

مطالعه‌ی عددی جهت بهبود عملکرد حرارتی برای خنک‌کاری داخلی توربین‌گاز در کانال‌های چهار گذره

پویا پویایی کارشناسی ارشد، گروه تبدیل انرژی، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود، ایران، p.pouyaei@gmail.com
محمدحسن کیهانی استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود، ایران، h_kayhani@shahrood.ac.ir
محمود نوروزی* دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود، ایران، mnorouzi@shahroodut.ac.ir

چکیده

این مطالعه با هدف انجام شبیه‌سازی سه‌بعدی سیستم خنک‌کاری داخلی توربین‌گاز برای حالت ثابت و چرخان در ناحیه میانی کانال‌های صاف چهار گذره جهت ارزیابی جریان سیال و انتقال گرمای آشفته انجام شده است. هندسه خم به حالت U-شکل تغییر کرده و پره‌راهنما در ناحیه خم به منظور افزایش عملکرد کلی کانال خنک‌کننده نصب شده است. نتایج معادلات حاکم با استفاده از مدل آشفته‌گی تنش رینولدز به دست آمده است. کانال‌های خنک‌کننده در سه عدد رینولدز مختلف از ۲۰۰۰۰ تا ۶۰۰۰۰ و عدد چرخش ۰/۱۳ شبیه‌سازی شده است. تأثیر پره‌راهنما در ناحیه‌ی خم U-شکل، علاوه بر کاهش ناحیه‌ی حباب جدایش و چرخش سیال در جریان بالادست خم، باعث ساختار جریان یکنواخت‌تر در ناحیه خم و گذرگاه بعدی می‌شود. بطوری که اصلاح خم و استفاده از پره هدایتگر جریان نسبت به هندسه مبنا در حالت ثابت افت فشار و ضریب عملکرد حرارتی را به ترتیب در حدود ۱۳/۴٪ کاهش و ۲۲/۵٪ افزایش می‌دهد. اثرگذاری پره‌راهنما بر میزان انتقال گرما در حالت چرخان محسوس نمی‌باشد، اما به دلیل کاهش افت فشار سبب افزایش میزان ضریب عملکرد حرارتی تا ۹/۴٪ خواهد شد.

واژه‌های کلیدی: توربین‌گاز، خنک‌کاری داخلی، کانال‌های چهار گذره، مدل توربولانسی تنش رینولدزی، پره‌ی راهنما، عملکرد حرارتی.

Numerical study for improvement of thermal performance of gas turbine blade internal cooling in four-pass channels

P. Pouyaei Department of Mechanical Engineering, Shahrood University of Technology, Shahrood, Iran
M. H. Kayhani Department of Mechanical Engineering, Shahrood University of Technology, Shahrood, Iran
M. Norouzi Department of Mechanical Engineering, Shahrood University of Technology, Shahrood, Iran

Abstract

This study is aims to perform three-dimensional simulation gas turbine internal cooling system for stationary and rotating mode at the middle region of four-pass smooth channels to assess fluid flow and turbulent heat transfer. The geometry of bend has been changed to U-shape turn and the guide vane in the bending region is installed in order to enhance higher overall performance the cooling channel. The results of the governing equations are obtained using the Reynolds stress turbulence model. cooling channels are simulated in three different Reynolds numbers ranges from 20,000 to 60,000 and the rotation number of 0/13. The effect of the guide vanes on the U-shaped bend region, in addition to reducing the separation bubble area and circulation fluid in the upstream bend flow, it causes more uniform flow structure in the bend region and subsequent passage. So that the correction of bend and the use of flow guide vane to the base geometry in the case stationary of pressure drop and the coefficient of thermal performance decreases by about ۱۳/۴% and increases by ۲۲/۵%, respectively. The effect of the guide van on the amount of heat transfer in the rotating state is not noticeable, but due to the reduction of pressure drop, it increases the coefficient of thermal performance up to ۹/۴%.

Keywords: Gas turbine, Internal cooling, four-pass channels, RSM model, Turning vane.

توربین‌های گازی، افزایش دمای ورودی به‌روتور توربین^۱ می‌باشد. لذا طراحی در دمای کاری و شرایط کارکرد بحرانی (بالتر از نقطه‌ی ذوب آلیاژ پرها)، نیازمند استفاده از آلیاژهای مقاوم با پوشش‌های حرارتی^۲ و همچنین توسعه روش‌ها و نوآوری‌های مختلف در خنک‌کاری داخلی و خارجی (لایه‌ای) در پره‌های ثابت و متحرک می‌باشد. به سبب آن عمر پرها افزایش و در نقطه‌ی کاری ایمن‌تری در حال کار می‌باشند. بر این

۱- مقدمه

امروزه با افزایش سطح تقاضا و نیاز به انرژی و توان، توربین‌های گازی نقش حیاتی در جامعه صنعتی ایفا می‌کنند. به همین منظور بهینه‌سازی و افزایش توان آن‌ها بیش از پیش مورد توجه واقع شده است. یکی از راه‌های مؤثر افزایش توان خروجی و راندمان حرارتی

¹ Rotor Inlet Temperature (RIT)

² Thermal barrier coating (TBC)

اساس جهت خنک کاری داخلی، کانال‌هایی درون تیغه‌های توربین‌گاز تعبیه شده‌است، که معمولاً از جت سیال جهت خنک کاری دیواره‌ی داخلی در لبه‌ی حمله (پیشرو) تیغه^۱، از ریب‌های آشفته‌ساز جریان یا دیگر افزایشنده‌های سطح حرارتی درون گذرگاه‌های مارپیچ^۲ در قسمت میانی پره و همچنین از بین‌فین‌ها برای خنک کاری لبه‌ی فرار (پسرو)^۳ استفاده می‌کنند [۱]. برای طراحی یک سیستم خنک کاری کارآمد و پیشرفته، باید درک عمیقی از خصوصیات انتقال گرما در میان جریان سه‌بعدی ناپایا در شرایط کاملاً آشفته داشته باشیم. بنابراین در شبیه سازی باید دقت لازمه را به کار گرفت به طوری که در این فرآیند اگر دمای پره را ۳۰ درجه سلسیوس کمتر از حالت واقعی پیش‌بینی شود، عمر پره به نصف کاهش می‌یابد [۲]. بنابراین پیش‌بینی دقیقی از ضریب انتقال گرما محلی و همچنین دمای محلی پره به منظور جلوگیری از نقاط داغ محلی و افزایش طول عمر پره نیاز می‌باشد. لازم به ذکر است که برای دو برابر کردن قدرت توربین‌های گازی، باید دمای جریان ورودی به روتور توربین که امروزه در حدود ۱۷۰۰°C می‌باشد را به ۲۰۰۰°C افزایش داد. البته باید خاطر نشان کرد که این افزایش توان با توجه به بهره‌گیری از روش‌های مختلف خنک کاری، به ازای یک مقدار ثابت از هوای استخراج شده از کمپرسور می‌باشد. دمای هوای خنک‌کننده در حدود ۷۰۰°C است و معمولاً بسته به نوع کارکرد و توان تولیدی، ۳ الی ۲۰ درصد هوای پرفشار تولیدی از کمپرسور را جهت خنک کاری می‌گیرد [۳]. بنابراین همواره پژوهشگران جهت طراحی سیستم‌های خنک‌کننده توربین گاز، بیشترین میزان انتقال گرما دفع شده از پره را به ازای کمترین افت فشار ایجاد شده در دستور کار قرار می‌دهند. تاکنون مطالعات تجربی و عددی زیادی بر روی اندازه‌گیری و مشخص کردن الگوی جریان سیال و انتقال گرما در کانال‌های چند گذره مارپیچی در هر دو حالت ثابت و دوار انجام شده است. لذا به بخشی از مطالعات پیشین می‌پردازیم. وگنر و همکارانش [۴] در مطالعه تجربی بر روی کانال‌های چهار گذره‌ی مارپیچ با جریان شعاعی ورودی و خروجی در مقیاس بزرگ، اثر نیروهای کوریولیس و شناوری را بر روی میزان جریان و انتقال گرما مورد تجزیه و تحلیل قرار دادند. مشاهده گردیده تأثیرات این نیروها باعث تفاوت قابل توجه بر ضریب انتقال گرمای محلی در سطوح فشاری و مکشی می‌گردد، به طوری که بسته به جهت چرخش و جهت جریان شعاعی درون گذرگاه‌ها، میزان این ضریب در یک سطح ۶۰ درصد کاهش و در سطح دیگر ۲۵۰ درصد افزایش می‌یابد. هوانگ و همکارانش [۵] بر روی انتقال گرما در کانال چهار گذره‌ی بدون آشفته کننده جریان، تحت شرایط واقعی توربین‌های گازی، پارامترهای مختلفی همچون عدد پرناتل و عدد رینولدز، عدد چرخش در تحریک نیروی کوریولیس و عدد گرافش در نیروی گریز از مرکز را مطالعه کردند. چرخش باعث به وجود آمدن جریان ثانویه‌ای خواهد شد که عاملی بر افزایش میزان انتقال گرما در سطح فشاری و کاهش بر سطح مکشی کانال خنک‌کننده می‌شود. شولر و همکارانش [۶] در مطالعه عددی و تجربی در عدد رینولدز ۱۰۰۰۰۰، اثر پره‌های راهنما را، با

توجه به تعداد و موقعیت مکانی متفاوت در خم متصل کننده‌ی گذرگاه‌ها، بر روی میزان افت فشار و انتقال گرما کانال دو گذره‌ی ریب‌دار، در حالت بدون چرخش مورد بررسی قرار داده‌اند. حسینعلی پور و همکارانش [7] با بهره‌گیری از ریب‌های V-شکل دارای زاویه ۶۰ درجه در کانال تک گذره با هدف افزایش آشفته‌گی جریان و انتقال گرما، دو چیدمان خطی و غیر خطی از این نوع ریب‌ها را بر سطوح پیشرو و پسرو کانال خنک کننده، مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان می‌دهد که ریب‌ها باعث تولید جریان ثانویه عرضی و افزایش انتقال گرما در کانال می‌شود و همچنین عملکرد حرارتی در ریب‌های V-شکل با آرایش غیر خطی در حدود ۱۲ درصد بیشتر نسبت به آرایش خطی گزارش شده است. لی و همکارانش [8] اثر حضور و عدم حضور پره‌ی راهنما را در ناحیه‌ی خم U-شکل بر ساختار جریان توربولانس و انتقال گرما کانال‌های چهار گذره صاف (بدون سطوح آشفته‌ساز) در محدوده‌ی رینولدز ۱۰۰۰۰ تا ۴۰۰۰۰ و سرعت دوران صفر تا ۴۰۰ rpm توسط دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) با استفاده از مدل توربولانسی k- ω SST نرم‌افزار Fluent مورد مطالعه‌ی عددی قرار دادند. نسبت ابعادی گذرگاه‌ها متفاوت است، به طوری که گذرگاه اول و چهارم یک به یک و گذرگاه دوم و سوم یک به دو می‌باشند. چو و همکارانش [9] توسط مدل توربولانسی smc- ω شبیه‌سازی سه بعدی جریان توربولانس و انتقال گرما در کانال چهار گذرگاه صاف با نسبت ابعادی دو به یک در شرایط چرخش و بدون چرخش را بررسی کردند. این مطالعه در دو عدد رینولدز ۱۰۰۰۰ و ۲۵۰۰۰ و همچنین محدوده عدد چرخش ۰ تا ۰/۲ در دو حالت تغییر زاویه‌ی کانال نسبت به محور دوران ۹۰ و ۴۵ درجه، انجام شده است. بیشتر تمرکز این مطالعه بر روی تأثیر عملکرد پره‌ی راهنما در خم واصل گذرگاه‌های دوم و سوم بوده است. اریلی و همکارانش [10] در پژوهش عددی و آزمایشگاهی بر روی اثر هندسه‌ی خم بر الگوی جریان توربولانس و توزیع انتقال گرما سه بعدی در کانال دو گذرگاه بدون چرخش در اعداد رینولدز ۲۵۰۰۰، ۳۵۰۰۰ و ۴۵۰۰۰ با تغییر هندسه‌ی دیواره‌های داخلی و خارجی خم، چهار حالت متفاوت را بررسی کردند. آکاریا و همکارانش [11] با استفاده از مدل توربولانسی k- ϵ Realizable استفاده از رفتار افزایش دیواره^۵ تأثیر هندسه‌ی خم را بر روی انتقال گرما و افت فشار به جهت طرحی مناسب مدارهای مارپیچ داخلی خنک‌کننده‌ی توربین‌گاز، ده هندسه را مورد بررسی قرار دادند. هدف آن‌ها کاهش افت فشار و افزایش ضریب انتقال گرما کلی کانال در ناحیه‌ی خم و بعد آن بوده است. بهینه‌سازی طراحی یک کانال U-شکل مارپیچ بدون چرخش برای خنک‌کننده داخلی، با هدف پایین آوردن افت فشار توسط کولتی و همکارانش [12, 13] در عدد رینولدز ۴۰۰۰۰ و ماخ ۰/۰۵ با نسبت ۱:۱ به صورت عددی و تجربی انجام شده است. نتایج عددی حاصل شده از مدل توربولانسی k- ϵ در اعداد رینولدز پایین توسط نرم‌افزار Open foam، با نتایج تجربی سرعت سنجی ذرات^۶ که جزئیات جریان را مورد سنجش قرار داده، اعتبارسنجی شده است. حسینعلی پور و همکارانش [14] در مطالعه تجربی بر روی کانال دو

⁴ Rotation number

⁵ Enhanced wall treatment

⁶ Particle image velocimetry (PIV)

¹ Leading edge

² Serpentine passage

³ Trailing edge

یک پره راهنما ساده در نزدیکی خم داخلی و یک پره گنبدی در نزدیکی خم خارجی مقایسه شده است. نتایج نشان می‌دهد که به کارگیری دو پره راهنما (یک پره ساده و دیگری پره گنبدی شکل) در ناحیه خم میزان افت فشار را تا ۷۰ درصد نسبت به حالت مینا کاهش می‌دهد.

بر اساس پژوهش‌های انجام شده، کانال‌های چند گذرگاه با خم‌های اتصال دهنده گذرگاه‌ها، نقش بسزایی بر روی خنک‌کاری داخلی پره‌های توربین‌گاز ایفا می‌کنند. بیشتر این مطالعات به صورت تجربی بوده و کمتر به صورت عددی به شبیه‌سازی پارامترهای خنک‌کاری داخلی، جزئیات و پیچیدگی‌های برهم‌کنش جریان‌ات آن متمرکز شده است. در پژوهش پیشرو به مطالعه سه‌بعدی عددی انتقال گرما و جریان پایا درون کانال خنک‌کننده چهار گذرگاه در شرایط ثابت و چرخان پره پرداخته شده است. در این مطالعه علاوه بر شبیه‌سازی مدل تجربی هوانگ و همکارانش [5]، این کانال خنک‌کننده چهار گذرگاه را با استفاده از تصحیح هندسه‌ی خم واصل گذرگاه دوم و سوم به حالت U- شکل، به استفاده یا عدم استفاده از پره‌های راهنما در ناحیه‌ی خط‌المركزین خم U- شکل، با هدف کاهش افت فشار و افزایش عملکرد حرارتی کلی کانال خنک‌کننده داخلی انجام شده است.

۲- پارامترهای هندسی

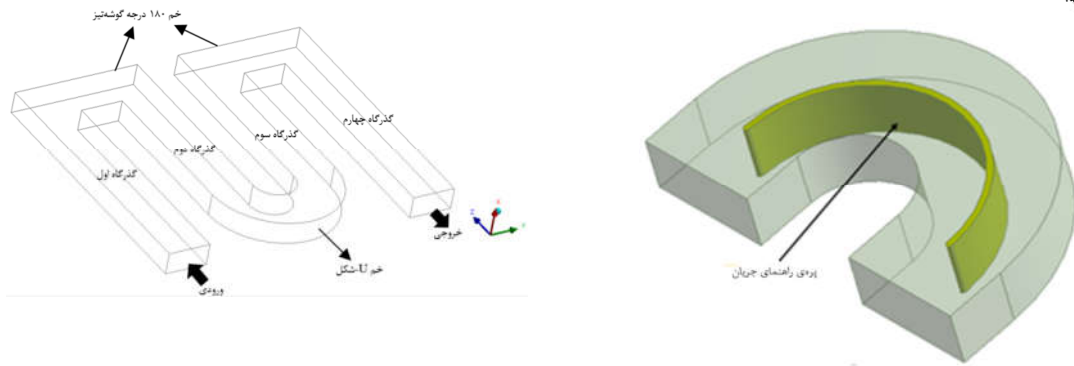
در این قسمت به بیان جزئیات هندسی کانال خنک‌کننده مورد مطالعه پرداخته شده است. کانال چهار گذرگاه‌ی بدون زبری با نسبت ابعادی ۲:۱، که ناحیه‌ی خم متصل‌کننده گذرگاه اول و دوم و همچنین سوم و چهارم آن را خم ۱۸۰ درجه با گوشه‌های تیز و اتصال‌دهنده‌ی گذرگاه دوم و سوم را خم U-شکل (خم ۱۸۰ درجه گرد) که به آن اصطلاحاً ناحیه‌ی توپی^۱ گویند، تشکیل داده است. شکل ۱ هندسه‌ی سیستم خنک‌کننده و نواحی مختلف آن را نمایان می‌کند. همچنین پارامترهای هندسی کانال به شرح جدول ۱ می‌باشد. این مسیرها حدود ۸۰ درصد از خنک‌کاری داخلی را دربر می‌گیرند. لذا جهت مطالعه بر روی این گذرگاه‌ها، کانال چهار گذرگاه‌ای که در سال ۱۹۹۹ توسط هوانگ و همکارانش [5] مورد مطالعه‌ی تجربی قرار گرفته شده را به‌عنوان مرجع شبیه‌سازی خود قرار داده‌ایم.

جدول ۱- پارامترهای هندسی مربوط به کانال چهار گذرگاه‌ی

پارامتر	مقادیر (mm)
شعاع داخلی پره‌ی راهنما	۱۹/۵
شعاع خارجی پره‌ی راهنما	20/5
قطر هیدرولیکی کانال	13/33
طول گذرگاه اول و چهارم	۱۰۰
طول گذرگاه دوم و سوم	۹۰
شعاع داخلی خم	10
شعاع خارجی خم	30

^۱ Hub region

گذرگاه به آنالیز سیالاتی و گرمایی اثرات دوران و شناوری دورانی در خنک‌کاری داخلی پرداختند. به طور واضح دیده شد که دوران کانال باعث اختلاف میدان جریان و انتقال گرما بر روی سطح پسرو و پیشرو کانال خنک‌کننده خواهد داشت. در بررسی عددی توسط سینگ و همکارانش [15] بر روی کانال‌های چهار و شش گذرگاه صاف و دارای ریب آشفته‌کننده جریان، با هدف خنثی کردن اثر نیروی کوریولیس و گریز از مرکز با بهره‌گیری از مدل توربولانسی k-ε Realizable رفتار افزایش‌دهی دیواره مورد شبیه‌سازی قرار گرفته شده است. محدوده‌ی این شبیه‌سازی در رینولدز ۱۲۰۰۰ تا ۸۵۰۰۰ و عدد چرخش ۰/۰۵ و ۰/۱۱ می‌باشد. نتایج نشان می‌دهد که اثر نیروی کوریولیس و گریز از مرکز خنثی شده و سطوح حرارتی فشاری و مکشی در میزان تقریباً یکسانی قرار دارند. تنها در گذرگاه اول به دلیل اثر نیروی گریز از مرکز بر شرایط ورودی مسئله این میزان حرارت در سطح مکشی و فشاری اختلاف اندکی دارد. برایم [16] در رینولدز ۲۵۰۰۰، عدد چرخش ۰/۲۴ و نسبت چگالی ۰/۱۳، متمرکز بر روی مطالعه‌ی عددی، کانال چهار گذرگاه چرخان غیرمتعامد نسبت به محور دوران با آرایش غیرخطی ریب‌های گوشه گرد ۴۵ درجه نسبت به جریان اصلی پرداخته است. ریب‌ها در دو سطح مکشی و فشاری، داخل کانال خنک‌کننده قرار گرفته است. این شبیه‌سازی توسط مدل توربولانسی smc-ω در نرم‌افزار CFX، به‌طور مقایسه‌ای بین دو حالت متفاوت در زاویه قرارگیری ریب‌ها نسبت به جریان عبوری از گذرگاه‌ها پرداخته شده است. نتایج بدست آمده نشان می‌دهد که مدل توربولانسی تنش رینولدزی smc-ω مناسب جهت شبیه‌سازی جریان و انتقال گرما کانال‌های چهارگذرگاه می‌باشد. در بررسی عددی دیگر جهت کاهش میزان افت فشار در خم متصل‌کننده دو گذرگاه توسط نامگونگ و همکارانش [17]، هندسه خم U-شکل اصلاح‌شده توسط فرآیند بهینه‌سازی پارامترهای هندسی و استفاده از مدل تک معادله‌ای اسپارات الماراس مورد ارزیابی قرار گرفته شده و همچنین ضریب افت فشار ناشی از این هندسه نسبت به حالت مینا در حدود ۶۳/۳ درصد کاهش داشته است. در مطالعه تجربی لی و مون [18] اثر وجود پره‌ی راهنما را در ناحیه خم U-شکل بر روی میزان انتقال گرما و جریان سیال کانال چند گذرگاه با نسبت ابعادی دو به یک در اعداد چرخش بالا را مورد ارزیابی قرار داده‌اند. تمرکز این مطالعه بر روی گذرگاه دوم و سوم و همچنین خم متصل‌کننده گذرگاه دوم و سوم می‌باشد. دوران کانال باعث افزایش انتقال گرما بر روی سطح فشاری و کاهش آن بر سطح مکشی کانال دوم که دارای جریان ورودی شعاعیست، خواهد شد. این میزان انتقال گرما برای گذرگاه سوم به دلیل جریان شعاعی خروجی عکس گذرگاه دوم خواهد بود. قبل از خم متصل‌کننده میزان ضریب انتقال گرما تغییر نخواهد کرد اما به دلیل وجود پره‌ی راهنما انتقال گرما و به ویژه جریان در ناحیه‌ی خم و گذرگاه سوم حالت یکنواختی به خود می‌گیرد. در بررسی عددی دیگر بر روی کانال‌های خنک‌کننده بدون چرخش با تمرکز بر ناحیه‌ی خم، وو و همکارانش [19] بر روی چهار کانال مختلف دو گذرگاه، به صورت مقایسه‌ای میزان افت فشار و انتقال گرما را در ناحیه خم U-شکل، تاثیر گونه‌ی خاصی از پره‌ی راهنما را با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی و حل معادلات RANS مورد ارزیابی قرار داده‌اند. در این مطالعه کانال ساده به عنوان حالت مینا با کانال با یک پره راهنمای، دو پره راهنما و کانال



شکل ۱- شکل هندسی اصلاح شده مورد بررسی در شبیه‌سازی عددی

شرایط ثابت و چرخان با استفاده از خواص سیال گزارش شده مطابق جدول ۲، انجام شده است. در این پژوهش برای تمامی حالات مورد بررسی شرط مرزی در ورودی کانال‌های خنک‌کننده، سرعت ورودی^۶ در نظر گرفته شده است. برای تحلیل و مقایسه نتایج با یکدیگر، مطالعه در سه عدد رینولدز مختلف، ۴۰۰۰۰، ۲۰۰۰۰ و ۶۰۰۰۰ انجام شده است. لذا سرعت‌های ورودی بر اساس قطر هیدرولیکی کانال و خواص ورودی آن می‌باشند. شرط مرزی در خروج نیز فشار خروجی^۷ می‌باشد. شرط مرزی هیدرولیکی و حرارتی دیواره‌های کانال خنک‌کننده را به ترتیب بدون لغزش^۸ و شار ثابت در نظر گرفته شده است. شار گرمایی به‌تمامی دیواره‌ها به‌جز پره‌ی راهنما، برابر ۵۶۴۰ وات بر متر مربع می‌باشد.

جدول ۲- مقادیر خواص سیال خنک‌کننده در کانال

پارامتر	مقادیر
Pr	۰/۷۱
$T_{inlet}(K)$	۲۸۳
$\rho(kg/m^3)$	۵/۹۴
$\lambda(W/m.K)$	۰/۰۲۵۱۳۲
$\mu(kg/m.s)$	۱/۷۷۸e-۵

۳-۳- معادلات حاکم و پارامترهای مورد بررسی

معادلات اساسی سیال تراکم‌ناپذیر و پایا در ناحیه‌ی محاسباتی به صورت روابط (۱-۳) می‌باشد:

معادله پیوستگی (۱) $\nabla \cdot U = 0$

معادله مومنوم (۲) $\nabla \cdot (\rho U \otimes U) = \nabla \cdot (-p\delta + \mu(\nabla U + (\nabla U)^T) - \frac{1}{2}\rho\Omega \times U - \frac{1}{2}\rho\Omega \times (\Omega \times r))$

معادله انرژی (۳) $\nabla \cdot (k\nabla T + U \cdot \nabla p + \tau \cdot \nabla U) + S_e = 0$

در معادله مومنوم جملات ۱ و ۲ به ترتیب شتاب کوریولیس و گریز از مرکز می‌باشند. جهت شبیه‌سازی جریان توربولانس از مدل آشفتگی

۳- رویکرد محاسباتی

۳-۱- حلگر عددی

تمامی معادلات جریان و انرژی، در حالت پایا حل شده‌اند. هوا، به عنوان سیال انتخابی جهت خنک‌کاری و اختلاف دمایی ناچیز آن (حدود ۳۰°C) در ورود و خروج کانال خنک‌کننده، سبب تغییرات جزئی در مقدار خواص سیال می‌گردد. همچنین با توجه به مقدار سرعت ورودی کانال‌ها در سه عدد رینولدز مختلف (عدد ماخ آن‌ها کمتر ۰/۳ می‌باشد)، معادلات جریان در حالت تراکم‌ناپذیر و مقدار چگالی در طول جریان کانال ثابت در نظر گرفته شده است. به دلیل پیچیدگی تحلیل هندسه مورد نظر در محدوده‌ی عددی رینولدز مورد مطالعه، از مدل‌های آشفتگی مختلفی، جهت تحلیل جریان و انتقال گرما استفاده شده است. بنابراین از بین این مدل‌ها، باتوجه به نتایج آزمایشگاهی، مدل آشفتگی تنش رینولدزی-تنش رینولدز^۱ به‌عنوان مدل برتر شبیه‌سازی برگزیده شده است. در قسمت روش حل در نرم‌افزار Fluent، برای حل و کوپله شدن معادلات سرعت و فشار از طرح سیمپل^۲ بهره گرفته شده است. مطابق اعتبارسنجی انجام شده، گسسته‌سازی معادلات مومنوم و انرژی، در حالت پیشرو مرتبه‌ی دوم^۳ همگرایی و نتایج مطلوب‌تری در مقایسه با نتایج آزمایشگاهی به نسبت حالت پیشرو مرتبه‌ی اول^۴ نشان داده است. همچنین برای گسسته‌سازی معادلات فشار از حالت استاندارد استفاده شده است. جهت شبیه‌سازی پره‌های دوار، از حل‌گر قاب مرجع چرخان^۵ در Fluent استفاده شده است. توسط این حل‌گر، نیروی کوریولیس و گریز از مرکز به دامنه‌ی محاسباتی اعمال می‌شود و کل کانال خنک‌کننده داخلی در معرض این نیروهای خارجی قرار خواهند گرفت. پره‌های دوار دارای سرعت زاویه‌ای ثابت ۱۰۰۰rpm و شعاع دورانی ۴۸۰ میلی‌متر مورد شبیه‌سازی قرار گرفته‌اند.

۳-۲- شرایط مرزی و خواص سیال

شبیه‌سازی جریان و انتقال گرما در کانال‌های چهار گذرگاه در

¹ RSM-Omega stress model
² Simple
³ Upwind second order
⁴ Upwind first order
⁵ Moving reference frame (MRF)

⁶ Velocity inlet
⁷ Pressure outlet
⁸ No slip

$$\eta = \frac{Nu}{Nu_0} \left(\frac{f}{f_0}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (9)$$

۳-۴- شبکه‌بندی و مطالعه استقلال از شبکه

شبکه‌بندی با استفاده از نرم افزار Ansys Meshing ایجاد شده است. با توجه به اینکه، این مطالعه به بررسی جریان و انتقال گرما در شرایط کاملاً توربولانس پرداخته است، لذا شبیه‌سازی کاملاً به چگونگی حل یا مدل‌سازی زیر لایه‌ی لرج وابسته می‌باشد. برای تحلیل زیرلایه‌ی لرج^۱، توابع دیواره‌ی^۲ موجود در Fluent قادر به ارائه‌ی نتایج مناسب نخواهند بود. بخصوص در نواحی خمیده‌ی خم‌ها که پدیده‌ی جدایش^۳ و اتصال مجدد سیال^۴ رخ می‌دهد. بنابراین برای رسیدن به نتایج قابل قبول از ویژگی رفتار ویژه‌ی دیواره استفاده شده است. به همین منظور فاصله اولین شبکه از دیواره به گونه‌ای انتخاب شده است که +y بین ۱ تا ۵ قرار داشته باشد. به همین منظور می‌توان تمامی جریانات نزدیک دیواره را مورد شبیه‌سازی قرار داد. در ناحیه‌ی بالادست لایه‌مرزی حداقل نیاز به 20 الی 30 المان خواهیم داشت تا تقریباً تمامی پدیده‌های حاصل از جدایش جریان، اتصال مجدد جریان، جریانات ثانویه^۵ ناشی از خم‌ها و همچنین جریانات ثانویه ناشی از دوران کانال را در دامنه‌ی محاسباتی، نمایش داد. برای استقلال از شبکه با استفاده از مدل توربولانسی هفت معادله‌ای تنش رینولدزی-تنش امگا در عدد رینولدز ۲۰۰۰۰، کانال چهار گذرگاه با پره‌ی راهنما را مورد سنجش قرار گرفته است. این استقلال از شبکه برای کانال صاف در جدول 3 با توجه به المان‌های مختلف ارائه شده است. میزان درصد خطای ناسلت محاسبه شده برای هر المان، بر اساس ریزترین شبکه بندی یعنی ۶۰۲۷۶۰۶ می‌باشد. لذا با توجه به کمترین میزان خطا و همچنین کاهش فرآیند هزینه‌های محاسباتی، از شبکه با تعداد المان ۳۴۶۲۵۸۹ جهت شبکه مستقل از المان معرفی شده است.

جدول ۳- بررسی مقدار متوسط ناسلت برای کانال چهار گذرگاهی

ریب‌دار با پره‌ی راهنما برای نشان دادن استقلال از مش در رینولدز ۲۰۰۰۰

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

smc- ω ، که یکی از مدل‌های تنش رینولدزی می‌باشد استفاده شده است. معادله (۴) مدل توربولانسی تنش رینولدزی را بیان می‌کند.

$$\frac{\partial}{\partial x_k} (U_k \rho \tau_{ij}) = -\rho P_{ij} + \frac{2}{3} \beta' \rho \omega K \delta_{ij} - \rho \Pi_{ij} \quad (4)$$

$$+ \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma} \right) \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_k} \right) + G_{ij}$$

$$\tau_{ij} = \overline{u_i u_j}; P_{ij} = \tau_{ik} \frac{\partial U_j}{\partial x_k} + \tau_{jk} \frac{\partial U_i}{\partial x_k}$$

$$\Pi_{ij} = \beta' C_1 \rho \omega \left(\tau_{ij} + \frac{2}{3} K \delta_{ij} \right) - \hat{\alpha} \left(P_{ij} - \frac{2}{3} P \delta_{ij} \right)$$

$$- \hat{\beta} \left(D_{ij} - \frac{2}{3} P \delta_{ij} \right) - \hat{\gamma} \rho k \left(S_{ij} - \frac{1}{3} S_{kk} \delta_{ij} \right)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right); P = \frac{1}{2} P_{kk}$$

$$D_{ij} = \tau_{ik} \frac{\partial U_k}{\partial x_j} + \tau_{jk} \frac{\partial U_k}{\partial x_i}$$

$$G_{ij} = \rho \Omega_k \cdot (\tau_{jm} \varepsilon_{ikm} + \tau_{im} \varepsilon_{jkm}); \mu_t = \rho \left(\frac{K}{\omega} \right)$$

$$K = \frac{1}{2} \tau_{ii}$$

در رابطه (۴) به ترتیب $G_{ij}, \Pi_{ij}, P_{ij}, S_{ij}$ ترم سیستم چرخان، رابطه فشار کرنش، ترم تولید تانسور تنش رینولدزی و تانسور کرنش برشی می‌باشد [20]. در معادله (۵) رابطه تنش رینولدزی smc- ω براساس فرکانس توربولانسی ω بیان شده است.

$$\frac{\partial}{\partial x_k} (U_k \rho \omega) = \alpha \rho \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 \quad (5)$$

$$+ \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_k} \right)$$

این مطالعه بر اساس سه پارامتر اساسی میزان نسبت ناسلت، میزان نسبت افت اصطکاک و عملکرد کلی حرارتی مورد ارزیابی قرار گرفته است [21]. مطابق معادله (۶) به محاسبه‌ی میزان ضریب انتقال گرما و عدد ناسلت با توجه به شار گرمایی ثابت، دمای میانگین دیواره‌ها پرداخته شده است.

$$Nu = \frac{q''}{T_w - T_{bulk}} \frac{D_h}{\lambda} = \frac{h D_h}{\lambda} \quad (6)$$

$$\frac{Nu}{Nu_0} = \frac{h D_h}{\lambda} \frac{1}{0.23 Re^{0.8} Pr^{0.4}} \quad (7)$$

معادله (۷) بیانگر نسبت ناسلت است. این عدد معیاری برای سنجش میزان انتقال گرما سطوح مختلف نسبت به ناسلت جریان توربولانس کاملاً توسعه یافته در کانال با سطح صاف می‌باشد.

$$\frac{f}{f_0} = \frac{(\Delta p)_{total}}{2 \rho V^2} \frac{D_h}{\Delta x} \frac{1}{0.079 Re^{-0.25}} \quad (8)$$

ضریب افت اصطکاک f_0 و نسبت افت اصطکاک $\frac{f}{f_0}$ به ترتیب بر اساس روابط (۸) بیان می‌شود. f ضریب افت اصطکاک جریان توربولانس کاملاً توسعه یافته در حالت بدون چرخش برای کانال صاف می‌باشد. افت فشار نسبت به فشار ورودی و خروجی سیال از کانال سنجیده خواهد شد. برای سنجش و مقایسه میزان انتقال گرما تولیدی نسبت به افت فشار ایجاد شده در کانال‌های خنک‌کننده، از پارامتر راندمان یا عملکرد کلی حرارتی مطابق رابطه (۹) استفاده خواهد شد.

¹ Viscos Sublayer

² Wall Function

³ Separation flow

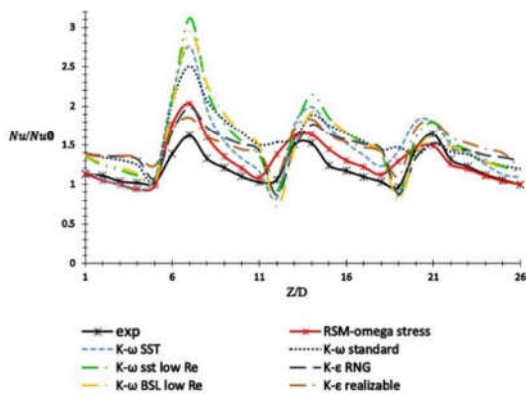
⁴ Flow attachment

⁵ Secondary flow

۴- نتایج

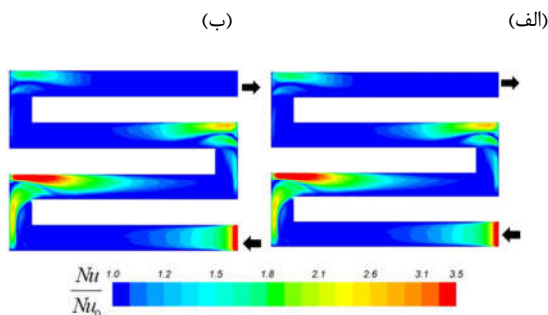
۴-۱- اعتبارسنجی نتایج حالت با و بدون چرخش کانال چهار گذرگاه

جهت اعتبارسنجی شبیه‌سازی و مقایسه میزان ناسلت کانال چهار گذرگاه با خم‌های ۱۸۰ درجه‌ی تیز، با هدف یافتن نزدیک‌ترین داده‌ها به نتایج آزمایشگاهی، از مدل‌های توربولانسی، با ویژگی‌های مختلف و متفاوتی در Fluent استفاده شده است. این مقایسه در رینولدز ۲۰۰۰۰ برای شبیه‌سازی محفظه‌های بدون چرخش به انجام رسیده است. مدل‌های توربولانسی استفاده شده عبارت از: مدل‌های دو معادله‌ای نظیر مدل‌های $k-\epsilon$ و $k-\omega$ با ویژگی‌های مختلف و مدل هفت معادله‌ای تنش رینولدز^۱ بوده است. شکل ۲ نتایج نرمالایز شده‌ی ناسلت به صورت محلی بر روی سطح فشاری را برای برخی از مدل‌های توربولانسی مختلف در حالت کانال بدون چرخش نشان می‌دهد. نتایج با توجه به محل قرارگیری، ۲۶ ترموکوپلی که در حالت آزمایشگاهی بر روی سطح فشاری قرار گرفته بدست آمده است. این ترموکوپل‌ها بر روی خط مرکزی دیواره‌های سطوح فشاری گذرگاه‌ها میزان دمای دیواره را گزارش می‌دهند. با داشتن دمای توده‌ی سیال و شرایط مرزی حرارتی شار ثابت دیواره‌ها ابتدا ضریب انتقال گرما محلی و سپس ناسلت محلی برای هر نقطه را می‌توان محاسبه کرد. با توجه به نتایج تجربی مدل خنک‌کننده‌ی هوانگ و همکارانش، مشاهده می‌گردد، مدل توربولانسی هفت معادله‌ای تنش رینولدز با ویژگی تنش امگا^۲ به دلیل داشتن میزان متوسط خطای عددی کمتر نسبت به دیگر مدل‌های توربولانسی به عنوان مدل مناسب و برتر جهت شبیه‌سازی انتخاب شده است. این میزان خطای عددی متوسط برای چندی از مدل‌های توربولانسی - تنش رینولدزی، $k-\omega$ standard، $k-\omega$ sst، و $k-\epsilon$ Realizable به ترتیب برابر ۱۰/۳۶، ۲۲/۱۸، ۲۹/۶۱، ۲۳/۵۰ درصد می‌باشد. ضمناً در حالت ثابت مطابق نتایج تجربی مشاهده شده که سطوح فشاری^۳ و مکشی^۴ روبروی هم میزان ناسلت یکسانی دارند. زیرا توزیع جریان بر روی سطوح فشاری و مکشی تقریباً یکسان می‌باشد.



شکل ۲- مقایسه‌ی مدل‌های توربولانسی مختلف در بدست آوردن میزان نسبت ناسلت بر روی سطح فشاری کانال بدون چرخش در رینولدز ۲۰۰۰۰

شکل ۳ مربوط به شبیه‌سازی کانتور نسبت ناسلت با استفاده از مدل توربولانسی تنش رینولدزی برای کانال خنک‌کننده‌ی بدون چرخش مطالعه‌ی تجربی هوانگ و همکارانش [۵] می‌باشد. همان‌طور که از شکل مشهود است، توزیع نسبت ناسلت در حالت بدون چرخش بر روی سطوح فشاری و مکشی به صورت یکسان می‌باشد. میزان نسبت ناسلت در نواحی اطراف خم‌ها بیشترین مقدار خود را خواهد داشت. بخصوص در خم اول، که علت آن وجود گردابه‌های دین^۵ و جریان‌های ثانویه می‌باشد. که به موجب آن هسته‌ی جریان اصلی به سمت دیواره‌های کناری ناحیه‌ی بالادست خم انتقال خواهد یافت.



شکل ۳- کانتور نسبت ناسلت محفظه‌ی بدون دوران هوانگ و همکارانش [۵] حاصل از شبیه‌سازی با مدل توربولانسی تنش رینولدزی - تنش امگا در رینولدز ۲۰۰۰۰. الف: صفحه‌ی فشاری. ب: صفحه‌ی مکشی

شکل ۴ مربوط به شبیه‌سازی کانال دوار، مدل تجربی هوانگ و همکارانش [۵] در عدد چرخش ۰/۰۴۲ می‌باشد. شبیه‌سازی توزیع ناسلت بر روی سطوح فشاری و مکشی به صورت یکسان نبوده و در گذرگاه‌های مختلف، متفاوت است. در گذرگاه اول و سوم هسته‌ی جریان اصلی به سمت دیواره‌ی فشاری بوده و همین امر باعث می‌شود که سطح فشاری خنک‌تر از سطح مکشی باشد و برای گذرگاه دوم و چهارم این هسته‌ی جریان بیشتر نزدیک سطح مکشی می‌باشد و دمای

¹ Reynolds stress model

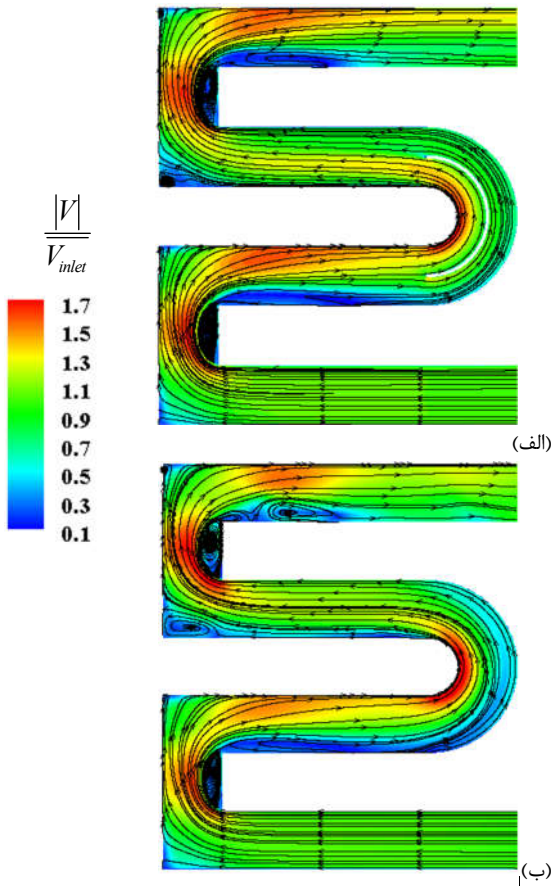
² RSM. Stress-omega

³ Pressure side (leading edge)

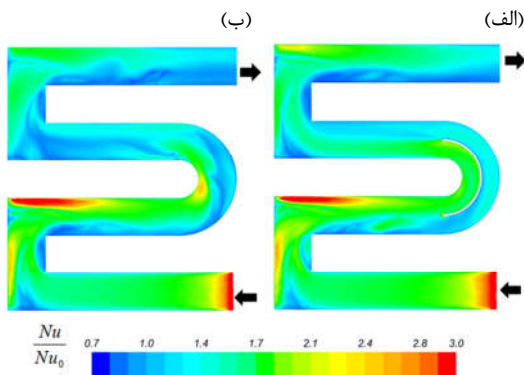
⁴ Suction side (trailing edge)

⁵ Dean vortex

ناسلت متوسط کل کانال و ناحیهی خم با افزودن پرهی راهنما در خطالرأس ناحیهی خم U-شکل، افزایش خواهد داشت.

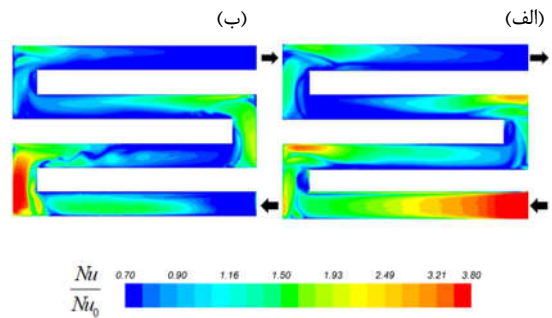


شکل ۴- نمایش تفاوت توزیع سرعت بی بعد در دو کانال صاف با و بدون استفاده از پرهی راهنما در حالت بدون چرخش در رینولدز ۲۰۰۰۰
الف: کانال با وجود پرهی راهنما در ناحیهی خم U-شکل . ب: کانال بدون پرهی راهنما در ناحیهی خم U-شکل



شکل ۵- کانتور نسبت ناسلت دو کانال خنک کننده بر روی سطح فشاری در رینولدز ۶۰۰۰۰ الف: کانال با پرهی راهنما در ناحیهی خم U-شکل . ب: کانال بدون پرهی راهنما در ناحیهی خم U-شکل

این دیواره را در سطح کمتری به نسبت دیوارهی فشاری قرار می دهد. این اختلاف ناسلت و دمای دیوارهها ناشی از نیروی کوریولیس و گریز از مرکز می باشد. اما مقدار نسبت ناسلت در گذرگاه اول بیشتر و مقدار قابل توجهی نسبت به دیگر گذرگاههای کانال دارد، علتش می تواند به دلیل اثرات ورودی جریان به کانال باشد. نسبت عدد ناسلت در گذرگاههای دوم تا چهارم روند کاهشی یکنواختی از مقدار ۳/۸ به ۱ و کمتر از یک خواهد داشت.



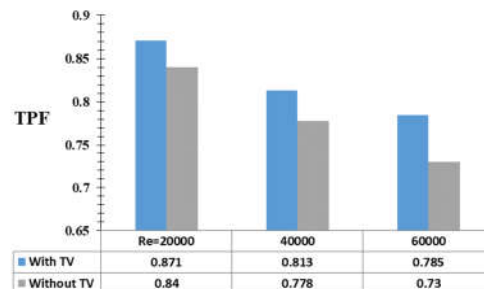
شکل ۶- کانتور نسبت ناسلت محفظهی دوار هوانگ و همکارانش [۵] با عدد چرخش ۰/۰۴۲ حاصل از شبیه سازی با مدل توربولانسی تنش رینولدزی- تنش اومگا در رینولدز ۲۰۰۰۰. الف: صفحهی فشاری ب: صفحهی مکشی

به طور کلی دیوارههای کناری مقدار ناسلتشان از سطوح فشاری و مکشی کمتر می باشد. برای اعتبار سنجی سیستم خنک کاری در حالت دوار و همچنین جهت نشان دادن تاثیرات نیروی کوریولیس بر جریان روی سطح مکشی و فشاری گذرگاهها، از مدل توربولانسی تنش رینولدزی بر پایه $k-\omega$ استفاده شده است. این مدل توربولانسی نیز بنا به پژوهش و توصیه های براهیم و چو [۸، ۱۴] جهت شبیه سازی حالت دوار خنک کننده داخلی و همچنین ویژگی های معادلات آن مناسب می باشد. میزان خطای متوسط عددی نسبت ناسلت برای سطوح فشاری و مکشی متفاوت و به ترتیب برابر ۱۵/۵۰ و ۱۸/۱۰ درصد نسبت به نتایج تجربی بر روی این سطوح می باشد.

۵- بهبود کانال خنک کننده چهار گذرگاه ۵-۱- بررسی تاثیر پرهی راهنما در کانال خنک کننده بدون دوران

شکل ۵ مقایسهی بین توزیع سرعت جریان بی بعد در دو کانال در دو حالت با و بدون پرهی راهنما را در ناحیهی خم برای صفحهی متقارن $X/D=0/376mm$ در رینولدز ۲۰۰۰۰ نشان می دهد. دیده شده وجود پرهی راهنما در ناحیهی خم U-شکل باعث کاهش ناحیهی حباب جدایش، چرخش سیال در جریان بالادست خم، در نزدیکی انحنای داخلی آن می گردد. همچنین یکنواختی جریان در ناحیهی خم U-شکل و گذرگاه بعد از آن خواهد شد. به همین منظور افت فشار ناشی از کل گذرگاه، نسبت به حالت بدون استفاده از پرهی راهنما در خم کاهش می یابد. بنابراین به دلیل یکنواخت تر شدن توزیع جریان در گذرگاه سوم و همچنین داخل خم، میزان انتقال گرما بر روی سطوح حالت یکنواختی خواهد داشت. لازم به ذکر است که میزان نسبت

برای کانال تصحیح شده افزایش نسبت ناسلت به حالت بدون استفاده از پرهی راهنما برای رینولدزهای مختلف متفاوت خواهد بود، به طوری که برای سه رینولدز ۲۰۰۰۰، ۴۰۰۰۰ و ۶۰۰۰۰ به ترتیب برابر ۲/۰۷، ۱/۱۸ و ۱/۲۴ درصد افزایش داشته است. همچنین جریان توسط پرهی راهنما در ناحیهی U-شکل به دو جریان مستقل از هم تقسیم خواهد شد. به طوری که میزان نسبت ناسلت بین ناحیه دیوارهی داخلی خم و پرهی راهنما بیشتر از ناحیهی دوم حاصل از تقسیم بندی می باشد. شکل ۶ نشان دهندهی میزان توزیع نسبت ناسلت متوسط دو کانال با و بدون پرهی راهنما در ناحیهی خم U-شکل کانال خنک کننده در رینولدز ۶۰۰۰۰ می باشد. افزایش انتقال گرما به تنهایی برای ناحیهی خم برای کانال دارای پره راهنما در محدودهی رینولدز ۲۰۰۰۰ تا ۶۰۰۰۰ به ترتیب برابر ۱۳/۴۸، ۳/۲۱ و ۶/۱۰ درصد خواهد بود. مشاهده شده با افزایش عدد رینولدز تأثیر این هدایت گر جریان به عنوان تقویت کنندهی انتقال حرارت درون ناحیه خم U-شکل نیز کمتر خواهد شد. با توجه به بررسی داده ها، تقویت انتقال گرما ناشی از تأثیر پرهی راهنما در ناحیهی خم U-شکل و گذرگاه سوم و به میزان کمی از گذرگاه چهارم بوده است، و هیچ تأثیری بر روی جریان و انتقال گرما قبل از ناحیهی خم U-شکل ندارد. در ارتباط با بررسی میزان نسبت ضریب اصطکاک می توان گفت که با افزایش رینولدز کارایی و استفاده از این هدایت گر جریان بهتر و بیش از پیش احساس می شود به طوری که استفاده از پرهی راهنما این ضریب، را در سه رینولدز ۲۰۰۰۰، ۴۰۰۰۰ و ۶۰۰۰۰ به ترتیب به مقدار ۴/۷۷، ۹/۱۵ و ۱۷/۲۰ درصد کاهش داده است. برای بررسی و مشخص نمودن این که افزایش انتقال گرما در مقابل اینکه چه میزان ضریب اصطکاک و افت فشار در کانال خنک کننده داخلی به وجود آورده شده، از ضریب عملکرد حرارتی بهره گرفته خواهد شد. شکل ۷ بیانگر تأثیر و مقایسهی وجود یا عدم وجود پرهی راهنما در ناحیه خم U-شکل بر میزان ضریب عملکرد کلی حرارتی محفظهی خنک کننده داخلی می باشد. وجود پرهی راهنما در تمامی اعداد رینولدز مورد بررسی، اثر مثبت داشته و باعث افزایش راندمان حرارتی کلی محفظهی داخلی می شود، به طوری که برای اعداد رینولدز ۲۰۰۰۰، ۴۰۰۰۰ و ۶۰۰۰۰ این راندمان نسبت به حالت عدم استفاده از پرهی راهنما در کانال ماریچ به ترتیب برابر ۳/۷۵، ۴/۴۷ و ۵/۱۷ درصد افزایش داشته است.



شکل ۷- ضریب عملکرد حرارتی کانال خنک کاری بدون چرخش در حالت عدم استفاده و یا حضور پرهی راهنما در خم در محدودهی رینولدز ۲۰۰۰۰ تا ۶۰۰۰۰

به طور کلی تصحیح کانال و همچنین افزودن پره راهنما در ناحیه خم U-شکل وصل کننده گذرگاه دوم و سوم، موجب افزایش راندمان حرارتی هوای خنک کننده در کانال ماریچ خواهد شد. جدول ۴ میزان درصد افزایش و کاهش به ترتیب انتقال گرما و افت فشار و همچنین افزایش راندمان عملکرد حرارتی را نسبت به کانال چهار گذرگاه مورد مطالعه هوانگ و همکارانش [۵] را نشان می دهد. همانطور که مشاهده می شود میزان افزایش راندمان حرارتی در حالت تصحیح خم واصل گذرگاه دوم به سوم، ۱۷ درصد افزایش، که این میزان با افزودن پره راهنما در قسمت خم تصحیح شده ۲۲/۵ درصد افزایش داشته است.

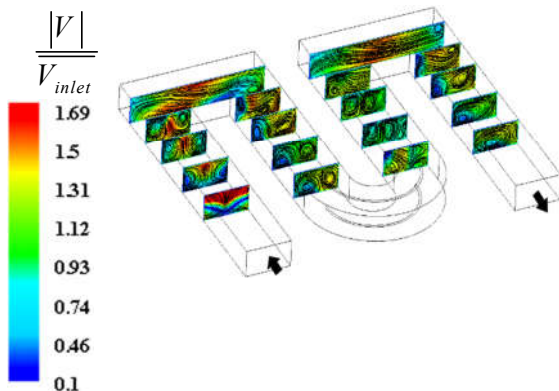
جدول ۴- میزان درصد کاهش و افزایشی پارامترهای انتقال گرما، افت فشار و راندمان حرارتی در رینولدز ۲۰۰۰۰ و نتایج آزمایشگاهی کانال چهار گذرگاه ماریچ هوانگ و همکارانش [۵]

پارامتر	کانال تصحیح شده بدون پره راهنما	کانال تصحیح شده با پره راهنما
Nu/Nu_0	+۱۴٪	+۱۶٪
f/f_0	-۸٪	-۱۳/۴٪
η	+۱۷٪	+۲۲/۵٪

۵-۲- بررسی تأثیر پرهی راهنما در کانال خنک کننده دوار

در حالت شبیه سازی پره های دوار، در ناحیهی خم U-شکل وصل کننده گذرگاه دوم و سوم، علاوه بر گردابه دین^۱ ناشی از چرخش سیال در انحنای خم، جریان ثانویه ای دیگری نیز به دلیل وجود دوران کانال، افزوده خواهد شد. این جریان ثانویه جدید ناشی از نیروهای کوریولیس و گریز از مرکز القا شده در طی دوران می باشد. ترکیب این جریانات باعث پیچیدگی شبیه سازی در بدست آوردن توزیع جریان و انتقال گرما در ناحیهی خم و گذرگاه بعد از آن می شود. اثر پره راهنما در ناحیهی خم باعث خواهد شد که گردابه های ناشی از نیروی کوریولیس و گریز از مرکز، تأثیر کمتری بر جریان اصلی بگذارند. در نتیجه سبب توزیع یکنواختر جریان نسبت به عدم استفاده از پرهی راهنما در گذرگاه سوم خواهد شد. تأثیر پرهی راهنما در ناحیهی خم U-شکل برخلاف کانال ثابت که بر میزان انتقال گرما گذرگاهها و ناحیهی خم مؤثر بودند، در حالت چرخان نیز تأثیر چندانی بر میزان نسبت ناسلت متوسط کانال خنک کننده نداشته و دیده شده که باعث کاهش جزئی میزان نسبت ناسلت نیز خواهد شد. همچنین با افزایش عدد چرخش، اختلاف میزان انتقال گرما بر روی سطوح دیواره های فشاری و مکشی بیشتر می شود. مطابق نتایج حاصل از شبیه سازی، اثرگذاری پره راهنما تنها در ناحیهی خم، ختم نمی شود. بلکه باعث توزیع یکنواخت جریان و تقویت انتقال گرما گذرگاه سوم نیز، خواهد شد. این تقویت انتقال گرما برای دیواره های سطوح فشاری و مکشی گذرگاه سوم برای کانال خنک کننده به ترتیب برابر ۶/۳۸ و ۱۰/۳۵ درصد افزایش داشته است. نصب پره های راهنما به طور کلی باعث کاهش افت فشار و نسبت ضریب اصطکاک کلی کانال می شود. علت این امر به دلیل کاهش ناحیهی جدایش و گردابه های غیر فعالی می باشد که در ناحیهی انحنای خم داخلی آغاز و

¹ Dean vortex



شکل ۹- کانتور سرعت و خطوط جریان کانال خنک کننده چرخان با پره در چرخش ۰/۱۳

۶- نتیجه گیری

مطالعه حاضر با هدف افزایش راندمان حرارتی کانال مارپیچ چهار گذرگاه صورت گرفته شده است. که با بهره گیری از پره راهنما در خم واصل گذرگاه دوم و سوم، موجب بهبود کارایی خنک کاری نسبت به مدل بررسی هوانگ و همکارانش برای کانال های ثابت و دوار می گردد. این مطالعه در محدوده ی رینولدز ۲۰۰۰۰ تا ۶۰۰۰۰ و عدد چرخش ۰/۱۳ مورد شبیه سازی عددی قرار گرفته است.

- ۱- مدل توربولانسی تنش رینولدز بر پایه ی ω به عنوان مدل توربولانسی مناسب، جهت شبیه سازی عددی کانال های مارپیچ چهار گذرگاه ثابت و دوار می باشد.
- ۲- درحالت کانال ثابت با تغییر خم ۱۸۰ گوشه تیز ناحیه وصل کننده گذرگاه دوم و سوم، به خم U-شکل، علاوه بر کاهش چشمگیر افت فشار و یکنواخت شدن جریان و انتقال گرما ناحیه ی خم و گذرگاه سوم، میزان انتقال گرما نیز افزایش داشته است.
- ۳- درحالت کانال ثابت با افزودن پره راهنما در ناحیه ی خم U-شکل، باعث کاهش ناحیه ی حباب جدایش، چرخش سیال در جریان بالادست خم مخصوصا در نزدیکی انحنای داخلی خم می شود. که سبب یکنواختی جریان در ناحیه ی خم U-شکل و گذرگاه بعد از آن خواهد شد. به همین منظور باعث کاهش افت فشار تا ۱۷ درصد در کل کانال خنک کننده می گردد. همچنین در نواحی خم و گذرگاه سوم میزان توزیع انتقال گرما حالت یکسان و یکنواختی را به خود می گیرد.

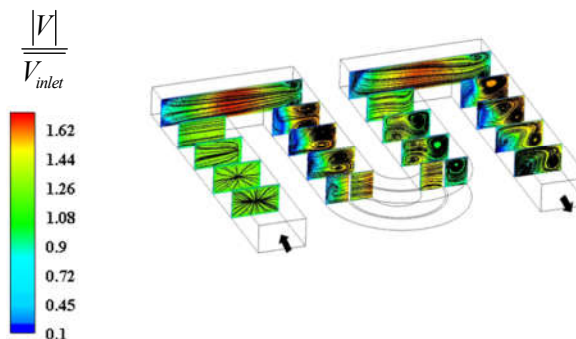
- ۴- در حالت کانال دوار به دلیل اعمال نیروی کوریولیس و گریز از مرکز به جریان اصلی و همچنین جریان ثانویه ناشی از انحنای خم ها، جریان بسیار پیچیده ای را خواهیم داشت. پره هدایت کننده جریان تاثیر چندانی بر روی میزان انتقال گرما کانال خنک کننده ندارد اما به دلیل

تا جریان پایین دست گذرگاه سوم ادامه پیدا می کند. همچنین باعث کاهش گرادیان فشار بین دیواره ی خم داخلی و خارجی ناحیه ی خم U-شکل می گردد. در جدول ۵ اطلاعات مربوط به میزان پارامترهای مختلف را به صورت مقایسه ای بین دو حالت استفاده یا عدم استفاده از پره های راهنما در کانال صاف نشان داده است. در کل وجود پره راهنما در حالت چرخان به دلیل کاهش ۲۰ درصدی افت فشار در کانال، راندمان حرارتی در حدود ۹/۴ درصد افزایش داشته است.

جدول ۵- وجود یا عدم وجود پره ی راهنما در خم متصل کننده گذرگاه دوم و سوم در حالت کانال دوار صاف با عدد چرخش ۰/۱۳

کانال صاف	Nu	Nu/Nu_0	f/f_0	η
وجود پره راهنما	۸۷/۳۱	۱/۵۲	۴/۵۳	۰/۹۳
عدم وجود پره راهنما	۸۸/۱۵	۱/۵۳	۵/۶۷	۰/۸۵

شکل ۸ و شکل ۹ به ترتیب نشان دهنده ی کانتور سرعت بی بعد و خطوط جریان در صفحات مختلف برای کانال دارای هدایتگر در دو حالت ثابت و چرخان می باشد. در گذرگاه های مختلف شاهد برهم کنش جریانات ثانویه ناشی از نیروی کوریولیس و خم ها می باشیم. همین امر موجب تقویت انتقال گرمای بیشتر نسبت به حالت بدون چرخش است. زمانی که عمده ی سیال به سمت یک دیواره سوق پیدا می کند، در محدوده ای از گذرگاه سیال به صورت ضربه ای به دیواره ی مورد نظر برخورد خواهد کرد. این پدیده عاملی برافزایش انتقال گرما بر آن دیواره می باشد. نیروی گریز از مرکز تأثیر زیادی بر روی افت فشار استاتیکی و ضریب اصطکاک خواهد داشت. به طور کلی در حالتی که عدد چرخش مخالف صفر است، افت فشار استاتیکی با نیروی گریز از مرکز بالانس خواهد بود و توزیع فشار در راستای گذرگاه ها افزایش پیدا می کند که با افزایش عدد چرخش این حالت نیز بهتر دیده خواهد.



شکل ۸- کانتور سرعت و خطوط جریان کانال خنک کننده ثابت با پره راهنما در رینولدز ۶۰۰۰۰

کاهش افت فشار موجب افزایش راندمان حرارتی تا ۹/۴ درصد نسبت به عدم استفاده از پره راهنما در خم U-شکل خواهد شد.

۷- نمادها

علائم انگلیسی

A	مساحت، m^2
D_h	قطر هیدرولیکی
h	ضریب انتقال گرمای همرفتی، $W/m^2.K$
Pr	عدد پرانتل
Re	عدد رینولدز
V	سرعت جریان ورودی، m/s
q	شار حرارتی، w/m^2
$y+$	فاصله بی‌بعد شبکه از دیواره

علائم یونانی

λ	رسانش گرمایی سیال، $W/m.k$
μ	لزجت دینامیکی سیال، $N/m^2.s$
Δp	افت فشار، pa
Δx	طول خط مرکزین کل کانال، m
η	ضریب عملکرد حرارتی، راندمان حرارتی
ρ	چگالی، kg/m^3

زیرنویس

w	دیواره
$bulk$	توده سیال
o	جریان در کانال صاف کاملاً توسعه یافته

۸- مراجع

- [1] Weigan B., Semmler K., Wolfersdorf J.V., Heat Transfer Technology for Internal Passages of Air-Cooled Blades for Heavy-Duty Gas Turbines. *Annals of the New York Academy of Sciences*, Vol. 934, pp. 93-179-, 2001.
- [2] Han J.C., Fundamental Gas Turbine Heat Transfer. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, Vol. 5, 2013.
- [3] Han J.C., Dutta S, Ekkad S., *Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology*. 2012.
- [4] Wagner J.H., Johnson B.V, Kopper F.C., Heat Transfer in Rotating Serpentine Passages With Smooth Walls. *Journal of Turbomachinery*. Vol. 113, pp. 330 -321-, 1991.
- [5] Hwang G.J., Tzeng S.C., Mao C.P., Heat Transfer of Compressed Air Flow in a Spanwise Rotating Four-Pass Serpentine Channel. *Journal of heattransfer*, Vol. 112.1999.
- [6] Zehnder F., Schüler M., Weigand B., Wolfersdorf J.V, and Olaf Neumann S., The Effect of Turning Vanes on Pressure Loss and Heat Transfer of a Ribbed Rectangular Two-Pass Internal Cooling Channel. *Journal of Turbomachinery*, Vol. 133, 2009.
- [7] حسینعلی پور ح. افکاری پ. شهبازیان ح.، مقایسه تاثیر چیدمان مختلف تکنولوژی ریب های V شکل در افزایش توربولانس جریان و انتقال حرارت در خنک کاری داخلی پره های توربین گاز. *مجله مهندسی مکانیک مدرس*، د. ۱۷، ش. ۵، ص ۳۱۶-۳۲۶، ۱۳۹۶.
- [8] Lei J., Su P., Xi G, Lorenzini G., The effect of a hub turning vane on turbulent flow and heat transfer in a four-pass channel at high rotation numbers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 92, 2016.
- [9] Chu H.C., Chen H.C., Han J.C, Numerical Simulation of Flow and Heat Transfer in Rotating Cooling Passage With Turning Vane in Hub Region. *Journal of Heat Transfer*, Vol. 140, 2017.
- [10] Erelli R., Saha A., Panigrahi P., Influence of turn geometry on turbulent fluid flow and heat transfer in a stationary two-pass square duct. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 89, 2015.
- [11] Saha K., Acharya S., Effect of Bend Geometry on Heat Transfer and Pressure Drop in a Two-Pass Coolant Square Channel for a Turbine. *Journal of Turbomachinery*, Vol. 135, 2012.
- [12] Coletti F., Verstraete T., Vanderwielen T., Bulle J. and Arts T., Optimization of a U-Bend for Minimal Pressure Loss in Internal Cooling Channels: Part II-Experimental Validation. *journal of Turbomachinery*, Vol. 135, 2011.
- [13] Verstraete T., Coletti F., Bulle J., Vanderwielen T. and Arts T., Optimization of a U-Bend for Minimal Pressure Loss in Internal Cooling Channels: Part I-Numerical Method. *journal of Turbomachinery*, Vol. 135, 2011.
- [14] حسینعلی پور ح. شهبازیان ح. قبادی م. نوروزی م.، آنالیز سیالاتی-حرارتی اثرات دوران و بویانسی دورانی در خنک کاری داخلی پره های توربین گاز، مطالعه آزمایشگاهی. *مکانیک سازدها و شمارهها*، د.۸، ش.۳، ص ۲۷۷-۲۸۸، ۱۳۹۷.
- [15] Singh P., Ji Y, Ekkad S., Multi-Pass Serpentine Cooling Designs for Negating Coriolis Force Effect on Heat Transfer: Smooth Channels. *Journal of Turbomachinery*, Vol. 141, 2019.
- [16] Brahim B., Numerical Simulation of the Effect of Rib Orientation on Fluid Flow and Heat Transfer in Rotating Serpentine Passages. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, Vol. 9, 2016.
- [17] Namgoong H., Ireland P., Son C., Optimisation of 18 U-shaped bend shape for a turbine blade cooling passage leading to a pressure loss coefficient of approximately .6. *Journal of Aerospace Engineering*, Vol. 23·, 2015.
- [18] Lei J., Li S.J., Han J.H., Zhang L., Moon H.K., Heat Transfer in Rotating Multipass Rectangular Ribbed Channel With and Without a Turning Vane, *Journal of Heat Transfer*. Vol. 135, 2013.
- [19] Wu B., Yang X., Liu Z., Feng., Effects of novel turning vanes on pressure loss and tip-wall heat transfer in an idealized U-bend channel, *International Communications in Heat and Mass Transfer*. Vol. 121, p. 105072, 2021.
- [20] *Ansys Fluent Theory Guide 17.1*. Antsy Inc, USA, 2016.
- [21] Webb R., Kim N.H., *Principles of Enhanced Heat Transfer*. 2004.