



آنالیز سیالاتی-حرارتی اثرات دوران و بویانسی دورانی در خنک‌کاری داخلی پره‌های توربین‌گاز، مطالعه آزمایشگاهی

سید مصطفی حسینعلی پور^۱، حمیدرضا شهبازیان^{۲*}، مجتبی قبادی^۳ و محمد صادق نوروزی^۳

^۱ استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران

^۲ دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران

^۳ دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران

مقاله مستقل، تاریخ دریافت: ۱۳۹۷/۰۴/۱۲؛ تاریخ بازنگری: ۱۳۹۷/۰۶/۱۹؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۷/۰۸/۱۱

چکیده

خنک‌کاری پره‌های توربین ارتباط مستقیم با افزایش بازدهی و توان و افزایش عمر پره دارد. با افزایش دمای سیال ورودی به توربین، می‌توان بازدهی و توان تولیدی توربین را افزایش داد. از آنجا که پره‌های توربین با سرعت‌های دورانی بالایی در حال چرخش می‌باشند، لذا خنک‌کاری پره نیز تحت تاثیر دوران پره دستخوش تغییراتی قرار می‌گیرد. نیروهای کریولیس و نیروهای بویانسی دورانی، از جمله نیروهایی است که به واسطه چرخش پره ایجاد خواهد شد؛ لذا در این تحقیق اثرات دوران و بویانسی دورانی در ضریب انتقال حرارت موضعی و کلی در لبه‌های پیشرو و پسرو و افت فشار سیال خنک‌کننده به صورت آزمایشگاهی بررسی خواهد شد. نتایج برای اعداد بی بعد رینولدز ۵۰۰۰ تا ۱۲۰۰۰، دوران ۰ تا ۰/۱ و بویانسی دورانی ۰/۰۰۱۲۵ تا ۰/۰۰۶۵، مورد تحلیل قرار گرفته است. مقدار ضریب انتقال حرارت موضعی، با افزایش عدد دوران در صفحه پیشرو به تدریج از ۱۴٪ تا ۲۰٪ کاهش یافته و در صفحه پسرو از ۲۷٪ تا ۳۵٪ افزایش خواهد داشت. افزایش بویانسی در لبه پیشرو، باعث افزایش ۱/۶ تا ۱/۷ برابری عدد ناسلت شده و در لبه پسرو افزایش ۱/۸ تا ۱/۹ برابری آن را به دنبال خواهد داشت. اثر افزایش رینولدز نیز، موجب افزایش متوسط ۸۵٪ عدد ناسلت در هر دو صفحه خواهد شد.

کلمات کلیدی: خنک‌کاری توربین‌گاز؛ راندمان حرارتی؛ نیروی کریولیس؛ نیروی بویانسی دورانی؛ تحلیل آزمایشگاه.

Aerothermal Analysis of Rotation and Rotational Buoyancy Effect on Internal Cooling of Gas Turbine Blade- An Experimental study

S. Mostafa Hosseinalipour¹, H. Shahbazian^{2*}, M. Ghobadi³, M. Sadegh Norouzi³

¹ Prof., Mechanical Engineering Department, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran

² PhD Student, Mechanical Engineering Department, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran

³ MSc Student, Mechanical Engineering Department, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran

Abstract

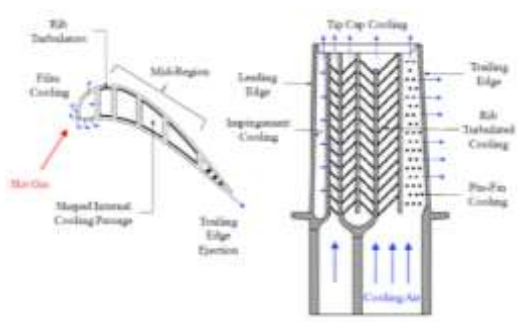
Turbine blade cooling system is directly related to increasing the efficiency and power output and also growing the life time. By increasing the turbine inlet temperature, the efficiency and power output can be increased. Since the turbine blades are rotating at high rotational speeds, the blade cooling is also influenced by the rotation state. The Coriolis and centrifugal buoyancy forces are two important forces that will be created by the rotation. Therefore, in current study, the effects of Coriolis and centrifugal buoyancy forces on local and overall heat transfer coefficients in leading and trailing edges will be investigated. The experimental study will consider $5,000 < Re < 12,000$, $0 < Ro < 0.1$ and $0.000125 < Bu < 0.006$. The results demonstrate that the local Nusselt number is reduced about 14% to 20% on the leading surface and enhanced about 27% to 35% by rotation on the trailing surface. The Centrifugal Buoyancy effect is favorable to the heat transfer enhancement up to 1.6~1.7 times on the leading edge and 1.8~1.9 times on the trailing edge. Also The Reynolds number increases the local Nusselt number about 85% in both surfaces.

Keywords: Gas Turbine Cooling; Thermal Efficiency; Coriolis Force; Centrifugal Buoyancy Force; Experiments.

۱- مقدمه

روش‌های مختلفی به منظور خنک‌کاری پره و کاهش دمای بیشینه پره استفاده می‌شود که در حالت کلی به دو دسته خنک‌کاری داخلی و خارجی تقسیم‌بندی می‌شود. در شکل ۲ نمایی برش‌خورده از پره توربین با مکانیزم‌ها و ساختارهای مختلفی خنک‌کاری داخلی قابل مشاهده است.

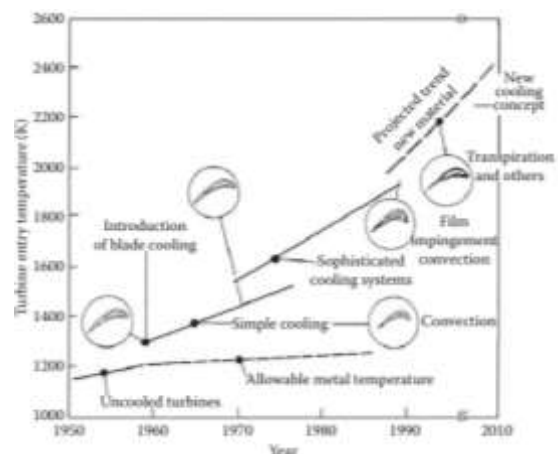
این مکانیزم‌ها هم در پره‌های ثابت و هم در پره‌های متحرک استفاده می‌شوند؛ لذا خنک‌کاری پره تحت شرایط واقعی دوران پره دستخوش تغییراتی خواهند شد که در بعضی مناطق پره، باعث کاهش و در بعضی مناطق دیگر، باعث افزایش انتقال حرارت خواهد شد. دوران ناشی از کار محوری پره، باعث ایجاد نیروهای کریولیس داخل پره توربین گاز شده [۳] و الگوی جریان و میزان انتقال حرارت را در نواحی مختلف تغییر خواهد داد؛ لذا شناخت دقیق فیزیک جریان، انتقال حرارت و افت فشار مسیر، به عنوان جریمه افزایش انتقال حرارت در حضور دوران، یکی دیگر از اهداف اصلی این تحقیق خواهد بود.



شکل ۲- نمایی از پره توربین و روشهای خنک‌کاری [۲]

هان و همکاران [۴] در یک تحقیق تجربی مطالعاتی بر استفاده از دنده‌های موازی ۴۵، ۶۰ و ۹۰ درجه، دنده‌های متقاطع ۴۵، ۶۰ و ۹۰ درجه انجام دادند. در این کار توزیع عدد ناسلت در این کانال نسبت به کانال صاف در رینولدزهای ۱۵۰۰۰ تا ۹۰۰۰۰ برای تمامی انواع دنده‌ها بدست آمده و با یکدیگر مقایسه شده است. با مقایسه توزیع انتقال حرارت در این دنده‌ها، مناسب‌ترین دنده‌ها برای استفاده در خنک‌کاری پره‌های توربین‌گاز، دنده‌های با زاویه ۶۰ و ۴۵ معرفی شده است. چوی و همکارانش [۵] در یک کار تجربی، مقایسه‌ای بین توزیع ضریب انتقال حرارت در دو نوع

توربین‌گاز بعد از دهه ۵۰ میلادی جایگاه بسیار مهمی را در صنعت هوایی و یا تولید قدرت در نیروگاه‌ها پیدا کرده است. با شناخت تدریجی و پیشرفت تکنولوژی‌های روز افزون این صنعت، امروزه توربین‌گازی به یکی از پیچیده‌ترین و کارآمدترین ماشین‌های دنیا تبدیل شده است. تولید قدرت خروجی در توربین‌گازی، به شدت تحت تاثیر پره و ساختار ایرودینامیکی آن است. در واقع مبنای تولید قدرت، انتقال نیرو و مومنتوم از سیال داغ محصولات احتراق به پره و چرخاندن آن و در نتیجه دوران محور آن است. پژوهش‌های انجام شده اذعان دارند که تولید قدرت بیشتر و بازده حرارتی بهتر توربین‌گاز، به شدت رابطه مستقیمی با دمای سیال داغ دارد. نکته قابل تامل در این است که این رابطه بیانگر این نیست که با افزایش هر چه بیشتر دما بتوان قدرت خروجی و بازده حرارتی را بصورت خطی افزایش داد، چه بسا که افزایش دما می‌تواند مشکلات عدیده‌ای را برای پره بوجود آورد؛ لذا وجود مکانیزم‌های خنک‌کاری داخلی و خارجی پره‌های توربین‌گاز به شدت احساس می‌شود. با استفاده از مکانیزم‌های خنک‌کاری پره‌ها، می‌توان شرایط افزایش دمای ورودی توربین را فراهم کرده، در راستای افزایش بازدهی و توان تولیدی توربین‌گاز گام برداشت. شکل ۱ روند افزایش دمای ورودی توربین‌گازهای پیشرفته در چند دهه اخیر بر اساس پیشرفت تکنولوژی خنک‌کاری پره را نشان می‌دهد.



شکل ۱- روند افزایشی دمای سیال ورودی به توربین‌گاز در سال‌های اخیر [۱]

بیشترین تاثیر دوران در کانال با زاویه صفر درجه است و کمترین آن در زاویه کانال با زاویه ۴۵- درجه اتفاق می افتد. لی و همکاران [۱۳] نیز، اثر زاویه کانال را در انتقال حرارت در مقاله‌ای منتشر کرده‌اند. در این پژوهش عداد رینولدز مورد آزمایش ۲۵'۰۰۰ تا ۳۵'۰۰۰ و عدد دوران ۰ تا ۰/۸۲ بوده و زاویه کانال چرخان در زوایای متغیر ۰، ۲۲/۵± و ۴۵± درجه انجام شده است. در تحقیقی دیگر، لی و هان [۱۴] اثر پره هدایتی را در قسمت U شکل تحت دوران مورد مطالعه قرار داده‌اند. در این تحقیق نسبت منظری ۲ به ۱ در کانال رعایت شده و اعداد بی بعد رینولدز مورد استفاده ۱۰'۰۰۰ تا ۴۰'۰۰۰ و دوران آن ۴۰۰~۱۰۰ rpm است. نتایج این تحقیق حاکی از آن است که در کانالی با جریان داخل شونده، دوران باعث افزایش ناسلت در صفحه پیشرو و کاهش آن در صفحه پسرو شده و در کانال با جریان خارج شونده برعکس این موضوع اتفاق خواهد افتاد؛ اما با وجود پره هدایتی مقدار ناسلت در مسیر دوم (قبل از پره هدایتی) تغییری نمی کند، ولی در مسیر سوم (بعد از پره هدایتی) این قاعده را تغییر خواهد داد. در سال‌های اخیر نیز، اثر مقطع کانال به صورت دوزنقه‌ای شکل روی انتقال حرارت توسط دنگ و همکارانش [۱۵] در عدد دوران ۰ تا ۱/۱ مورد بررسی و آزمایش تجربی قرار گرفته است. شکل مختلف ریبهای افزاینده توربولانس در مسیرهای داخلی جریان سیال نیز، توسط ونگ و همکارانش [۱۶] در عدد رینولدز ثابت ۱۰'۰۰۰ و دوران ۰ تا ۰/۷ مورد شبیه‌سازی عددی قرار گرفته است. اعمال یک مدل ویرایش شده توربولانسی k- ω در شبیه‌سازی عددی انتقال حرارت در کانال دوار در تحقیق نیو و همکارانش [۱۷] مشاهده می شود.

اگرچه تحقیقات متعددی روی روش‌های خنک‌کاری پره توربین گاز در حالت ساکن و دوران انجام شده است، اما تمایز این تحقیق با پژوهش‌های قبلی، در بررسی جامع‌تر و دقیق‌تر تمام پارامترهای فیزیکی حاکم بر سیال در حالت دوران پره از جمله نیروی کریولیس و بویانسی دورانی است. نیروی کریولیس به خاطر دوران و سرعت محوری سیال داخل کانال ایجاد و نیروی بویانسی دورانی نیز واسطه شتاب گریز از مرکز و اختلاف چگالی ناشی از خنک‌کاری داخلی بوجود می‌آید، عامل بسیار مهمی در ایجاد جریان‌های ثانویه عرضی است که اثرات آن کمتر مورد مطالعه قرار گرفته است؛ لذا در این

خنک‌کاری با استفاده از دنده‌های زاویه‌دار و فرورفتگی‌ها را انجام دادند. در این پژوهش در دو نمونه کانال با سطح مقطع‌های متفاوت یک بار دنده‌گذاری با زاویه ۶۰ درجه و بار دیگر از فرورفتگی‌هایی با قطر ۶ میلی‌متر استفاده شده است. تست‌ها در اعداد رینولدز ۳۰'۰۰۰ تا ۵۰'۰۰۰ انجام شده است. نتایج نشان دهنده آن است که در رینولدزهای مورد محاسبه، انتقال حرارت در حالت استفاده از دنده‌های زاویه‌دار در هر دو نمونه آن بیشتر از استفاده از فرورفتگی‌ها در سطح است. سیو و همکاران [۶] در تحقیق خود، شکل‌های مختلف مثلثی و نیم دایره‌ای فینهای میله‌ای را در یک عدد رینولدز ثابت و فاصله‌های یکسان مورد بررسی قرار داده، نشان داد که تغییرات ناسلت موضعی در هندسه نیم دایره‌ای و دایره‌ای مثل یکدیگر است و به طور کلی بیشترین ناسلت موضعی در ردیف‌های ۳ و ۴ اتفاق می‌افتد. جاسون و همکاران [۷] در تحقیقی عددی و آزمایشگاهی اثر فاصله‌های غیریکنواخت بین پین فینهای استوانه‌ای را داخل یک کانال، مورد بررسی و مطالعه قرار داده است. بانکر و همکاران [۸،۹] در تحقیقی آزمایشگاهی، کارایی روش ماتریس کولینگ را در حالت ساکن و دوار به صورت تجربی مورد مطالعه قرار داده است. در این تحقیق افت فشار و ضریب انتقال حرارت متوسط در رینولدزهای ۴'۰۰۰ تا ۱۲'۰۰۰ جریان منتشر شده است. هان و همکارانش [۱۰] در تحقیق خود که در آن اثرات دوران را در یک خنک‌کاری داخل کانال صاف انجام داده، اینگونه ذکر کرده است که ناسلت جریان در قسمت کم فشار زیادتر شده و بر عکس این ضریب در قسمت پرفشار کمتر خواهد شد. فو و همکارانش [۱۱] در تحقیق خود که اثرات دوران را در یک کانال U شکل مشاهده کرده‌اند، اینگونه بیان داشتند که اثر افزایش و یا کاهش ناسلت در کانال U شکل و یا کانال‌های چند مسیره به خاطر تغییر جهت مسیر جریان و نیروی اعمالی کریولیس برعکس خواهد شد. تائو و همکاران [۱۲] در تحقیقی، تغییرات انتقال حرارت را کانال ریب‌دار (کانالی با دنده‌های عمودی) در عدد دوران بالا مورد مطالعه و آزمایش قرار داده‌اند. عدد رینولدز مورد آزمایش در این تحقیق ۱۰'۰۰۰ تا ۵۰'۰۰۰ بوده و بیشترین عدد دوران ۱/۸۸ است. نتایج این تحقیق حاکی از آن است که ریبها چه در حالت دوران و چه در حالت ساکن، تاثیر زیادی در افزایش انتقال حرارت در کل مسیر دارد؛ همچنین در اثر دوران زیاد،

قابل ذکر است که در تصویر بالا، جهت دوران از صفحه پسر^۱ به سمت صفحه پیشرو^۲ است. بر اساس مرجع [۱۸] نیروی کریولیس در یک کانال دوار به عنوان یک نیروی مضاعف ظاهر و بر این اساس، جریان را به سمت ناحیه پرفشار جمع‌تر خواهد کرد. معادله مومنوم حاکم بر سیال با در نظر گرفتن نیروهای اعمالی به آن به صورت رابطه ۱ خواهد بود.

$$(\bar{u} \cdot \bar{\nabla})\bar{u} = \vartheta \nabla^2 \bar{u} - \frac{\nabla P}{\rho} - 2\bar{\Omega} \times \bar{u} + \beta(T - T_{\infty})(\bar{a}) \quad (1)$$

از آنجا که در ترم آخر معادله بالا نیروی بویانسی ناشی از دوران سیال با در نظر گرفتن شتاب گریز از مرکز خواهد بود لذا:

$$\bar{a} = \bar{\Omega} \times \bar{\Omega} \times \bar{R} \quad (2)$$

با بی‌بعدسازی معادله ناویراستوکس در جهت x و در نظر گرفتن اعداد بی‌بعد Re، Ro و Bu به صورت زیر است:

$$Re = \frac{\rho D_h u_{in}}{\mu} \quad (3)$$

$$Ro = \frac{\Omega D_h}{u_{in}} \quad (4)$$

$$Bu = \frac{(T - T_{\infty})}{T} \left(\frac{\Omega D_h}{u_{in}} \right)^2 \left(\frac{R_m}{d} \right) \quad (5)$$

معادله بی‌بعد شده ناویراستوکس برای یک سیال داخل کانال در حال چرخش به صورت رابطه ۶ خواهد بود.

$$u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y^*} + w^* \frac{\partial u^*}{\partial z^*} = \frac{1}{Re} \nabla^2 u^* - \frac{\partial P^*}{\partial x^*} - 2Ro \times w^* - Bu \quad (6)$$

بنابراین انتظار می‌رود که با حل معادله ۶، سرعت در راستای x به صورت تابعی از پارامترهای ۷ باشد.

$$u^* = \text{fun} \left(x^*, y^*, z^*, Re, Ro, Bu, \frac{\partial P^*}{\partial x^*} \right) \quad (7)$$

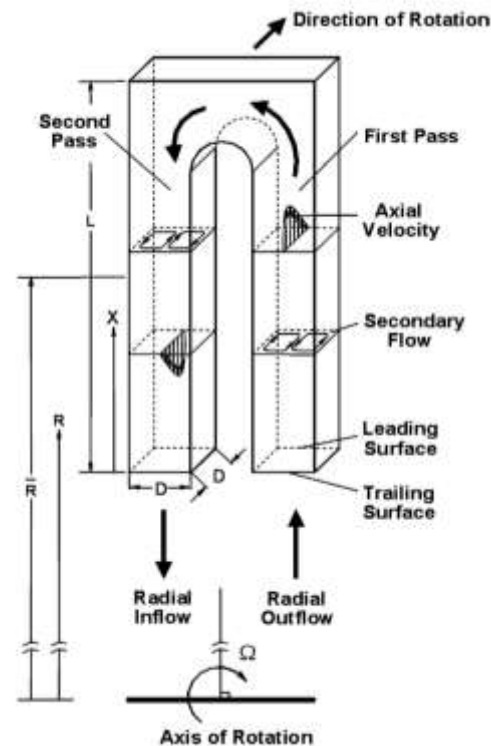
از حل معادله انرژی، ضریب انتقال حرارت ناسلت در حالت دوران تابعی از اعداد بی‌بعد ۸ خواهد بود.

$$Nu = \text{fun}(Re, Ro, Bu, Pr) \quad (8)$$

تحقیق، ابتدا یک دستگاه آزمایش انتقال حرارت در حالت دوران، با قابلیت تغییر پارامترهای موثر در محدوده مورد مطالعه، طراحی و ساخته شده است و با انجام آزمایش‌های گسترده، نتیجه اثر هر پارامتر به صورت جداگانه در ضریب انتقال حرارت موضعی و متوسط در صفحه‌های پیشرو و پسر مورد بررسی قرار گرفته است. تغییرات افت فشار و عملکرد حرارتی نیز در اثر دوران، مورد بحث قرار گرفته است.

۲- مفاهیم فیزیکی و معادلات حاکم

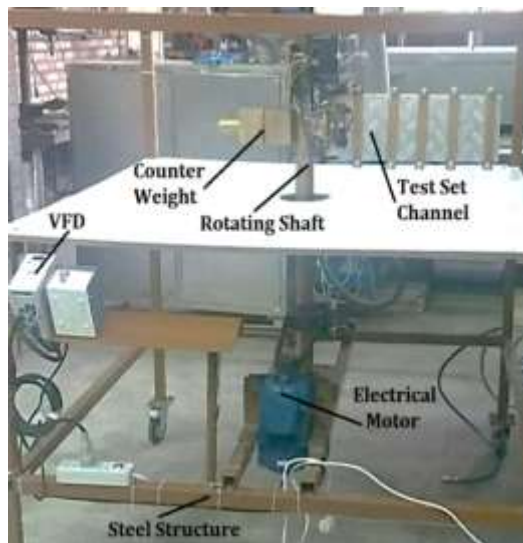
سیال درون یک کانال دوار با حالت ساکن آن به خاطر تولید جریان‌های ثانویه مثل ورتکس‌های کریولیس و اثرات دوران متفاوت است؛ بنابراین انتقال حرارت موضعی و کلی و افت فشار به خاطر این اثرات متفاوت خواهد بود. شکل ۳ نمونه‌ای از مسیر U شکل خنک‌کاری توربین‌گاز را نشان می‌دهد.



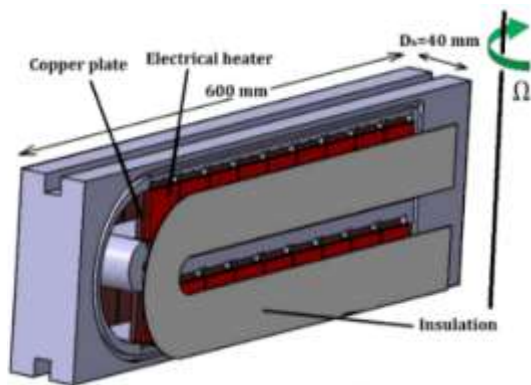
شکل ۳- نمایی از جریان سیال داخلی مسیر خنک‌کاری

¹ Trailing Edge (TE)

² Leading Edge (LE)



شکل ۴- نمای از ایستگاه تست دوار



شکل ۵- نمای از قطعه تست

تمام آزمایش‌های انجام شده برای محاسبه ضریب انتقال حرارت در حالت دوار در حالت پایدار انجام خواهد شد؛ لذا مقدار متوسط ضریب انتقال حرارت مربوط به هر ناحیه با توجه به قانون سرمایه‌ش نیوتن با رابطه ۹ خواهد بود [۱۹]:

$$h = \frac{Q_{input,i} - Q_{loss,i}}{A_b \times (T_{w,i} - T_{air,i})} \quad i = 1 \sim 9 \quad (9)$$

در معادله (۹)، A_b مساحت هر یک از قطعه‌های مسی خواهد بود. $T_{w,i}$ و $T_{air,i}$ به ترتیب، دمای دیواره داخلی قطعه تست و دمای بالک سیال در هر مقطع کانال دوار است؛ همچنین در معادله بالا Q_{input} ، مقدار توان الکتریکی مصرفی هیترها الکتریکی است که توسط جریان برق تولید شده است.

لذا بررسی این عوامل و اثر هر یک از پارامترهای مختلف حاکم بر انتقال حرارت در حالت دوار نظیر اعداد بی بعد Re ، Bu و مقدار خنک‌کاری در دو صفحه پسرو و پیشرو هدف از انجام این تحقیق تجربی است.

۳- دستگاه آزمایشگاهی

سیستم دستگاه تست دوار که در آزمایشگاه آب، انرژی و محیط زیست دانشگاه علم و صنعت ایران طراحی و ساخته شده است، در شکل ۴ قابل مشاهده است. این ایستگاه تست شامل، یک محور دوار عمودی بوده که توسط دو فلنج از پایین و بالا به استراکچر فلزی ثابت متصل می‌شوند. محور دوار عمودی توسط یک موتور الکتریکی با ماکزیمم سرعت دورانی 1450 rpm می‌تواند دوار کند. از یک تنظیم کننده فرکانس برای تنظیم دور موتور الکتریکی استفاده شده است.

سیال خنک‌کننده توسط کمپرسور با فشار 8 bar تامین شده و پس از عبور از یک محفظه یکنواخت کننده وارد قطعه تست می‌شود. شدت توربولانس جریان ورودی توسط محفظه یکنواخت کننده بسیار ریز شده و به کمتر از 5% کنترل خواهد شد. برای تنظیم دبی سیال خنک‌کننده، از یک شیر سوزنی استفاده می‌شود. هیترهای الکتریکی با اعمال شار حرارتی متفاوت، وظیفه تنظیم اعداد بویانسی مورد انتظار را خواهند داشت. هیترها از نوع سیکلونی بوده و توانایی تحمل دمایی تا 200°C را دارا می‌باشند. منظور جلوگیری از رسانش حرارتی بین صفحات مسی، یک نوار عایقی با ضریب 0.12 W/mK قرار داده شده است. دیواره‌های بیرونی قطعه تست نیز، دارای عایق حرارتی بوده تا از افت انرژی حرارتی به محیط بیرون جلوگیری شود. دمای هر صفحه مسی توسط ترموکوپل اندازه‌گیری می‌شود. نمایی از قطعه تست و هیترهای الکتریکی به صورت شکل ۵ نشان داده شده است.

۳-۱- تقلیل داده‌ها

در این مطالعه تقلیل داده‌ها برای محاسبه ضریب انتقال حرارت ناسلت متوسط مربوط به هر قسمت در نواحی مختلف کانال در حال چرخش انجام می‌شود. در تمام طول آزمایش سعی خواهد شد که دمای هوای ورودی برابر 20°C ثابت تنظیم شود.

جدول ۱- محدوده تغییرات پارامترهای مورد آزمایش

متغیرها	محدوده تغییرات
عدد رینولدز (Re)	۵۰۰۰، ۷۵۰۰، ۱۰۰۰۰ و ۱۲۰۰۰
عدد چرخش (Ro)	۰، ۰/۲۵، ۰/۵، ۰/۷۵ و ۱
عدد بویانسی (Bu)	۰/۰۰۱۲۵ تا ۰/۰۰۶۵
عدد نسبت چگالی (DR)	۰/۱ تا ۰/۰۴
طول بی بعد (x/D)	۱/۵، ۲/۵، ۳/۵، ۴/۵، ۵/۵، ۶/۵ و ۷/۵

۴- نتایج تجربی و بحث و بررسی

در این قسمت تاثیر سه پارامتر بی‌بعد مهم روی ضریب انتقال حرارت ناسلت در حالت دوران مورد بحث و بررسی قرار خواهد گرفت. نتایج این بخش حاصل آزمایش‌های متعدد با تغییر پارامترهای موثر، مطابق با جدول ۱ است.

شکل‌های ۶ و ۷ تغییرات عدد ناسلت در راستای طولی کانال دوار برای عدد رینولدز ثابت ۷۵۰۰ و چهار عدد دوران مختلف مورد آزمایش را به ترتیب برای صفحه‌های پیشرو و پسرو نشان می‌دهد. مقدار ضریب انتقال حرارت برای حالت ساکن و بدون دوران نیز برای مقایسه اثرات دوران با عنوان $Ro=0$ در نمودار شکل‌های ۶ و ۷ قابل مشاهده است. همانطور که انتظار می‌رود، مقدار عدد ناسلت در ابتدای کانال زیاد بوده و در اثر پیشروی در راستای طولی کانال به واسطه رشد لایه مرزی به تدریج کاهش می‌یابد.

همچنین مقدار ناسلت موضعی در هر مقطع عرضی، با افزایش عدد دوران کانال از ۰ تا ۰/۱ در صفحه پیشرو به تدریج از ۱۴٪ تا ۲۰٪ کاهش یافته و در صفحه پسرو از ۲۷٪ تا ۳۵٪ افزایش خواهد داشت. علت این موضوع آن است که منحنی سرعت محوری در راستای کانال در اثر افزایش دوران و نیروی کریولیس از مرکز به سمت جدار پرفشار یا همان لبه پسرو جمع‌تر شده و از لبه پیشرو فاصله می‌گیرد که سبب افزایش

مقدار حرارت تلف شده Q_{loss} در هر قسمت را نیز می‌توان از انجام چندین آزمایش حالت پایدار قطعه تست بدون وزش جریان هوا داخل کانال و روشن بودن هیترهای الکتریکی به صورت رابطه‌ای بین دمای دیواره و دمای محیط آزمایشگاه بدست آورد. مقدار دمای بالک هوا نیز با اندازه‌گیری دمای اولیه و در نظر گرفتن معادله بالانس انرژی قابل محاسبه است.

از آنجا که هدف از این پروژه محاسبه ضریب انتقال حرارت جابجایی موضعی و کلی و میزان ضریب افت فشار مربوطه در خنک‌کاری داخلی پره توربین‌گاز در حالت دوران است؛ لذا عدد بی‌بعد ضریب انتقال حرارت Nu و ضریب اصطکاک f به صورت روابط قابل تعریف و محاسبه است [۲۰].

$$Nu = \frac{hD_h}{\lambda_{air}} \quad (10)$$

$$f = \frac{\Delta P \times D_h}{4L \times \frac{1}{2} \rho u_{in}^2} \quad (11)$$

نکته قابل ذکر در تحقیقات انتقال حرارت این مطلب است که معیار افزایش انتقال حرارت به تنهایی نمی‌تواند معیار مناسبی جهت بررسی خنک‌کاری داخلی پره توربین باشد؛ لذا باید عملکرد حرارتی در نظر گرفته شود که در آن هزینه افت فشار نیز لحاظ می‌شود.

$$TPF = \left(\frac{Nu}{Nu_0} \right) / \left(\frac{f}{f_0} \right)^{1/3} \quad (12)$$

در روابط بالا Nu_0 و f_0 به ترتیب، مقدار ناسلت در کانال صاف (رابطه دیتوس بولتر) و ضریب اصطکاک جریان توربولانس توسعه یافته در کانال صاف (رابطه بلازیوس) خواهد بود [۲۱]. در مطالعه تجربی حاضر، محدوده اعداد بی‌بعد و پارامترهای مورد آزمایش به صورت جدول ۱ است.

۳-۲- آنالیز عدم قطعیت

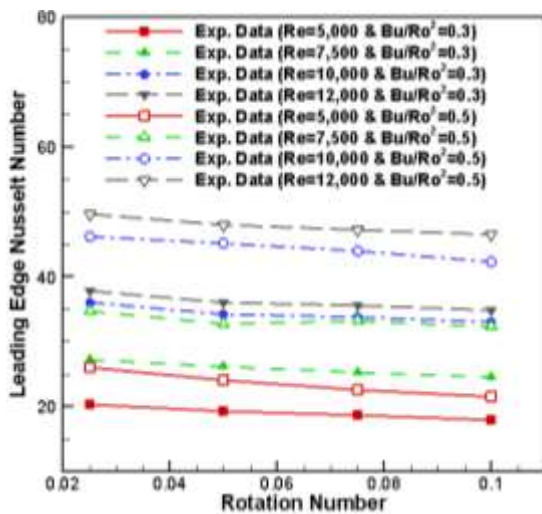
آنالیز عدم قطعیت و پخش خطا در این تحقیق بر اساس روش ارائه شده در مرجع [۲۲] است. بیشترین عدم قطعیت پارامترهای عدد Re و عدد Ro به ترتیب، ۴/۱٪ و ۲/۵٪ است، لذا بیشترین عدم قطعیت عدد Nu بر حسب روابط انتشار خطا ۹/۷٪ خواهد بود.

۴-۱- توزیع ناسلت در اثر افزایش دوران

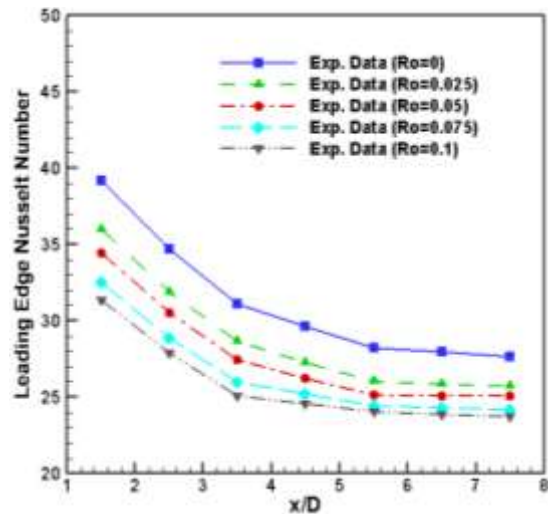
تغییرات ضریب انتقال حرارت جابجایی در خنک کاری داخلی بر حسب تغییر عدد دوران در صفحه‌های پیشرو و پسرو برای عددهای رینولدز متفاوت در شکل‌های ۸ و ۹ نمایش داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، عدد ناسلت با افزایش عدد دوران در صفحه پیشرو کاهش یافته و بر عکس برای صفحه پسرو افزایش خواهد یافت. این رفتار متفاوت عدد ناسلت در دو صفحه پیشرو و پسرو به خاطر وجود

ناسلت در صفحه پسرو و کاهش آن در صفحه پیشرو خواهد شد.

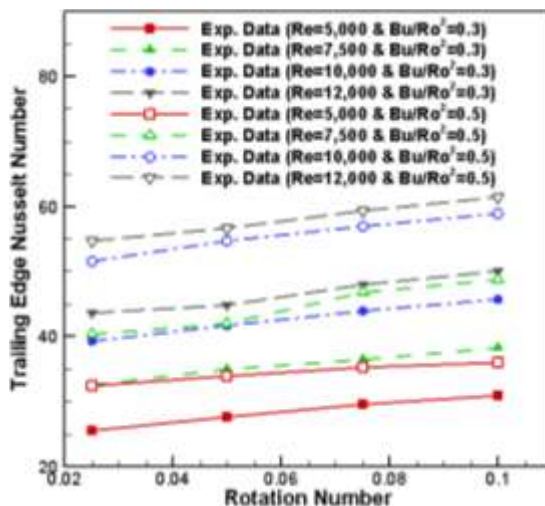
نکته قابل ذکر دیگر این است که تغییرات ذکر شده با افزایش عدد Ro کمتر می‌شود. به عنوان مثال، با مراجعه به شکل ۷، در لبه پسرو در x/D برابر $3/5$ ، افزایش عدد ناسلت از دوران ۰ تا 0.25 خیلی بیشتر از افزایش ناسلت از دوران 0.25 تا 0.75 است. همین روند برای کاهش ناسلت در لبه پیشرو نیز صدق خواهد کرد.



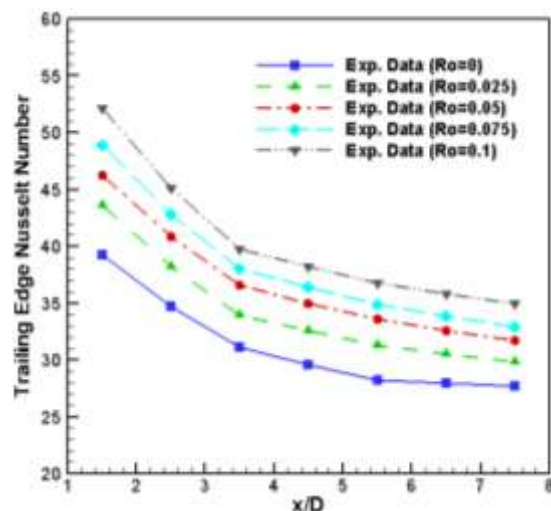
شکل ۸- توزیع ناسلت موضعی روی لبه پیشرو بر حسب تغییرات عدد دوران



شکل ۶- توزیع ناسلت موضعی در راستای طولی کانال روی لبه پیشرو



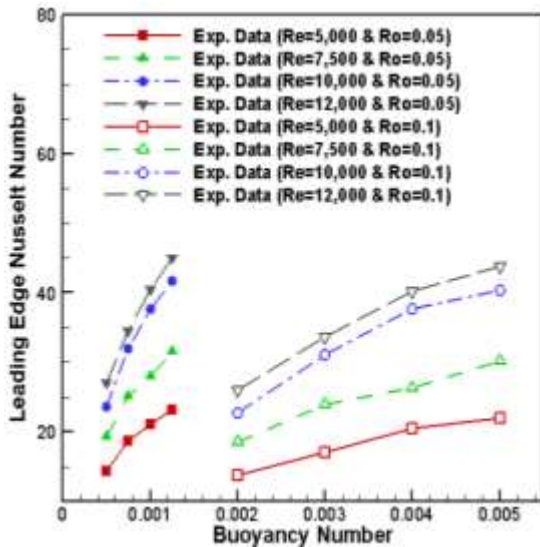
شکل ۹- توزیع ناسلت موضعی روی لبه پسرو بر حسب تغییرات عدد دوران



شکل ۷- توزیع ناسلت موضعی در راستای طولی کانال روی لبه پسرو

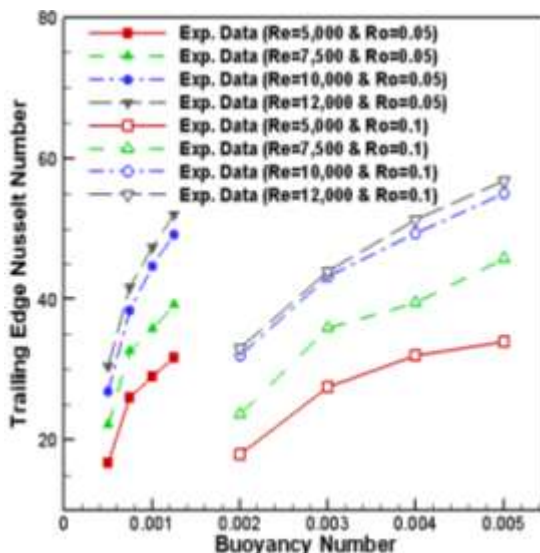
دوران ۰/۱ در کار تجربی حاضر باعث افزایش عدد ناسلت در هر دو صفحه پیشرو و پسرو خواهد شد. از آنجا عدد بویانسی دورانی شامل عدد دوران نیز است؛ لذا افزایش بویانسی در لبه پیشرو، باعث افزایش ۱/۶ تا ۱/۷ برابری عدد ناسلت شده (به دلیل اثر مثبت نسبت چگالی و اثر منفی دوران بر ناسلت در

جریان‌های ثانویه ایجاد شده توسط نیروی کریولیس است که باعث متمرکز شدن جریان داخل کانال از صفحه پیشرو به سمت لبه پسرو شده و یا به عبارتی ضخامت لایه مرزی سرعت را در لبه صفحه پیشرو زیاد کرده و در صفحه دیگر کاهش خواهد داد. همین امر موجب افزایش ضریب انتقال حرارت جابجایی در یک صفحه و کاهش آن در صفحه دیگر خواهد شد. این مطلب در مراجع [۱۸] نیز ذکر شده است.



شکل ۱۰- توزیع ناسلت موضعی روی لبه پیشرو بر حسب تغییرات عدد بویانسی

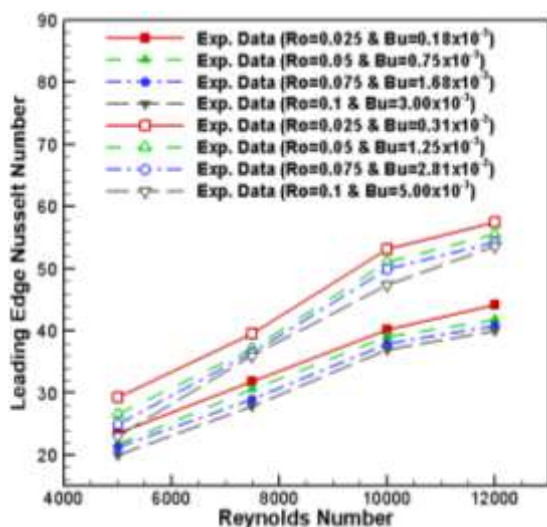
نکته قابل ذکر دیگر این است که با افزایش عدد دوران، عدد ناسلت در لبه پسرو به طور نسبی بین ۵ تا ۷ واحد زیاتر شده و در همان شرایط عملکردی عدد ناسلت در لبه پیشرو بین ۲ تا ۴ واحد کاهش می‌یابد. به عبارتی دیگر، افزایش نسبی عدد ناسلت در لبه پسرو بیشتر از کاهش نسبی عدد ناسلت در لبه پیشرو است؛ بنابراین ناسلت کلی (متوسط عدد ناسلت در دو لبه کانال) با افزایش دوران افزایش خواهد یافت. این موضوع در عدد ضریب عملکرد حرارتی که در شکل ۱۴ ترسیم شده است، به وضوح قابل مشاهده است. به عبارتی دیگر ایجاد جریان‌های ثانویه کریولیسی باعث افزایش اختلاط جریان سیال و آمیختگی بیشتر توده‌های هوای گرم کنار دیواره‌ها با توده‌های هوای سرد جریان خنک‌کن شده و در نهایت افزایش کلی انتقال حرارت داخلی را موجب خواهد شد.



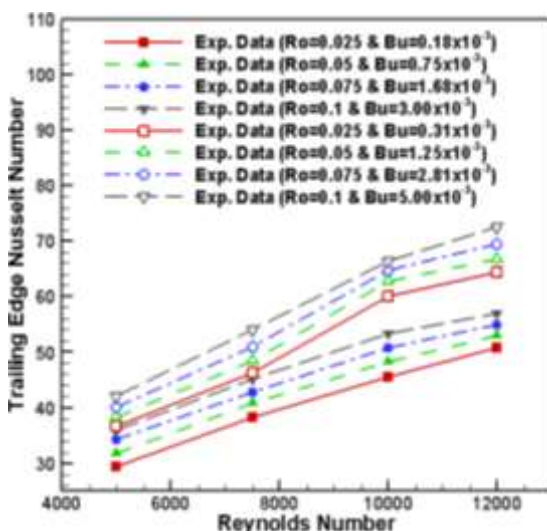
شکل ۱۱- توزیع ناسلت موضعی روی لبه پسرو بر حسب تغییرات عدد بویانسی

۴-۲- توزیع ناسلت در اثر افزایش بویانسی

به منظور بررسی اثرات بویانسی دوران بر انتقال حرارت جابجایی داخلی، عدد ناسلت برای حالات مختلف بویانسی برای صفحات پیشرو و پسرو در شکل‌های ۱۰ و ۱۱ نمایش داده شده است. بر اساس رابطه ۵، بویانسی دورانی که به واسطه شتاب گریز از مرکز در کانال در حال دوران بوجود خواهد آمد، عامل بسیار مهمی در تغییر ناسلت خواهد بود. این عامل با تغییر دمای سیال و سطح تغییر می‌کند که با تغییر شار حرارتی اعمال شده به دو صفحه پیشرو و پسرو بوجود می‌آید. عدد بویانسی دورانی در معادله ناویر استوکس روی سرعت محوری باعث افزایش آن شده و در راستای عرضی باعث تشدید نیروی کریولیس می‌شود؛ لذا به صورت کلی، تاثیر تغییر بویانسی دورانی از ۰/۰۰۰۵ تا ۰/۰۱۲۵ برای دوران ۰/۰۵ و بویانسی دورانی ۰/۰۰۲ تا ۰/۰۰۵ برای



شکل ۱۲- توزیع ناسلت موضعی روی لبه پیشرو بر حسب تغییرات عدد رینولدز



شکل ۱۳- توزیع ناسلت موضعی روی لبه پسرو بر حسب تغییرات عدد رینولدز

۵- نتیجه گیری

در این پژوهش به منظور مطالعه تجربی و بررسی اثرات دوران و بویانسی دورانی روی خنک کاری داخلی پره توربین گاز و ارزیابی رابطه بین ضریب انتقال حرارت ناسلت داخلی و پارامترهای موثر در کانال مربع شکل، آزمایش‌های لازم در حالت‌های ساکن و دوار برای محدوده اعداد بی‌بعد رینولدز $5^2 \cdot 000$ تا $12^2 \cdot 000$ و عدد دوران 0 تا $0/15$ و عدد بویانسی

لبه پیشرو) در حالیکه در لبه پسرو افزایش $1/8$ تا $1/9$ برابری عدد ناسلت را به دنبال خواهد داشت (به دلیل اثر مثبت نسبت چگالی و اثر مثبت مضاعف دوران بر ناسلت در لبه پسرو).

۴-۳- توزیع ناسلت در اثر افزایش رینولدز

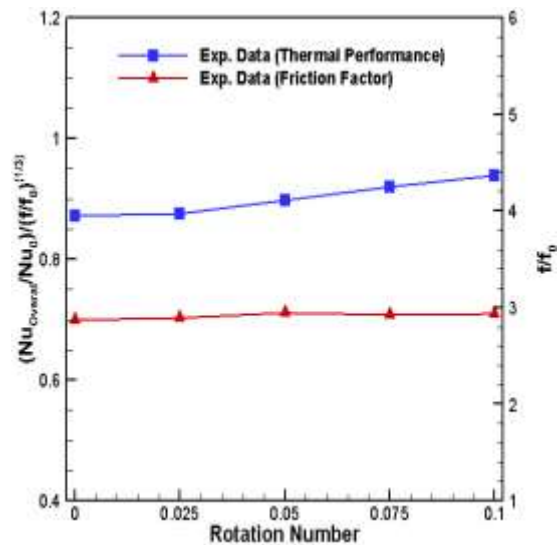
اثر تغییرات عدد رینولدز ورودی جریان سیال روی ضریب انتقال حرارت جابجایی در صفحات پیشرو و پسرو بر حسب عدد رینولدز برای چهار عدد دوران و دو عدد بویانسی در شکل‌های ۱۲ و ۱۳ ترسیم شده است. همانطور که انتظار می‌رود، عدد رینولدز در ضریب انتقال حرارت در هر دو صفحه پیشرو و پسرو در تمام حالت‌های عدد دوران و عدد بویانسی، اثر مثبت داشته و به علت افزایش انرژی جنبشی توربولانس جریان سیال داخلی کانال و نرخ اضمحلال آن، در اثر افزایش رینولدز، باعث افزایش ناسلت می‌شود. اگرچه مقدار عدد ناسلت در صفحه پسرو از مقدار عدد ناسلت در صفحه پیشرو بیشتر است؛ ولی در اثر افزایش عدد رینولدز از $5^2 \cdot 000$ تا $12^2 \cdot 000$ درصد افزایش ناسلت در هر دو صفحه به طور متوسط در حدود 8.5% بوده و ارتقاء یکسانی خواهد داشت.

۴-۴- تغییرات عملکرد حرارتی در اثر دوران

شکل ۱۴ ضریب اصطکاک و ضریب عملکرد حرارتی در عدد رینولدز ثابت $10^2 \cdot 000$ و بر حسب تغییرات عدد دوران از 0 تا $0/1$ را نشان می‌دهد. افت فشار بر اساس فشار ورودی و خروجی کانال دوار بوده که با استفاده از رابطه ۱۱ بی‌بعد گردیده است. با ترکیب ضریب اصطکاک و نسبت عدد ناسلت، عدد بی‌بعد ضریب عملکرد حرارتی بر اساس رابطه ۱۲ قابل محاسبه است. همانطور که مشاهده می‌شود، ضریب نسبی اصطکاک با افزایش عدد چرخش از 0 تا $0/25$ صرف نظر از نوسانات کوچک خود، تقریباً ثابت بوده و تغییر چندانی نخواهد کرد؛ در حالیکه ضریب عملکرد حرارتی با افزایش دوران، افزایش خواهد یافت. این افزایش به واسطه افزایش ضریب انتقال حرارت ناسلت متوسط بوده که عامل اصلی آن جریان‌های ثانویه دورانی بوده که بواسطه نیروی کریولیس ایجاد می‌شود.

متوسط، موجب افزایش ۱/۶ تا ۱/۹ برابری ناسلت در هر دو لبه پیشرو و پسرو در کانال دوار خواهد شد.

- عدد رینولدر جریان ورودی اثرات مثبتی روی ضریب انتقال حرارت ناسلت موضعی و متوسط داشته، باعث افزایش ۸۵٪ آن در دو لبه پیشرو و پسرو می‌شود. این موضوع به علت افزایش انرژی جنبشی توربولانسی و اضمحلال آن صورت می‌گیرد.



شکل ۱۴- توزیع ضریب اصطکاک و عملکرد حرارتی بر حسب تغییرات عدد دوران

دورانی ۰/۰۱۲۵ تا ۰/۰۰۶۵ انجام شده است و نتایج زیر قابل ذکر است:

با افزایش دوران، ضریب انتقال حرارت جابجایی در صفحه پیشرو از ۱۴٪ تا ۲۰٪ کاهش یافته، در حالی که این مقدار در صفحه پسرو از ۲۷٪ تا ۳۵٪ افزایش خواهد یافت. این موضوع به واسطه ایجاد نیروهای کریولیس بوده که تولید یکسری جریان‌های ثانویه عرضی را به دنبال خواهد داشت.

- به واسطه افزایش دوران، افزایش نسبی عدد ناسلت در لبه پسرو بیشتر از کاهش نسبی عدد ناسلت در لبه پیشرو است؛ بنابراین ناسلت کلی (متوسط) عدد ناسلت در دو لبه کانال) با افزایش دوران ۱۰٪ تا ۱۵٪ افزایش خواهد یافت. ضریب عملکرد حرارتی نیز به این دلیل با افزایش دوران، افزایش می‌یابد.

- اثرات دوران و نیروی کریولیس که عامل ایجاد اختلاف عدد ناسلت در دو لبه پیشرو و پسرو خواهد شد، با افزایش عدد دوران ضعیفتر شده لذا نرخ تغییرات ذکر شده با افزایش عدد دوران کمتر می‌شود.

- اثر افزایش نسبت چگالی و به واسطه آن عدد بویانسی روی عدد ناسلت موضعی و

۶- فهرست علائم

A	مساحت (m ²)
Bu	عدد بویانسی دورانی
c _p	ظرفیت گرمایی ویژه (Jkg ⁻¹ K ⁻¹)
D _h	قطر هیدرولیکی کانال (m)
DR	عدد نسبت چگالی ورودی
f	ضریب نسبی اصطکاک
f ₀	ضریب نسبی اصطکاک در لوله صاف
h	ضریب انتقال حرارت جابجایی (Wm ⁻² K ⁻¹)
L	طول (m)
Nu	عدد ناسلت
Nu ₀	عدد ناسلت در کانال صاف
ΔP	اختلاف فشار (Pa)
Pr	عدد پرانتل
p	فشار (Pa)
Q	انرژی حرارتی (W)
R	شعاع دوران (m)

[4] Han JC (1984) Heat Transfer and friction in channels with two opposite rib-roughened walls. J Heat Trans-T ASME 106(4): 774.	عدد رینولدز جریان	Re
[5] Choi EY, Choi YD, Lee WS, Chung JT, Kwak JS (2013) Heat transfer augmentation using a rib-dimple compound cooling technique. Appl Therm Eng 51(1): 435-441.	عدد دوران دما (K)	Ro T
[6] Siw SC, Chyu MK, Alvin MA (2012) Heat transfer enhancement of internal cooling passage with triangular and semi-circular shaped pin-fin arrays. ASME Turbo Expo 2012, GT2012-69266.	دمای دیواره (K)	T_w
[7] Jason K, Karen A (2013) Effects of non-uniform streamwise spacing in low aspect ratio pin fin arrays. ASME Turbo Expo 2013, GT2013-95889.	دمای بالک سیال (K)	T_b
[8] Bunker R (2004) Latticework (vortex) cooling effectiveness. Part 1: Stationary channel experiments. ASME Turbo Expo 2004, GT-2004-54157.	سرعت محوری (m/s)	U
[9] Acharya S, Zhou F, Lagrone J, Mahmood G, Bunker R (2005) Latticework (Vortex) cooling effectiveness: Rotating channel experiments. J Turbomach 127: 471-478.	علائم یونانی	
[10] Huh M, Lei J, Liu YH, Han JC (2009) High rotation number effects on heat transfer in a rectangular (AR=2:1) two pass channel. ASME Turbo Expo 2009, GT2009-59421.	ضریب پخش حرارتی (m^2/s)	α
[11] Fu WL, Wright LM, Han JC (2006) Rotational buoyancy effects on heat transfer in five different aspect-ratio rectangular channels with smooth walls and 45 degree ribbed walls. J Heat Trans 128(11): 1130-1141.	لزجت دینامیکی سیال (Pa.s)	μ
[12] Tao Z, Yang M, Deng H, Li H, Tian S (2016) Heat transfer study in a rotating ribbed two-pass channel with engine-similar cross section at high rotation number. Appl Therm Eng 106: 681-696.	چگالی سیال (kg/m^3)	ρ
[13] Li Y, Deng H, Xu G, Lu Q, Tian S (2014) Effect of channel orientation on heat transfer in rotating smooth square U-duct at high rotation number. ASME Turbo Expo 2014, GT2014-25188.	ضریب رسانش ($W/m^2.K$)	λ
[14] Lei J, Li S, Han JC, Zhang L, Moon HK (2014) Effect of a turning vane on heat transfer in rotating mult pass rectangular smooth channel J Thermophys Heat Tr 28(3): 417-427.	سرعت دورانی ($r.s^{-1}$)	Ω
[15] Deng H, Han Y, Tao Z, Li Y, Wang J (2017) Heat transfer in a rotating trailing edge wedge-shaped cooling channel with two inflow forms. Exp Therm Fluid Sci 88: 530-541.	زیرنویس‌ها	
[16] Wang J, Liu J, Wang L, Sundén B, Wang S (2018) Numerical investigation of heat transfer and fluid flow in a rotating rectangular channel with variously-shaped discrete ribs. Appl Therm Eng 129: 1369-1381.	بالک	b
[17] Niu Y, Zhang C, Xu G (2018) A modified anisotropic k- ω model for predicting flow and heat	دیواره	w
	ورودی	in
	خروجی	out
	کانال صاف	0
	۷- مراجع	
	[1] Dutta A, Srinath S, Chan JE (2012) Gas turbine heat transfer and cooling technology. 2nd edn. CRC press, Taylor and Francis Group.	
	[2] Han JC (2004) Recent studies in turbine blade cooling. Int J Rotating Mach 10(6): 443-457.	
	[3] Wagner J, Johnson BV, Graziani RA, Yeh FC (1992) Heat transfer in rotating serpentine passages with trips normal to the flow. J Turbomach 114: 847-857.	

- [20] Liu J, Hussain S, Wang J, Wang L, Xie G, Sunden B (2018) Heat transfer enhancement and turbulent flow in a high aspect ratio channel (4:1) with ribs of various truncation types and arrangements. *Int J Therm Sci* 123: 99-116.
- [21] Sundén B (2012) *Introduction to heat transfer*. WIT Press.
- [22] Moffat RJ (1988) Describing the uncertainties in experimental results. *Exp Therm Fluid Sci* 1(1): 3-17.
- transfer in a rotating channel. *Int J Heat Mass Tran* 123: 1-15.
- [18] Bons J, Kerrebrock J (1999) Complementary velocity and heat transfer measurements in a rotating cooling passage with smooth walls. *J Turbomach* 121: 651-662.
- [19] Faccini B, Carcasci C, Pievarol M (2014) Heat transfer and pressure loss measurements of matrix cooling geometries for gas turbine airfoils. *ASME Turbo Expo 2014, GT2014-25384*.