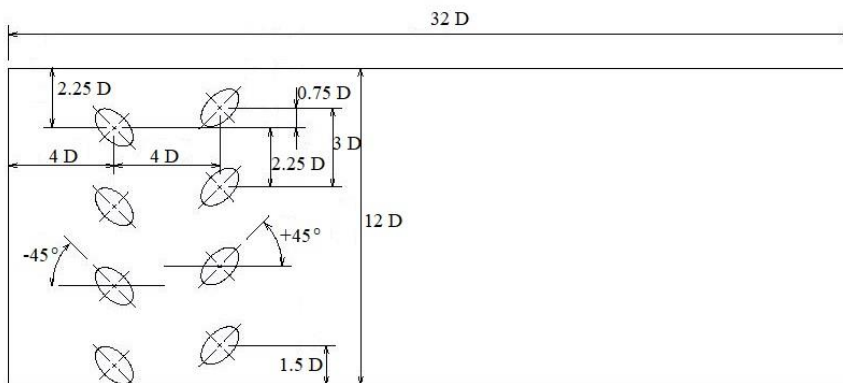
² Compound angle (β)



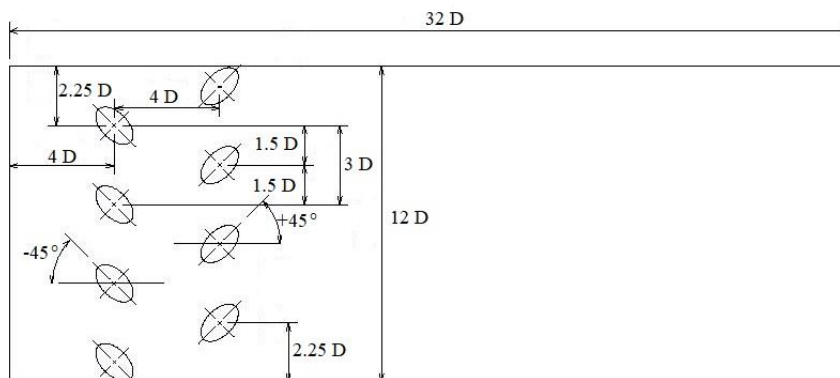
شکل ۳-۱: نمای عرضی هندسه نوع ۱



شکل ۳-۲: نمای عرضی هندسه نوع ۲



شکل ۳-۳: نمای عرضی هندسه نوع ۳



شکل ۳-۴: نمای عرضی هندسه نوع ۴

جدول ۳-۱: مشخصات ابعادی چهار نوع هندسه

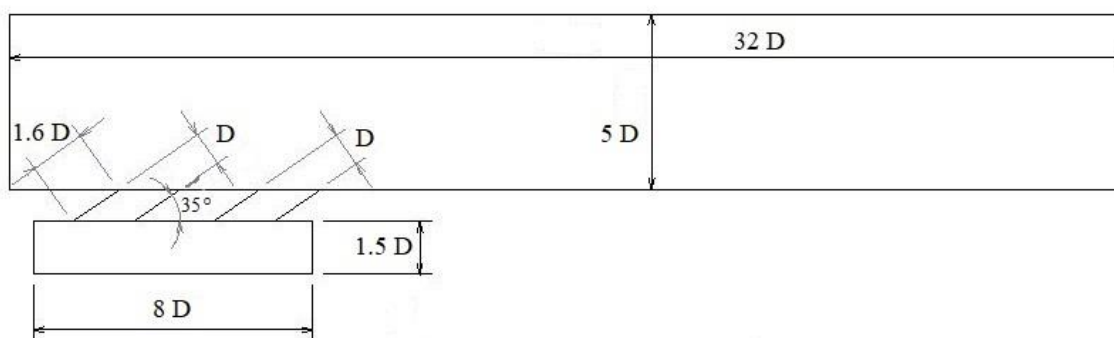
زاویه ترکیب (β)		زاویه تزریق (α)	گام عرضی (P/D) هر دو ردیف	گام عرضی (P/D) بین دو ردیف	فاصله طولی (S/D)	طول سوراخ (L/D)	قطر سوراخها D	هندسه
ردیف اول	ردیف دوم							
0°	0°	35°	3D	3D	4D	1.6D	1D	نوع ۱
-45°	+45°	35°	3D	3D	4D	1.6D	1D	نوع ۲
-45°	+45°	35°	3D	2.25D 0.75D	4D	1.6D	1D	نوع ۳
-45°	+45°	35°	3D	1.5D 1.5D	4D	1.6D	1D	نوع ۴

همانطور که در شکل ۳-۵ نمایان است، هندسه از یک پلنوم^۱ سرد و یک پلنوم داغ که سوراخهای تزریق، پلنوم سرد را به پلنوم داغ متصل می‌کنند تشکیل شده است. هوای خنک‌کننده از داخل پلنوم سرد به درون سوراخهای تزریق و سپس روی صفحه تخت که در پلنوم داغ می‌باشد، به صورت فیلمی نازک جریان یافته است. در شکل ۳-۶ دو نمای سه بعدی متفاوت از پلنومها مشخص شده است. جریان خنک‌کننده در جهت مثبت Y وارد پلنوم سرد شده و سپس در جهت مثبت X روی صفحه تخت جاری شده است. جریان اصلی هم در جهت مثبت X از ورودی پلنوم داغ وارد شده است. جهت Z نیز، جهت عرضی صفحه تخت می‌باشد. مشخصات کلی هندسه‌ها در جدول ۳-۲ بیان شده است [۵].

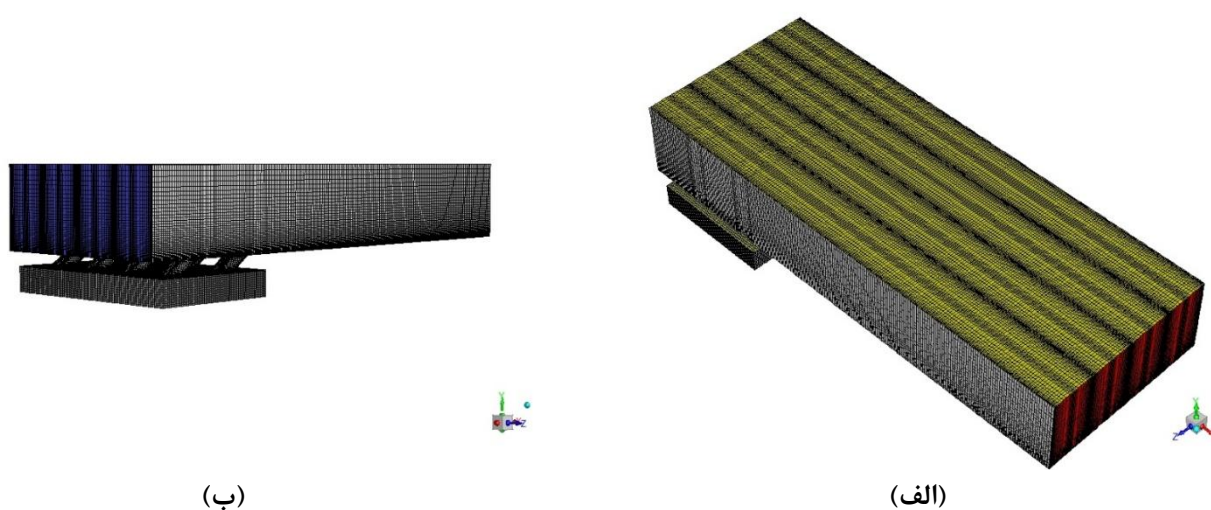
جدول ۳-۲: مشخصات ابعادی مشترک بین هندسه‌ها [۵]

0.025 (m)	قطر سوراخ
1.6 D	طول سوراخ
35°	زاویه تزریق سوراخ
32D * 5D * 12D	ابعاد پلنوم داغ (X * Y * Z)
8D * 1.5D * 12D	ابعاد پلنوم سرد (X * Y * Z)

¹ Plenum



شکل ۳-۵: نمای جانبی برای چهار هندسه در صفحه X-Y (Z=0)



شکل ۳-۶: نمای سه بعدی هندسه مورد بررسی نوع ۱

۳-۳ شرایط مرزی و خواص سیال

در این پژوهش با استفاده از شرایط مرزی و خواص سیال استفاده شده در مطالعات آزمایشگاهی بائک و یاوازکرت [۵]، سئو و لیگرانی [۳۰] و آهن و همکاران [۲۳] به انجام شبیه‌سازی در نرم‌افزار فلوئنت پرداخته شده است. سیال انتخابی هوا بوده که به صورت گاز ایدآل، تراکم ناپذیر و در فشار اتمسفر با خواص ثابت ترموفیزیکی چگالی، لزجت دینامیکی، ظرفیت گرمایی ویژه و ضریب هدایت حرارتی در نظر گرفته شده است.

با توجه به ورود دو جریان اصلی و جریان خنک‌کننده روی صفحه تخت، شرایط مرزی دارای دو سرعت ورودی به صورت نوسانی می‌باشد که دمای آن‌ها و دامنه سرعت‌ها در جدول ۳-۳ در نظر گرفته

شده است. سرعت‌های ورودی نوسانی در روابط (۱-۳) و (۲-۳) مشخص شده است. همچنین ضرایب و فرکانس‌ها در جدول ۳-۴ نشان داده شده است. در این مسئله مقدار نسبت دمش ۰/۵ لحاظ گردیده است [۵]؛ که با توجه به دامنه سرعت جریان اصلی و سرعت جریان خنک‌کننده خروجی از لبه سوراخ که روی صفحه تخت فیلم نازکی تشکیل می‌دهد، تعیین شده است.

جدول ۳-۳: مشخصات دما و سرعت جریان‌ها [۵]

جریان اصلی	جریان خنک‌کننده	
۱۰	۰/۱۶۴	میانگین سرعت (m/s)
۳۰۰	۲۹۳	دما جریان (K)

$$V_{main_inlet} = 10 + A \sin(2\pi ft) \quad (۱-۳)$$

$$V_{cool_inlet} = 0.164 + B \sin(2\pi ft) \quad (۲-۳)$$

جدول ۳-۴: ضرایب جمله سینوسی سرعت‌ها در فرکانس‌های مختلف [۵]

f (Hz)	۰	۱۸۰	۲۶۸	۵۳۶	۱۰۷۲	۱۶۰۸	۲۱۴۴
A	۰	۰/۳۲	۰/۲۹	۰/۲۳	۰/۱۹	۰/۱۸	۰/۱۷
B	۰	۰/۱۸۷	۰/۱۹۴	۰/۲۰۳	۰/۲۱۱	۰/۲۱۵	۰/۲۲۰

عدد رینولدز جریان آزاد بر اساس سرعت جریان اصلی عبوری از قطر سوراخ، به صورت رابطه (۳-۳)

تعریف شده است [۵].

$$Re_D = \frac{\rho U_G D}{\mu} \quad (۳-۳)$$

که مقدار سرعت جریان اصلی $U_G = 10 \text{ m/s}$ می‌باشد.

برای وارد کردن شرایط مرزی در نرم‌افزار فلونت، باید تمام سطوح هندسه و پلنوم‌ها مطابق جدول‌های

۳-۵ و ۳-۶ در نظر گرفته شود. همچنین برای وارد کردن سرعت‌ها که نوسانی هستند، از توابع تعریف

شده توسط کاربر^۱ استفاده شده است.

جدول ۳-۵: شرایط مرزی ناحیه محاسباتی در حالت آدیباتیک

ورودی جریان خنک کننده	ورودی سرعت ^۲
ورودی جریان اصلی	ورودی سرعت
صفحه تخت	دیواره آدیباتیک ^۳
خروجی جریان از پلنوم داغ	خروجی فشار ^۴
دیواره‌های جانبی پلنوم‌ها (در صفحه X-Y)	متناوب ^۵
دیواره سوراخ‌ها	دیواره آدیباتیک

جدول ۳-۶: شرایط مرزی ناحیه محاسباتی در حالت شار حرارتی ثابت

ورودی جریان خنک کننده	ورودی سرعت
ورودی جریان اصلی	ورودی سرعت
صفحه تخت	شار حرارتی ثابت
خروجی جریان از پلنوم داغ	خروجی فشار
دیواره‌های جانبی پلنوم‌ها (در صفحه X-Y)	متناوب
دیواره سوراخ‌ها	دیواره آدیباتیک

در این پژوهش، مسئله برای چهار هندسه در هشت فرکانس مختلف و در دو حالت صفحه تخت آدیباتیک و دارای شار حرارتی ثابت به صورت ناپایا حل شده است؛ که در مجموع ۶۴ نوع مسئله متفاوت مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین برای حالتی که صفحه تخت تحت شار حرارتی قرار دارد، مقدار این شار 100 W/m^2 در نظر گرفته شده است [۵].

همچنین برای حل این ۶۴ مسئله از سیستم با پردازنده ۷ هسته‌ای و سرعت پردازش ۳٫۵ گیگا هرتز استفاده شده است. ۳۲ مسئله دارای شبکه‌بندی یکسان و شرایط مرزی متفاوت (آدیباتیک و دارای شار)

¹ User Defined Functions (UDF)

² Velocity inlet

³ Wall

⁴ Pressure outlet

⁵ Periodic

است که برای حل هر مسئله، بطور متوسط از ۷ تا ۱۴ روز، زمان صرف شده است. این مدت زمان وابسته به گام زمانی و شبکه بندی نیز می باشد.

۳-۴ معیار همگرایی محاسبات

بمنظور اطمینان پیدا کردن از عدم تغییر نتایج، برای حل معادلات توسط نرم افزار، شروطی انتخاب می شوند که به عنوان معیار همگرایی حل برای رسیدن به نتایج مطلوب شناخته می شوند. در حل این مسئله نیز دو شرط همگرایی برای حل معادلات در نظر گرفته شده است. با توجه به ناپایا بودن حل مسئله، مقدار باقی مانده معادله پیوستگی در هر گام زمانی از مرتبه 10^{-4} در نظر گرفته شده است. علاوه بر معادله پیوستگی، باقی مانده معادلات مومنتوم، انرژی و معادلات توربولانسی نیز در نظر گرفته شده که مقدار آن ها از مرتبه خوبی برخوردار می باشد. نمودار بازده خنک کاری فیلمی روی خط میانی و میانگین بازده خنک کاری فیلمی روی خط عرضی بعد از سوراخ ها در هر مرحله از تکرار حل معادلات، به عنوان معیاری از همگرایی لحاظ شده است. به صورتی که مقدار این بازده ها در مراحل مختلف حل تکراری بدون تغییر باقی مانده است. همچنین به دلیل ناپایا بودن شرایط مسئله و حل شدن آن در هر گام زمانی، این شروط در هر گام زمانی اعمال شده است.

۳-۵ شبکه بندی و بررسی شبکه انتخابی

در شکل ۳-۷ نمایی کلی از شبکه بندی ایجاد شده برای هندسه نوع ۱ نشان داده شده است. همانطور که مشخص شده، دامنه حل جریان به شکل یک شبکه بندی غیریکنواخت و سازمان یافته در نظر گرفته شده است. در پروژه های شبیه سازی شده در فلوئنت، غالباً شرط مرزی دیواره وجود دارد. دیواره ها یکی از عوامل اصلی تولید ورتیسیتی^۱ هستند و با در نظر گرفتن شرط عدم لغزش روی دیواره ها، جریان سیال به شدت تحت تأثیر قرار می گیرد. در واقع در نزدیکی دیواره ها، گرادیان سرعت سیال شدید می باشد و

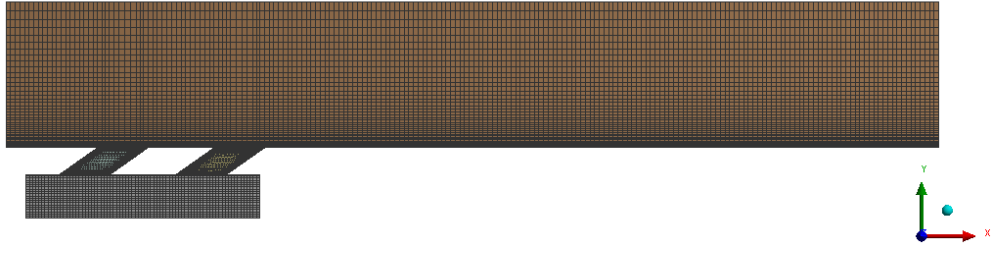
¹ Vorticity

برای بدست آوردن نتایج صحیح در شبیه‌سازی رفتار سیال در لایه‌مرزی نزدیک به دیواره در فلوننت دو روش استفاده از توابع دیواره^۱ و استفاده از ریز کردن سلول‌های شبکه در نواحی نزدیک به دیواره وجود دارد. استفاده از توابع دیواره باعث کاهش تعداد شبکه در نزدیکی دیواره و به دنبال آن کاهش هزینه محاسباتی می‌شود که بیشتر در جریان‌های رینولدز بالا کاربرد دارد. ریز کردن شبکه در نواحی نزدیک دیواره نیز غالباً برای جریان‌های رینولدز پایین مورد استفاده قرار می‌گیرد. اما باید توجه داشت که این روش حتی برای جریان با عدد رینولدز بالا معتبر است و منعی ندارد. در این پژوهش بمنظور شبیه‌سازی مناسب جریان مجاور دیواره‌ها، سلول‌های شبکه در نزدیکی دیواره‌ها ریزتر شده و بر تراکم شبکه در این نواحی افزوده شده است تا بتواند گرادیان‌های شدید اطراف آن را پوشش دهد. از طرفی اگر از توابع دیواره استاندارد^۲ در نرم‌افزار فلوننت برای مدل‌سازی رفتار جریان در نزدیک دیواره‌ها استفاده شود و به دلیل اینکه از ریز کردن شبکه‌بندی نیز استفاده شده است، در این صورت مقدار y^+ در نزدیک دیواره باید بین ۱ تا ۵ و حدوداً نزدیک‌تر به ۱ باشد، تا نتایج حاصله مطلوب گردد.

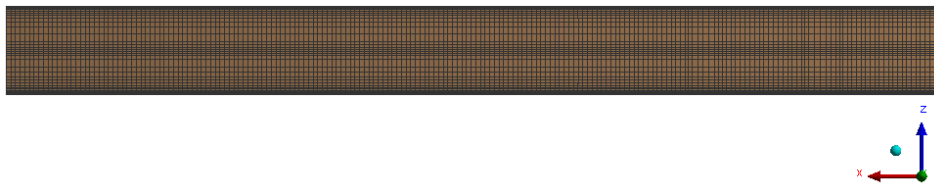
بمنظور ایجاد شبکه‌بندی از نرم‌افزار ANSYS Meshing-18.2 استفاده شده است. همانطور که در قبل بیان شد، با توجه به شکل ۳-۶ شبکه‌بندی نزدیک دیواره‌ها مخصوصاً روی صفحه تخت و مرکز سوراخ‌ها از تراکم بیشتری برخوردار است. به همین منظور با توجه به نتایج بدست آمده مقدار y^+ برای چهار هندسه در شکل ۳-۸ مشخص شده است. مقادیر y^+ برای این چهار هندسه به صورت مشابه برای X/D بعد از سوراخ‌ها روی صفحه تخت اندازه‌گیری شده است. همانطور که مشخص است این مقادیر در محدوده مجاز ۱ تا ۵ می‌باشند که نشان دهنده مطلوبیت نتایج است.

¹ Wall function

² Standard Wall function



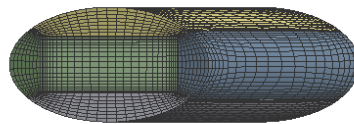
(الف)



(ب)

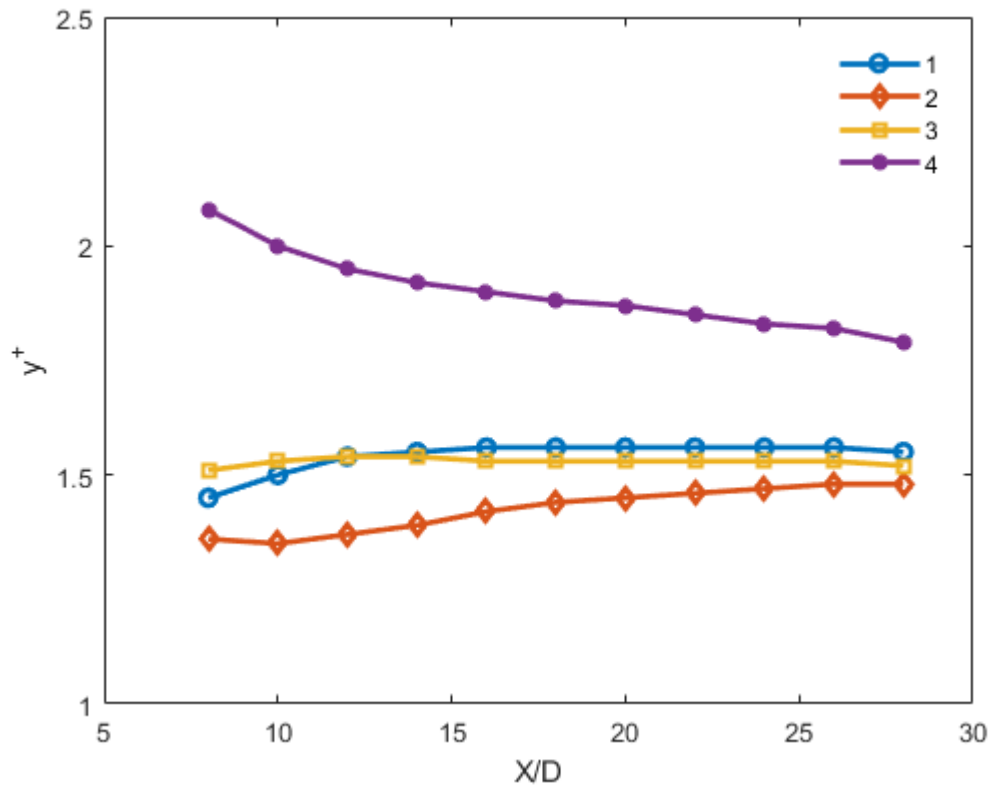


(پ)



(ت)

شکل ۳-۷: شبکه بندی ناحیه محاسباتی



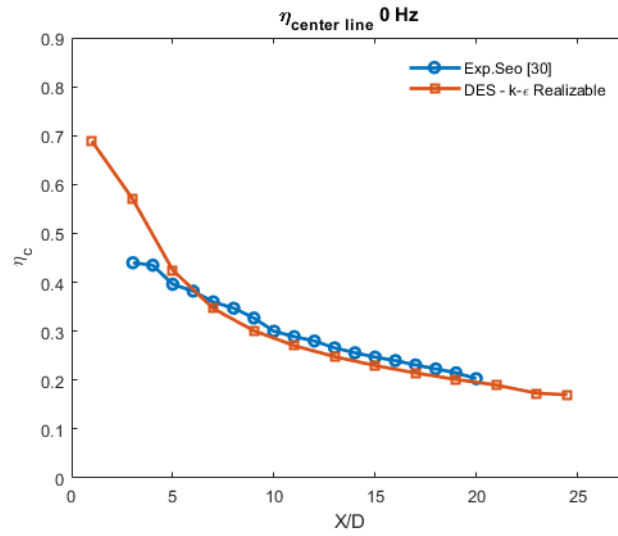
شکل ۳-۸: مقادیر y^+ روی صفحه تخت برای چهار نوع هندسه

۳-۶ اعتبارسنجی

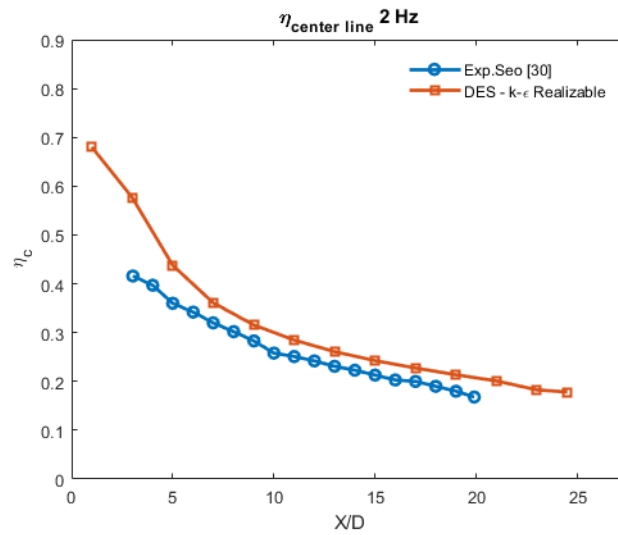
برای اعتبارسنجی^۱ نتایج از مطالعه آزمایشگاهی سئو و لیگرانی [۳۰] و مطالعه عددی بایک و یاوازکرت [۵] استفاده شده است. هندسه مورد بررسی دارای یک ردیف سوراخ تزریق صاف شیب‌دار با زاویه ۳۵ درجه در نظر گرفته شده است. این مسئله برای سه فرکانس ۰، ۲ و ۱۸۰ هرتز با نسبت دمش ۰/۵ حل شده است. مدل توربولانسی جهت اعتبارسنجی، روش DES^۲ لحاظ گردیده است.

^۱ Validation

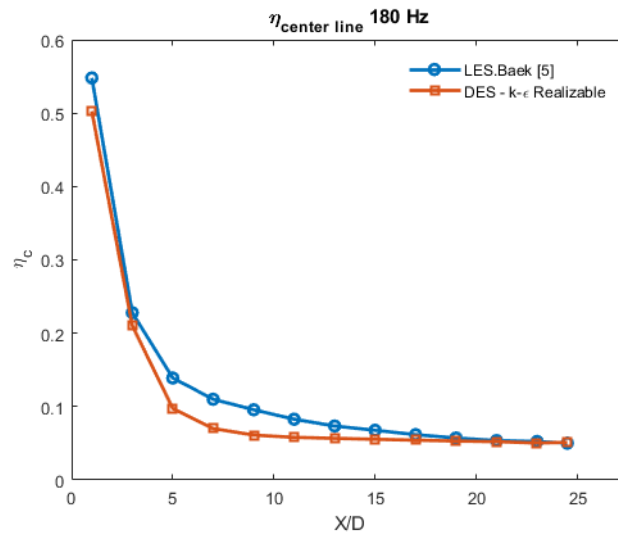
^۲ DES



(الف)



(ب)



(پ)

شکل ۳-۹: مقایسه مقدار بازده خنک کاری فیلمی روی خط مرکزی با نتایج تجربی و عددی

همانطور که نشان داده شده است، نتایج ۰ و ۲ هرتز با نتایج آزمایشگاهی سئو و لیگرانی [۳۰] در شکل ۳-۹ (الف، ب) و نتایج ۱۸۰ هرتز با نتایج عددی بایک و یاوازکرت [۵] در شکل ۳-۹ (پ) مقایسه شده است. میزان درصد خطای متوسط بازده خنک کاری فیلمی در فرکانس ۰ و ۲ هرتز در مقایسه با نتایج آزمایشگاهی به ترتیب برابر با ۹/۱۴ درصد و ۱۷/۴۷ درصد شده است. همچنین میزان درصد خطای متوسط بازده خنک کاری فیلمی در فرکانس ۱۸۰ هرتز با نتایج عددی برابر با ۱۶/۷۲ درصد بدست آمده است. میزان درصد خطای نقطه به نقطه روی صفحه تخت در مقایسه با نتایج قبلی در جدول ۳-۷ و ۳-۸ بیان شده است.

جدول ۳-۷: میزان درصد خطای نقطه‌ای بازده خنک کاری فیلمی روی صفحه تخت نسبت به نتایج

آزمایشگاهی

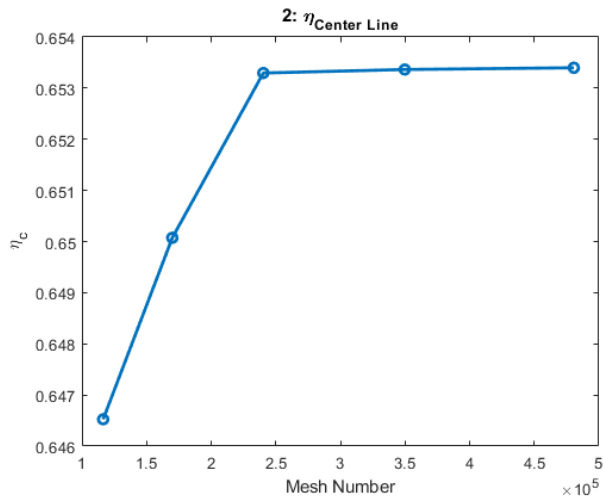
X/D	درصد خطا 0 (Hz)	درصد خطا 2 (Hz)
۳	۲۹/۸۸	۳۸/۵۵
۵	۷/۲۹	۲۱/۵۹
۷	۳/۷۴	۱۲/۸۲
۹	۷/۹۱	۱۱/۵۸
۱۱	۶/۳۴	۱۳/۴۳
۱۳	۶/۷۷	۱۲/۹۷
۱۵	۶/۹۶	۱۳/۹۱
۱۷	۷/۱۱	۱۳/۷۳
۱۹	۶/۳۱	۱۸/۶۹

جدول ۳-۸: میزان درصد خطای نقطه‌ای بازده خنک‌کاری فیلمی روی صفحه تخت نسبت به نتایج عددی

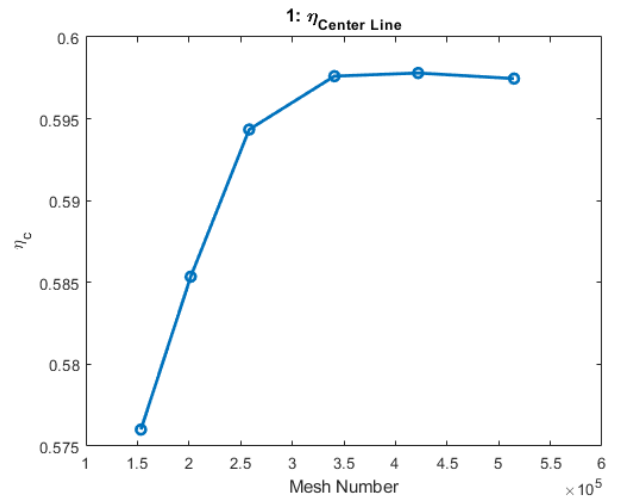
X/D	درصد خطا (Hz) 180
۱	۸/۲۷
۳	۷/۷۷
۵	۲۹/۸۶
۷	۳۶/۲۸
۹	۳۶/۰۹
۱۱	۲۹/۸۴
۱۳	۲۲/۷۸
۱۵	۱۸/۰۹
۱۷	۱۲/۲۴
۱۹	۷/۱۸
۲۱	۲/۷۶
۲۳	۴/۰۱۵
۲۴,۵	۲/۱۸

۳-۷ استقلال نتایج از شبکه‌بندی و گام زمانی

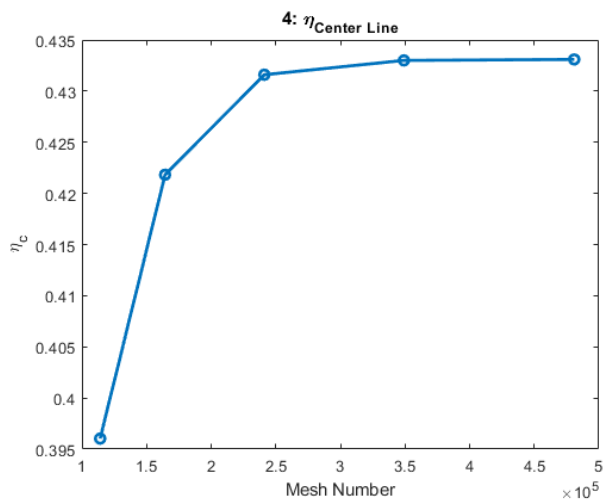
برای اطمینان از شبکه‌بندی استفاده شده برای هندسه‌های مذکور و مستقل بودن حل مسئله از تعداد سلول‌های شبکه، بازده خنک‌کاری فیلمی آدیاباتیک روی خط میانی چهار هندسه با تعداد سلول‌های متفاوت مقایسه گردید که در شکل ۳-۱۰ نشان داده شده است. استقلال نتایج از تعداد سلول‌های شبکه در حالت پایا و با استفاده از مدل توربولانسی $k-\epsilon$ Realizable انجام شده است.



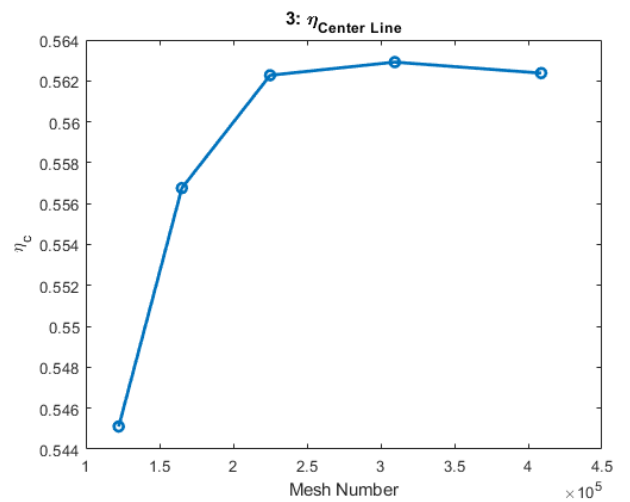
(ب)



(الف)



(ت)



(پ)

شکل ۳-۱۰: بازده خنک کاری فیلمی آدیاباتیک روی خط میانی با تعداد سلول‌های شبکه متفاوت در هندسه‌های مختلف

همانطور که در شکل ۳-۱۰ مشخص شده، بازده خنک‌کاری فیلمی روی خط میانی برای هر هندسه با تعداد سلول‌های متفاوت محاسبه شده است. در جدول ۳-۱۳ شبکه‌بندی نهایی استفاده شده برای تحلیل نتایج آمده است.

جدول ۳-۹: اثر تعداد سلول‌های شبکه بر بازده در هندسه ۱

شبکه	تعداد سلول‌ها	مقدار بازده	درصد خطا نسبی
۱	۱۵۳۳۸۰	۰/۵۷۶۰۱	۱/۶۲۲
۲	۲۰۱۶۳۱	۰/۵۸۵۳۵۳	۱/۵۳۶
۳	۲۵۸۲۶۴	۰/۵۹۴۳۴۷	۰/۵۴۸
۴	۳۴۰۸۱۳	۰/۵۹۷۶۰۶	۰/۰۳۲
۵	۴۲۱۹۳۶	۰/۵۹۷۷۹۸	۰/۰۵۷
۶	۵۱۴۷۸۹	۰/۵۹۷۴۵۸	-

جدول ۳-۱۰: اثر تعداد سلول‌های شبکه بر بازده در هندسه ۲

شبکه	تعداد سلول‌ها	مقدار بازده	درصد خطا نسبی
۱	۱۱۶۴۲۹	۰/۶۴۶۵۲۵	۰/۵۴۹
۲	۱۶۹۹۱۶	۰/۶۵۰۰۷۳	۰/۴۹۶
۳	۲۴۰۳۴۸	۰/۶۵۳۲۹۵	۰/۰۱۱
۴	۳۴۹۸۳۱	۰/۶۵۳۳۶۴	۰/۰۰۵
۵	۴۸۰۶۱۶	۰/۶۵۳۳۹۸	-

جدول ۳-۱۱: اثر تعداد سلول‌های شبکه بر بازده در هندسه ۳

شبکه	تعداد سلول‌ها	مقدار بازده	درصد خطا نسبی
۱	۱۲۲۳۰۷	۰/۵۴۵۱۰۵	۲/۱۳۸
۲	۱۶۵۱۴۰	۰/۵۵۶۷۶	۰/۹۹۱
۳	۲۲۴۹۸۶	۰/۵۶۲۲۷۶	۰/۱۱۴
۴	۳۰۹۵۰۹	۰/۵۶۲۹۱۷	۰/۰۹۵
۵	۴۰۸۸۰۸	۰/۵۶۲۳۸	-

جدول ۳-۱۲: اثر تعداد سلول‌های شبکه بر بازده در هندسه ۴

شبکه	تعداد سلول‌ها	مقدار بازده	درصد خطا نسبی
۱	۱۱۴۰۸۴	۰/۳۹۶۰۳	۶/۵۱۳
۲	۱۶۴۳۱۶	۰/۴۲۱۸۲۳	۲/۳۱۸
۳	۲۴۱۱۳۲	۰/۴۳۱۶۰۳	۰/۳۲۴
۴	۳۴۹۱۶۶	۰/۴۳۳۰۰۳	۰/۰۲۲
۵	۴۸۰۹۴۴	۰/۴۳۳۰۹۷	-

جدول ۳-۱۳: شبکه‌بندی‌های نهایی برای چهار هندسه

هندسه	شبکه
۱	۳۴۰۸۱۳
۲	۲۴۰۳۴۸
۳	۲۲۴۹۸۶
۴	۲۴۱۱۳۲

برای شبیه‌سازی‌های ناپایا یا وابسته به زمان علاوه بر بررسی شبکه، می‌بایست مطالعه بر روی گام زمانی^۱ صورت گیرد. انتخاب صحیح گام زمانی در نرم‌افزار فلونتت به این صورت است که باید پس از بررسی روی شبکه و انتخاب شبکه بهینه، شبیه‌سازی برای شبکه بهینه با گام‌های زمانی متفاوت انجام گرفته و با افزایش و کاهش آن‌ها مقدار بهینه گام زمانی مناسب محاسبه شود. گام زمانی به فیزیک مسئله، سرعت انجام پدیده و سائز شبکه بستگی دارد و می‌بایست با در نظر گرفتن همه این پارامترها انتخاب گردد. به دلیل نوسانی بودن جریان‌ها، گام زمانی مناسب برای حل این مسئله با استفاده از فرکانس‌های سرعت نوسانی، لحاظ شده است. گام زمانی با توجه به مطالعه عددی ناپایا بایک و یاوازکرت [۵] به صورت رابطه (۳-۴) تعیین شده است. همچنین با توجه به موضوع مستقل بودن نتایج از گام زمانی، با چند مرحله حل کردن مسئله با گام‌های زمانی متفاوت، مقادیر مناسب گام زمانی در فرکانس‌های مختلف در جدول ۳-۱۴ نشان داده شده است.

$$\tau = \frac{1/f}{100} \quad (۳-۴)$$

جدول ۳-۱۴: مقادیر گام زمانی در فرکانس‌های مختلف

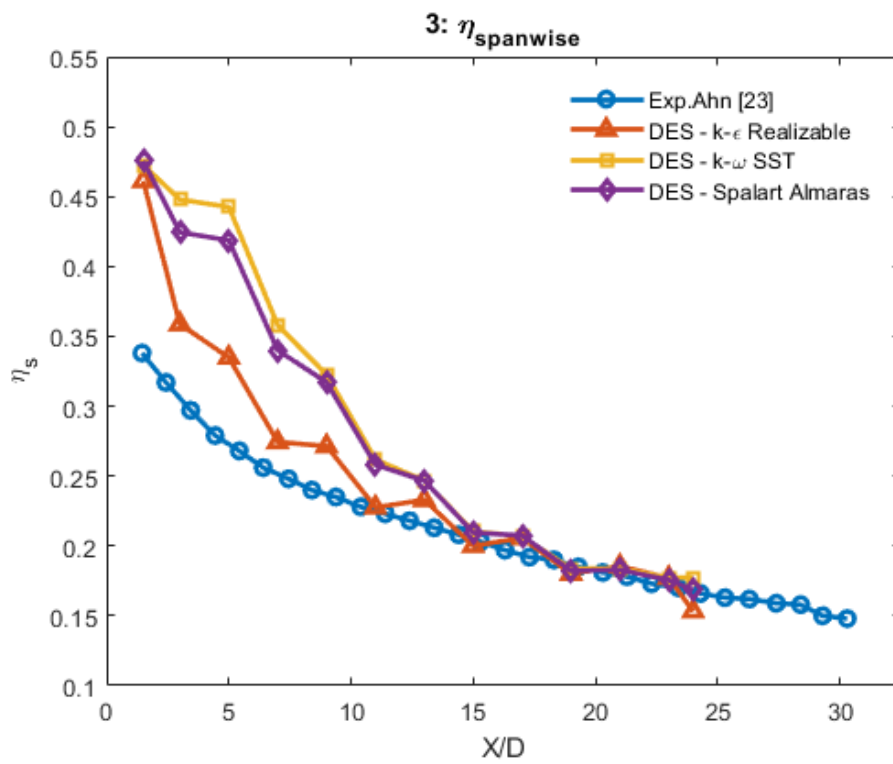
2144	1608	1072	536	268	180	f (Hz)
$4.5 * 10^{-6}$	$6 * 10^{-6}$	$9 * 10^{-6}$	$2 * 10^{-5}$	$4 * 10^{-5}$	$5 * 10^{-5}$	τ (s)

^۱ Time Step

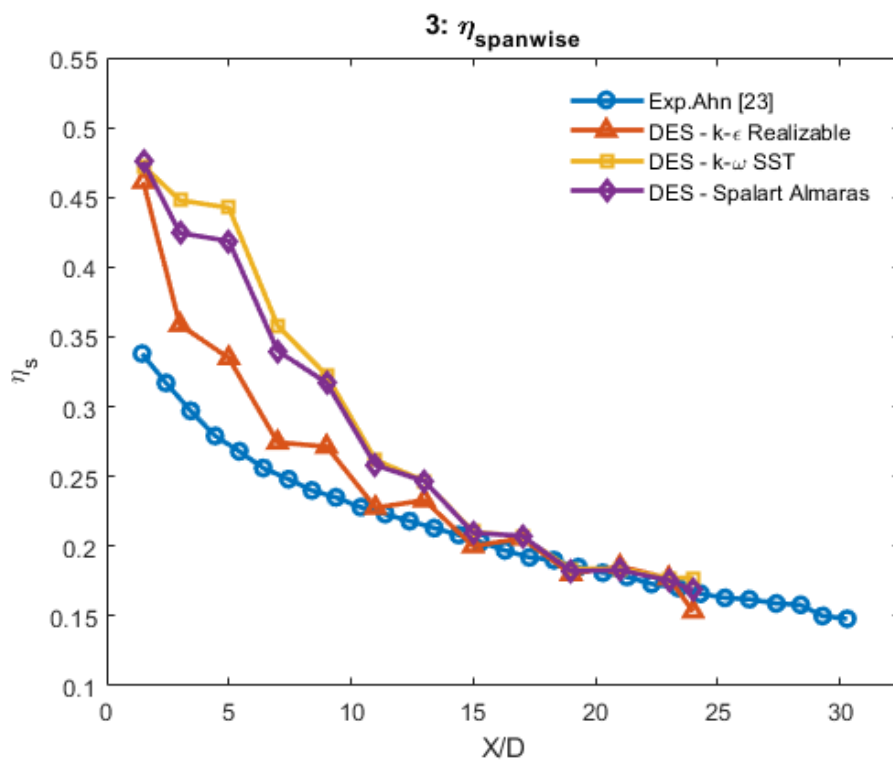
۳-۸ صحت‌سنجی

برای صحت‌سنجی^۱ نتایج و انتخاب یک مدل توربولانسی مناسب برای حل عددی مسئله و استقلال نتایج از شبکه، نتایج بازده خنک‌کاری فیلمی متوسط روی خط عرضی برای هندسه نوع ۳ با مطالعه آزمایشگاهی آهن و همکاران [۲۳] مقایسه شده است. لازم به ذکر است که به دلیل هندسه یکسان و شباهت داشتن شرایط مسئله، مطالعه آن‌ها برای صحت‌سنجی، انتخاب گردیده است. حل مسئله در نسبت دمش ۰/۵ و در حالت پایا انجام گرفته است. شش مدل توربولانسی برای انجام این مقایسه منتخب گردیده است که سه مدل پایا بمنظور رسیدن به مدل مناسب برای محاسبه استقلال نتایج از شبکه و سه مدل ناپایا برای حل مسئله در فرکانس‌های مختلف مقایسه شده‌اند.

¹ Verification



(الف)



(ب)

شکل ۳-۱۱: مقایسه مقدار بازده خنک کاری فیلمی متوسط روی خط عرضی برای هندسه ۳

با توجه به مدل آزمایشگاهی آهن، شش مدل توربولانسی متفاوت (سه مدل پایا و سه مدل ناپایا) مقایسه شده و در شکل ۳-۱۱ نمایان شده است. با توجه به شکل ۳-۱۱(الف) و جدول ۳-۱۵ میزان درصد خطای متوسط بازده برای مدل $DES\ K-\varepsilon\ Realizable$ ، ۱۱/۶ درصد گزارش شده است که نسبت به دو مدل توربولانسی ناپایا دیگر خطای کمتری دارد. میزان درصد خطای متوسط بازده در حالت پایا برای مدل $K-\varepsilon\ Realizable$ ، ۱۸/۰۷ درصد بدست آمده است؛ که این مدل برای استقلال از شبکه انتخاب گردیده است. به دلیل وجود گام زمانی و استقلال نتایج از آن، ابتدا می‌بایست نتایج در حالت پایا، استقلال از شبکه شده باشند که به همین منظور این مدل پایا برای استقلال از شبکه انتخاب شده است.

همچنین لازم به ذکر است که همه این مدل‌ها دارای خطای زیادی برای ناحیه بعد از سوراخ می‌باشند، که به دلیل وجود گرادیان‌های شدید در ناحیه بعد از سوراخ این اتفاق رخ داده است. جدول ۳-۱۵ میزان درصد خطای مدل‌های مختلف را گزارش داده است. همانطور که مشخص شده است و با توجه به اکثر تحقیقات و پژوهش‌ها قبلی که برای انجام شبیه‌سازی از مدل‌های توربولانسی $k-\varepsilon$ کرده‌اند، در این پژوهش نیز همین نتیجه‌گیری بیان شده است.

جدول ۳-۱۵: میزان درصد خطای متوسط بازده خنک‌کاری فیلمی متوسط روی خط عرضی با مدل‌های توربولانسی مختلف در هندسه ۳

میزان درصد خطای بازده نسبت به مدل آزمایشگاهی	مدل توربولانسی
۱۱/۶۰	$DES - K-\varepsilon\ Realizable$
۲۴/۱۸	$DES - K-\omega\ SST$
۲۱/۸۴	$DES - Spalart\ Allmaras$
۱۸/۰۷	$RANS - K-\varepsilon\ Realizable$
۳۴/۵۱	$RANS - K-\omega\ SST$
۲۶/۵۱	$RANS - Spalart\ Allmaras$

فصل ۲ : نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی

کنک‌کاری فیلی

۴-۱ مقدمه

همانطور که در قبل به بیان مفاهیم خنک کاری فیلمی پرداخته شده بود، غالباً عوامل تأثیرگذار در خنک کاری فیلمی به دو دسته عمده پارامترهای هندسی و پارامترهای جریانی تقسیم شده بودند. در این پژوهش سعی شده است که به بررسی تأثیرگذاری هر دو پارامتر پرداخته شود. در این بخش اثر پارامترهای جریان مانند تغییر فرکانس نوسانات جریان اصلی و جریان خنک کننده، و تغییر زاویه ترکیب و گام عرضی سوراخ‌ها نیز به عنوان اثر پارامترهای هندسی بر بازده خنک کاری فیلمی و نسبت عدد استنتون بررسی شده است. با در نظر گرفتن به طور همزمان این اثرات، برای چهار هندسه که در هر کدام هشت فرکانس مختلف نوسانات اعمال شده است، به بررسی نتایج بازده خنک کاری فیلمی و نسبت عدد استنتون پرداخته شده است.

۴-۲ اثر تغییر فرکانس بر توزیع دما و بازده خنک کاری فیلمی

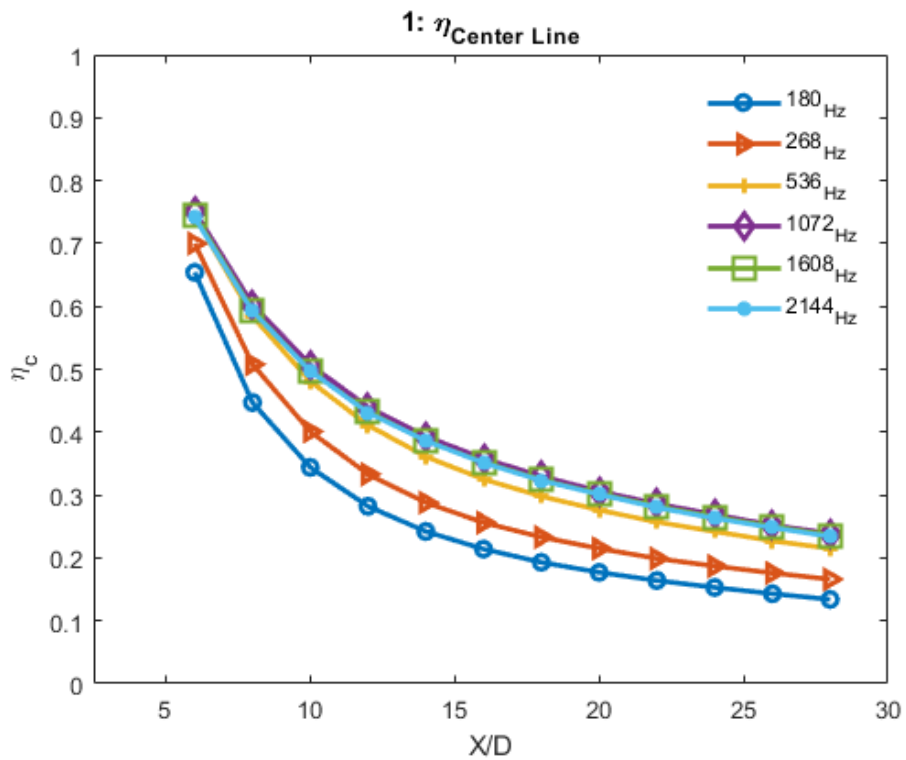
بازده خنک کاری فیلمی روی خط میانی برای هندسه ۱ در شکل ۴-۱ نشان داده شده است. با توجه به شکل ۴-۱، به طور کلی می‌توان نتیجه گرفت که با افزایش فرکانس، بازده خط میانی افزایش یافته است. البته این افزایش در فاصله نزدیک سوراخ، خیلی کمتر از افزایش بازده برای جریان پایین دست روی دیواره می‌باشد. همچنین در سه فرکانس ۱۸۰، ۲۶۸ و ۵۳۶ هرتز افزایش بازده خیلی سریع تر اتفاق افتاده است و افزایش بازده از ۵۳۶ به ۱۰۷۲ هرتز نرخ کمتری داشته است؛ به طوری که با تغییر فرکانس از ۱۸۰ به ۱۰۷۲ هرتز، افزایش بازده به طور متوسط ۵۹/۶۵ درصد بوده است سپس با افزایش فرکانس از ۱۰۷۲ به ۱۶۰۸ و از ۱۶۰۸ به ۲۱۴۴ هرتز، کاهش بازده به ترتیب به میزان ۱/۵ و ۰/۵ درصد محاسبه شده است.

همچنین افزایش بازده از فرکانس ۱۸۰ به ۱۰۷۲ هرتز در شکل ۴-۳ نشان داده شده است. با توجه به کانتورهای دمای این دو فرکانس، بهبود بازده در فرکانس ۱۰۷۲ هرتز به وضوح نمایان شده است. همانطور که مشهود است، افزایش فرکانس در هر دو جریان اصلی و خنک کننده، سبب تأخیر در اختلاط

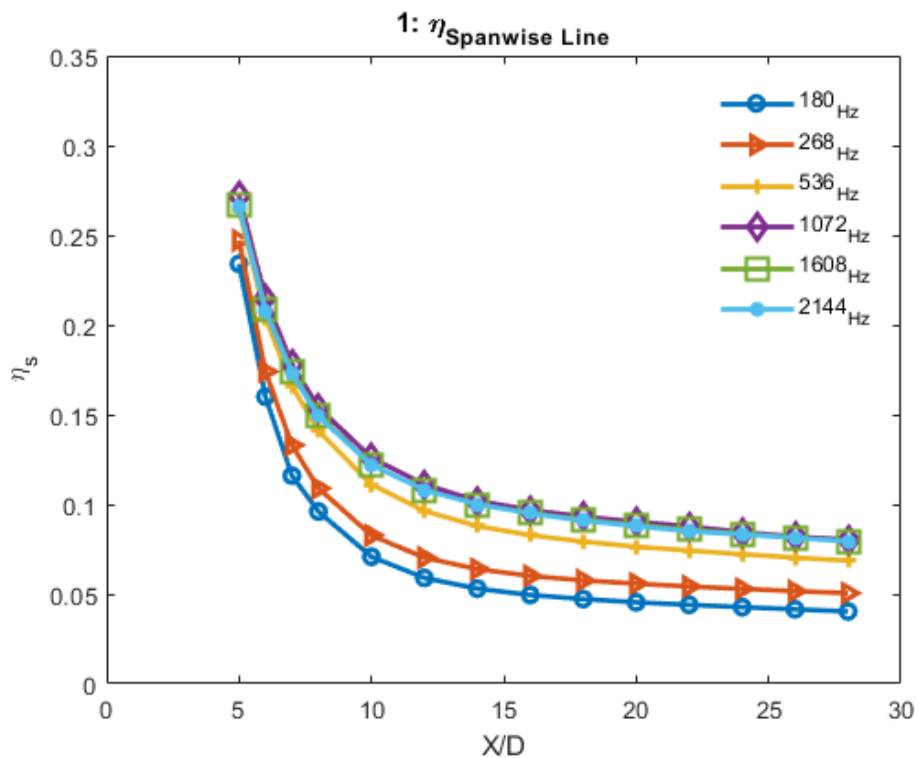
این دو جریان شده است. این تأخیر باعث شده که پخش جریان خنک‌کننده به صورت عرضی و طولی روی دیواره بیشتر شود و جریان خنک‌کننده در فاصله دورتری از سوراخ‌ها و در جریان پایین دست، از روی دیواره بلند شود. همین تأخیر در بلند شدن جریان خنک‌کننده از روی دیواره و اختلاط دیر هنگام آن با جریان اصلی که در پایین دست دیواره اتفاق افتاده، سبب توزیع دمای بهتری در فرکانس ۱۰۷۲ هرتز نسبت به فرکانس ۱۸۰ هرتز شده است که در شکل ۳-۴ نمایان است.

لازم به ذکر است که به دلیل تقارن سوراخ‌ها و صفر بودن زاویه ترکیب آن‌ها در هندسه ۱، خط میانی صفحه دقیقاً از مرکز سوراخ‌ها عبور کرده است و بازده خط میانی، نشان‌دهنده پخش طولی جریان خنک‌کننده بعد از سوراخ‌ها می‌باشد. با توجه به همین موضوع بازده خنک‌کاری فیلمی متوسط روی خطوط عرضی در شکل ۲-۴ نشان داده شده است. این بازده بیانگر پخش عرضی جریان خنک‌کننده بر روی دیواره است. که نشان می‌دهد علاوه بر راستای طولی سوراخ، نواحی جانبی سوراخ هم با همین الگو خنک شده است. به طوری که با افزایش فرکانس از ۱۸۰ به ۱۰۷۲ هرتز، بازده ۸۳ درصد افزایش داشته است و با تغییر فرکانس از ۱۰۷۲ به ۱۶۰۸ و از ۱۶۰۸ به ۲۱۴۴ هرتز، به ترتیب ۲/۶ و ۰/۴ درصد کاهش بازده محاسبه شده است.

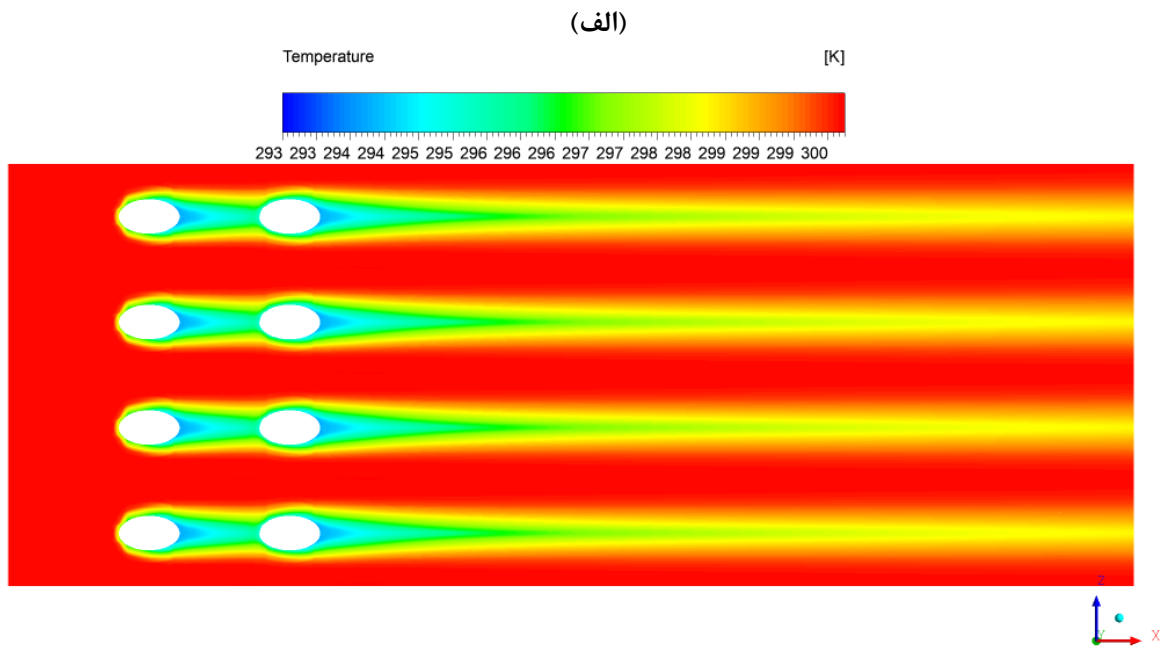
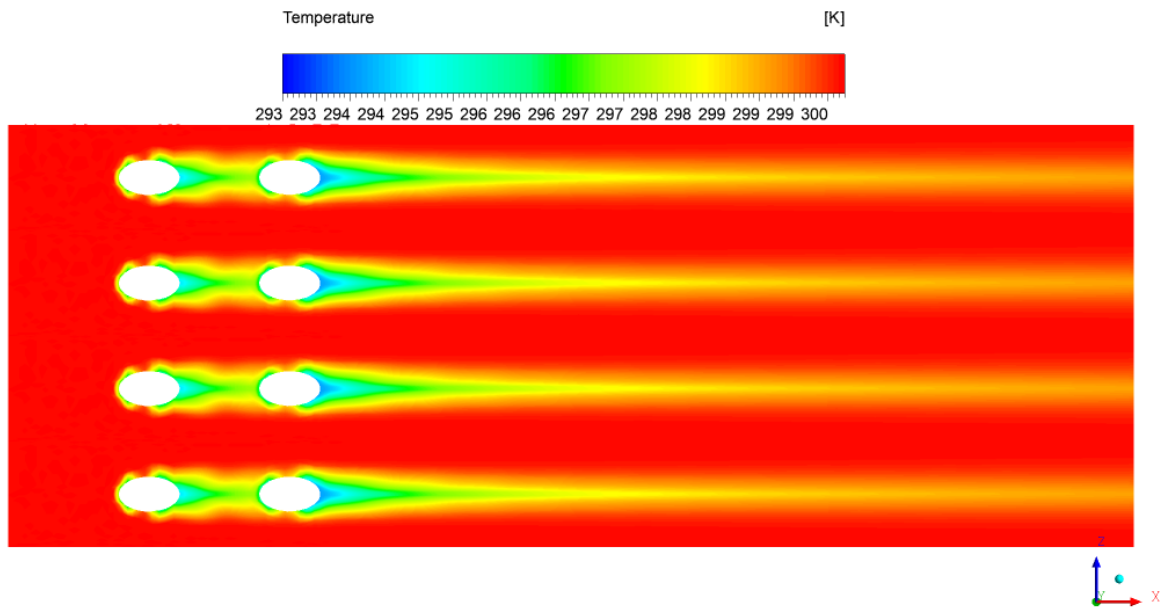
با توجه به شکل ۳-۴، گسترش عرضی جریان خنک‌کننده روی دیواره سبب گسترش بیشتر توزیع دمای عرضی روی دیواره شده که منجر به بهبود بازده در فرکانس ۱۰۷۲ هرتز شده است. در واقع این افزایش بازده ۸۳ درصدی در جهت عرضی دیواره، نشان‌دهنده این است که افزایش فرکانس در جهت عرضی، در بهبودی بازده خنک‌کاری فیلمی متوسط روی خطوط عرضی، از بهبود بازده خنک‌کاری فیلمی روی خط میانی حدوداً ۶۰ درصدی، موثرتر بوده است. به طور کلی می‌توان به این نتیجه رسید که در هندسه نوع ۱، بیشترین بازده (در هر دو جهت) در فرکانس ۱۰۷۲ بدست آمده است که نشان‌دهنده این است که افزایش فرکانس به ۱۰۷۲ هرتز، هماهنگی خوبی در بهبود بازده هر دو جهت دارد و سبب شده که خنک‌کاری فیلمی روی دیواره، به طور کلی بهبود چشمگیری داشته باشد.



شکل ۴-۱: بازده خنک کاری فیلمی روی خط میانی در فرکانس‌های مختلف برای هندسه نوع ۱



شکل ۴-۲: بازده خنک کاری فیلمی متوسط روی خطوط عرضی در فرکانس‌های مختلف برای هندسه نوع ۱

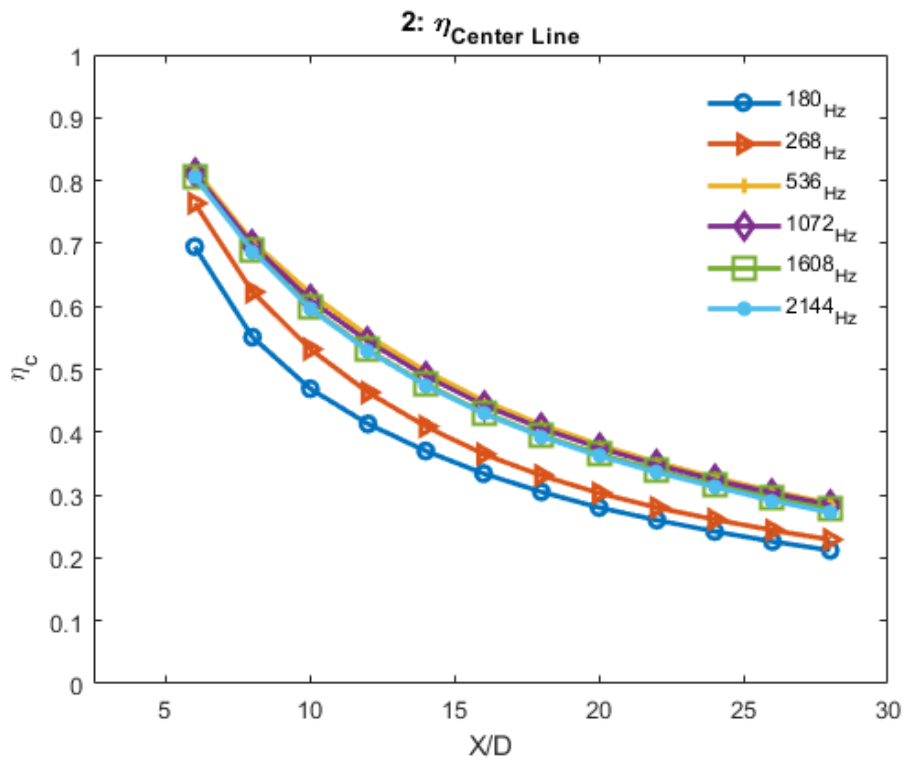


شکل ۳-۴: توزیع دما روی صفحه تخت (صفحه $X-Z$ در $Y=0$) برای هندسه ۱
 (الف): ۱۸۰ هرتز (ب): ۱۰۷۲ هرتز

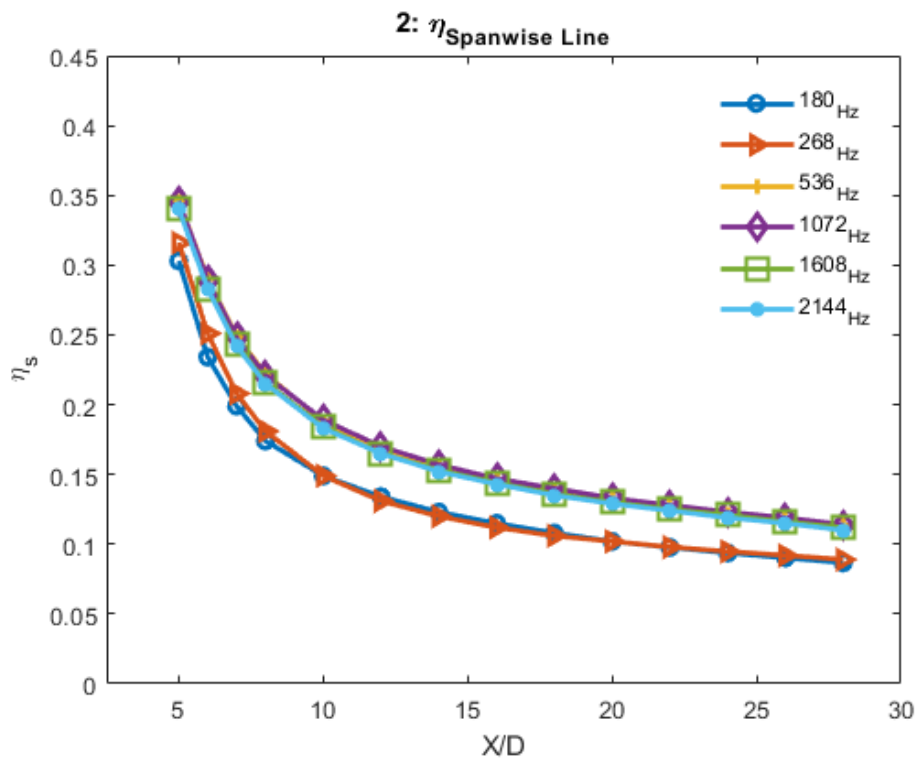
با توجه به شکل ۴-۴، در هندسه نوع ۲، با افزایش فرکانس، بازده خط میانی افزایش یافته است. البته این افزایش در فاصله نزدیک سوراخ، خیلی کمتر از افزایش بازده برای جریان پایین دست روی دیواره می باشد. همچنین در دو فرکانس ابتدایی افزایش بازده خیلی سریع تر اتفاق افتاده است و افزایش بازده از ۵۳۶ به ۱۰۷۲ هرتز نرخ کمتری داشته است؛ به طوری که با تغییر فرکانس از ۱۸۰ به ۱۰۷۲ هرتز، افزایش بازده به طور متوسط ۶۶/۷۷ درصد بوده است سپس با افزایش فرکانس از ۱۰۷۲ به ۱۶۰۸ و از ۱۶۰۸ به ۲۱۴۴ هرتز، کاهش بازده به ترتیب به میزان ۲/۳ و ۰/۶ درصد مشاهده شده است.

لازم به ذکر است که به دلیل داشتن زاویه ترکیب متقارن سوراخها (۴۵+ و ۴۵- درجه) در این هندسه، خط میانی صفحه، دقیقاً از مرکز هردو ردیف سوراخها عبور کرده است. بازده خنک کاری فیلمی متوسط روی خطوط عرضی در شکل ۴-۵ نشان داده شده است. به طوری که با افزایش فرکانس از ۱۸۰ به ۱۰۷۲ هرتز، بازده ۴۲/۵۹ درصد افزایش داشته است. همچنین افزایش بازده از فرکانس ۱۸۰ به ۲۶۸ در ناحیه بعد از سوراخها، بیشتر از جریان پایین دست بدست آمده است و در امتداد صفحه، بازده در این دو فرکانس تقریباً مشابه بوده است. با تغییر فرکانس از ۱۰۷۲ به ۱۶۰۸ و از ۱۶۰۸ به ۲۱۴۴ هرتز، به ترتیب ۲/۸ و ۰/۵ درصد کاهش بازده محاسبه شده است. به طور کلی می توان به این نتیجه رسید که در هندسه نوع ۲، بیشترین بازده (هر دو بازده) در فرکانس ۱۰۷۲ بدست آمده است.

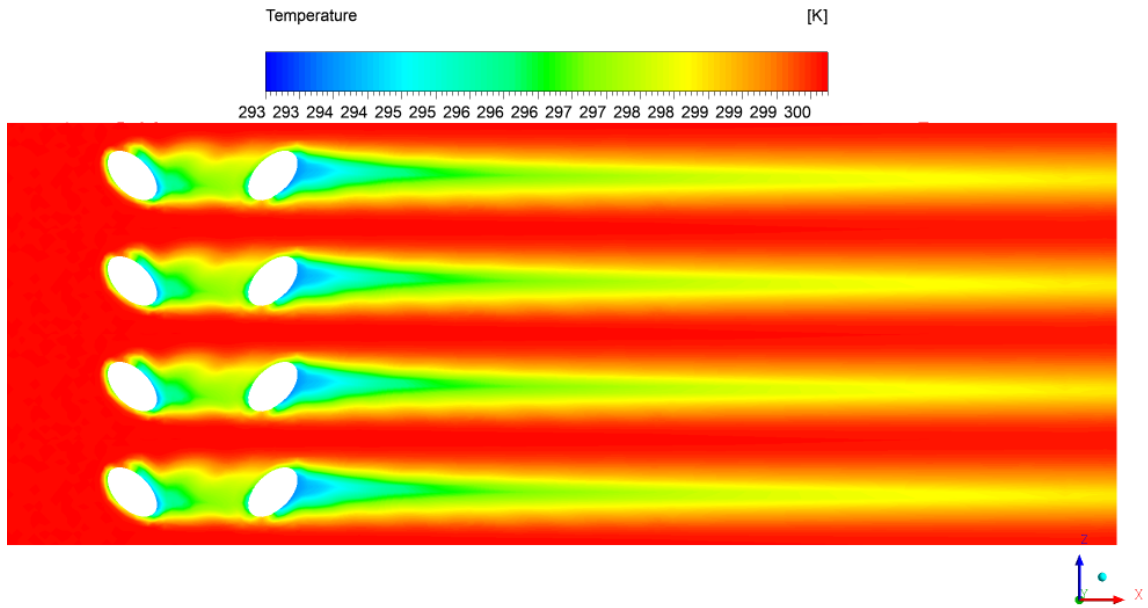
با توجه به شکل ۴-۶ افزایش فرکانس از ۱۸۰ به ۱۰۷۲ هرتز باعث بهبودی بیشتر بازده روی خط میانی نسبت به بازده متوسط روی خطوط عرضی شده است. این امر ناشی از وجود زاویه ترکیب قرینه بین دو ردیف سوراخ، که سبب شده پخش طولی جریان خنک کننده در امتداد صفحه بیشتر از پخش عرضی آن باشد. به این معنا که پخش طولی جریان خنک کننده با افزایش فرکانس، تحت تأثیر زاویه ترکیب قرار گرفته است. به دلیل اینکه افزایش فرکانس سبب تأخیر در بلند شدن جریان خنک کننده از روی صفحه می شود، زاویه ترکیب نیز به این امر کمک کرده است تا بهبود بازده روی خط میانی بیشتر از بهبود بازده متوسط روی خطوط عرضی شود.



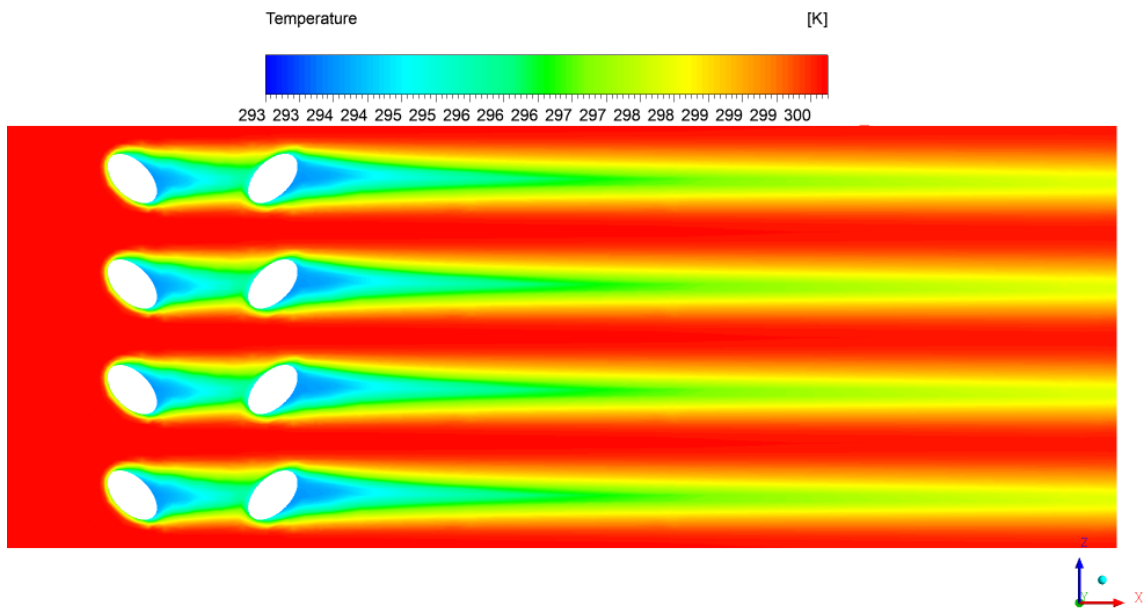
شکل ۴-۴: بازده خنک کاری فیلمی روی خط میانی در فرکانس‌های مختلف برای هندسه نوع ۲



شکل ۴-۵: بازده خنک کاری فیلمی متوسط روی خطوط عرضی در فرکانس‌های مختلف برای هندسه نوع ۲



(الف)

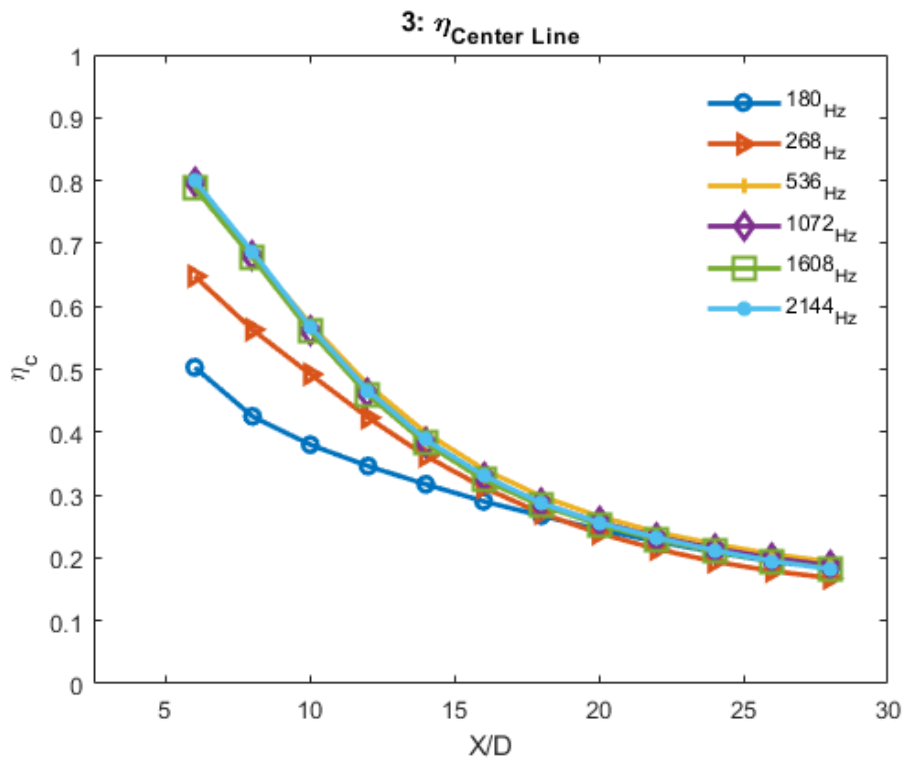


(ب)

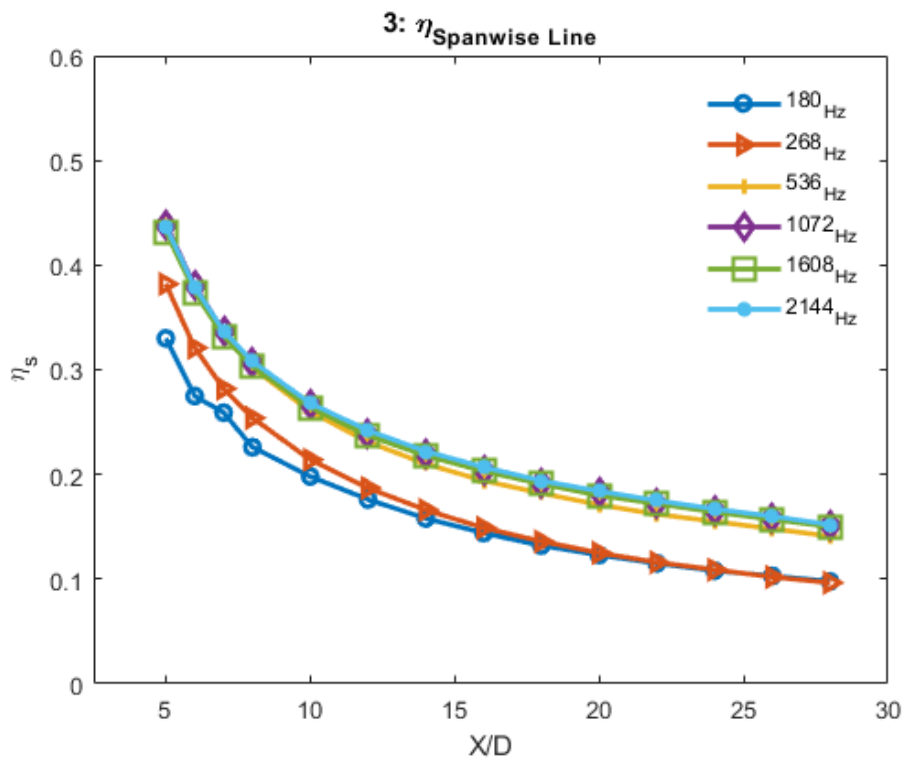
شکل ۴-۶: توزیع دما روی صفحه تخت (صفحه $X-Z$ در $Y=0$) برای هندسه ۲
 (الف): ۱۸۰ هرتز (ب): ۱۰۷۲ هرتز

با توجه به شکل ۴-۷، با افزایش فرکانس در هندسه ۳، بازده خط میانی افزایش یافته است. البته این افزایش برعکس هندسه‌های ۱ و ۲، در فاصله نزدیک سوراخ خیلی بیشتر از افزایش بازده برای جریان پایین دست روی دیواره می‌باشد. حتی می‌توان نتیجه گرفت که بازده در تمام هشت فرکانس در جریان پایین دست تقریباً ثابت مانده است. همچنین در سه فرکانس ابتدایی افزایش بازده خیلی سریع‌تر اتفاق افتاده است؛ به طوری که با تغییر فرکانس از ۱۸۰ به ۱۰۷۲ هرتز، افزایش بازده به طور متوسط ۴۲/۰۱ درصد بوده است سپس با افزایش فرکانس از ۱۰۷۲ به ۱۶۰۸ کاهش بازده به میزان ۲/۴ درصد بدست آمده است. اما دوباره با تغییر فرکانس از ۱۶۰۸ به ۲۱۴۴ هرتز، افزایش بازده به میزان خیلی اندک ۱/۱ درصد، مشاهده شده است.

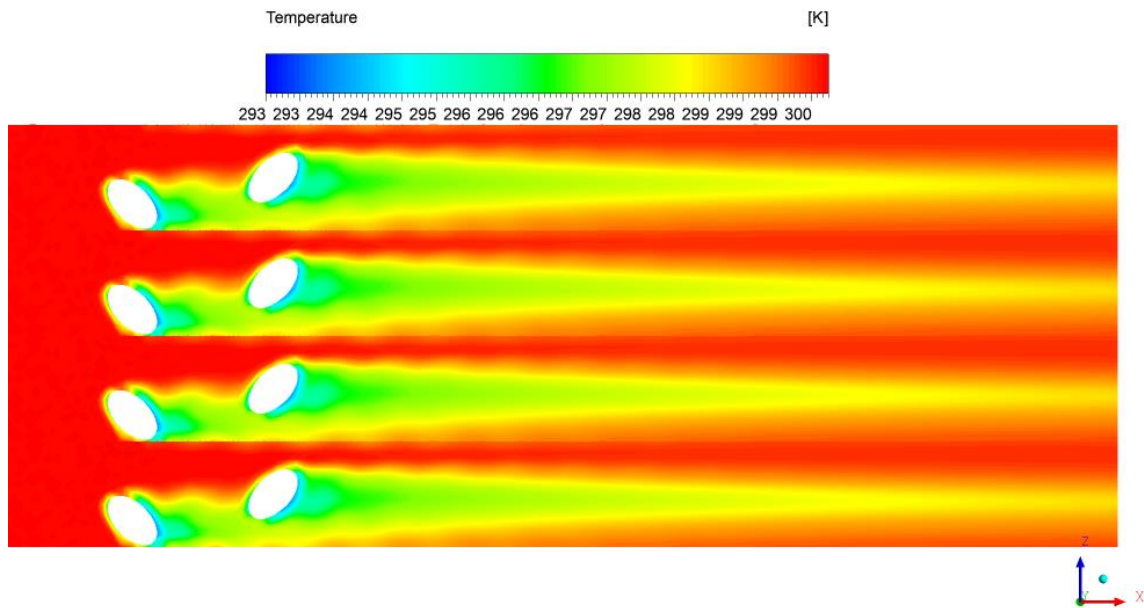
در هندسه نوع ۳، زاویه ترکیب متقارن سوراخ‌ها (۴۵+ و ۴۵- درجه) و وجود گام عرضی بین دو ردیف سوراخ‌ها، باعث ایجاد آرایش شطرنجی شده، که خط میانی صفحه دقیقاً از مرکز هر دو ردیف سوراخ‌ها عبور نکرده است؛ این موضوع سبب شده که جریان خنک‌کننده خروجی از ردیف اول، علاوه بر پوشش ردیف بعدی، کمی از عرض صفحه را نیز پوشش دهد. بازده خنک‌کاری فیلمی متوسط روی خطوط عرضی در شکل ۴-۸ نشان داده شده است. به طوری که با افزایش فرکانس از ۱۸۰ به ۱۰۷۲ هرتز، بازده ۵۴/۴۷ درصد افزایش داشته است. همانطور که مشاهده می‌شود، در فرکانس‌های بالا در جریان پایین دست افزایش بازده نسبت به جریان بعد از سوراخ‌ها مشاهده شده ولی در فرکانس‌های ۱۸۰ و ۲۶۸، بازده در امتداد صفحه تقریباً بدون تغییر بوده است. با تغییر فرکانس از ۱۰۷۲ به ۱۶۰۸ کاهش بازده به میزان ۱/۹ درصد و از ۱۶۰۸ به ۲۱۴۴ هرتز، ۱/۶۲ درصد افزایش ثبت شده است. با این که در فرکانس ۲۱۴۴ هرتز مجدداً افزایش بازده مشاهده شده، ولی بازهم به طور کلی می‌توان به این نتیجه رسید که در هندسه نوع ۳ نیز، بیشترین بازده (هر دو بازده) در فرکانس ۱۰۷۲ بدست آمده است. همانند هندسه ۱ و ۲، این افزایش بازده در فرکانس ۱۰۷۲ هرتز در شکل ۴-۹ نشان داده شده است.



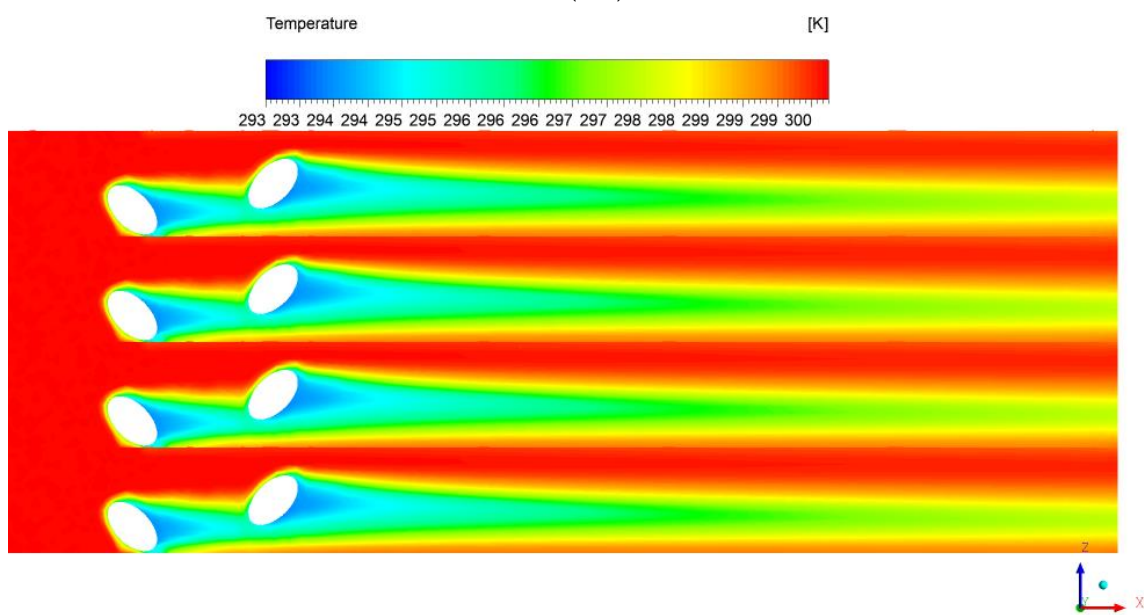
شکل ۴-۷: بازده خنک کاری فیلمی روی خط میانی در فرکانس‌های مختلف برای هندسه نوع ۳



شکل ۴-۸: بازده خنک کاری فیلمی متوسط روی خطوط عرضی در فرکانس‌های مختلف برای هندسه نوع ۳



(الف)

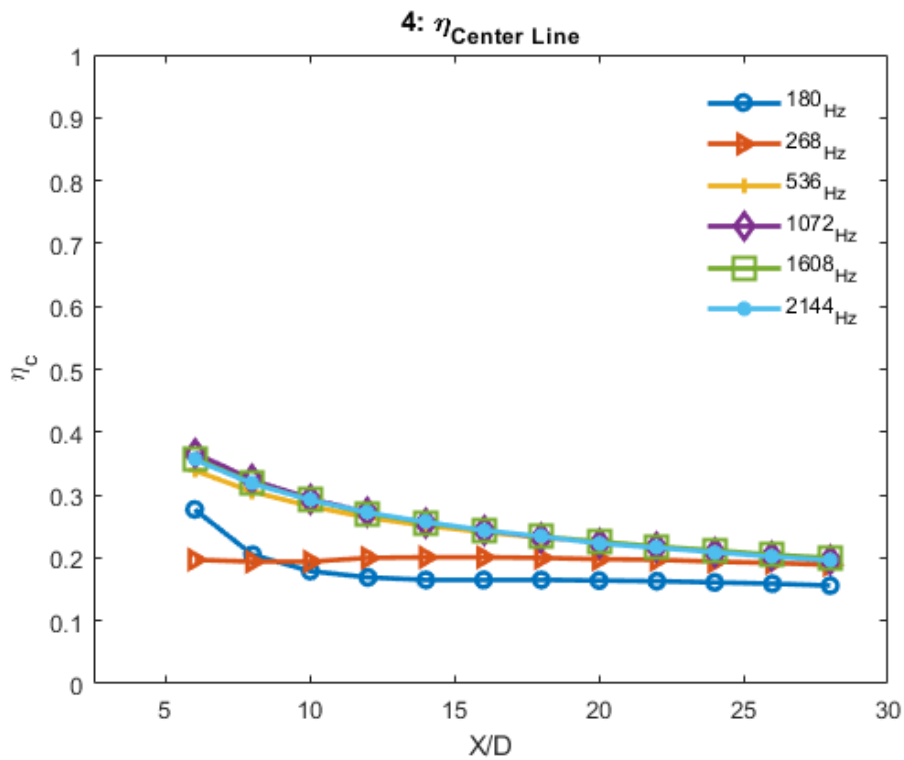


(ب)

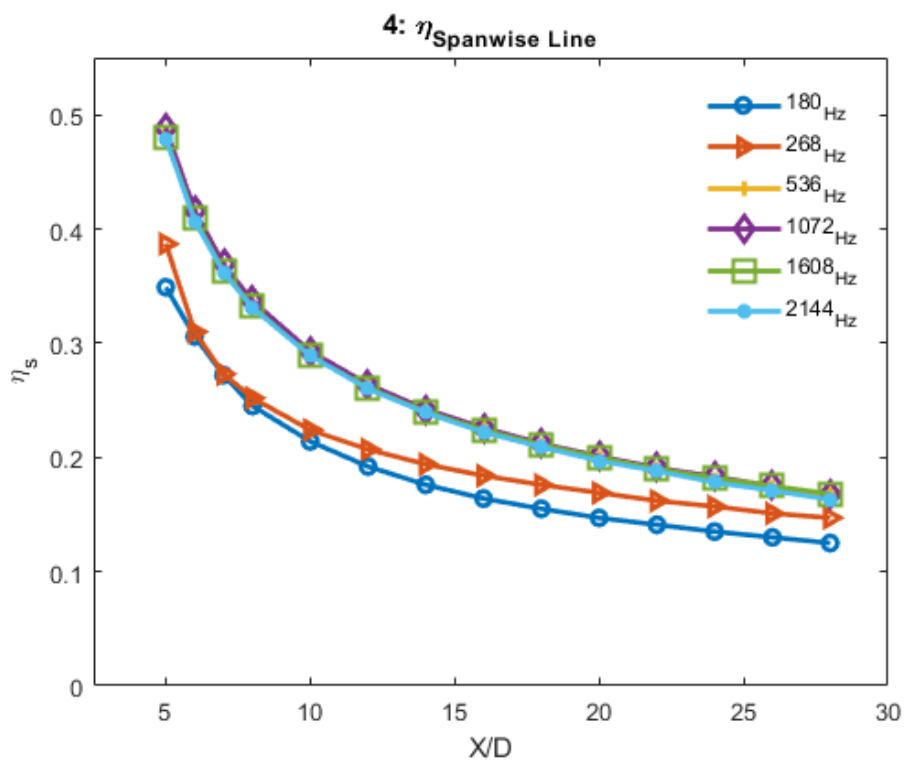
شکل ۴-۹: توزیع دما روی صفحه تخت (صفحه $X-Z$ در $Y=0$) برای هندسه ۳
 (الف): ۱۸۰ هرتز (ب): ۱۰۷۲ هرتز

با توجه به شکل ۴-۱۰، به دلیل وجود گام عرضی بیشتر نسبت به هندسه ۳ بین دو ردیف سوراخ‌ها که باعث ایجاد آرایش شطرنجی بازتری شده، خط میانی صفحه تماماً از هردو ردیف سوراخ‌ها عبور نکرده است و فقط در بین دو ردیف سوراخ روی صفحه امتداد یافته است. که این امر سبب کاهش بازده روی خط میانی نسبت به سایر هندسه‌ها شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، در دو فرکانس ۱۸۰ و ۲۶۸ هرتز، بازده در ناحیه بعد از سوراخ‌ها و جریان پایین‌دست تقریباً بدون تغییر باقی مانده است؛ با این تفاوت که بازده گزارش شده در ناحیه بعد از سوراخ‌ها، در فرکانس ۱۸۰ هرتز بیشتر از ۲۶۸ هرتز می‌باشد و سپس در امتداد صفحه، میزان بازده در فرکانس ۱۸۰ هرتز کاهش چشمگیرتری نسبت به فرکانس ۲۶۸ هرتز داشته است. حتی می‌توان بیان کرد که در فرکانس ۲۶۸ هرتز افزایش خیلی کم بازده، در امتداد صفحه گزارش شده است. با این حال با تغییر فرکانس از ۱۸۰ به ۱۰۷۲ هرتز، افزایش بازده به طور متوسط ۴۱/۵۲ درصد بوده است سپس با تغییر فرکانس از ۱۰۷۲ به ۱۶۰۸ و از ۱۶۰۸ به ۲۱۴۴ هرتز، به ترتیب ۱/۴ و ۰/۵ درصد کاهش بازده ثبت شده است.

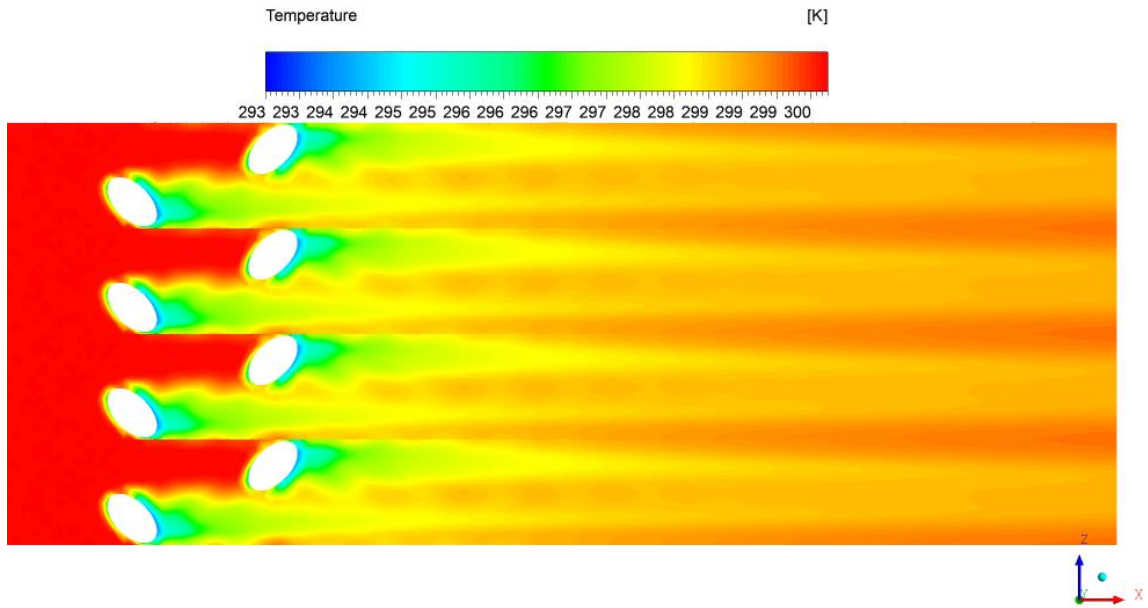
بازده خنک‌کاری فیلمی متوسط روی خطوط عرضی در شکل ۴-۱۱ نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، با افزایش فرکانس از ۱۸۰ به ۱۰۷۲ هرتز، بازده ۵۱/۴۷ درصد افزایش داشته است. ولی در چهار فرکانس بالا برخلاف فرکانس‌های ۱۸۰ و ۲۶۸، بازده تقریباً بدون تغییر باقی مانده است. اما در این دو فرکانس افزایش بازده در جریان پایین‌دست نسبت به جریان بعد از سوراخ‌ها مشاهده شده است. با تغییر فرکانس از ۱۰۷۲ به ۱۶۰۸ و از ۱۶۰۸ به ۲۱۴۴ هرتز، به ترتیب ۱/۷ و ۰/۸ درصد کاهش بازده گزارش شده است. همانند هندسه‌های ۱ و ۲، به طور کلی می‌توان به این نتیجه رسید که در هندسه نوع ۴ نیز، بیشترین بازده (هر دو بازده) در فرکانس ۱۰۷۲ بدست آمده است. کانتور توزیع دما روی دیواره در فرکانس‌های ۱۸۰ و ۱۰۷۲ هرتز در شکل ۴-۱۲ مربوط به هندسه ۴ مشخص شده است.



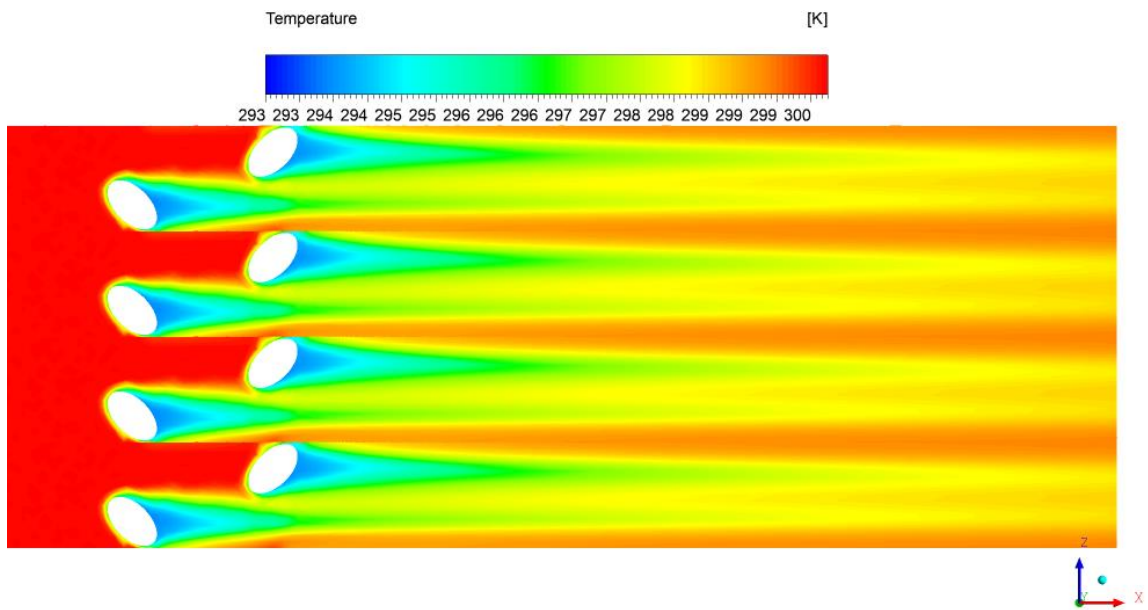
شکل ۴-۱۰: بازده خنک کاری فیلمی روی خط میانی در فرکانس‌های مختلف برای هندسه نوع ۴



شکل ۴-۱۱: بازده خنک کاری فیلمی متوسط روی خطوط عرضی در فرکانس‌های مختلف برای هندسه نوع ۴



(الف)



(ب)

شکل ۴-۱۲: توزیع دما روی صفحه تخت (صفحه $X-Z$ در $Y=0$) برای هندسه ۴
 (الف): ۱۸۰ هرتز (ب): ۱۰۷۲ هرتز

۴-۳ اثر آرایش قرارگیری سوراخ‌ها در فرکانس‌های مختلف بر

بازده خنک‌کاری فیلمی

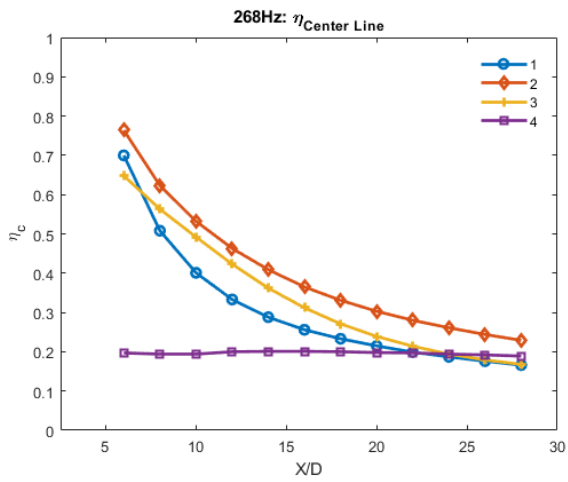
شکل ۴-۱۳ (الف) بازده خنک‌کاری فیلمی روی خط میانی در فرکانس ۱۸۰ هرتز را نشان داده است. به طور میانگین برای بازده هندسه ۲ میزان ۳۰/۶۴ درصد افزایش و بازده هندسه ۴ میزان ۲۵/۶۲ درصد کاهش، نسبت به هندسه ۱ گزارش شده است. کاهش بازده در هندسه ۴ مربوط به ناحیه بعد از سوراخ می‌باشد و در امتداد صفحه تقریباً با نرخ ثابتی به میزان بازده در هندسه ۱ رسیده است و حتی در قسمت انتهایی صفحه نیز بازده بیشتری را نشان داده است. هندسه ۱ دارای دو ردیف سوراخ بدون گام عرضی شطرنجی و بدون زاویه ترکیب است. ولی هندسه ۲ دارای زاویه ترکیب نیز می‌باشد؛ جریان خنک‌کننده به دلیل وجود زاویه ترکیب، در جهت عرضی صفحه بیشتر گسترش یافته و اثری که ردیف اول بر ردیف دوم سوراخ‌ها در خط میانی می‌گذارد، سبب بهبود بازده شده است. در واقع وجود زاویه ترکیب باعث شده که اختلاط هر دو جریان در نزدیکی دیواره و سوراخ‌ها رخ دهد. ولی در هندسه ۴ به دلیل وجود گام عرضی شطرنجی، اثر پوششی ردیف اول بر ردیف دوم روی یک خط قرار نگرفته است، در واقع خط میانی از روی سوراخ‌های دو ردیف عبور نکرده است، به همین دلیل اختلاط جریان خنک‌کننده ردیف اول و دوم تأثیری بر هم نداشته و اختلاط جریان‌ها سریع‌تر از هندسه ۱ صورت گرفته است. همین امر سبب کاهش بازده روی خط میانی شده است. اما بازده خط میانی در هندسه ۳ در ناحیه بعد از سوراخ‌ها در حد بازده هندسه ۲ و در ناحیه جریان پایین‌دست در حد بازده هندسه ۴ ثبت شده است. این اتفاق به این دلیل است که در هندسه ۳ خط میانی فقط از ردیف دوم عبور کرده است و گام عرضی به میزانی است که ردیف اول علاوه بر پوشش قسمتی از ردیف دوم، بخشی از قسمت جانبی ردیف دوم که فاصله خالی عرضی بین سوراخ‌ها می‌باشد، را تحت تأثیر قرار داده است.

در شکل ۴-۱۳ (ب)، بازده خنک‌کاری فیلمی روی خط میانی در فرکانس ۲۶۸ هرتز را نشان داده است. به طور میانگین برای بازده هندسه ۲ میزان ۲۴،۵۰ درصد افزایش و بازده هندسه ۴ میزان ۳۰/۶۷ درصد کاهش، نسبت به هندسه ۱ گزارش شده است. اما بازده خط میانی در هندسه ۳ در ناحیه بعد از سوراخ‌ها

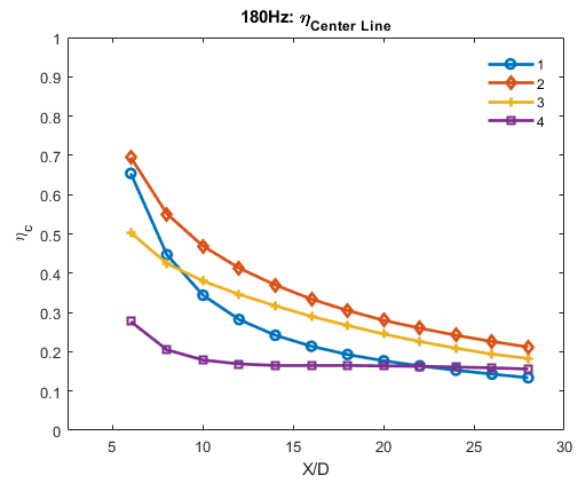
کمتر و در سایر نواحی بیشتر از بازده در هندسه ۱ گزارش شده است. همچنین بازده در هندسه ۳ نسبت به هندسه ۲، برخلاف بازده در فرکانس ۱۸۰ هرتز در ناحیه بعد از سوراخ‌ها به بازده هندسه ۲ نزدیک‌تر شده است که نشان دهنده تأثیر افزایش فرکانس در جبران کاهش اثر پوششی ردیف اول بر ردیف دوم سوراخ‌ها در هندسه ۳ می‌باشد که در نهایت موجب افزایش بازده شده است. با توجه به شکل ۴-۱۳ (پ) که بازده خط میانی در فرکانس ۵۳۶ هرتز را نشان داده است، به طور میانگین برای بازده هندسه ۲ میزان ۲۴,۸۸ درصد افزایش و بازده هندسه ۴ میزان ۳۲/۲۵ درصد کاهش، نسبت به هندسه ۱ گزارش شده است، که نسبت به فرکانس ۲۶۸ هرتز تغییر زیادی نکرده است. اما بازده خط میانی در هندسه ۳ در ناحیه بعد از سوراخ‌ها افزایش بیشتری داشته و به بازده هندسه ۲ نزدیک‌تر (در تمام نواحی بعد از سوراخ‌ها بازده از هندسه ۱ نسبت به فرکانس‌های قبلی بیشتر شده است) و در جریان پایین دست دچار کاهش بیشتری شده است. در شکل ۴-۱۳ (ت)، بازده خنک‌کاری فیلمی روی خط میانی در فرکانس ۱۰۷۲ هرتز نشان داده است. به طور میانگین برای بازده هندسه ۲ میزان ۱۶/۲۶ درصد افزایش و بازده هندسه ۴ میزان ۳۵/۸۷ درصد کاهش، نسبت به هندسه ۱ گزارش شده است. که نشان‌دهنده افزایش بازده هندسه ۱ نسبت به فرکانس‌های قبلی می‌باشد. بازده خط میانی در هندسه ۳ نیز در ناحیه بعد از سوراخ‌ها بیشتر و در سایر نواحی کمتر از بازده در هندسه ۱ گزارش شده است. همچنان با افزایش فرکانس با توجه به شکل‌های ۴-۱۳ (ث) و (ج)، بازده هندسه ۳ در ناحیه بعد از سوراخ‌ها به بازده هندسه ۲ نزدیک‌تر و در جریان پایین دست از بازده سایر هندسه‌ها کمتر شده است. در جدول ۴-۱ بهبود بازده هندسه‌ها نسبت به هندسه ۴ که کمترین بازده را دارد، ثبت شده است.

جدول ۴-۱: مقایسه بهبود بازده خنک‌کاری فیلمی روی خط میانی هندسه‌های مختلف با هندسه ۴

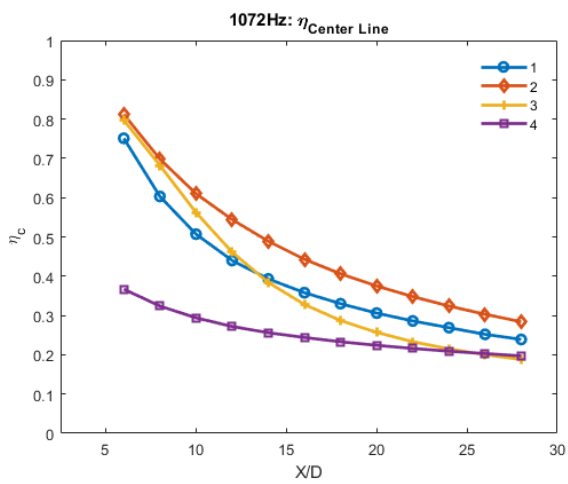
بهبود بازده نسبت به هندسه ۴ (درصد)						هندسه
فرکانس (هرتز)						
۲۱۴۴	۱۶۰۸	۱۰۷۲	۵۳۶	۲۶۸	۱۸۰	
۶۷/۹۳	۶۸/۱۰	۶۷/۲۳	۶۴/۷۹	۹۴/۷۵	۵۲/۴۳	۱
۹۰/۷۲	۹۰/۵۹	۹۱/۴۵	۹۸/۴۹	۱۱۸/۷۰	۸۶/۹۲	۲
۳۸/۹۰	۳۶/۷۰	۳۷/۳۹	۴۲/۵۳	۵۸/۳۳	۴۹/۰۵	۳



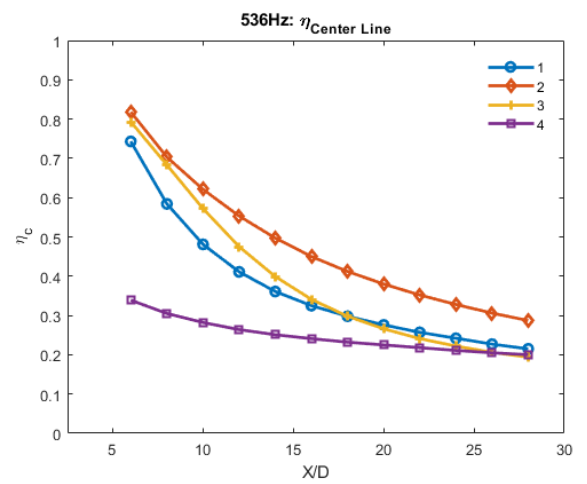
(ب)



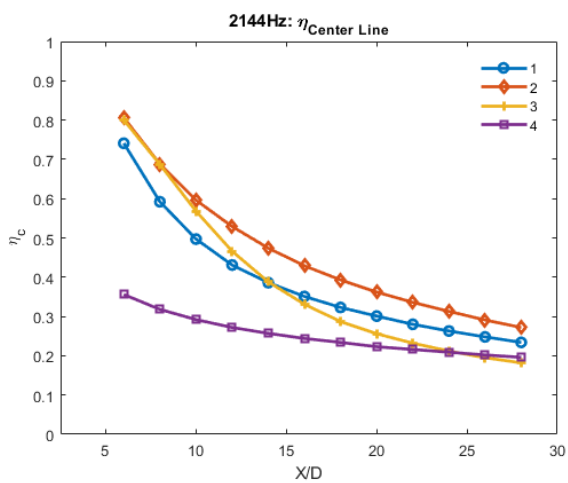
(الف)



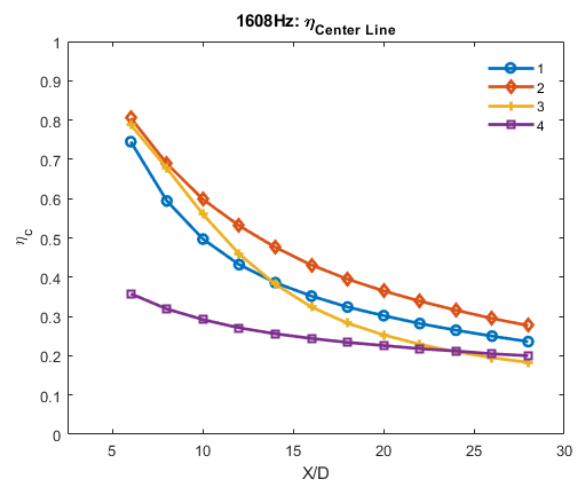
(ت)



(پ)



(ج)



(ث)

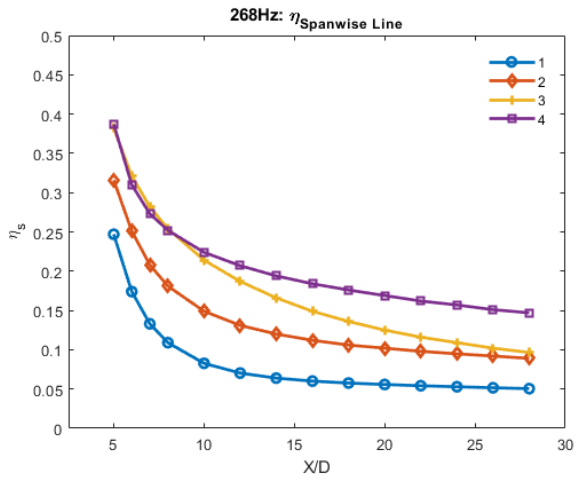
شکل ۴-۱۳: بازده خنک کاری فیلمی روی خط میانی برای چهار هندسه در فرکانس‌های مختلف

شکل ۴-۱۴ بازده خنک‌کاری فیلمی متوسط روی خطوط عرضی را نشان داده است. در جهت عرضی تأثیر مثبت زاویه ترکیب و گام عرضی شطرنجی سوراخ‌ها بر بازده متوسط عرضی، با توجه به نتایج مشاهده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، در تمامی فرکانس‌ها بیشترین بازده ثبت شده مربوط به هندسه ۴ است. در واقع وجود گام عرضی شطرنجی بزرگ‌تر نسبت به سایر هندسه‌ها، سبب این بازده حداکثری شده است. در هندسه ۱ که گام عرضی و زاویه ترکیب بین سوراخ‌ها وجود ندارد، کمترین بازده مشاهده شده است. در واقع روند افزایشی بازده با توجه به اضافه کردن زاویه ترکیب و گام عرضی بیشتر در شکل ۴-۱۴ مشخص شده است. این موضوع نشان دهنده این است که وجود گام عرضی شطرنجی سبب تأخیر اختلاط جریان خنک‌کننده و جریان اصلی در جهت عرضی شده است. از طرفی ایجاد زاویه ترکیب مخالف بین دو ردیف سوراخ نیز در به تأخیر انداختن اختلاط کمک کرده است.

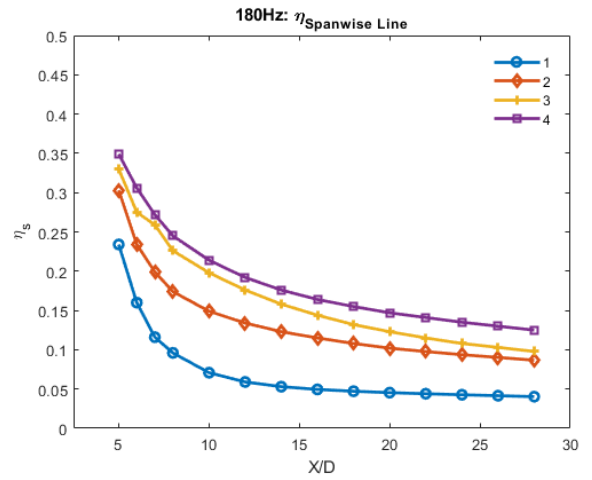
در جدول ۴-۲ بهبود بازده سه هندسه نسبت به هندسه ۱ که دارای دو ردیف سوراخ بدون گام عرضی شطرنجی و زاویه ترکیب می‌باشد، مقایسه شده است. با توجه به جدول ۴-۲ نیز همواره هندسه ۴ در تمامی فرکانس‌ها دارای بیشترین نرخ بهبود بازده می‌باشد. همانطور که مشاهده می‌شود، در هندسه ۲، دو ردیف سوراخ‌ها فقط دارای زاویه ترکیب می‌باشند که با اضافه کردن گام عرضی شطرنجی کوچکی در هندسه ۳، افزایش چشمگیری در تمامی فرکانس‌ها به همراه داشته است. در مورد هندسه ۴، افزایش گام عرضی شطرنجی سبب افزایش مجدد بازده نسبت به هندسه ۱ شده است. این افزایش بازده متوسط موجب بهبود خنک‌کاری در عرض صفحه شده است.

جدول ۴-۲: مقایسه بهبود بازده خنک‌کاری فیلمی متوسط روی خطوط عرضی هندسه‌های مختلف با هندسه ۱

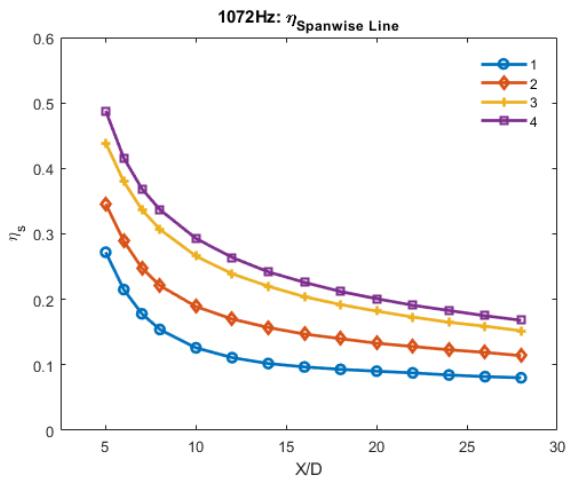
بهبود بازده نسبت به هندسه ۱ (درصد)						هندسه
فرکانس (هرتز)						
۲۱۴۴	۱۶۰۸	۱۰۷۲	۵۳۶	۲۶۸	۱۸۰	
۴۰/۴۵	۴۰/۷۱	۴۰/۹۲	۵۷/۰۶	۶۲/۱۱	۹۰/۴۷	۲
۹۱/۵۴	۸۷/۷۲	۸۶/۱۱	۱۰۱/۰۹	۱۰۲/۳۵	۱۲۹/۹۱	۳
۱۰۴/۵۷	۱۰۵/۶۱	۱۰۳/۵۲	۱۲۷/۱۹	۱۴۰/۰۹	۱۶۱/۱۶	۴



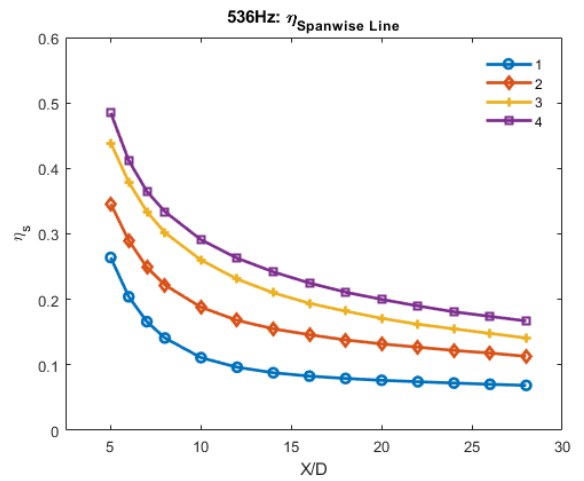
(ب)



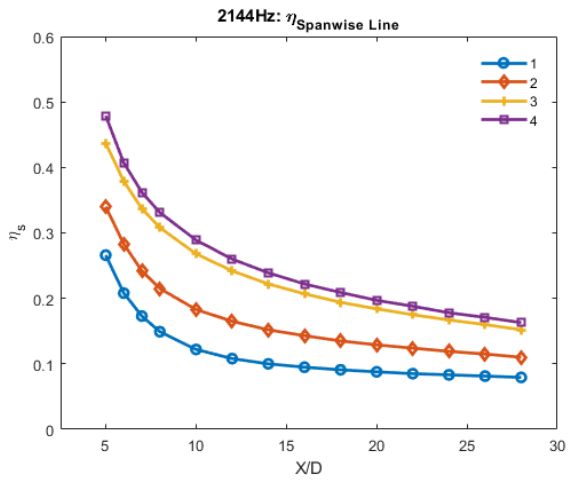
(الف)



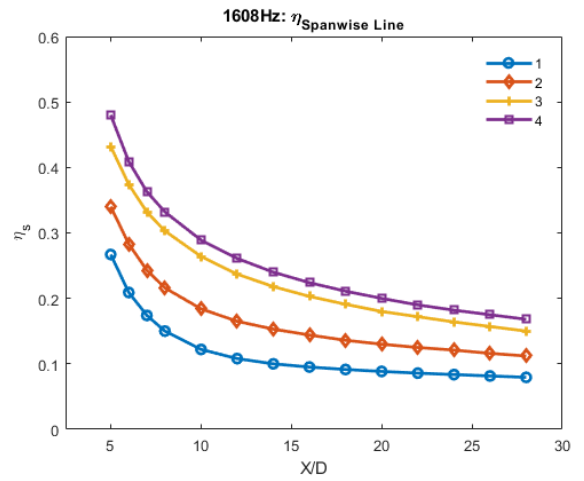
(ت)



(پ)



(ج)



(ث)

شکل ۴-۱۴: بازده خنک کاری فیلمی متوسط روی خطوط عرضی برای چهار هندسه در فرکانس‌های مختلف

۴-۴ اثر تغییر فرکانس بر ضریب انتقال حرارت و نسبت عدد

استنتون

با توجه به شکل ۴-۱۵، با افزایش فرکانس در هندسه ۱، نسبت عدد استنتون روی خط میانی کاهش یافته است. این کاهش نسبت به فرکانس ۱۸۰ هرتز سنجیده شده که در تمامی فرکانس‌ها به جز فرکانس ۲۱۴۴ هرتز، این کاهش مشاهده شده است. البته در جریان نزدیک سوراخ، این نسبت تقریباً مقدار ثابتی دارد و دچار تغییر نشده است که این کاهش نسبت عدد استنتون برای جریان پایین دست گزارش شده است. بیشترین کاهش نسبت عدد استنتون مربوط به تغییر فرکانس از ۱۸۰ به ۱۶۰۸ هرتز به میزان ۱۱۵/۵۷ درصد می‌باشد. این میزان نشان‌دهنده آن است که میزان انتقال حرارت به صفحه کمتر شده و خنک‌کاری بهتری روی دیواره انجام شده است. یکی از دلایل کاهش انتقال حرارت به دیواره ناشی از تولید جفت گردابه‌های خلفگرد که به گردابه‌های کلیوی^۱ نیز معروف‌اند، می‌باشد.

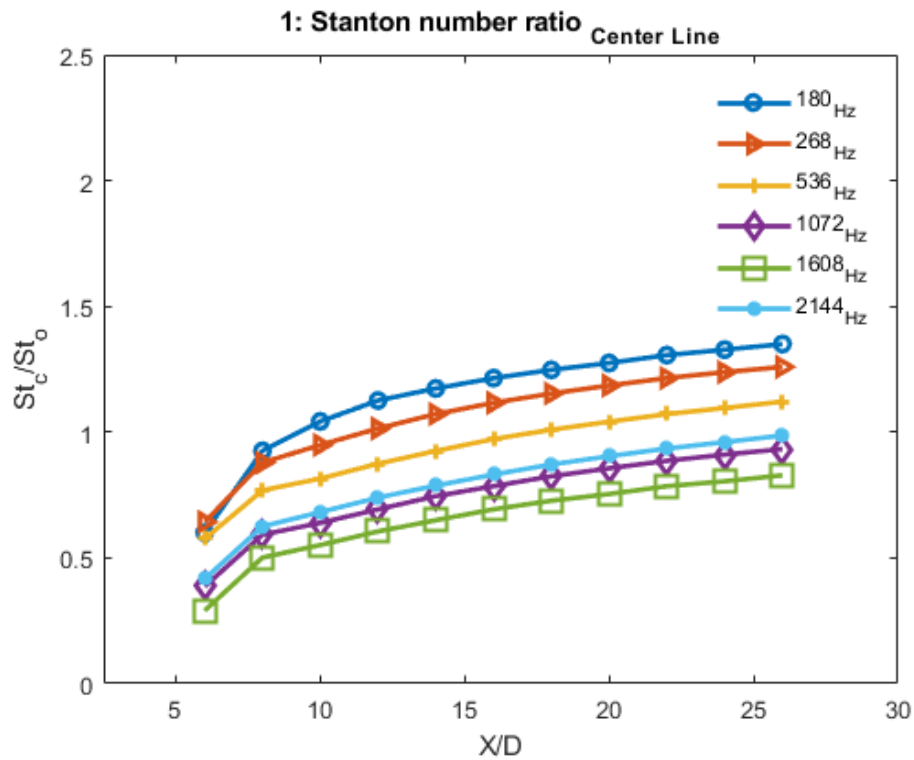
گردابه‌های خلفگرد که در شکل ۴-۱۸ مشاهده می‌شود، معمولاً در نسبت دمش‌های پایین و به دلیل اختلاط جریان اصلی با جریان خنک‌کننده و وجود تنش برشی بین این دو جریان، تشکیل می‌شوند. جهت چرخش این گردابه‌ها به گونه‌ای است که در جهت Y باعث بالا کشیده شدن سیال به طرف مرکز گردابه می‌شوند و به مرور در امتداد جهت X یا همان خط میانی، جریان خنک‌کننده با جریان اصلی آمیخته شده است. در واقع با توجه به شکل ۴-۱۸، جهت چرخش گردابه سمت راست ساعتگرد و گردابه سمت چپ پادساعتگرد می‌باشد که همین امر سبب بالا کشیدن جریان خنک‌کننده از روی دیواره و در نهایت اختلاط آن با جریان اصلی شده است. هر چقدر نسبت دمش کمتر باشد، این گردابه‌ها در فاصله نزدیک‌تری به دیواره تولید شده و موجب محافظت دیواره در برابر جریان اصلی می‌شوند.

همانطور که در شکل ۴-۱۶ مشاهده می‌شود، نسبت عدد استنتون متوسط روی خطوط عرضی مربوط به هندسه ۱، در فرکانس‌های مختلف در امتداد صفحه تغییر زیادی نکرده است. به طوری که بیشترین کاهش نسبت عدد استنتون مربوط به تغییر فرکانس از ۱۸۰ به ۱۶۰۸ هرتز به میزان ۲۱/۹۴ درصد

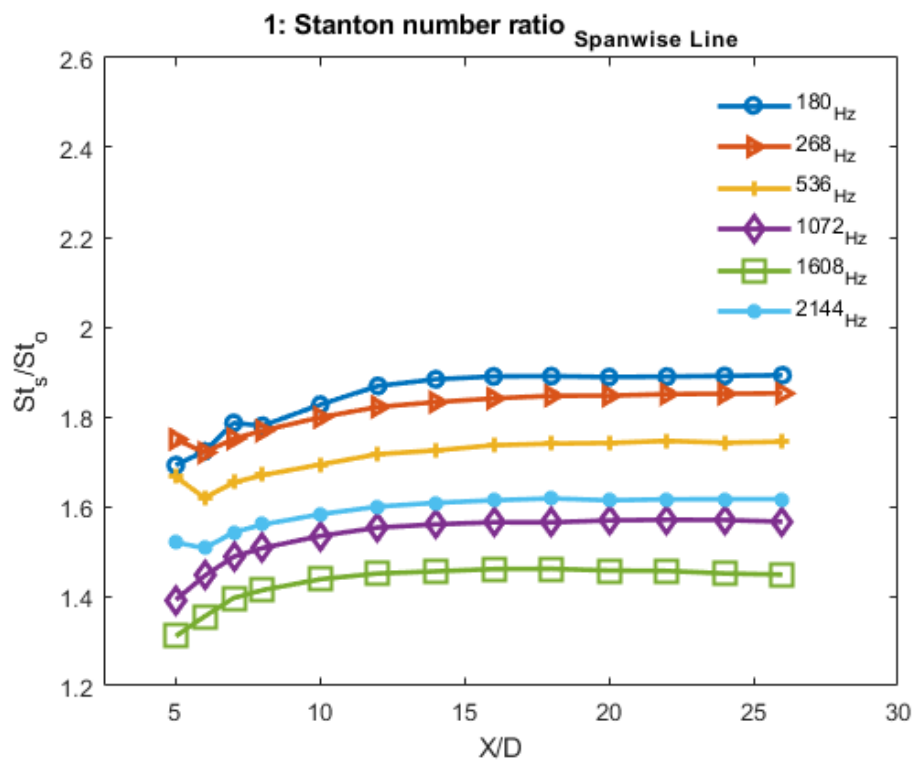
^۱ Kidney Vortices

گزارش شده است.

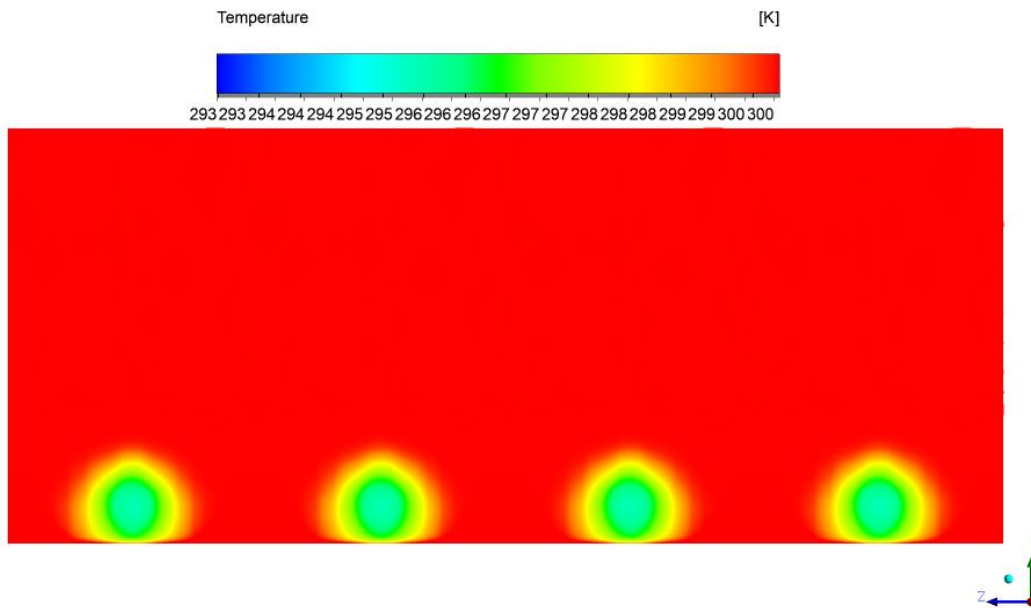
با توجه به شکل ۴-۱۸ مربوط به هندسه ۱، گردابه‌های تولید شده در فرکانس ۱۶۰۸، به دیواره نزدیک‌تر می‌باشند و باعث کاهش انتقال حرارت از جریان اصلی به دیواره شده است. همانطور که در شکل نمایان است، برای فرکانس ۱۸۰ هرتز گردابه‌های خلافگرد در ناحیه بعد از سوراخ، از روی دیواره فاصله گرفته‌اند که نشان دهنده اختلاط زود هنگام جریان خنک‌کننده با جریان اصلی در این ناحیه می‌باشد. همین امر سبب شده تا انتقال حرارت از جریان اصلی به دیواره بیشتر شود و مقدار بازده خنک‌کاری پایین باشد. افزایش فرکانس به ۱۶۰۸ هرتز باعث شده تا گرابه‌های خلافگرد در ناحیه بعد سوراخ‌ها در فاصله کمتری نسبت به دیواره تشکیل شود و اختلاط جریان خنک‌کننده با جریان اصلی را به تأخیر بیندازد. همین تأخیر سبب شده تا جریان خنک‌کننده روی صفحه دوام بیشتری داشته باشد و باعث بهبود بازده خنک‌کاری فیلمی در هر دو جهت شود. در واقع افزایش فرکانس سبب کاهش قدرت و چرخش گردابه‌های خلافگرد شده که باعث دیر بلند شدن جریان خنک‌کننده از روی دیواره شده است. با توجه به شکل ۴-۱۵ و ۴-۱۶، به دلیل اینکه عدد استنتون برای دیواره دارای خنک‌کاری فیلمی نسبت به دیواره بدون خنک‌کاری فیلمی در نظر گرفته شده است، نسبت عدد استنتون در امتداد صفحه همواره در تمامی فرکانس‌ها در حال افزایش بوده است. به این معنا که خنک‌کاری فیلمی توسط سوراخ‌های تزریق سبب شده که میزان انتقال حرارت به صفحه در جهت X ، نسبت به حالتی که هیچ‌گونه سوراخی وجود ندارد، کاهش بیشتری داشته باشد که منجر به بهبود بازده خنک‌کاری فیلمی شده است. در شکل ۴-۱۷ که توزیع دمای بی‌بعد در دو فرکانس ۱۸۰ و ۱۶۰۸ هرتز قابل مشاهده می‌باشد، کاهش انتقال حرارت به دیواره، به وضوح نمایان است. جریان خروجی از سوراخ‌ها در فاصله نزدیک‌تری به دیواره قرار گرفته و از انتقال حرارت جریان اصلی به دیواره جلوگیری کرده تا اثر مثبتی بر بازده خنک‌کاری فیلمی داشته باشد.



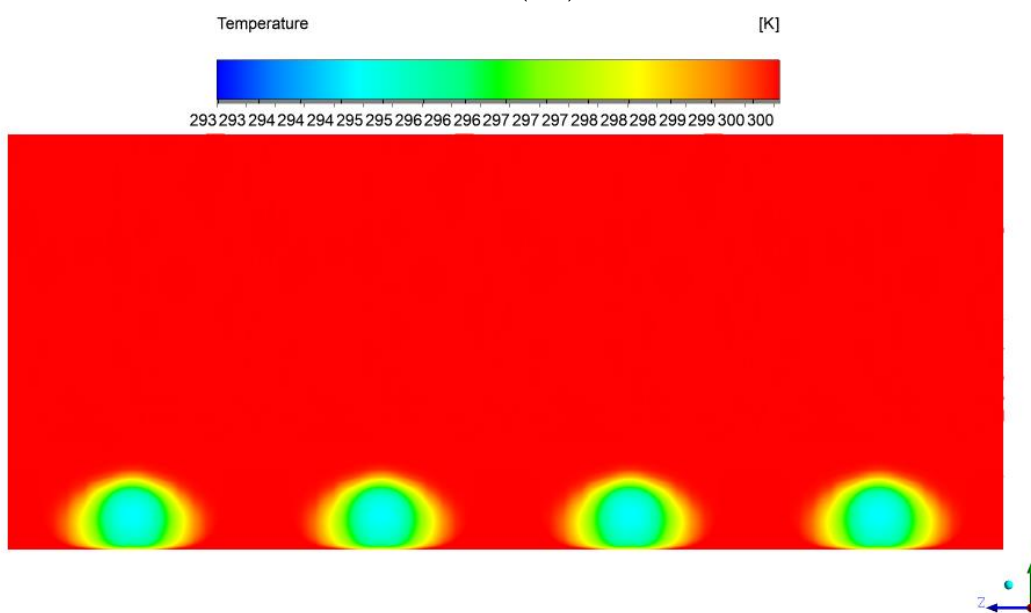
شکل ۴-۱۵: نسبت عدد استنتون روی خط میانی در فرکانس‌های مختلف برای هندسه نوع ۱



شکل ۴-۱۶: نسبت عدد استنتون متوسط روی خطوط عرضی در فرکانس‌های مختلف برای هندسه نوع ۱

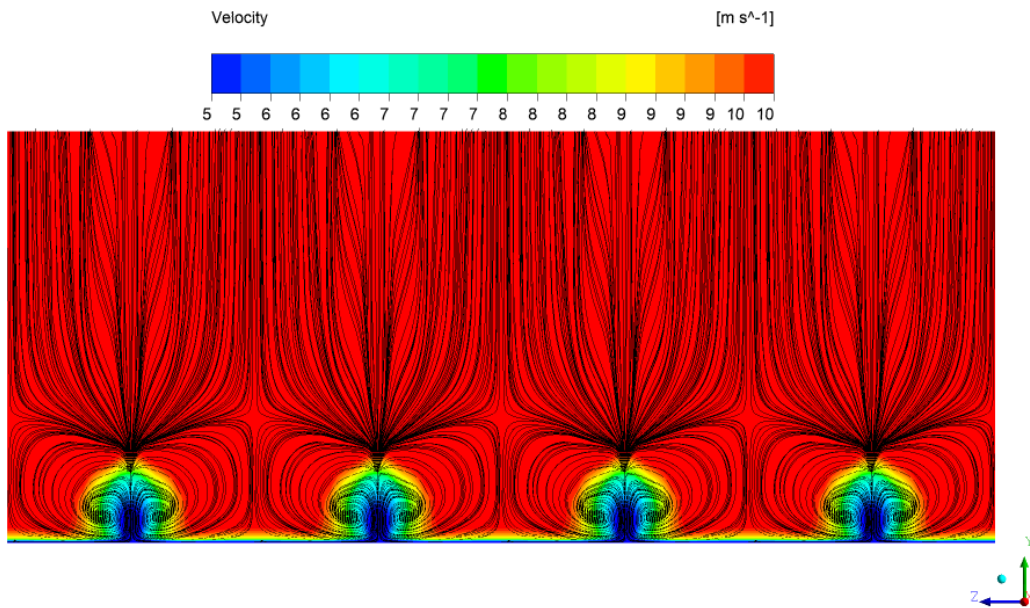


(الف)

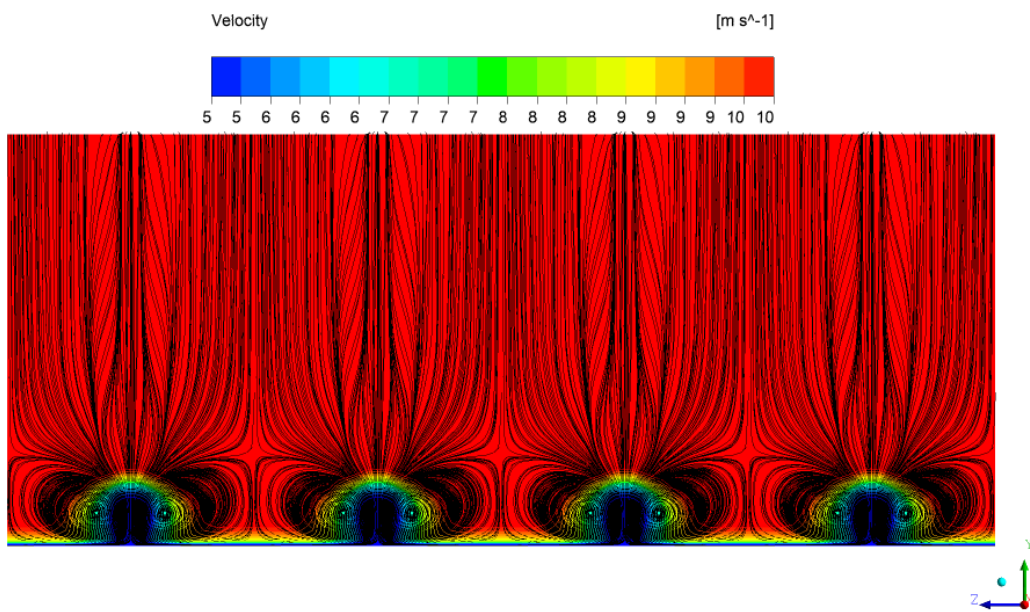


(ب)

شکل ۴-۱۷: توزیع دما بی بعد جریان خنک کننده (صفحه Y-Z در $X/D=7$) برای هندسه ۱
 (الف): ۱۸۰ هرتز (ب): ۱۶۰۸ هرتز



(الف)



(ب)

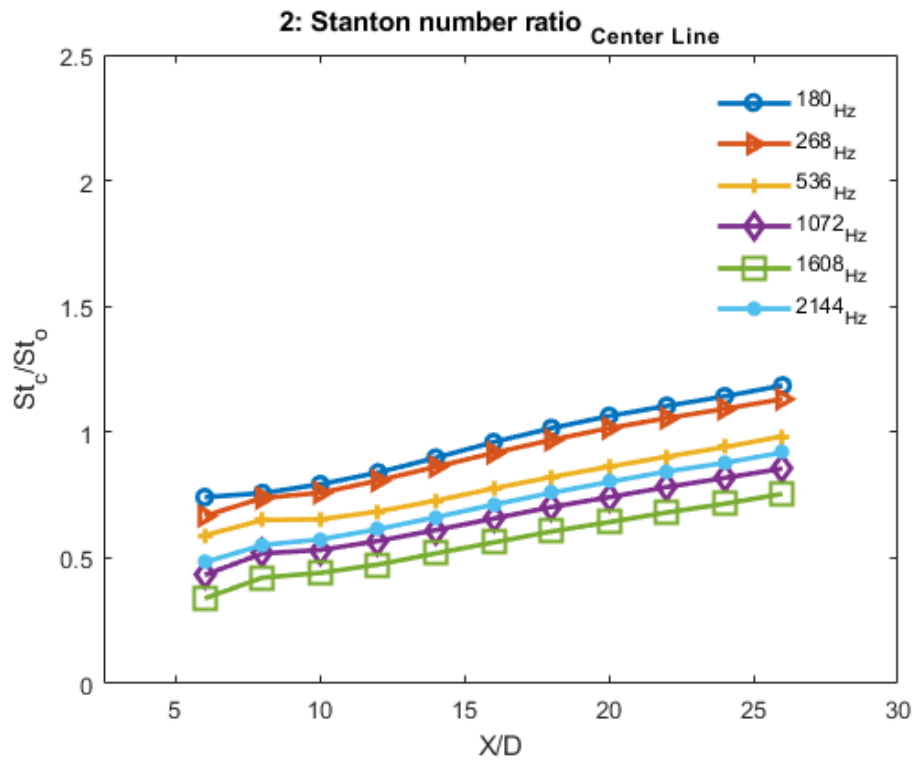
شکل ۴-۱۸: توزیع سرعت جریان خروجی از سوراخ‌ها و تغییرات نسبت دمزش (صفحه $Y-Z$ در $X/D=7$)

برای هندسه ۱

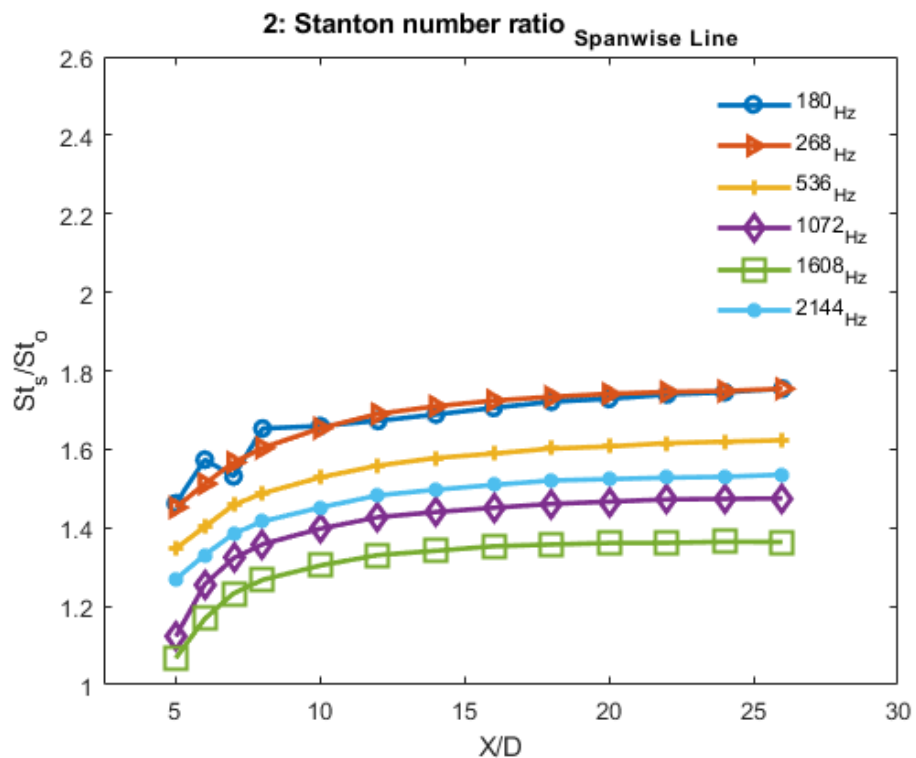
(الف): ۱۸۰ هرتز (ب): ۱۶۰۸ هرتز

شکل ۴-۱۹ نسبت عدد اسنتون روی خط میانی مربوط به هندسه ۲ را نشان داده است که در تمامی فرکانس‌ها در امتداد خط میانی افزایش یافته است. همانطور که در قبل بیان شد، این افزایش نسبت عدد اسنتون، به دلیل کاهش بیشتر انتقال حرارت به صفحه در مسئله خنک‌کاری فیلمی نسبت به مسئله بدون خنک‌کاری، گزارش شده است. به دلیل اینکه گردابه‌های خلافاگرد به مرور در امتداد خط میانی از دیواره فاصله گرفته و از بین می‌روند، انتقال حرارت جریان اصلی به دیواره نیز کاهش یافته است (شکل ۴-۲۲). البته با افزایش فرکانس از ۱۸۰ به ۱۶۰۸ هرتز، نسبت عدد اسنتون روی خط میانی به میزان $41/72$ درصد کاهش داشته است که نشان می‌دهد با افزایش فرکانس، گردابه‌های خلافاگرد در امتداد خط میانی به دیواره نزدیک‌تر می‌مانند و باعث کاهش انتقال حرارت از جریان اصلی به آن می‌شوند. همانطور که در شکل ۴-۲۲ قابل مشاهده است، افزایش فرکانس در این هندسه، تأثیر چشمگیری در کاهش قدرت گردابه‌ها داشته که باعث دیر بلند شدن آن‌ها از روی دیواره و درنهایت منجر به بهبود بازده خنک‌کاری شده است.

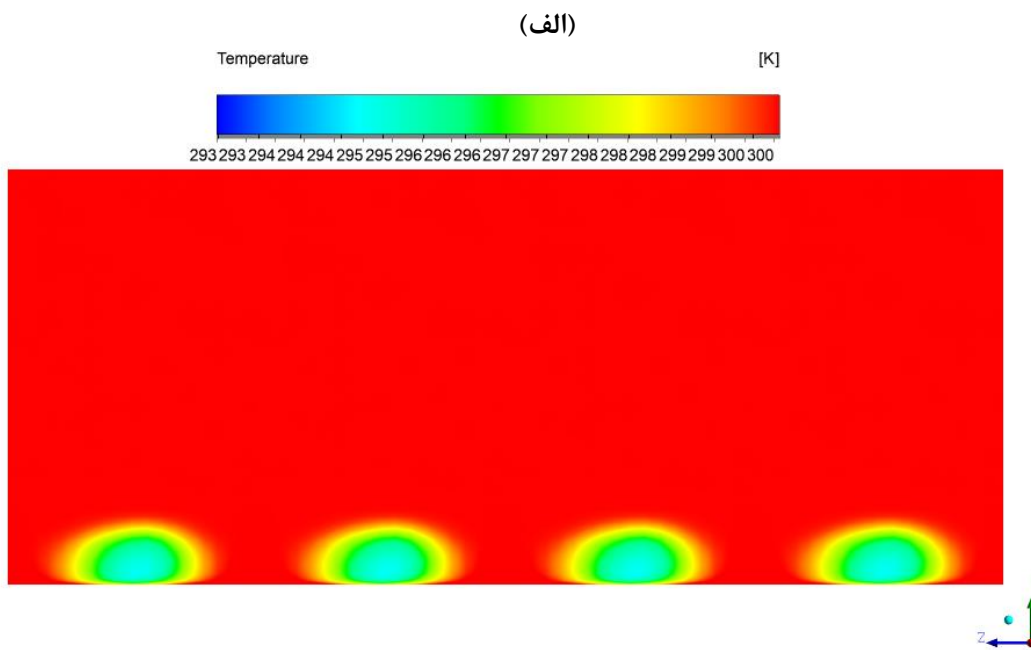
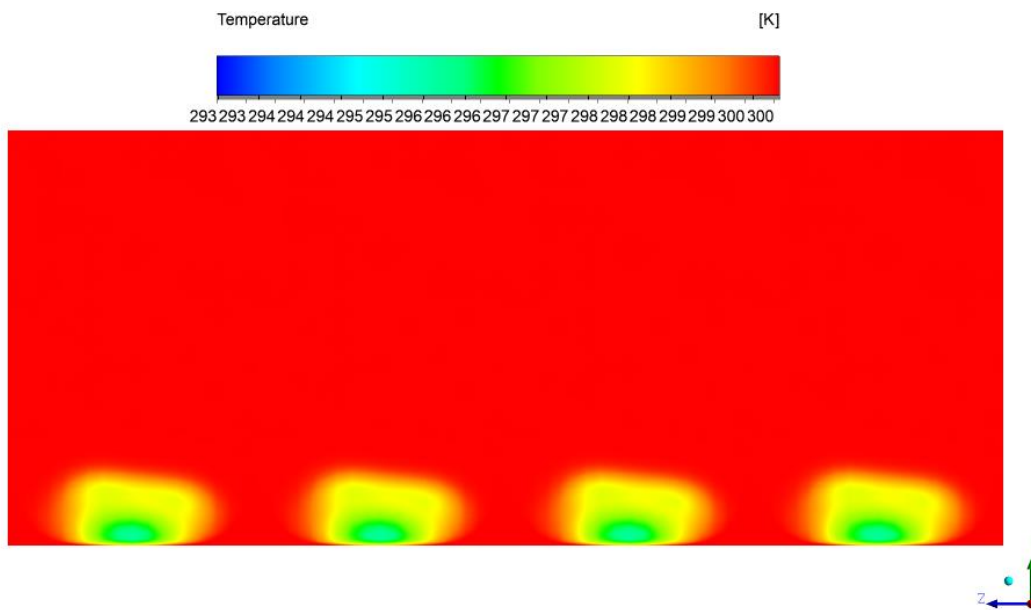
همانطور که در شکل ۴-۲۰ مشاهده می‌شود، نسبت عدد اسنتون متوسط روی خطوط عرضی مربوط به هندسه ۲، بیشترین کاهش را در تغییر فرکانس از ۱۸۰ به ۱۶۰۸ هرتز به میزان $22/84$ درصد به خود دیده است. با توجه به شکل ۴-۲۲ که گردابه‌های خلافاگرد را نشان داده است، در فرکانس ۱۶۰۸ هرتز، گردابه‌ها علاوه بر اینکه در امتداد خط میانی فاصله کمتری از دیواره گرفته‌اند، در جهت عرضی دیواره نیز به دلیل وجود زاویه ترکیب برای سوراخ‌ها، سبب کاهش انتقال حرارت به دیواره شده است. وجود زاویه ترکیب باعث تداخل گردابه‌های خلافاگرد دو ردیف سوراخ‌ها به صورت نامتقارن شده، و همراه با افزایش فرکانس، منجر به کاهش قدرت آن‌ها می‌شود که همین امر سبب دیر بلند شدن گردابه‌های خلافاگرد از روی دیواره و درنهایت بهبود بازده خنک‌کاری شده است. شکل ۴-۲۱ بهبود خنک‌کاری دیواره به صورت توزیع دمای بی‌بعد، با تغییر فرکانس از ۱۸۰ به ۱۶۰۸ هرتز را نشان داده است.



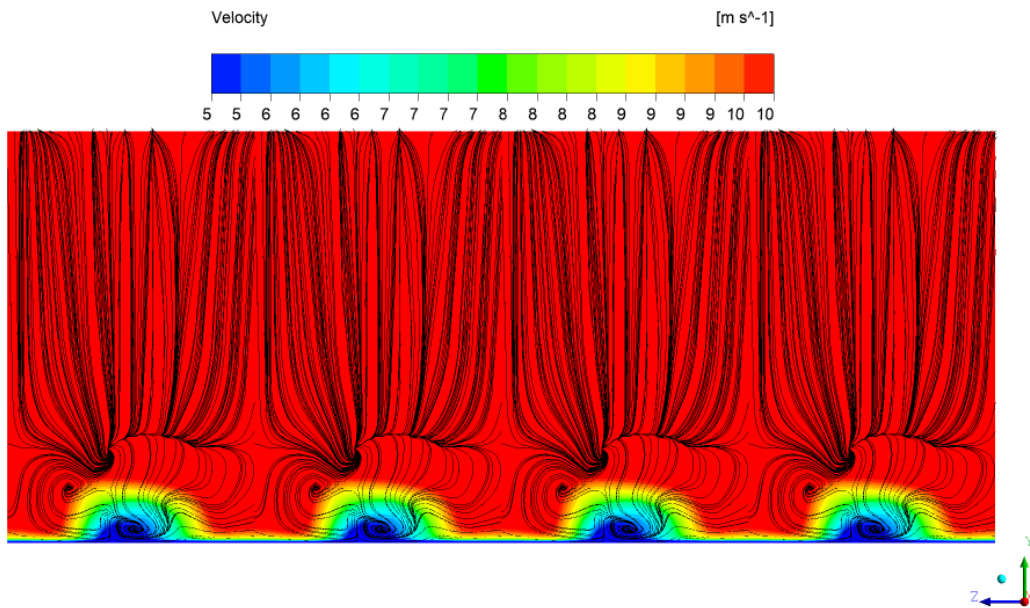
شکل ۴-۱۹: نسبت عدد استنتون روی خط میانی در فرکانس‌های مختلف برای هندسه نوع ۲



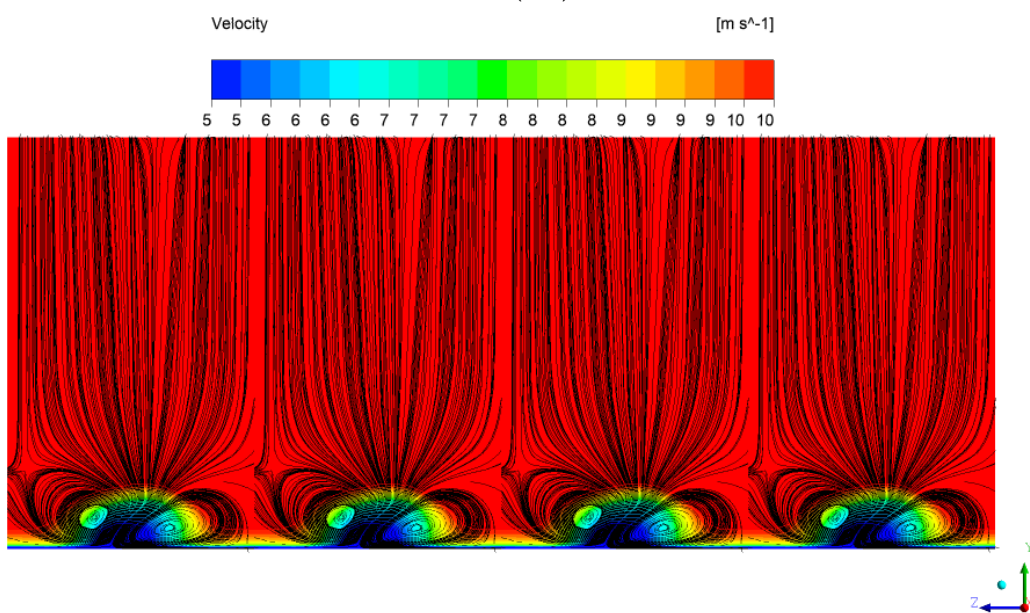
شکل ۴-۲۰: نسبت عدد استنتون متوسط روی خطوط عرضی در فرکانس‌های مختلف برای هندسه نوع ۲



شکل ۴-۲۱: توزیع دما بی بعد جریان خنک کننده (صفحه Y-Z در $X/D=7$) برای هندسه ۲
 (الف): ۱۸۰ هرتز (ب): ۱۶۰۸ هرتز



(الف)



(ب)

شکل ۴-۲۲: توزیع سرعت جریان خروجی از سوراخ‌ها و تغییرات نسبت دمزش (صفحه Y-Z در $X/D=7$)

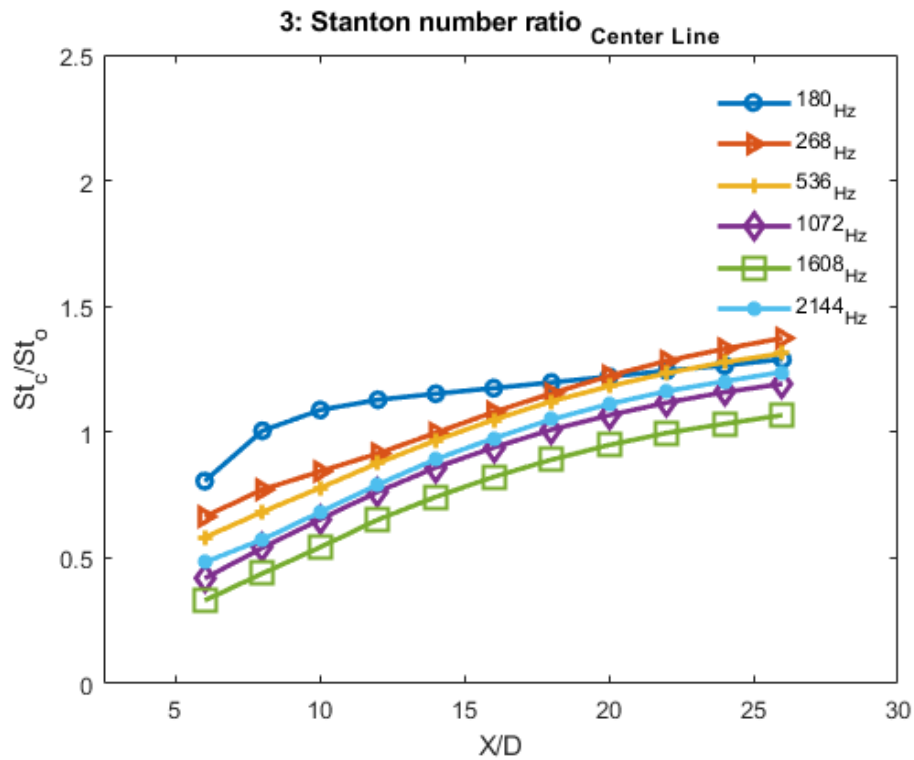
برای هندسه ۲

(الف): ۱۸۰ هرتز (ب): ۱۶۰۸ هرتز

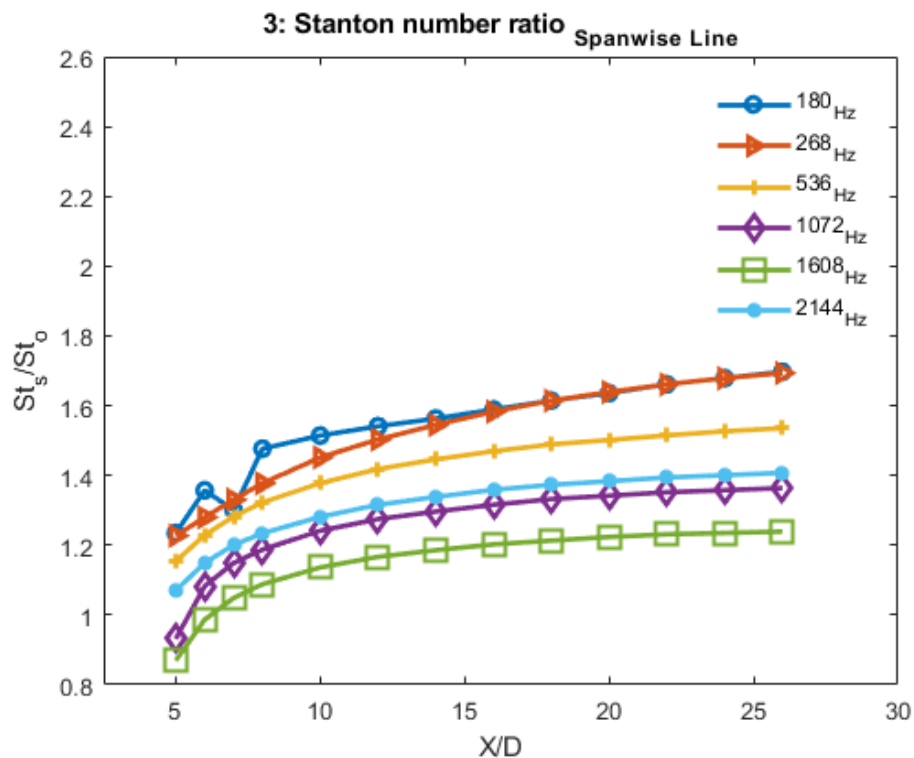
با توجه به شکل ۴-۲۳ نسبت عدد استنتون روی خط میانی مربوط به هندسه ۳ در فرکانس ۱۸۰ هرتز، برای نواحی جریان پایین دست تقریباً مقدار ثابتی داشته است. به دلیل اینکه گردابه‌های خلافگرد در این فرکانس نسبت به دو فرکانس ۲۶۸ و ۵۳۶ هرتز، دیرتر در امتداد خط میانی از بین رفته و سبب ثابت ماندن نسبت عدد استنتون شده است. اما همانطور که مشاهده می‌شود، در فرکانس ۲۶۸ هرتز برای جریان پایین دست، افزایش انتقال حرارت بیشتر از فرکانس ۱۸۰ هرتز گزارش شده است. بطور کلی با افزایش فرکانس از ۱۸۰ به ۱۶۰۸ هرتز، نسبت عدد استنتون به میزان ۳۷/۷۰ درصد کاهش داشته است. شکل ۴-۲۶، اثر گردابه‌های خلافگرد در کاهش انتقال حرارت به دیواره را نشان داده است. همانطور که مشاهده می‌شود، به دلیل وجود گام عرضی بین دو ردیف سوراخ، بر اثر اختلاط جریان اصلی با جریان خنک‌کننده از دو ردیف، دو جفت گردابه خلافگرد تشکیل شده است. در فرکانس ۱۸۰ هرتز شدت اختلاط زیاد بوده و گردابه‌ها در نزدیکی سوراخ‌ها از دیواره جدا شده‌اند و باعث افزایش انتقال حرارت از جریان اصلی به دیواره شده است. همین امر سبب شده که جفت گردابه‌ها در هم آمیخته شوند و بر قدرتشان افزوده شود. اما در فرکانس ۱۶۰۸ هرتز این دو جفت گردابه از هم جدا بوده و اثر منفی نیز روی هم داشته که منجر به کاهش قدرت آن‌ها و در نهایت باعث بهبودی بازده خنک‌کاری فیلمی شده است.

در شکل ۴-۲۵ بهبود خنک‌کاری دیواره با تغییر فرکانس از ۱۸۰ به ۱۶۰۸ هرتز را قابل مشاهده است. به طوری که در فرکانس ۱۸۰ هرتز جریان خنک‌کننده اختلاط بیشتری با جریان اصلی داشته است که همین امر موجب عدم خنک‌کاری خوب نسبت به سایر فرکانس‌ها در نزدیک دیواره شده است.

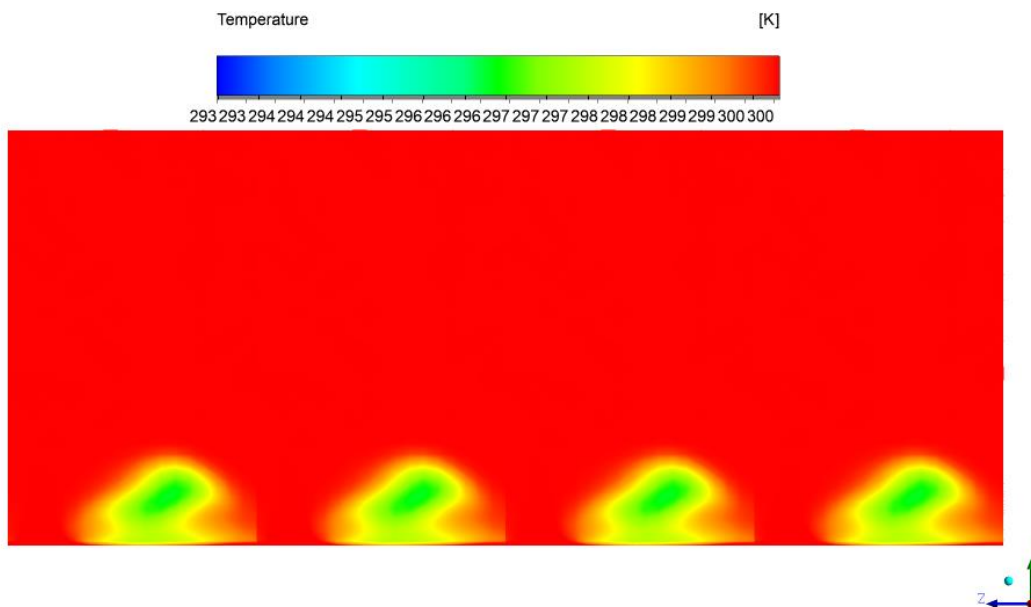
همانطور که در شکل ۴-۲۴ مشاهده می‌شود، بیشترین کاهش نسبت عدد استنتون متوسط روی خطوط عرضی مربوط به هندسه ۳، در تغییر فرکانس از ۱۸۰ به ۱۶۰۸ هرتز به میزان ۲۵/۴۰ درصد گزارش شده است. برای جریان پایین دست در دو فرکانس ۱۸۰ و ۲۶۸ هرتز، نسبت عدد استنتون تقریباً یکسان بوده است اما با افزایش فرکانس، این نسبت کاهش یافته که نشان دهنده بهبود بازده خنک‌کاری است.



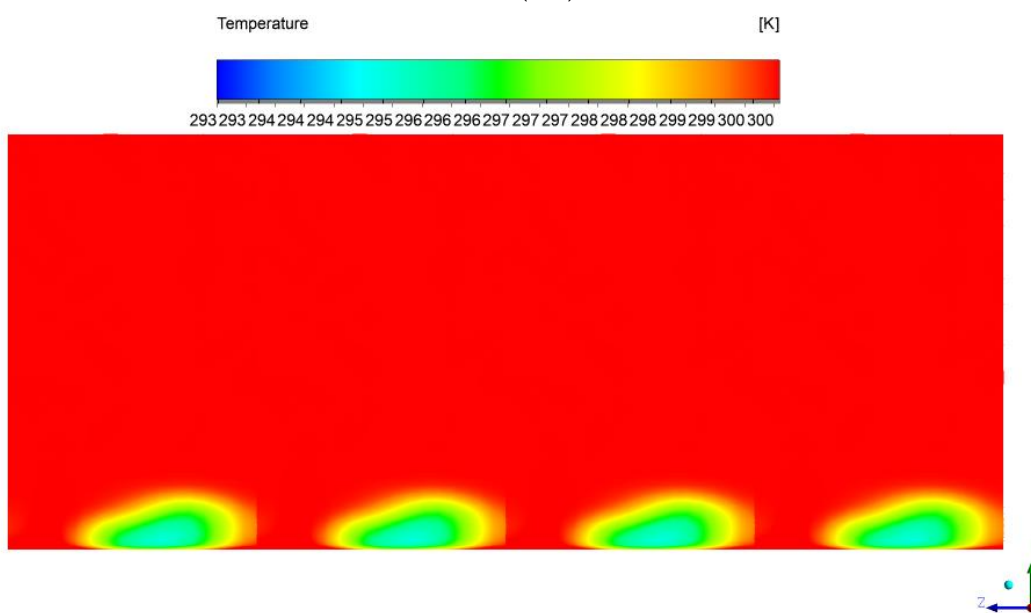
شکل ۴-۲۳: نسبت عدد استنتون روی خط میانی در فرکانس‌های مختلف برای هندسه نوع ۳



شکل ۴-۲۴: نسبت عدد استنتون متوسط روی خطوط عرضی در فرکانس‌های مختلف برای هندسه نوع ۳

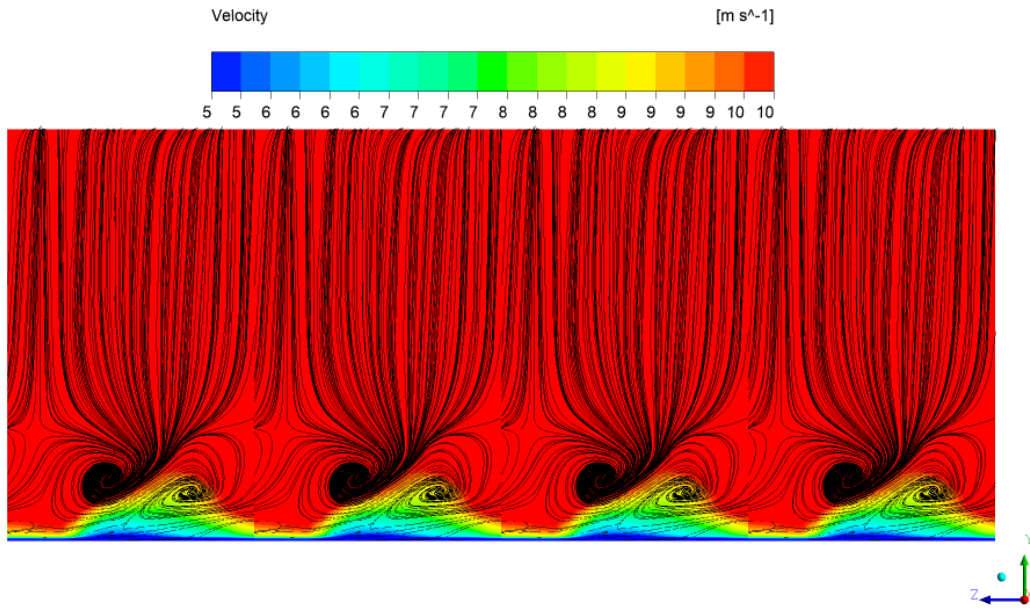


(الف)

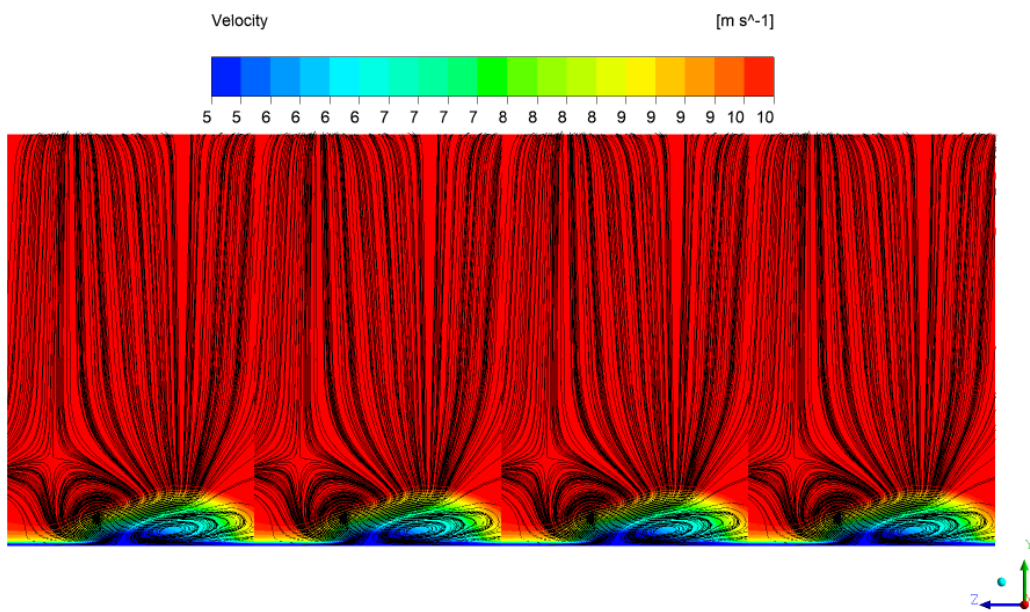


(ب)

شکل ۴-۲۵: توزیع دما بی بعد جریان خنک کننده (صفحه Y-Z در $X/D=7$) برای هندسه ۳
 (الف): ۱۸۰ هرتز (ب): ۱۶۰۸ هرتز



(الف)



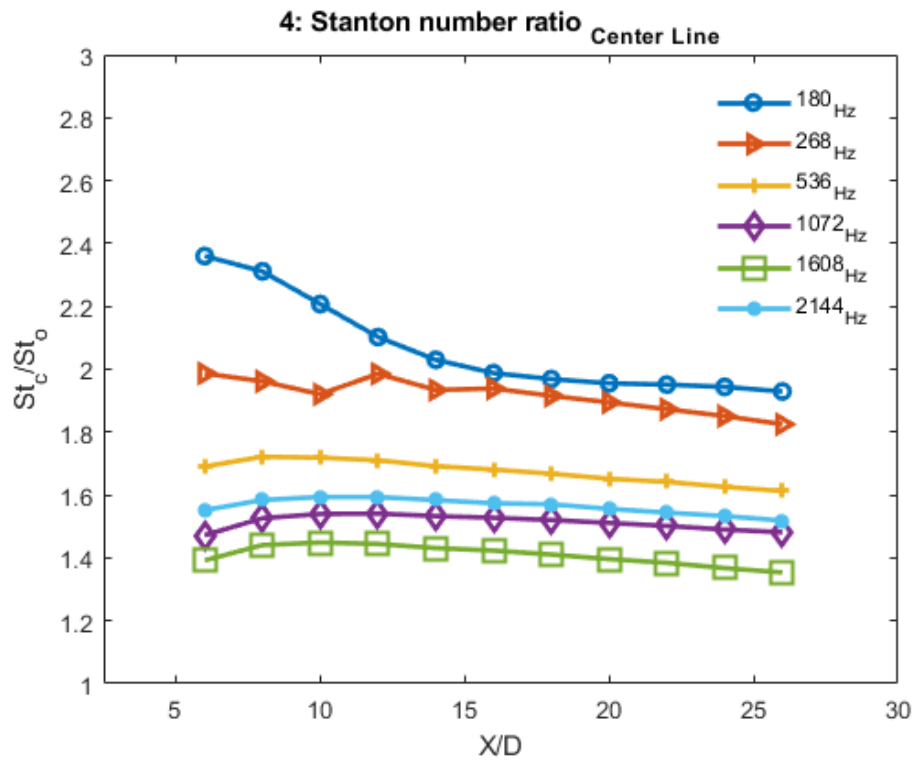
(ب)

شکل ۴-۲۶: توزیع سرعت جریان خروجی از سوراخ‌ها و تغییرات نسبت دمش (صفحه Y-Z در $X/D=7$) برای هندسه ۳
 (الف): ۱۸۰ هرتز (ب): ۱۶۰۸ هرتز

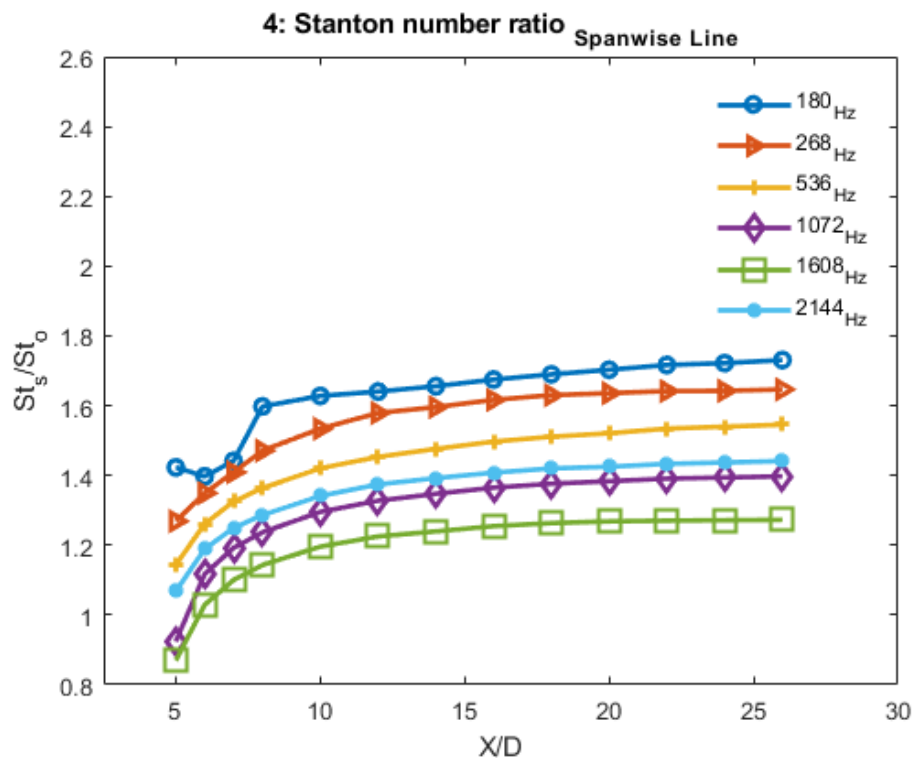
با توجه به شکل ۴-۲۷ نسبت عدد استنتون روی خط میانی مربوط به هندسه ۴ در تمامی هشت فرکانس بطور تقریبی برای تمام امتداد خط میانی ثابت مانده یا در حال کاهش است. به طوری که در ناحیه بعد از سوراخ‌ها برای فرکانس ۱۸۰ هرتز نسبت عدد استنتون مقدار بیشتری از جریان پایین دست داشته است؛ که نشان دهنده کاهش انتقال حرارت به دیواره و بهبود خنک کاری در امتداد خط میانی در این فرکانس می‌باشد. اما در امتداد خط میانی برای سایر فرکانس‌ها مقدار نسبت عدد استنتون کاهش کمی داشته است. بطور کلی با افزایش فرکانس از ۱۸۰ به ۱۶۰۸ هرتز، نسبت عدد استنتون به میزان ۳۸/۲۰ درصد کاهش داشته است.

شکل ۴-۳۰، اثر گردابه‌های خلا فگردد در کاهش انتقال حرارت به دیواره را برای فرکانس ۱۶۰۸ هرتز نشان داده است. در این هندسه خط میانی دقیقاً وسط دو سوراخ از دو ردیف عبور کرده که سبب ایجاد دو جفت گردابه خلا فگردد برای هر ردیف شده است. با افزایش فرکانس به ۱۶۰۸ هرتز، از قدرت این دو جفت گردابه کاسته شده که منجر به تأخیر در بلند شدن آن‌ها از روی دیواره می‌شود. در این فرکانس قدرت گردابه‌ها به میزانی کاهش یافته که دو جفت گردابه کاملاً از هم مجزا هستند و هیچگونه اثری بر یکدیگر نمی‌گذارند. همین امر سبب پخش عرضی دو جفت گردابه خلا فگردد روی دیواره شده که در بهبود بازده خنک کاری فیلمی متوسط روی خطوی عرضی، تأثیر چشمگیری داشته است. همانطور که در شکل ۴-۲۸ مشاهده می‌شود، بیشترین کاهش نسبت عدد استنتون متوسط روی خطوط عرضی مربوط به هندسه ۴، در تغییر فرکانس از ۱۸۰ به ۱۶۰۸ هرتز به میزان ۲۶/۳۴ درصد رخ داده است. برای جریان پایین دست در دو فرکانس ۱۸۰ و ۲۶۸ هرتز، نسبت عدد استنتون تقریباً یکسان بوده است اما با افزایش فرکانس، این نسبت کاهش یافته است.

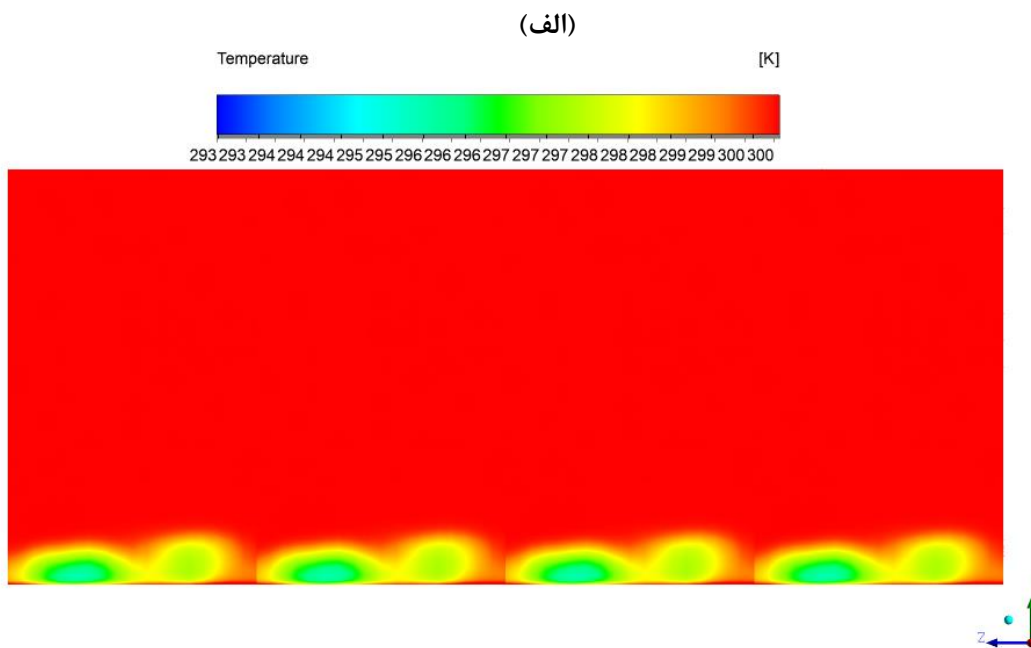
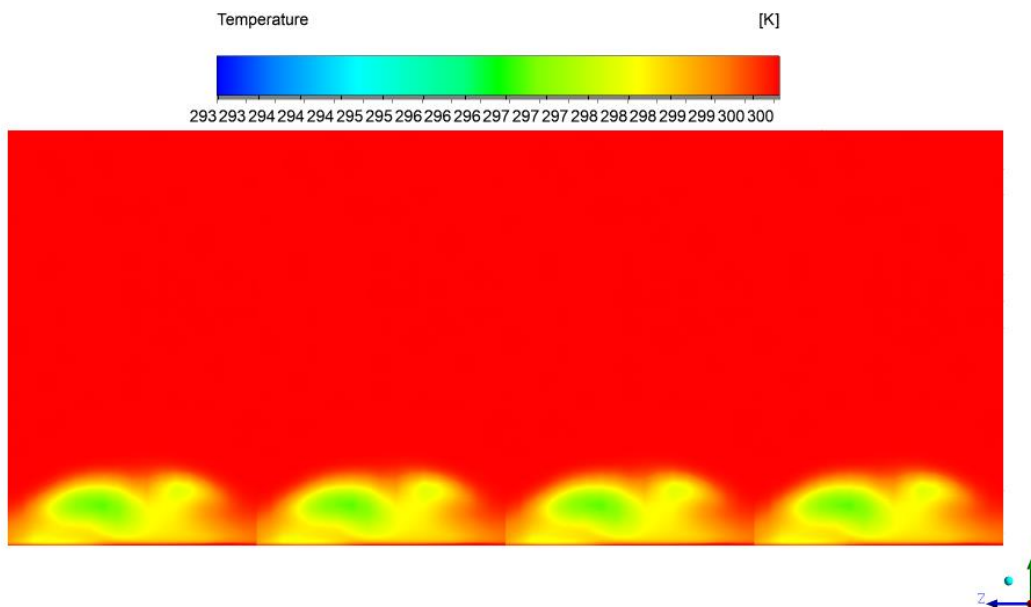
در شکل ۴-۲۹ بهبود خنک کاری با تغییر فرکانس از ۱۸۰ به ۱۶۰۸ هرتز را قابل مشاهده است. به طوری که در فرکانس ۱۸۰ هرتز، اختلاط سریع جریان خنک کننده با جریان اصلی، سبب کاهش خنک کاری نسبت به سایر فرکانس‌ها در نزدیک دیواره شده است و در فرکانس ۱۶۰۸ هرتز، وجود دو جفت گردابه خلا فگردد مجزا باعث کاهش انتقال حرارت به دیواره شده است.



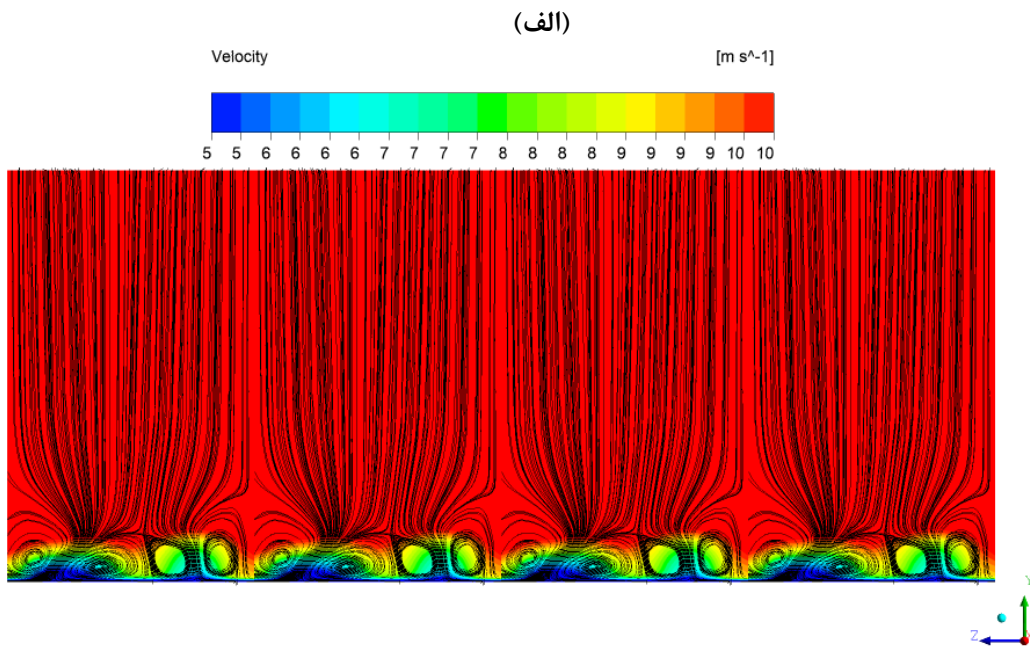
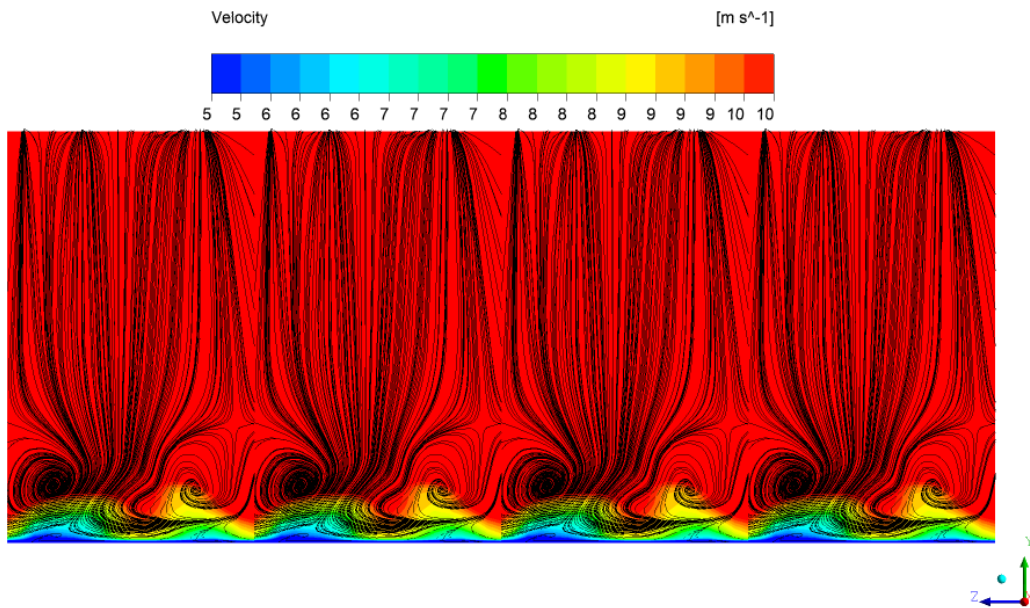
شکل ۴-۲۷: نسبت عدد استنتون روی خط میانی در فرکانس‌های مختلف برای هندسه نوع ۴



شکل ۴-۲۸: نسبت عدد استنتون متوسط روی خطوط عرضی در فرکانس‌های مختلف برای هندسه نوع ۴



شکل ۴-۲۹: توزیع دما بی بعد جریان خنک کننده (صفحه $Y-Z$ در $X/D=7$) برای هندسه ۴
 (الف): ۱۸۰ هرتز (ب): ۱۶۰۸ هرتز



شکل ۴-۳: توزیع سرعت جریان خروجی از سوراخ‌ها و تغییرات نسبت دمش (صفحه Y-Z در $X/D=7$) برای هندسه ۴
 (الف): ۱۸۰ هرتز (ب): ۱۶۰۸ هرتز

۴-۵ اثر آرایش قرارگیری سوراخ‌ها در فرکانس‌های مختلف بر

ضریب انتقال حرارت و نسبت عدد استنتون

در شکل ۴-۳۱ نسبت عدد استنتون روی خط میانی در هشت فرکانس برای چهار هندسه مشخص شده، که برای هندسه ۴ بیشترین و هندسه ۲ کمترین نسبت گزارش شده است. در هندسه ۲ عدم وجود گام عرضی بین سوراخ‌های دو ردیف، سبب شده تا گردابه‌های خلافاگرد هر دو ردیف در راستای خط میانی قرار بگیرند و بر قدرت آن‌ها در این امتداد افزوده شود. با ادامه دار بودن گردابه‌ها، جریان خنک‌کننده دیرتر با جریان اصلی آمیخته شده و لذا میزان انتقال حرارت به دیواره نیز کاهش می‌یابد. اما در هندسه ۴ اینگونه نیست و در این هندسه خط میانی دقیقاً از مرکز گام عرضی ایجاد شده بین سوراخ‌های دو ردیف عبور کرده است. در واقع در امتداد خط میانی هیچ گردابه‌ای تشکیل نشده و فقط در طرفین این خط دو جفت گردابه خلافاگرد به کاهش انتقال حرارت به دیواره کمک می‌کند. همچنین نسبت عدد استنتون در امتداد خط میانی برای هندسه ۴ روند کاهشی و برای هندسه ۲ روند صعودی داشته که نشان دهنده انتقال حرارت کمتر در ناحیه بعد از سوراخ‌ها نسبت به جریان پایین دست برای هندسه ۲ می‌باشد. این انتقال حرارت کمتر ناشی از عدم وجود گام عرضی در این هندسه می‌باشد در صورتی که در هندسه ۴ وجود گام عرضی بین سوراخ‌های دو ردیف سبب افزایش انتقال حرارت به دیواره شده است.

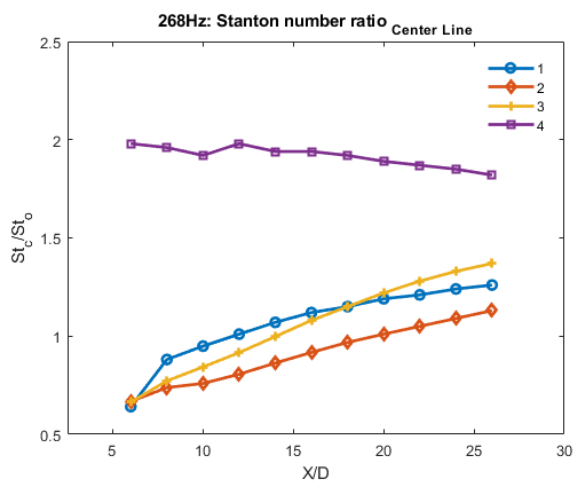
گام عرضی شطرنجی در هندسه ۴ به میزانی است که جفت گردابه‌های خلافاگرد خروجی از هر ردیف، تأثیری چندانی روی هم نداشته و سبب کاهش قدرت این گردابه‌ها شده است. در واقع گام عرضی بیشتر در هندسه ۴ سبب کاهش قدرت گردابه‌ها شده است. میزان نسبت عدد استنتون روی خط میانی برای هندسه ۱ و ۳ کمی متفاوت مشاهده شده است. بدین صورت که به غیر از فرکانس ۱۸۰ هرتز، در سایر فرکانس‌ها نسبت عدد استنتون هندسه ۳ برای ناحیه بعد از سوراخ‌ها کمتر از هندسه ۱ و برای جریان پایین دست این نسبت برای هندسه ۱ کمتر از هندسه ۳ ثبت شده است. افزایش میزان انتقال حرارت ناشی از عدم وجود زاویه ترکیب در هندسه ۱، نسبت به هندسه ۳ که گام عرضی نیز دارد و حتی هندسه

۲ که فقط زاویه ترکیب داشته، گزارش شده است. وجود زاویه ترکیب باعث افزایش قدرت گردابه‌های خلافگرد شده و لذا سبب کاهش انتقال حرارت به دیواره در ناحیه نزدیک سوراخ‌ها شده است.

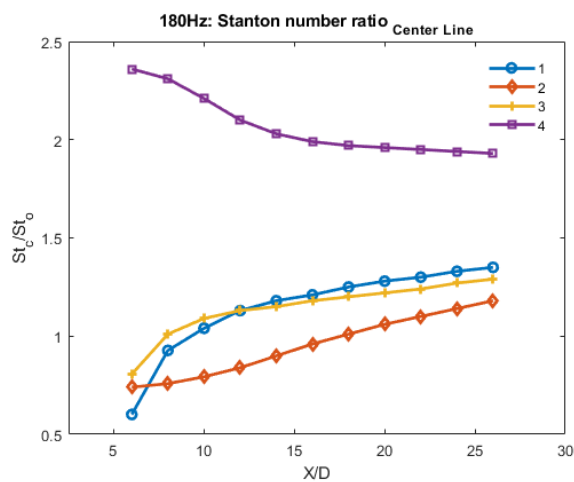
جدول ۳-۴ میزان کاهش نسبت عدد استنتون نسبت به هندسه ۴ که دارای بیشترین نسبت است، برای سه هندسه دیگر را نشان داده است. همانطور که مشخص است، هرچه گام عرضی بین دو ردیف سوراخ‌ها بیشتر شده است، میزان انتقال حرارت به دیواره در راستا خط میانی نیز افزایش داشته است. با توجه به جدول ۳-۴، به عنوان مثال در فرکانس ۱۶۰۸ هرتز، کاهش نسبت عدد استنتون در هندسه ۲ بیشتر از کاهش این نسبت برای هندسه ۳ گزارش شده است. به دلیل اینکه در هندسه ۳ گام عرضی کوچکی بین دو ردیف سوراخ‌ها اعمال شده است، دو جفت گردابه خلافگرد خروجی از دو ردیف نسبت به خط میانی، کمی از هم متمایز و مانع از متمرکز شدن قدرت آن‌ها در راستا خط میانی شده که باعث بلند شدن زودتر جریان خنک‌کننده از روی دیواره نسبت به هندسه ۲ شده است. همین امر سبب افزایش نسبت عدد استنتون روی خط میانی برای هندسه ۳ نسبت به هندسه ۲ شده است.

جدول ۳-۴: مقایسه نسبت عدد استنتون روی خط میانی هندسه‌های مختلف با هندسه ۴

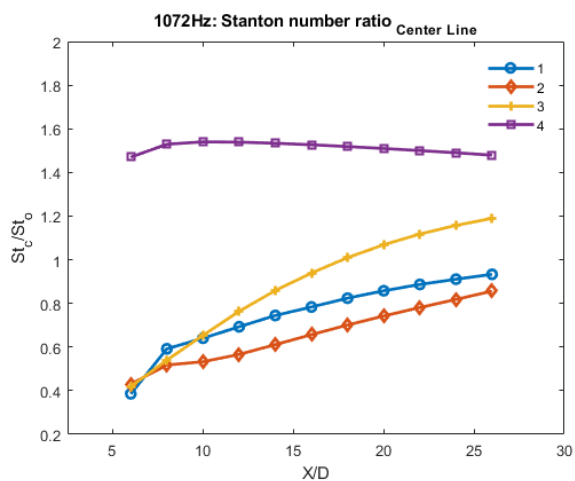
کاهش نسبت عدد استنتون نسبت به هندسه ۴ (درصد)						هندسه
فرکانس (هرتز)						
۲۱۴۴	۱۶۰۸	۱۰۷۲	۵۳۶	۲۶۸	۱۸۰	
۴۹/۱۳	۵۳/۴۴	۵۰/۳۸	۴۴/۰۳	۴۴/۱۴	۴۳/۷۰	۱
۵۴/۵۸	۶۰/۱۴	۵۶/۵۹	۵۳/۱۹	۵۲/۳۳	۵۳/۲۵	۲
۴۰/۷۳	۴۵/۱۰	۴۱/۵۲	۳۹/۶۰	۴۴/۵۲	۴۴/۰۰	۳



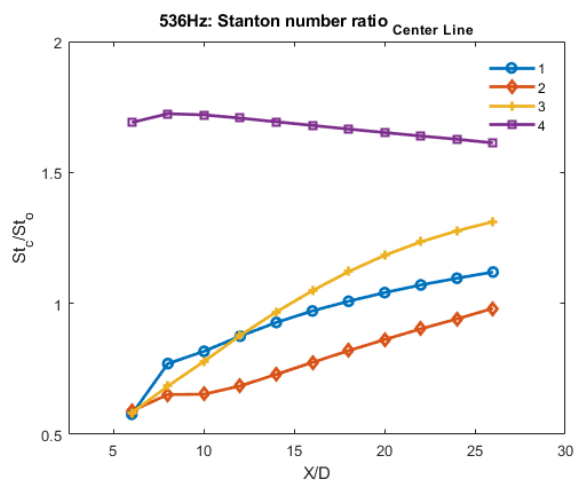
(ب)



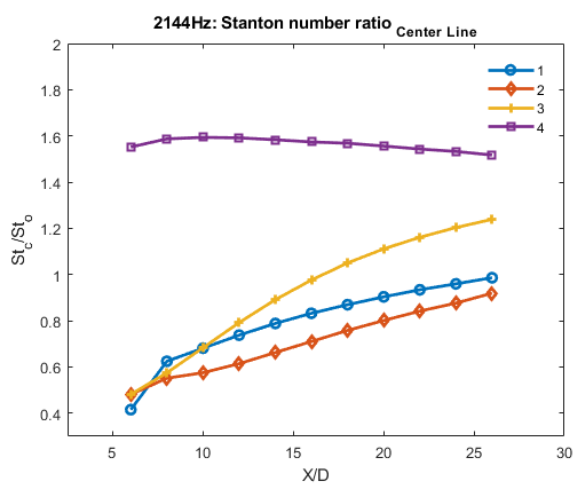
(الف)



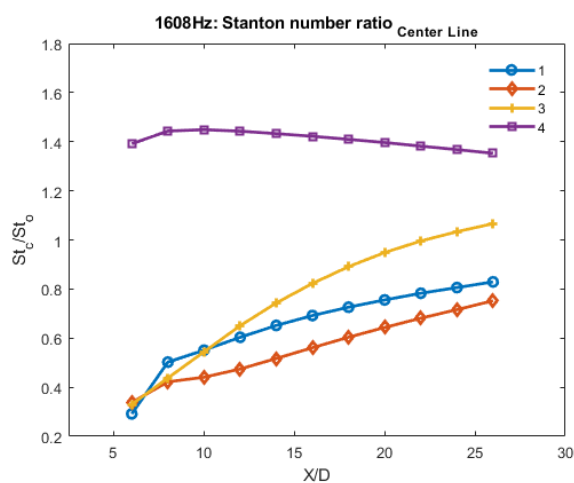
(ت)



(پ)



(ج)



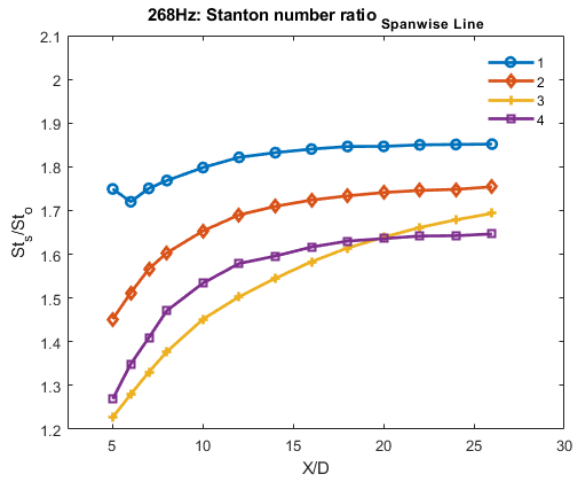
(ث)

شکل ۴-۳۱: نسبت عدد استنتون روی خط میانی برای چهار هندسه در فرکانسهای مختلف

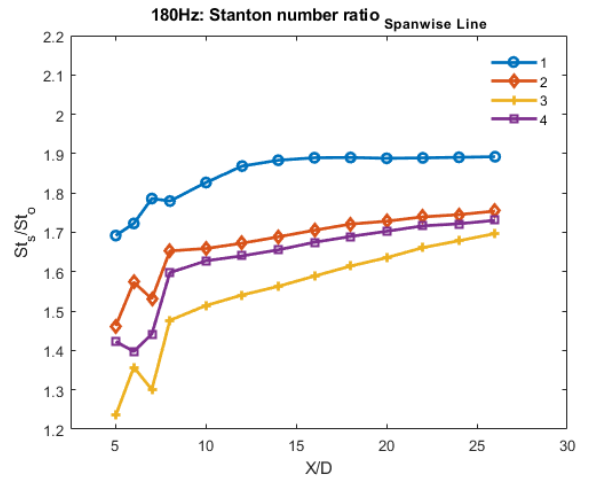
در شکل ۴-۳۲ نسبت عدد استنتون متوسط روی خطوط عرضی برای چهار هندسه مشخص شده است. همانطور که مشاهده می‌شود. این نسبت مقدار بیشتری برای هندسه ۱ از سایر هندسه‌ها داشته است. همچنین کمترین میزان نسبت عدد استنتون نیز به طور متوسط مربوط به هندسه ۳ گزارش شده است. در هندسه ۱ به دلیل اینکه از گام عرضی و زاویه ترکیب استفاده نشده، میزان انتقال حرارت از جریان اصلی به دیواره بیشتر شده است. که علت این امر ناشی از قرار گرفتن گردابه‌های خلافاً در راستای خط میانی می‌باشد. در این هندسه پخش عرضی گردابه‌های تولید شده از دو ردیف بسیار کمتر از هندسه‌های دیگر می‌باشد. در هندسه ۲ با اضافه کردن زاویه ترکیب به دو ردیف نسبت عدد استنتون کاهش پیدا کرده که پخش عرضی بیشتر گردابه‌ها روی دیواره سبب این امر شده است. همچنین با اضافه کردن گام عرضی همانند هندسه‌های ۳ و ۴، کاهش مجدد این نسبت گزارش شده است. اما تنها تفاوت هندسه ۳ و ۴ در گام عرضی کمتر هندسه ۳ می‌باشد. به دلیل اینکه گام عرضی در هندسه ۴ بیشتر از هندسه ۳ شده، پوشش عرضی گردابه‌های دو ردیف کاهش یافته که سبب کاهش نسبت استنتون و لذا افزایش انتقال حرارت به دیواره در جهت عرضی شده است. البته همانطور که مشاهده می‌شود، افزایش گام عرضی در هندسه ۴ نسبت به هندسه ۳، در ناحیه بعد از سوراخ‌ها اثر نداشته و بیشتر در جریان پایین دست سبب افزایش انتقال حرارت به دیواره شده است. در جدول ۴-۴ کاهش نسبت عدد استنتون متوسط روی خطوط عرضی برای برای سه هندسه نسبت به هندسه ۱ ثبت شده است.

جدول ۴-۴: مقایسه نسبت عدد استنتون متوسط روی خطوط عرضی هندسه‌های مختلف با هندسه ۱

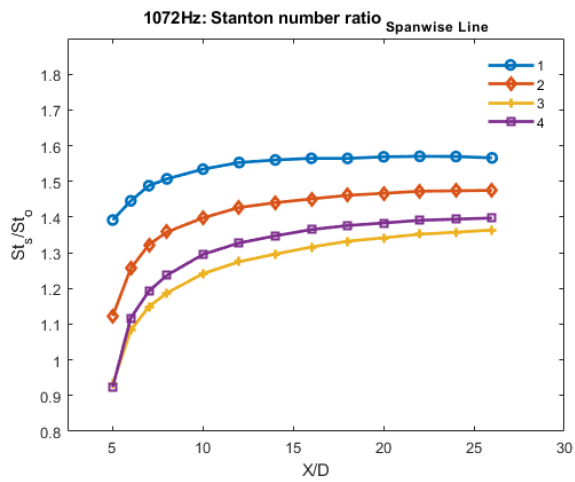
کاهش نسبت عدد استنتون نسبت به هندسه ۱ (درصد)						هندسه
فرکانس (هرتز)						
۲۱۴۴	۱۶۰۸	۱۰۷۲	۵۳۶	۲۶۸	۱۸۰	
۷/۹۸	۹/۱۵	۸/۹۷	۹/۸۶	۸/۱۲	۹/۵۲	۲
۱۸/۰۷	۲۰/۲۳	۱۸/۵۷	۱۷/۷۹	۱۶/۹۱	۱۷/۰۴	۳
۱۵/۳۷	۱۷/۱۴	۱۵/۹۷	۱۶/۳۲	۱۵/۰۱	۱۲/۱۴	۴



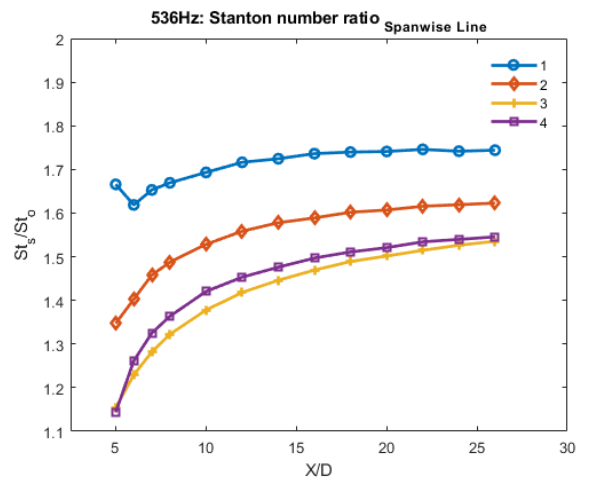
(ب)



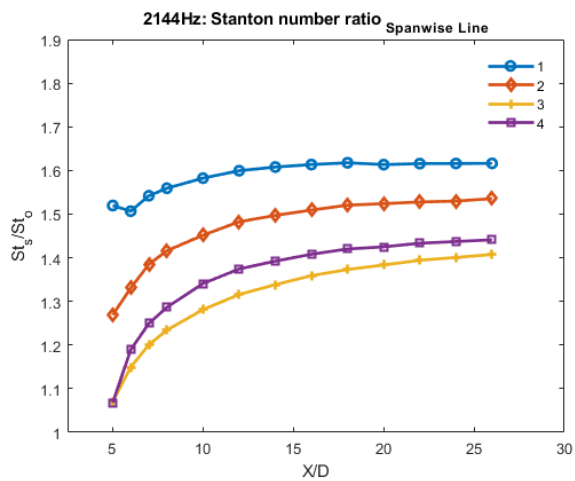
(الف)



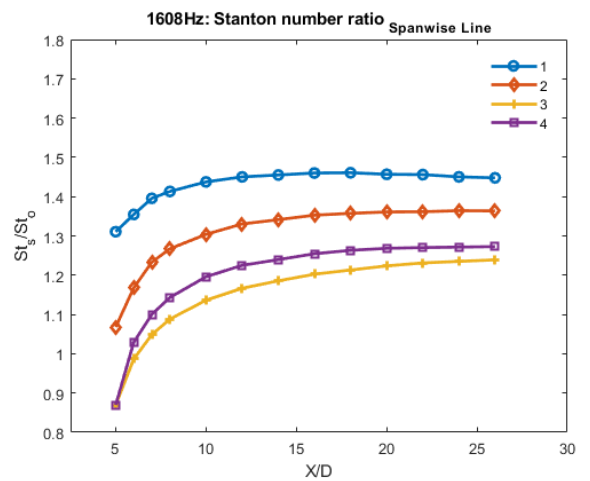
(ت)



(پ)



(ج)



(ث)

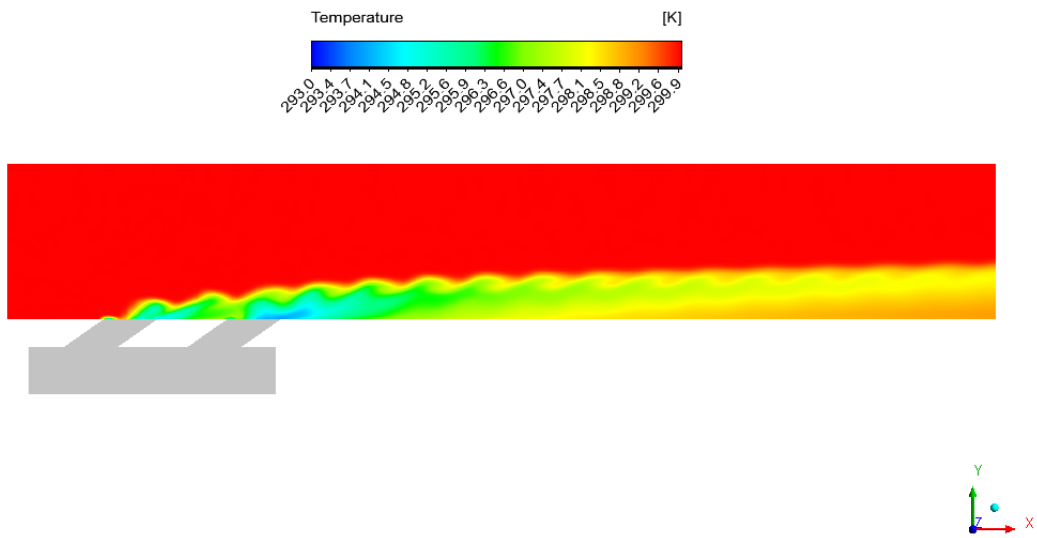
شکل ۴-۲۲: نسبت عدد استنتون متوسط روی خطوط عرضی برای چهار هندسه در فرکانس‌های مختلف

۴-۷ اثر تغییر فرکانس بر فیلم خنک‌کننده تشکیل شده روی دیواره آدیباتیک

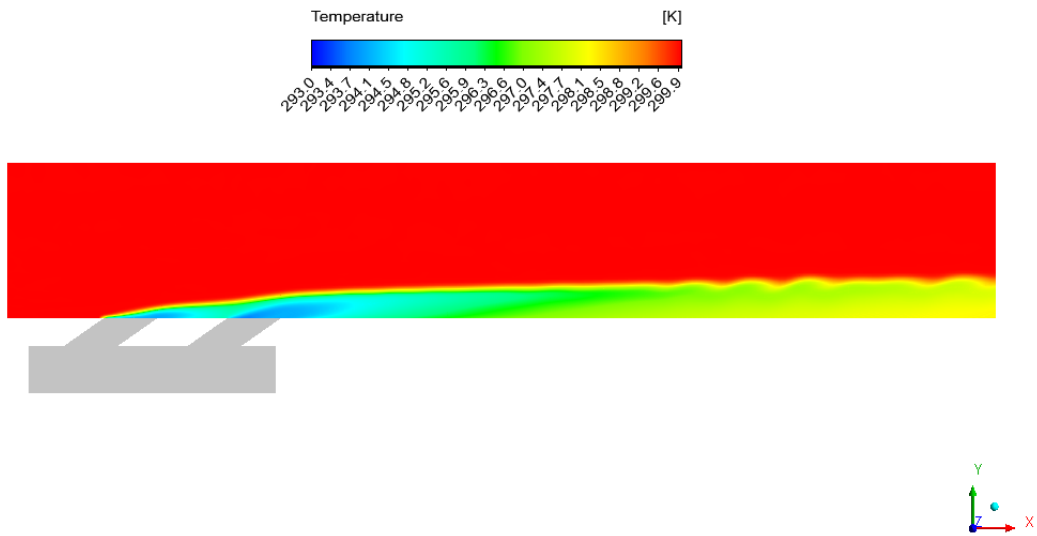
با توجه به بخش ۴-۲، کمترین و بیشترین بازده خنک‌کاری فیلمی آدیباتیک متوسط روی خطوط عرضی و روی خط میانی، به ترتیب در فرکانس‌های ۱۸۰ و ۱۰۷۲ هرتز مشاهده شده است. همانطور که بیان شده بود، با افزایش فرکانس اختلاط جریان خنک‌کننده و جریان اصلی به تأخیر افتاده است. همچنین افزایش فرکانس باعث کاهش قدرت و انرژی جفت گردابه‌های خلاف‌گرد شده که سبب دیر بلند شدن جریان خنک‌کننده از روی دیواره شده است.

در شکل ۴-۳۳ توزیع دمای فیلم خنک‌کننده روی دیواره در صفحه (X-Y) برای هندسه ۱ نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، در فرکانس ۱۸۰ هرتز انرژی جفت گردابه‌های خلاف‌گرد بسیار زیاد بوده و سبب اختلاط زودهنگام جریان اصلی با جریان خنک‌کننده شده است. همین امر سبب شده که فیلم خنک‌کننده خیلی زود از روی دیواره بلند شده و اختلاط دو جریان را در فاصله کمی بعد از سوراخ‌ها اتفاق افتاده باشد. این اختلاط زودهنگام باعث شده که بازده خنک‌کاری دیواره خیلی کم باشد. با افزایش فرکانس به ۱۰۷۲ هرتز، قدرت و انرژی جفت گردابه‌های خلاف‌گرد کاهش یافته و باعث شده تا فیلم خنک‌کننده در امتداد بیشتری روی دیواره قرار داشته باشد. این امر سبب بهبود و افزایش بازده خنک‌کاری دیواره شده است.

علاوه بر افزایش فرکانس، گام عرضی بین دو ردیف سوراخ‌ها و وجود زاویه ترکیب نیز در دیر بلند شدن فیلم خنک‌کننده از روی دیواره تأثیر داشته است. شکل ۴-۳۴ مربوط به فیلم خنک‌کننده هندسه ۲ می‌باشد. برای هندسه ۳ و ۴ به دلیل وجود گام عرضی بین دو ردیف سوراخ‌ها که باعث شده سوراخ‌ها دقیقاً در جهت X در یک امتداد قرار نگیرند، فیلم خنک‌کننده برای هر ردیف به طور جداگانه نمایش داده شده است. لازم به ذکر است که در شکل‌ها سوراخ‌های ردیف اول در صفحه (X-Y) جلوتری نسبت به ردیف دوم قرار گرفته‌اند. فیلم خنک‌کننده برای هندسه ۳ در شکل‌های ۴-۳۵ و ۴-۳۶ و برای هندسه ۴ در شکل‌های ۴-۳۷ و ۴-۳۸ نشان داده شده است.

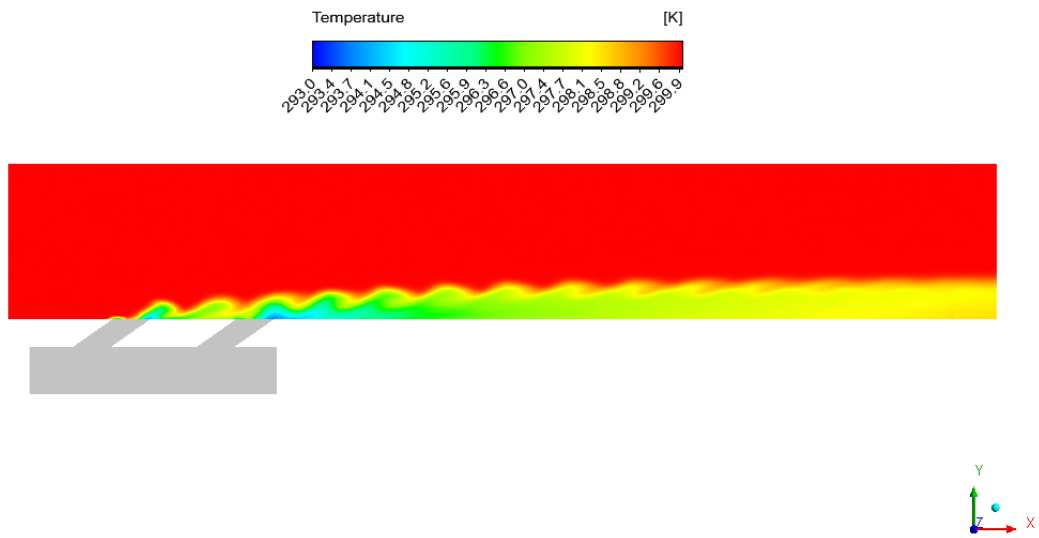


(الف)

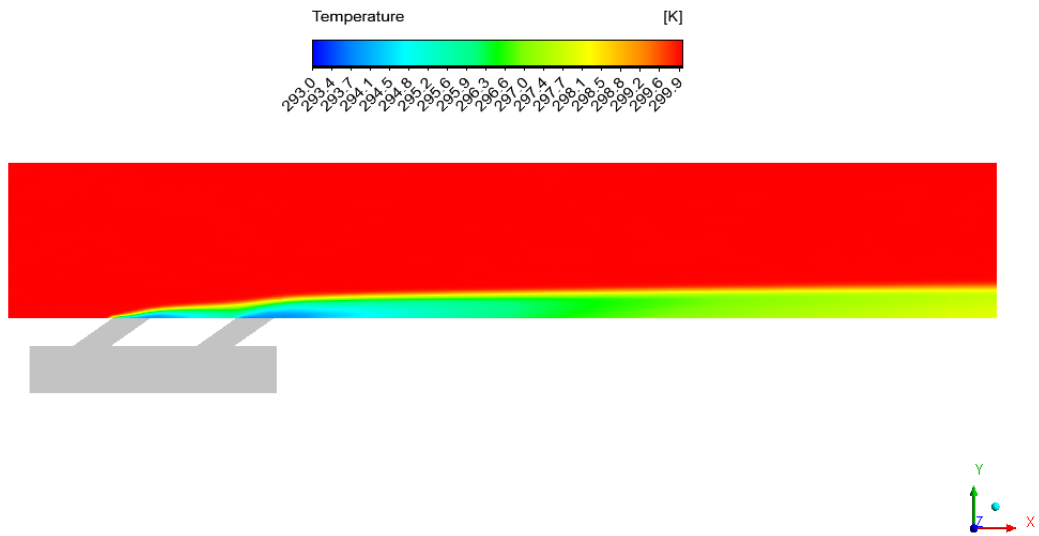


(ب)

شکل ۴-۳: توزیع دمای فیلم خنک کننده روی دیواره آدیاباتیک در صفحه (X-Y) برای هندسه ۱
 (الف): ۱۸۰ هرتز (ب): ۱۰۷۲ هرتز

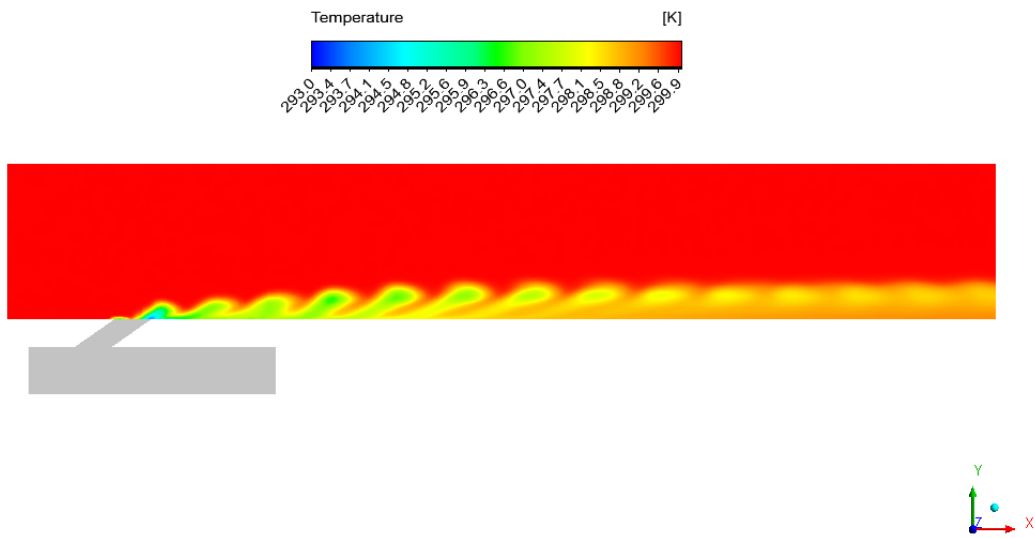


(الف)

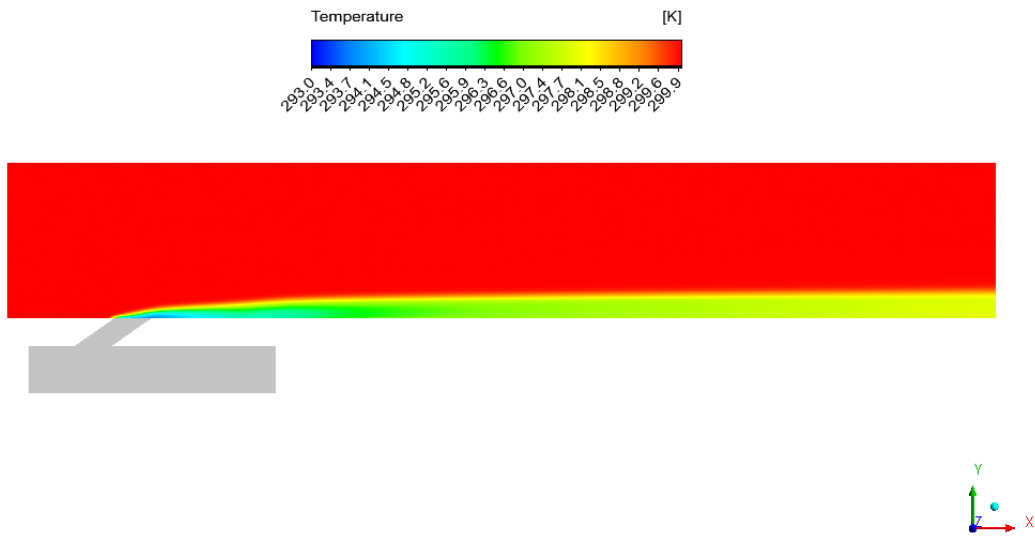


(ب)

شکل ۴-۳۴: توزیع دمای فیلم خنک کننده روی دیواره آدیاباتیک در صفحه (X-Y) برای هندسه ۲
 (الف): ۱۸۰ هرتز (ب): ۱۰۷۲ هرتز



(الف)

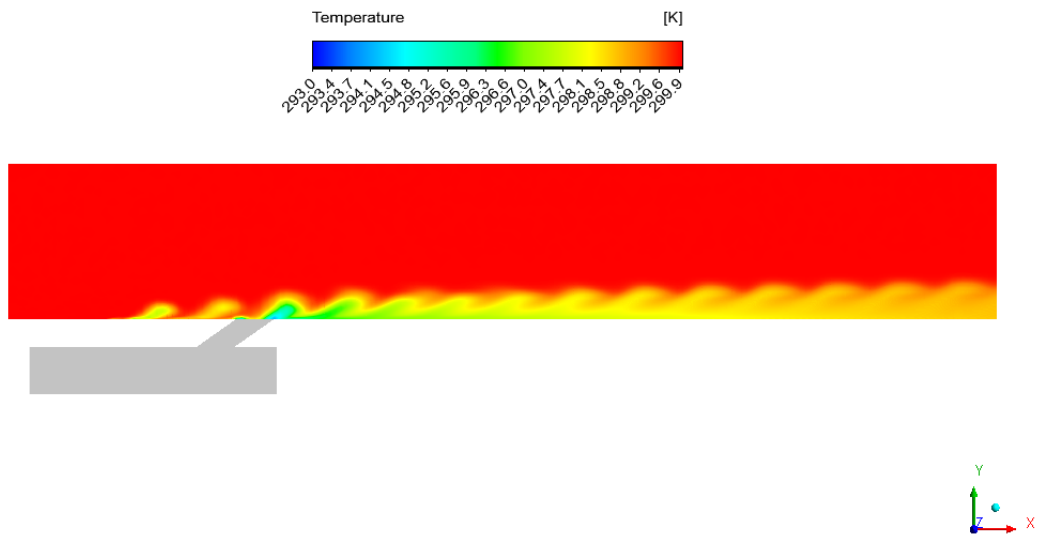


(ب)

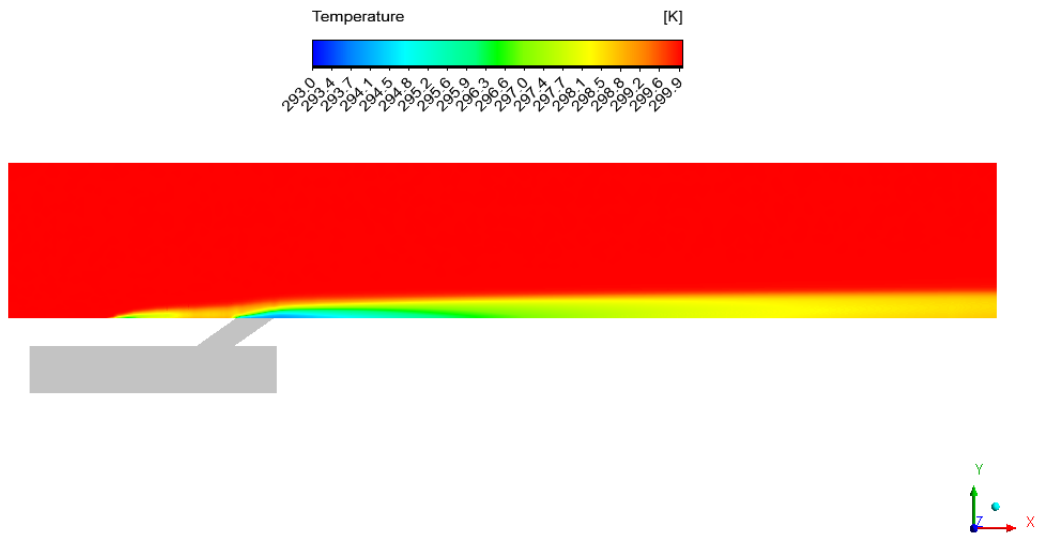
شکل ۴-۳۵: توزیع دمای فیلم خنک کننده روی دیواره آدیاباتیک در صفحه (X-Y) برای سوراخ‌های ردیف

اول در هندسه ۳

(الف): ۱۸۰ هرتز (ب): ۱۰۷۲ هرتز



(الف)

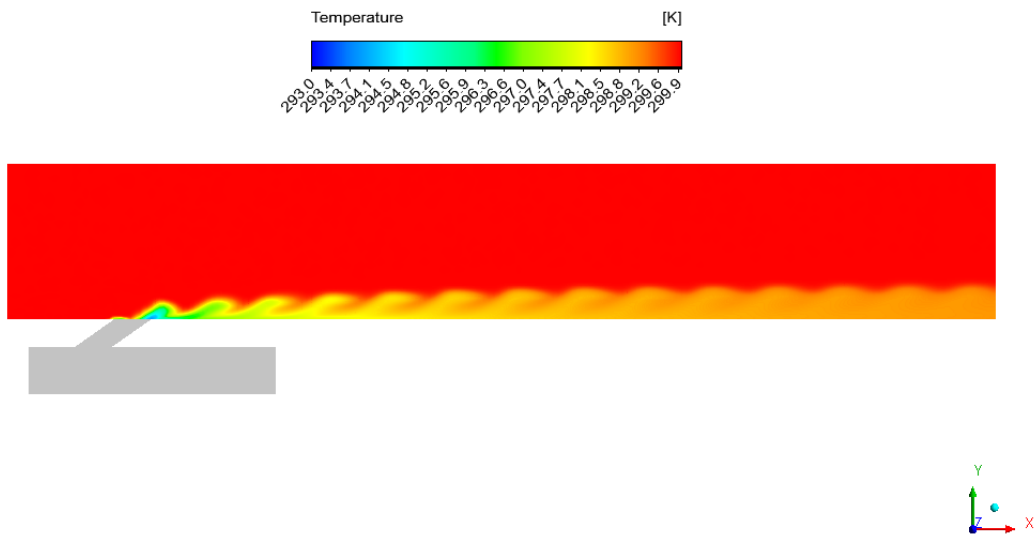


(ب)

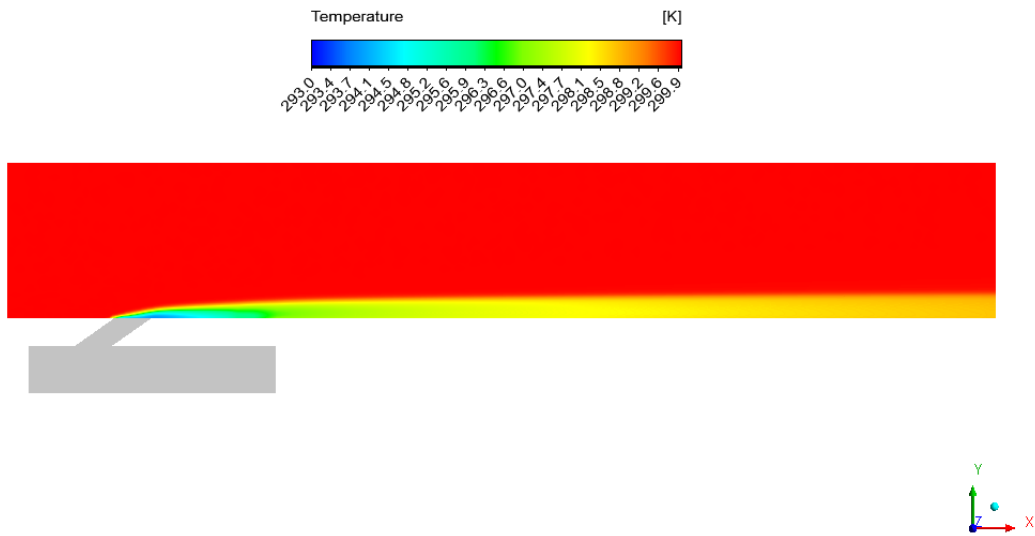
شکل ۴-۳۶: توزیع دمای فیلم خنک کننده روی دیواره آدیاباتیک در صفحه (X-Y) برای سوراخ‌های ردیف

دوم در هندسه ۳

(الف): ۱۸۰ هرتز (ب): ۱۰۷۲ هرتز



(الف)

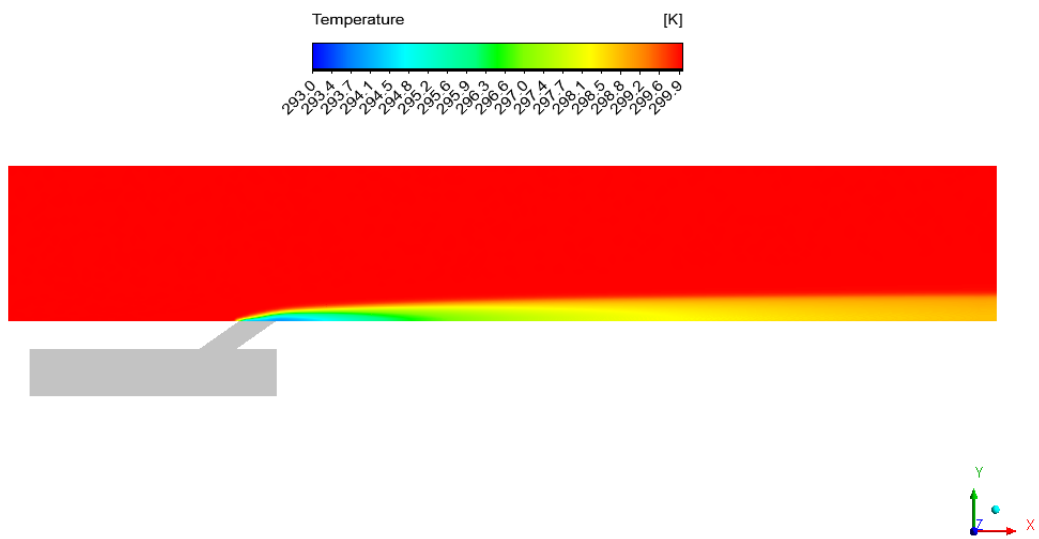
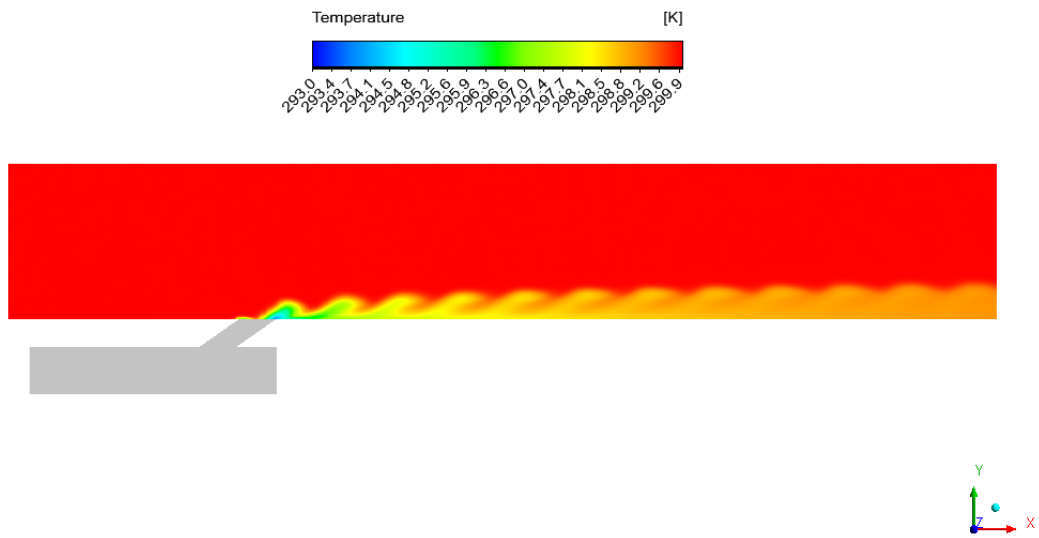


(ب)

شکل ۴-۳۷: توزیع دمای فیلم خنک کننده روی دیواره آدیاباتیک در صفحه (X-Y) برای سوراخ‌های ردیف

اول در هندسه ۴

(الف): ۱۸۰ هرتز (ب): ۱۰۷۲ هرتز



شکل ۴-۳۸: توزیع دمای فیلم خنک‌کننده روی دیواره آدیاباتیک در صفحه (X-Y) برای سوراخ‌های ردیف

دوم در هندسه ۴

(الف): ۱۸۰ هرتز (ب): ۱۰۷۲ هرتز

فصل ۵ : نتیجه گیری و پیشنهادات

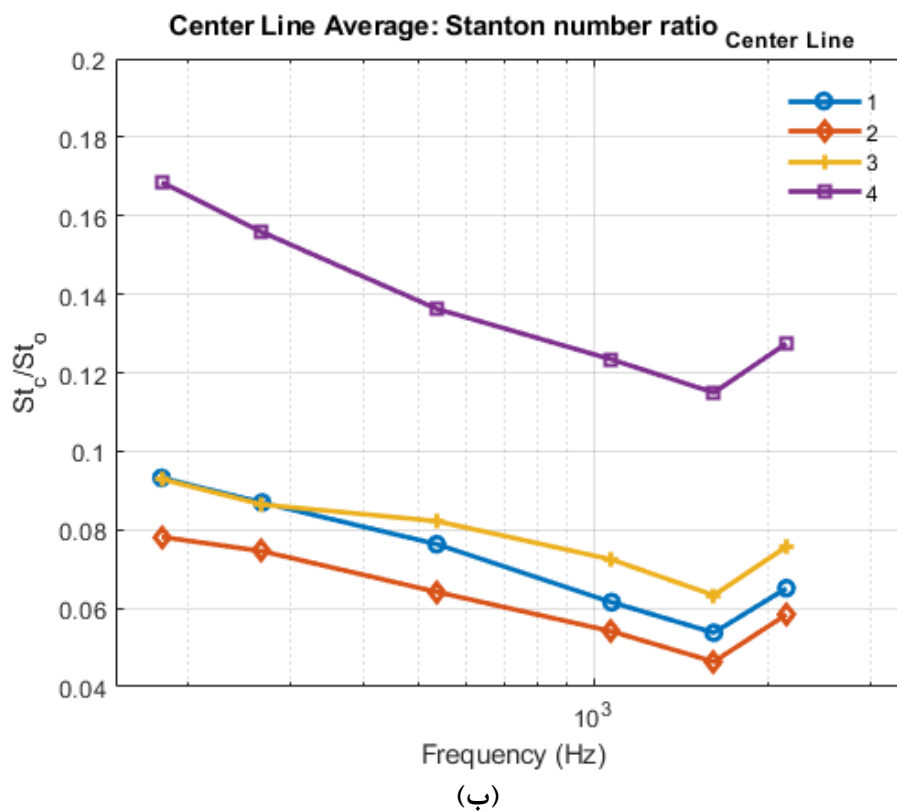
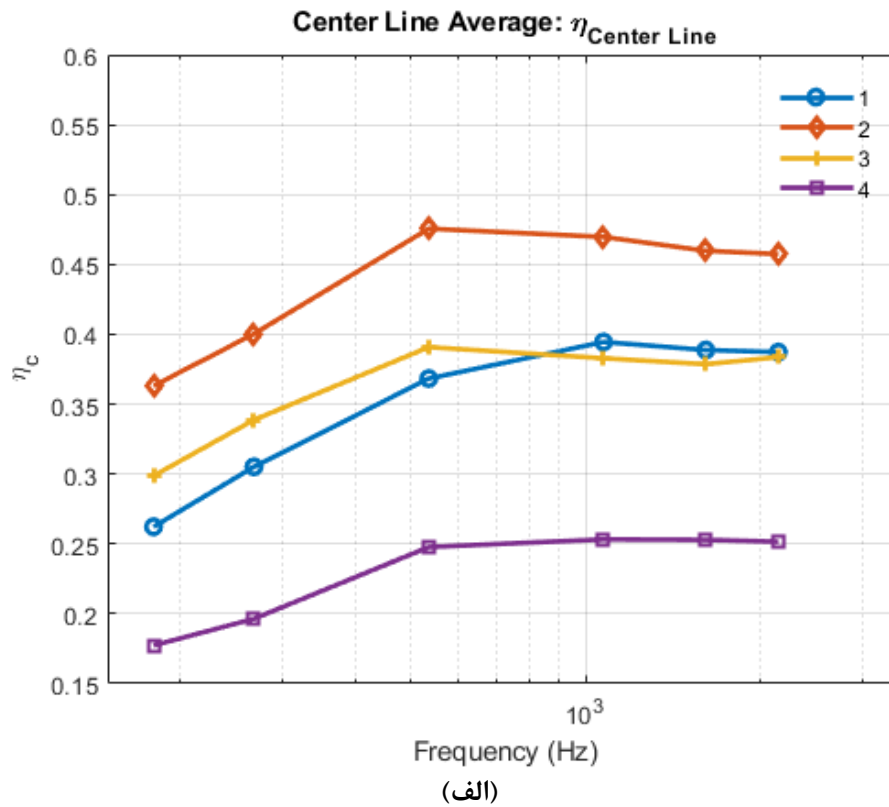
۵-۱ مقدمه

پس از بیان مفاهیم خنک‌کاری پره‌های توربین گازی، به مطالعه برخی از پژوهش‌های عددی و آزمایشگاهی منتشر شده در زمینه خنک‌کاری فیلمی پرداخته شد. پس از تعیین اهداف تحقیق، یک نمونه آزمایشگاهی متناسب با موضوع تحقیق برای اعتبارسنجی و صحت‌سنجی در نظر گرفته شد تا شبیه‌سازی عددی بر مبنای یک مرجع و مدل آزمایشگاهی انجام پذیرد. سپس با مشخص شدن دامنه محاسباتی که از چهار هندسه متفاوت تشکیل شده، با در نظر گرفتن الزاماتی از قبیل رعایت تراکم سلول‌ها در نواحی با گرادیان‌های شدید مانند نواحی نزدیک دیواره‌ها و لحاظ کردن اثر معیارهای معتبر و رایج مانند مقدار λ^+ ، تولید شبکه‌بندی با کیفیت انجام گردید. بعد از این مرحله، شبیه‌سازی فیزیکی مسئله با مدل‌های توربولانسی متفاوت بررسی و مقایسه گردید که در نهایت مدل توربولانسی مطلوب که نتایج آن تطبیق خوبی با داده‌های تجربی داشت، انتخاب گردید. سپس برای کاهش هزینه‌های محاسباتی به بررسی شبکه‌بندی‌های چهارگانه و استقلال نتایج از تعداد شبکه‌بندی و گام زمانی، پرداخته شد. در نهایت نیز برای صحت‌سنجی نتایج از یک مدل آزمایشگاهی متناسب با این مسئله استفاده شد.

۵-۲ نتیجه‌گیری نهایی از نتایج

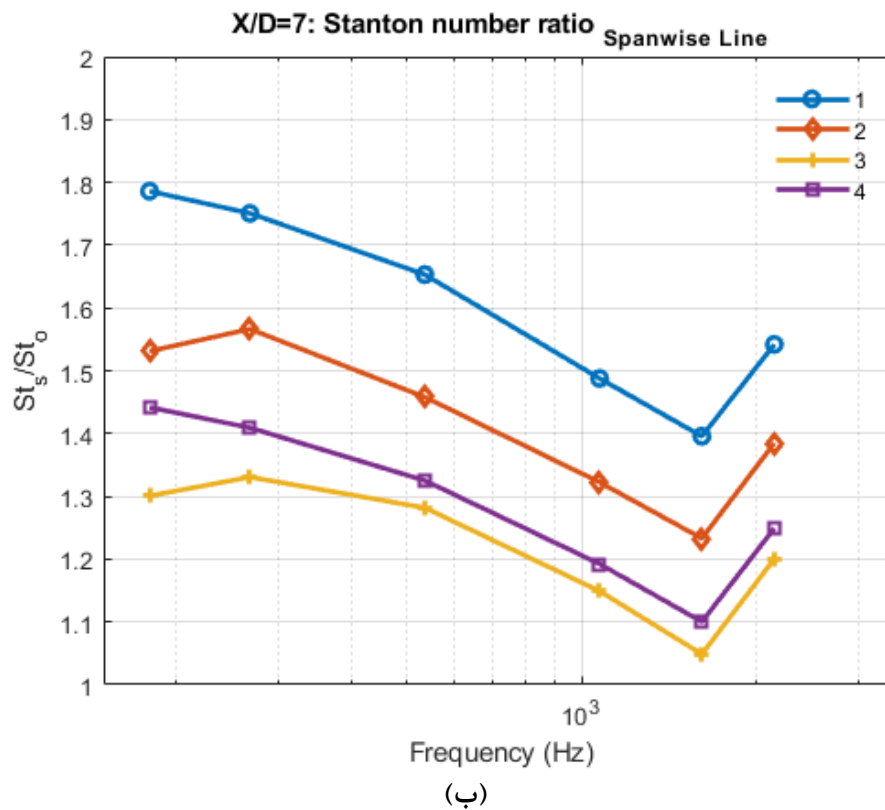
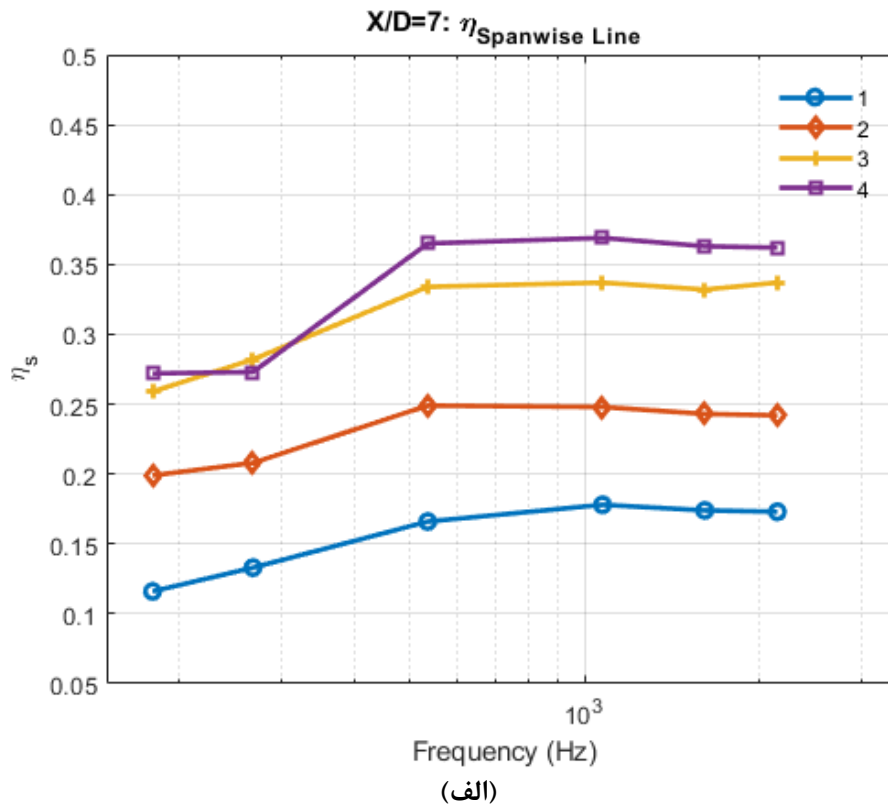
در این پژوهش به بررسی خنک‌کاری فیلمی روی صفحه تخت با دو ردیف سوراخ تزریق جریان خنک‌کننده که در گام‌های عرضی و زاویه ترکیب متفاوتی قرار گرفته‌اند، پرداخته شد. در این تحقیق جریان اصلی و جریان خنک‌کننده به صورت نوسانی اعمال شدند که همین امر سبب ایجاد میدان جریان و انتقال حرارت ناپایا در هندسه‌ای سه بعدی، شده است. نتایج حاکی از آن است که وجود گام‌های عرضی و زاویه ترکیب قرینه در فرکانس‌های مختلف، بر ساختارهای گردابه‌ای ایجاد شده ناشی از تزریق جریان خنک‌کننده روی دیواره و اختلاط آن با جریان اصلی، تأثیرگذار بوده و بازده خنک‌کاری فیلمی و میزان انتقال حرارت به دیواره را تحت تأثیر قرار می‌دهد. به طور کلی می‌توان نتایج طبقه بندی شده حاصل از این شبیه‌سازی را به صورت زیر مشاهده کرد.

- بازده خنک کاری فیلمی روی دیواره در امتداد خط میانی برای هندسه با دو ردیف سوراخ که فقط دارای زاویه ترکیب می‌باشند (هندسه ۲)، در تمامی فرکانس‌ها دارای بیشترین مقدار بوده و میزان انتقال حرارت به دیواره نیز کمترین مقدار خود را نسبت به سایر هندسه‌ها دارد. این امر نشان دهنده این است که وجود زاویه ترکیب مخالف در دو ردیف سوراخ که دقیقاً در یک امتداد قرار گرفته‌اند، تأثیر مثبتی در خنک کاری در امتداد طولی دیواره داشته است.
- کمترین مقدار بازده خنک کاری فیلمی روی دیواره در امتداد خط میانی، در تمامی فرکانس‌ها به هندسه با دو ردیف سوراخ که علاوه بر زاویه ترکیب، دارای گام عرضی بیشتر می‌باشند (هندسه ۴)، تعلق داشته و میزان انتقال حرارت به دیواره نیز بیشترین مقدار خود را نسبت به سایر هندسه‌ها دارد. این موضوع حاکی از آن است که وجود گام عرضی تماماً شطرنجی (آرایش یک در میان سوراخ‌های دو ردیف) بین دو ردیف، تأثیر بسزایی در بهبود خنک کاری در جهت عرضی دیواره داشته است.
- با توجه به شکل ۵-۱ (الف) و به طور میانگین، بازده خنک کاری فیلمی روی خط میانی در فرکانس ۱۰۷۲ هرتز برای هندسه‌های ۲ و ۳ و در فرکانس ۵۳۶ هرتز برای هندسه‌های ۱ و ۴، بیشترین مقدار را به خود اختصاص داده است. از آنجایی که بین چهار هندسه بهترین بازده خنک کاری فیلمی روی خط میانی مربوط به هندسه ۲ می‌باشد، لذا با در نظر گرفتن هر دو پارامتر جریانی و هندسی، بیشترین بازده خنک کاری فیلمی روی خط میانی مربوط به هندسه ۲ در فرکانس ۵۳۶ هرتز می‌باشد. با توجه به شکل ۵-۱ (ب) و به طور میانگین، نسبت عدد استنتون روی خط میانی برای هر چهار هندسه در فرکانس ۱۶۰۸ هرتز، دارای کمترین مقدار بوده است. از آنجایی که کمترین نسبت مربوط به هندسه ۲ می‌باشد، با در نظر گرفتن دو پارامتر جریانی و هندسی، کمترین میزان انتقال حرارت به دیواره در فرکانس ۱۶۰۸ هرتز برای هندسه ۲ گزارش شده است.



شکل ۵-۱: بازده خنک کاری فیلمی و نسبت عدد استنتون روی خط میانی در هشت فرکانس برای چهار هندسه

- بازده خنک کاری فیلمی متوسط در جهت عرضی دیواره برای هندسه با دو ردیف سوراخ که دارای زاویه ترکیب و گام عرضی بیشتر می باشد (هندسه ۴)، دارای بیشترین مقدار بوده؛ به طوری که در چهار فرکانس بالا، به ترتیب با اضافه کردن زاویه ترکیب و گام عرضی، این بازده افزایش داشته است. در حالی که میزان انتقال حرارت به دیواره برای هندسه دارای گام عرضی کمتر، همواره در تمامی فرکانس ها کمترین مقدار خود را نسبت به سایر هندسه ها دارد. این امر نشان دهنده این است که هر چه آرایش قرارگیری سوراخ ها و پراکندگی آن ها در جهت عرضی دیواره بیشتر شده، بازده خنک کاری در این جهت نیز بهبود بهتری داشته است.
- بازده خنک کاری فیلمی متوسط در جهت عرضی دیواره برای هندسه با دو ردیف سوراخ که فاقد زاویه ترکیب و گام عرضی می باشد (هندسه ۱)، در تمامی فرکانس ها دارای کمترین مقدار بوده و میزان انتقال حرارت به دیواره نیز، همواره در تمامی فرکانس ها بیشترین مقدار خود را نسبت به سایر هندسه ها دارد.
- با افزایش فرکانس میزان انتقال حرارت به دیواره در جهت عرضی برای هندسه های ۱ و ۳ همواره روند کاهشی داشته و فقط در فرکانس ۲۱۴۴ هرتز افزایش یافته است. اما برای دو هندسه ۲ و ۴ با افزایش فرکانس از ۱۸۰ به ۲۶۸ هرتز، انتقال حرارت افزایش و سپس در سایر فرکانس ها روند کاهشی خود را ادامه داده و دوباره در فرکانس ۲۱۴۴ هرتز افزایش داشته است.
- با توجه به شکل ۵-۲ (الف)، بازده خنک کاری فیلمی متوسط روی خطوط عرضی در فرکانس ۱۰۷۲ هرتز همواره برای چهار هندسه دارای بیشترین مقدار بوده است. با در نظر گرفتن همزمان پارامتر هندسی و جریانی، بهترین بازده مربوط به هندسه ۴ در فرکانس ۱۰۷۲ هرتز گزارش شده است. با توجه به شکل ۵-۲ (ب)، نسبت عدد استنتون متوسط روی خطوط عرضی همواره برای چهار هندسه، در فرکانس ۱۶۰۸ هرتز دارای کمترین مقدار بوده است که با در نظر گرفتن هر دو پارامتر جریانی و هندسی، کمترین میزان انتقال حرارت به دیواره، مربوط به هندسه ۳ در فرکانس ۱۶۰۸ هرتز ثبت شده است.



شکل ۵-۲: بازده خنک کاری فیلمی متوسط و نسبت عدد استنتون متوسط روی خطوط عرضی در هشت فرکانس برای چهار هندسه

۵-۳ ارائه پیشنهادها برای ادامه کار در آینده

از آنجایی که در این پژوهش به بررسی عددی میدان جریان و انتقال حرارت روی صفحه تخت که توسط دو ردیف سوراخ تزریق به صورت فیلمی خنک‌کاری می‌شود، پرداخته شده است، بمنظور ادامه این پژوهش برای رسیدن به بهبود بهتر بازده خنک‌کاری فیلمی دیواره، موضوعاتی برای بررسی در کارهای آینده وجود دارد که در ادامه به آن‌ها اشاره شده است.

- اثر آرایش قرارگیری سوراخ‌ها در فرکانس نوسانات پایین‌تر برای سرعت جریان اصلی و جریان

خنک‌کننده

- مطالعه اثر تغییر نسبت دمش (در این پژوهش مقدار ۰,۵ بوده است) به عنوان مثال برای نسبت

دمش‌های بالا بر روی ساختارهای گردابه‌ای ناشی از اختلاط جریان اصلی و جریان خنک‌کننده

- اثر تغییر شکل سوراخ‌های تزریق روی تشکیل ساختارهای گردابه‌ای ناشی از اختلاط جریان اصلی

و جریان خنک‌کننده

مرجع

- [1] M. J. Moran and H. N. Shapiro, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics, Student Problem Set Supplement*. John Wiley & Sons Inc, 2004.
- [2] S. Constantin and D. Brasoveanu, “Exceeding 2000 K at Turbine Inlet: Relative Cooling With Liquid for Gas Turbines — Integrated Systems,” in *Volume 1: Turbo Expo 2003*, 2003, vol. 1, pp. 1–14.
- [3] D. Cherrared, “Numerical simulation of film cooling a turbine blade through a row of holes,” *J. Therm. Eng.*, vol. 3, no. 2, pp. 1110–1120, Apr. 2017.
- [4] J.-C. Han, S. Dutta, and S. Ekkad, *Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology*. CRC Press, 2012.
- [5] S. Il Baek and S. Yavuzkurt, “Effects of flow oscillations in the mainstream on film cooling,” *Inventions*, vol. 3, no. 4, p. 73, 2018.
- [6] R. J. Goldstein, E. R. G. Eckert, and J. W. Ramsey, “Film cooling with injection through holes: Adiabatic wall temperatures downstream of a circular hole,” *J. Eng. Power*, vol. 90, no. 4, pp. 384–393, Oct. 1968.
- [7] D. R. Pedersen, E. R. G. Eckert, and R. J. Goldstein, “Film Cooling With Large Density Differences Between the Mainstream and the Secondary Fluid Measured by the Heat-Mass Transfer Analogy,” *J. Heat Transfer*, vol. 99, no. 4, pp. 620–627, Nov. 1977.
- [8] A. K. Sinha, D. G. Bogard, and M. E. Crawford, “Film-Cooling Effectiveness Downstream of a Single Row of Holes With Variable Density Ratio,” *J. Turbomach.*, vol. 113, no. 3, pp. 442–449, Jul. 1991.
- [9] D. L. Schmidt, B. Sen, and D. G. Bogard, “Film cooling with compound angle holes: Adiabatic effectiveness,” *J. Turbomach.*, vol. 118, no. 4, pp. 807–813, Oct. 1996.
- [10] C. H. N. Yuen and R. F. Martinez-Botas, “Film cooling characteristics of a single round hole at various streamwise angles in a crossflow: Part I effectiveness,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 46, no. 2, pp. 221–235, 2003.

- [11] D. K. Walters and J. H. Leylek, "Impact of film-cooling jets on turbine aerodynamic losses," *J. Turbomach.*, vol. 122, no. 3, pp. 537–545, Feb. 2000.
- [12] T. F. Fric and A. Roshko, "Vortical structure in the wake of a transverse jet," *J. Fluid Mech.*, vol. 279, pp. 1–47, Nov. 1994.
- [13] K. T. McGovern and J. H. Leylek, "A detailed analysis of film cooling physics: Part II- Compound-angle injection with cylindrical holes," *J. Turbomach.*, vol. 122, no. 1, pp. 113–121, Feb. 2000.
- [14] M. Tyagi and S. Acharya, "Large Eddy Simulation of Film Cooling Flow From an Inclined Cylindrical Jet," *J. Turbomach.*, vol. 125, no. 4, pp. 734–742, Oct. 2003.
- [15] A. Rozati and D. K. Tafti, "Large Eddy Simulation of Leading Edge Film Cooling—Part II: Heat Transfer and Effect of Blowing Ratio," *J. Turbomach.*, vol. 130, no. 4, pp. 567–575, Oct. 2008.
- [16] S. K. Wayne and D. G. Bogard, "High-Resolution Film Cooling Effectiveness Measurements of Axial Holes Embedded in a Transverse Trench With Various Trench Configurations," *J. Turbomach.*, vol. 129, no. 2, pp. 294–302, Apr. 2007.
- [17] S. Na and T. I. P. Shih, "Increasing Adiabatic Film-Cooling Effectiveness by Using an Upstream Ramp," *J. Heat Transfer*, vol. 129, no. 4, pp. 464–471, Apr. 2007.
- [18] A. Azzi and B. A. Jubran, "Numerical modelling of film cooling from converging slot-hole," *Heat Mass Transf.*, vol. 43, no. 4, pp. 381–388, Dec. 2006.
- [19] S. Dhiman and S. Yavuzkurt, "Film Cooling Calculations With an Iterative Conjugate Heat Transfer Approach Using Empirical Heat Transfer Coefficient Corrections," in *Volume 4: Heat Transfer, Parts A and B*, 2010, vol. 4, no. PARTS A AND B, pp. 1607–1616.
- [20] P. L. Johnson, "Reynolds-Averaged Navier-Stokes Solutions to Flat Plate Film Cooling Scenarios," 2011.
- [21] R. Farhadi-Azar, M. Ramezanizadeh, M. Taeibi-Rahni, and M. Salimi, "Compound Triple Jets Film Cooling Improvements via Velocity and Density Ratios: Large Eddy Simulation," *J. Fluids Eng.*, vol. 133, no. 3, Mar. 2011.

- [22] C. Bianchini, L. Andrei, A. Andreini, and B. Facchini, “Numerical Benchmark of Nonconventional RANS Turbulence Models for Film and Effusion Cooling,” *J. Turbomach.*, vol. 135, no. 4, Jul. 2013.
- [23] J. Ahn, I. Sung Jung, and J. S. Lee, “Film cooling from two rows of holes with opposite orientation angles: injectant behavior and adiabatic film cooling effectiveness,” *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 24, no. 1, pp. 91–99, Feb. 2003.
- [24] M. H. Bashir, C.-C. Shiau, and J.-C. Han, “Film cooling effectiveness for three-row compound angle hole design on flat plate using PSP technique,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 115, pp. 918–929, Dec. 2017.
- [25] N. Wang, M. Zhang, C.-C. Shiau, and J.-C. Han, “Film Cooling Effectiveness From Two Rows of Compound Angled Cylindrical Holes Using Pressure-Sensitive Paint Technique,” *J. Heat Transfer*, vol. 141, no. 4, pp. 1–11, Apr. 2019.
- [26] S. M. Coulthard, R. J. Volino, and K. A. Flack, “Effect of Jet Pulsing on Film Cooling—Part I: Effectiveness and Flow-Field Temperature Results,” *J. Turbomach.*, vol. 129, no. 2, pp. 232–246, Apr. 2007.
- [27] S. V. Ekkad, S. Ou, and R. B. Rivir, “Effect of Jet Pulsation and Duty Cycle on Film Cooling From a Single Jet on a Leading Edge Model,” *J. Turbomach.*, vol. 128, no. 3, pp. 564–571, Jul. 2006.
- [28] D. E. Nikitopoulos, S. Acharya, J. Oertling, and F. H. Muldoon, “On Active Control of Film-Cooling Flows,” in *Volume 3: Heat Transfer, Parts A and B*, 2006, vol. 3 PART A, pp. 61–69.
- [29] L. A. El-Gabry and R. B. Rivir, “Effect of pulsed film cooling on leading edge film effectiveness,” in *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Proceedings (IMECE)*, 2010, vol. 7, no. PARTS A AND B, pp. 1403–1409.
- [30] H. J. Seo, J. S. Leea, and P. M. Ligrani, “The effect of injection hole length on film cooling with bulk flow pulsations,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 41, no. 22, pp. 3515–3528, Nov. 1998.
- [31] T. Behrendt and M. Gerendás, “Characterization of the Influence of Moderate Pressure Fluctuations on the Cooling Performance of Advanced Combustor Cooling Concepts in a Reacting Flow,” in *Volume 4: Heat Transfer, Parts A and B*, 2012, vol. 4, no. PARTS A AND B, pp. 987–999.

- [32] X. Wang, Y. Shangguan, H. Zhang, and Y. Li, “Numerical study on the near-wall characteristics of compound angled film cooling based on hybrid thermal lattice Boltzmann method,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 129, pp. 1670–1681, Jan. 2018.
- [33] Y. A. Cengel and J. M. Cimbala, *Fluid Mechanics*. McGraw-Hill, 2006.
- [34] W. M. Kays, *Convective heat and mass transfer*. Tata McGraw-Hill Education, 2012.
- [35] P. Kundu, I. Cohen, and D. Dowling, *Fluid mechanics*. Academic Press, New York, NY, p. 920, 2012.
- [36] H. Tennekes, J. L. Lumley, and J. L. Lumley, *A first course in turbulence*. MIT press, 1972.
- [37] T. Cebeci, J. P. Shao, F. Kafyeke, and E. Laurendeau, *Computational fluid dynamics for engineers*. Springer Berlin Heidelberg, 2005.
- [38] J. O. Hinze, *Turbulence*. McGraw-Hill Publishing Co., New York, 1975.
- [39] S. M. Salim and K. C. Ong, “Performance of RANS, URANS and LES in the Prediction of Airflow and Pollutant Dispersion,” in *Lecture Notes in Electrical Engineering*, vol. 170 LNEE, 2013, pp. 263–274.
- [40] P. Spalart and S. Allmaras, “A one-equation turbulence model for aerodynamic flows,” in *30th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*, 1992, no. 1, pp. 5–21.
- [41] T.-H. Shih, W. W. Liou, A. Shabbir, Z. Yang, and J. Zhu, “A new $k-\epsilon$ eddy viscosity model for high reynolds number turbulent flows,” *Comput. Fluids*, vol. 24, no. 3, pp. 227–238, Mar. 1995.
- [42] S. Rao, “Modeling of Turbulent Flows and Boundary Layer,” in *Computational Fluid Dynamics*, InTech, 2010.
- [43] F. R. Menter, “Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications,” *AIAA J.*, vol. 32, no. 8, pp. 1598–1605, Aug. 1994.
- [44] ANSYS Fluent Theory Guide, *ANSYS Inc., USA*, 2013.

- [45] J. Blazek, *Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications*. Elsevier, 2005.
- [46] A. Travin, M. Shur, M. Strelets, and P. R. Spalart, “Physical and numerical upgrades in the Detached-Eddy Simulation of complex turbulent flows,” in *Fluid Mechanics and its Applications*, vol. 65, Springer, 2004, pp. 239–254.

Abstract

Increasing application of gas turbines in various fields of industry has drawn researchers' attention to the efficiency of these turbomachines. Efficiency of turbines can be enhanced through inlet flow temperature but it necessitates new methods for cooling and protection of turbine blades against thermal stresses. Therefore, this thesis has been devoted to the 3D simulation of fluid flow and heat transfer in turbulent and unsteady flow in order to investigate film cooling on the plate. In this research, oscillation frequency of the main and cooling flow in blowing ratio of 0.5, as an influential parameter in film cooling, has been investigated. Oscillation frequency of velocity was considered (180-2144) Hz for both main and cooling flow. Moreover, with considering two rows of injection holes with diameter of 0.025m, creating spanwise pitch and compound angle as effective geometric parameters on film cooling, different arrangements were developed and four geometries were considered for numerical assessment. Therefore, the focus of this research is appraisal of geometrical and flow parameters of film cooling on a plate. DES turbulent model has been employed in this simulation. According to the achievements, this model represents noticeable results in validation and simulation. The results indicated that applying of compound angle -45 to +45 for each row of holes in center line increases efficiency of cooling in the frequency of 1072 Hz through decline of heat transfer from main stream to the wall. By imposing spanwise pitch to 1.5D among the holes in each row, the highest average cooling efficiency in spanwise direction of the wall in frequency of 1072 Hz has been achieved.

Keywords: Film cooling effectiveness, Blowing ratio, Oscillation frequency, Injection hole, Spanwise pitch, Compound angle



Shahrood University of
Technology

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

**Numerical study on the effect of oscillatory cooling
flow with different arrangement of injection hole
placement on the film cooling effectiveness of gas
turbines**

By: Mohammad Reza Attari

Supervisor:

Dr. Mahmood Norouzi

Advisor:

Prof. Mohammad Hassan Kayhani

September 2020