

آنالیز سینرژي تاثیر ريبهاي ۴۵، ۶۰، ۷۵ و ۹۰ درجه در افزايش انتقال حرارت پره‌هاي ثابت توربين گاز

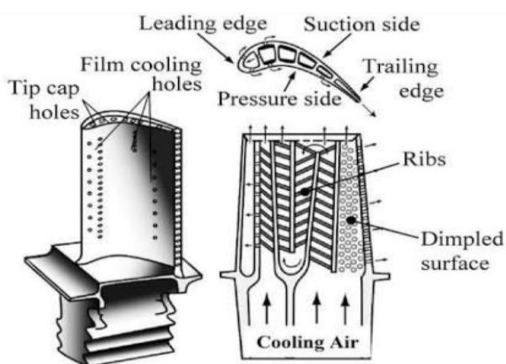
حميدرضا شهبازيان^{۱*}، سيد مصطفي حسين علي پور^۲

۱- دانشكده مكنانيك، دانشگاه كاشان، كاشان، ايران - Hr.Shahbazian@Kashanu.ac.ir

۲- دانشكده مكنانيك، دانشگاه علم و صنعت ايران - Alipour@iust.ac.ir

*نويسنده مخاطب

پره استفاده می‌شود که در حالت کلی به دو دسته خنک‌کاری داخلی و خارجی تقسیم‌بندی می‌شود. در شکل (۱) نمایی برش‌خورده از پره توربین با مکانیزم‌ها و ساختارهای مختلفی خنک‌کاری داخلی قابل مشاهده است.



شکل ۱- نمایی از پره توربین و روش‌های خنک‌کاری [۱]

توربولاتورها یا تولیدکننده‌های گردابه‌ای، دسته‌موانعی هستند که در جهت عرضی جریان قرار گرفته و باعث ایجاد توربولانس و یا به تاخیر افتادن رشد لایه مرزی می‌شوند و در اثر این عمل موجب افزایش انتقال حرارت خواهد شد. به دلیل جذابیت این موضوع تحقیقات زیادی بر میزان افت فشار و انتقال حرارت در این روش، صورت گرفته است. در پره‌های توربین‌های پیشرفته، مجموعه‌ای از ریب‌های مغشوش‌کننده جریان بر سطوح مختلف کانال داخلی به منظور افزایش انتقال حرارت استفاده می‌شود. برای مدل کردن کانال سیال خنک‌کننده اغلب از کانال‌هایی با مقطع مربع یا مستطیل با نسبت منطری مختلف استفاده شده است. مقدار افزایش انتقال حرارت در کانال مستطیلی دارای ریب‌های مغشوش‌کننده جریان به نسبت منطری کانال، هندسه‌ی ریب‌ها، (اندازه، شکل، توزیع، زاویه حمله جریان به آنها) و رینولدز جریان بستگی دارد. تحقیقات زیادی روی جریان سیال خنک‌کننده در کانال‌های دارای ریب‌دار در حالت سکون صورت گرفته است. هان و همکاران [۱] مطالعاتی درباره افزایش انتقال حرارت و افت فشار بر اثر جدایی جریان در اثر استفاده از ریب‌ها انجام داده‌اند. به طور کلی جریان در یک کانال دارای ریب به دو قسمت اساسی تقسیم می‌شود. قسمت اول، هسته اصلی جریان و قسمت دوم، جریان نزدیک به دیواره می‌باشد. کاسارسا و همکاران [۲] در مطالعه خود به توصیف سرعت و میزان انتقال حرارت داخلی در یک کانال مربعی شکل با ریب‌های ۹۰ درجه پرداخته‌اند. مشاهده‌های انجام شده برای اندازه‌گیری سرعت، توسط PIV و اندازه‌گیری‌های انجام

چکیده

خنک‌کاری پره‌های توربین ارتباط مستقیم با افزایش بازدهی و توان و همچنین افزایش عمر پره دارد. با افزایش دمای سیال ورودی به توربین می‌توان بازدهی و توان تولیدی توربین را افزایش داد. از آنجا استفاده از ریب‌های عمودی و زاویه دار باعث افزایش انتقال حرارت می‌شود لذا بررسی اثر افزایش زاویه ریب و به دنبال آن تغییر شدت جریانهای ثانویه تشکیل شده می‌تواند بسیار مهم باشد. از طرف دیگر افزایش و یا کاهش میزان ناسلت را می‌توان با زاویه سینرژي جریان یا به عبارتی زاویه بین بردار سرعت و گرادیان دما نیز بررسی و مورد آنالیز قرار داد. در این تحقیق اثرات ریب‌های ۴۵، ۶۰، ۷۵ و ۹۰ به عنوان توربولاتور جریان در کانال‌های داخلی خنک‌کاری در عدد $Re=10^4$ مورد مطالعه عددی قرار می‌گیرد. مدل توربولانسی استفاده شده مدل $k-\omega$ خواهد بود. نتایج حاکی از آن است که ضریب انتقال حرارت جابجایی نسبت به کانال صاف در کانال با ریب‌های ۶۰ درجه و ۴۵ درجه بیشترین مقدار خواهد بود. همچنین بهبود ۸٪ زاویه سینرژي با کاهش زاویه ریب مشاهده خواهد شد. افزایش ۶ برابری شدت جریانهای ثانویه از توربولاتورهای ۹۰ به ۴۵ درجه نیز واضح خواهد بود.

واژه‌های کلیدی: انتقال حرارت، خنک‌کاری پره، ریب‌های زاویه دار، سینرژي جریان، شدت جریانهای ثانویه

۱- مقدمه

توربین گاز 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. 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 می‌باشد. پژوهش‌های انجام شده اذعان دارند که تولید قدرت بیشتر و همچنین بازده حرارتی بهتر توربین گاز، به شدت رابطه مستقیمی با دمای سیال داغ دارد. نکته قابل تأمل 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 توربین گاز به شدت احساس می‌گردد. با استفاده از مکانیزم‌های خنک‌کاری پره‌ها، می‌توان شرایط افزایش دمای ورودی توربین را فراهم کرده و در راستای افزایش بازدهی و توان تولیدی توربین گاز گام برداشت. روش‌های مختلفی به منظور خنک‌کاری پره و کاهش دمای بیشینه

انتقال حرارت در حضور ورتکسهای تولید شده جریلهای ثانویه در اثر زاویه ریبهها می باشد.

۲- مفاهیم فیزیکی و معادلات حاکم

برای حل عددی هندسه این قسمت، از معادلات رینولدز میانگین گیری شده ناویر استوکس برای پیش بینی جریان های توربولانسی استفاده می شود. در این تحقیق جریان متوسط، پایدار، سه بعدی، غیر همدما و تراکم ناپذیر فرض شده است. نیروهای حجمی، ناچیز در نظر گرفته خواهد شد. فرضیه بوزینسک برای مرتبط ساختن تنش رینولدز به گرادیان های سرعت متوسط و ویسکوزیته گردابه ای استفاده می شود [۱۸]. از تاثیرات انتقال حرارت تشعشی^۲ در معادله انرژی صرف نظر شده است. به طور کلی معادلات حاکم به صورت زیر خواهد بود.

معادله پیوستگی:

$$\frac{\partial(\rho \bar{u}_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

معادله ممنتوم:

$$\frac{\partial(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right) - 2\rho e_{ijk} \Omega_j \bar{u}_k - \rho e_{ilm} e_{mjk} \Omega_l \Omega_j R_k \quad (2)$$

معادله انرژی:

$$c_p \frac{\partial \rho \bar{u}_i \bar{T}}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} \right) - c_p \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} \right) \quad (3)$$

بر اساس بررسی های انجام شده [۱۹]، مدل توربولانسی k- ω SST از لحاظ مدل سازی آشفتگی در انتقال گرما در حالت دوران و در نظر گرفتن تابع رفتار دیواره، مدل توربولانسی بسیار موقفی می باشد لذا یک معادله ای انتقال برای ω و k به صورت زیر در نظر گرفته خواهد شد [۲۰]:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \tau_{ij} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \beta^* \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_i} \left((\mu + \alpha_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \tau_{ij} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \beta^* \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_i} \left((\mu + \alpha_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) \quad (5)$$

به طور کلی افزایش انتقال حرارت، همواره به همراه اضافه شدن قدرت پمپاژ^۳ جریان که به خاطر مقاومت مسیر جریان اتفاق می افتد همراه می شود. اصل سینرزی (هم افزایی) میدان^۴، یک ابزار قدرتمند جهت تحقیق و بررسی رابطه بین میدان سرعت جریان سیال و میدان انتقال حرارت می باشد که در نهایت به ارائه ایده های جدید در مورد تکنولوژی های افزایش انتقال حرارت با راندمان بالا منجر خواهد شد. همچنین اصل سینرزی (هم افزایی) میدان، به منظور مطالعه و بررسی روشهای بهینه سازی میزان انتقال حرارت جابجایی در یک قدرت پمپاژ مشخص نیز بکار برده می شود. استفاده از قضیه تئوری گرین، فرم انتگرالی معادله انرژی در کل دامنه حل به صورت زیر می باشد.

$$\iiint_D \rho c_p (\vec{U} \cdot \nabla T) dV = \iint_{\Gamma} \vec{n} \cdot (k \nabla T) dA \quad (6)$$

با در نظر گرفتن پارامترهای بی بعد زیر می توان معادله بالا را به صورت بی بعد دوباره نویسی کرد.

شده برای دمای سطح و انتقال حرارت توسط LCT^۱ انجام شده است. این تحقیق با ۳۰٪ مسدود کردن مسیر حرکت سیال انجام شده و میزان Nu موضعی، متوسط سرعت جریان و ریشه دوم میانگین (rms) نوسانات سرعت گزارش شده است. انتقال حرارت و مطالعه جریان در یک کانال مستطیلی با ریبه های ۴۵ درجه در دو دیوار روبروی یکدیگر با نسبت منطری ۴ به صورت تجربی توسط محمود و همکاران [۳] انجام شده است در این تحقیق نسبت ارتفاع به قطر هیدرولیکی ۰/۰۷۵ و فاصله بین ریبه ها به ارتفاع ۱۰ و درصد مسدودشدگی جریان برابر ۲۵٪ می باشد. نتایج این تحقیق بیانگر این مطلب است که Nu موضعی در بالای هر ریبه بیشترین مقدار و در قسمت صاف بین ریبه ها کمترین مقدار را خواهد داشت. چو و همکاران [۴] بررسی آزمایشگاهی بکاربردن ریبه های ممتد و جدا از هم و همچنین چیدمان موازی و متقاطع را با تکنولوژی استفاده از تصعید نفتالین و انتقال جرم به منظور اندازه گیری میزان انتقال حرارت انجام داده اند. تورمن و همکاران [۵] نیز در تحقیقی به اندازه گیری دمای بالک سیال در یک داکت سه مسیره با ریبه های مربعی و تزریق هوا از بالای دیواره ها پرداخته اند و تاثیر تغییر مکان دقیق سوراخ های تزریق هوا نسبت به مکان ریبه ها را مورد مطالعه قرار داده اند. جانسون و همکاران [۶] نتیجه بررسی اثر زاویه ۹۰ و ۴۵ درجه در چیدمان ریبه های تولید کننده ورتکس را منتشر کرده اند. آنها در نتایج خود به این نکته اشاره کرده اند که در ریبه های ۹۰ درجه یک جریان ثانویه ضعیف، در قبل از ریبه تشکیل می شود ولی در ریبه های ۴۵ درجه، دو جریان ثانویه اطراف ریبه تشکیل شده و انبساط ناگهانی مسیر جریان در بعد از ریبه ها باعث ایجاد فضای چرخشی بزرگی خواهد شد. جیا و همکاران [۷] به بررسی انتقال حرارت و افت فشار مسیر بر روی ریبه های V شکل و مقایسه آن به ریبه های معمولی عمودی و زاویه دار پرداخته است. در سالهای اخیر نیز تحقیقاتی بر روی هندسه های متفاوت ریبه ها [۸] و [۹] همچنین پارامترهای مختلف هندسی در ریبه ها [۱۰ و ۱۱]، ریبه های کامل و پیوسته و یا ناکامل [۱۲]، تاثیر پره هدایتی در قسمت U شکل در کانال های ریبه دار [۱۳] و [۱۴]، تاثیر سوراخ هایی برای تزریق جریان و یا بیرون کشیدن جریان در کانال های ریبه دار [۱۵ و ۱۶] انجام شده است. به عنوان نمونه، چن و همکاران [۱۷] تاثیر موجود پره هدایتی در قسمت U شکل در کانالهای ریبه دار در حالات مختلف را بررسی کرده و نتایج خود را اینگونه منتشر نموده اند که طرح پیشنهادی (b) به خاطر شتاب گیری ضعیف و ضربه زدن کم جریان در بعد قسمت U شکل، دارای کمترین افت فشار در مسیر خود می باشد. همچنین با این روش فضای زیادی که جریان برگشتی در بعد از قسمت U شکل ایجاد می کند حذف خواهد شد. طرح پیشنهادی (c) که دارای ریبه در قسمت U شکل می باشد دارای انتقال حرارت زیادتری از طرح (b) نمی باشد یعنی وجود ریبه در قسمت U شکل تاثیر زیادی در افزایش انتقال حرارت ندارد. همچنین طرح پیشنهادی (a) دارای بیشترین انتقال حرارت متوسط در کل کانال خواهد بود.

اگرچه تحقیقات متعددی بر روی روشهای خنک کاری پره توربین گاز انجام شده است اما تمایز این تحقیق با پژوهش های قبلی، در بررسی جامع تر و دقیق تر تمام پارامترهای فیزیکی حاکم بر سیال و تحلیل سینرزی در افزایش

³ Pumping Power

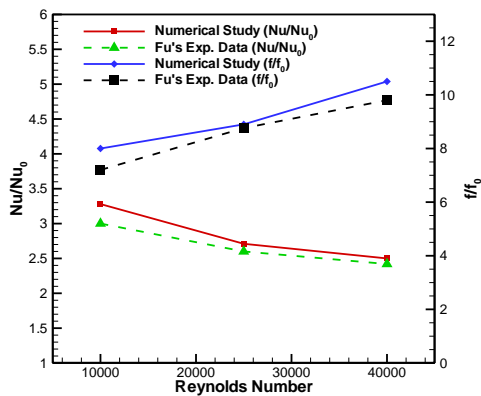
⁴ Field Synergy Principle

¹ Liquid Crystal Thermography

² Thermal Radiation

۰/۱	نسبت ارتفاع ریب به قطر هیدرولیکی (e/D)
۱	نسبت گام به ارتفاع ریب (p/e)
۴۵، ۶۰، ۷۵، ۹۰	زاویه ریب
روی یک خط	چیدمان ریب
۱۰۰۰۰	عدد رینولدز (Re)

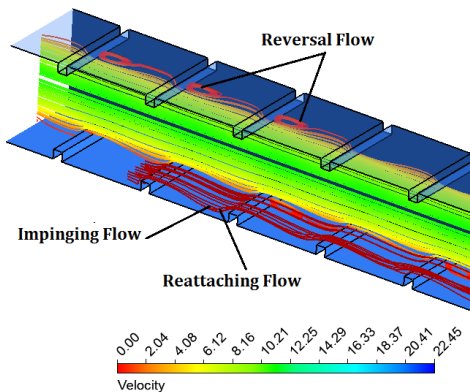
به منظور اطمینان از نتایج و تحلیل آنها، آنالیز استقلال از مش انجام شده و شبکه بندی کانال ریز شده است. با مقایسه نسبت عدد ناسلت و نسبت افت فشار، در نهایت ۶/۲ میلیون مش انتخاب شده است. برای اطمینان بیشتر از نتایج عددی و صحت انتخاب پارامترهای مهم مورد استفاده در کار عددی، نسبت عدد ناسلت متوسط در کانال با زاویه ۴۵ درجه برای عددهای رینولدز متفاوت نیز با نتایج تجربی فو و همکاران [۲۲] مورد ارزیابی دوباره قرار گرفته است که در شکل (۳) قابل مشاهده خواهد بود. بررسی‌های انجام شده و تطابق نسبتاً مناسب نتایج عددی و تجربی، بیانگر اطمینان از صحت شبیه سازی عددی خواهد بود.



شکل ۳ مقایسه نتایج تجربی و عددی به منظور اعتبار سنجی

۴- مطالعه میدان سرعت و فیزیک جریان

برای درک بهتر جریان‌های ثانویه تشکیل شده به واسطه موانع هندسی و همچنین توجیه نتایج افزایش یا کاهش انتقال حرارت و عدد ناسلت، ابتدا خطوط جریان در راستای طولی کانال و همچنین ورتکس‌های تشکیل شده به خاطر ریب‌های زاویه‌دار در شکل‌های (۴) و (۵) به ترتیب برای سه کانال صاف، کانال ریب‌دار با ریب‌های ۹۰ درجه و کانال ریب‌دار با ریب‌های ۴۵ درجه در حالت‌های ساکن به صورت جداگانه ترسیم شده است.



شکل ۴ خطوط جریان در راستای طولی و جریانهای ثانویه عرضی تشکیل شده در کانال با ریب ۹۰ درجه

$$\bar{U} = \frac{\vec{U}}{U_i}, \quad \nabla \bar{T} = \frac{\nabla T}{(T_s - T_i)/\delta}, \quad \bar{Y} = \frac{y}{\delta} \quad (7)$$

$$Nu_x = Re_x \cdot Pr \int_0^1 (\bar{U} \cdot \nabla \bar{T}) d\bar{Y} \quad (8)$$

با توجه به ضرب داخلی دو بردار سرعت و گرادیان دما در معادله زیر را می‌توان نوشت [۲۱]:

$$\int_0^1 (\bar{U} \cdot \nabla \bar{T}) d\bar{Y} = \int_0^1 (|\bar{U}| |\nabla \bar{T}| \cos \beta) d\bar{Y} \quad (9)$$

معادله (۹) بیان می‌کند که انتقال حرارت جابجایی شامل سه عدد اسکالر $|\bar{U}|$ و $|\nabla \bar{T}|$ و زاویه β بین آن دو بردار می‌باشد، به این معنی که مقدار Nu و یا به عبارتی دیگر مقدار انتگرال نه تنها به مقدار سرعت و گرادیان دما در دامنه حل بستگی دارد بلکه به زاویه بین این دو بردار نیز مرتبط خواهد بود.

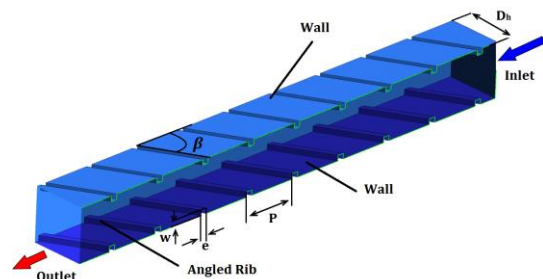
$$\beta_i = \arccos \frac{\left| u_i \frac{\partial T_i}{\partial x} + v_i \frac{\partial T_i}{\partial y} + w_i \frac{\partial T_i}{\partial z} \right|}{|\bar{U}_i| |\nabla T_i|} = \arccos \left(\frac{\bar{U} \cdot \nabla \bar{T}}{|\bar{U}| |\nabla \bar{T}|} \right) \quad (10)$$

از آنجا که عدد Re بیانگر نیروی اینرسی تولید شده جریان اصلی به نیروی ویسکوز می‌باشد عدد بی بعد Se نیز بیانگر نیروی اینرسی تولید شده جریان ثانویه به نیروی ویسکوز خواهد بود.

$$Se = \frac{\rho D_h^2}{\mu} \frac{\iiint_{\Omega} |\omega_n| d\Omega}{\iiint_{\Omega} d\Omega} \quad (11)$$

۳- شبیه سازی عددی

به منظور فهم فیزیکی جریان و انتقال حرارت، شبیه‌سازی عددی در حالت سه بعدی و تحت شرایط پایدار در یک کانال مجهز به ریب‌های زاویه‌دار با زوایای مختلف ۴۵، ۶۰، ۷۵ و ۹۰ درجه مطابق جدول (۱) در نرم‌افزار Ansys-Fluent انجام شده است. مشخصات و شکل کانال ریب‌دار در شکل (۱) قابل مشاهده می‌باشد. در این کانال قطر هیدرولیکی ۴۰ میلی‌متر بوده و شار حرارتی ثابت به دو صفحه بالا و پایین اعمال می‌شود و بقیه دیواره‌ها شرایط عدم لغزش و عایق را خواهند داشت. نسبت ارتفاع ریب به قطر هیدرولیکی کانال برابر ۱۰ و نسبت گام به ارتفاع ریب‌ها نیز برابر ۰/۱ خواهد بود. تمام مطالعات در عدد رینولدز $Re=10,000$ و دوران‌های متفاوت انجام خواهد شد. برای اطمینان از نیازمندی‌های مدل توربولانسی مورد استفاده، شبکه بندی مدل به گونه‌ای انجام شده است که دارای y^+ حدود ۱ باشد.

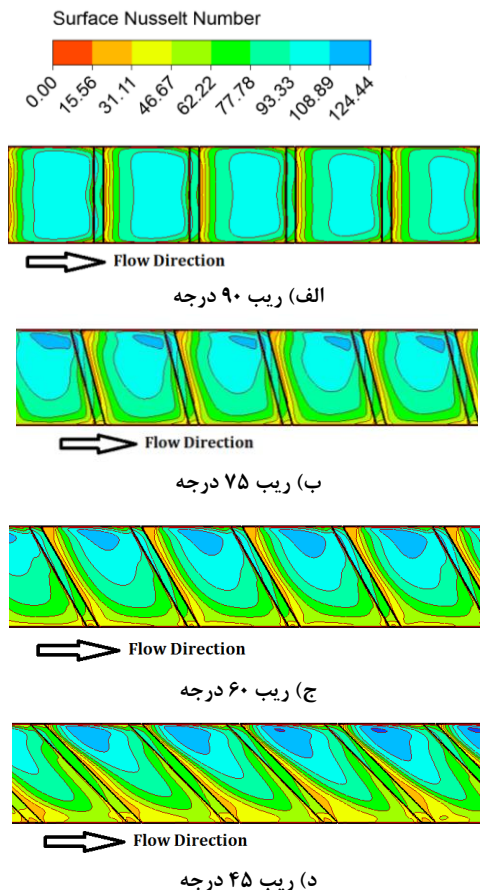


شکل ۲ شماتیک هندسی کانال با ریب‌های زاویه دار

مشخصات هندسی و محدوده تغییرات پارامترها

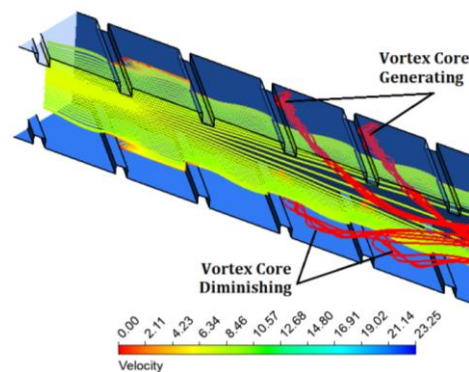
محدوده تغییرات	پارامترها
۴۰ میلی‌متر	قطر هیدرولیکی (D_h)
۱	نسبت منطری کانال

قبل از ریب‌های ۹۰ درجه قابل مشاهده خواهد بود. شایان ذکر است که مکان ماکزیمم عددناسلت و شکل گیری دوباره جریان سیال به شدت به ارتفاع ریب و فاصله بین ریب‌های ۹۰ درجه بستگی دارد. همچنین شکل (۵) توزیع عدد ناسلت موضعی را در کانال ساکن با ریبهای ۴۵ درجه در عدد $Re=10,000$ را نمایش می‌دهد. واضح است که الگوی کانتورهای عدد ناسلت موضعی در این صفحه به صورت متناوبی تکرار می‌شود اما مانند الگوی کانتور عدد ناسلت در ریبهای ۹۰ درجه نسبت به محور طولی کانال متقارن نخواهد بود. ضریب انتقال حرارت دقیقاً بعد از ریبهای ۴۵ درجه و در گوشه جلویی آن به شدت زیاد شده و این امر به واسطه تشکیل ورتکس‌های پیچشی جریان در این کانال و اختلاط بیشتر جریان گرم و سرد خواهد بود. عدد ناسلت موضعی به تدریج با کاهش اثر ورتکس‌های پیچشی در مسیر اصلی جریان سیال به تدریج کاهش خواهد یافت. شکل‌های (۶) و (۶ ج) کانتور عدد ناسلت را برای کانال با ریب‌های زاویه دار ۷۵ درجه و ۶۰ درجه نمایش می‌دهد. به طور کلی الگوی این کانتورها مانند کانتورهای عدد ناسلت در کانال با ریب‌های ۴۵ درجه می‌باشد. عدد ناسلت دقیقاً بعد از ریب‌های زاویه‌دار افزایش چشمگیری داشته و به تدریج به حرکت در راستای جریان اصلی این مقدار کاهش خواهد یافت. قابل ذکر است که مقدار ماکزیمم عدد ناسلت در ریب ۴۵ درجه بیشتر از مقدار متناظر آن در ریب‌های ۷۵ درجه و ۶۰ درجه می‌باشد. این مطلب گویای این مطلب است که ورتکس‌های پیچشی ایجاد شده به واسطه ریب‌های زاویه‌دار در کانال با ریب ۴۵ درجه به شدت از کانال با ریب‌های ۷۵ و ۶۰ درجه قوی‌تر خواهد بود.



شکل ۶ توزیع عدد ناسلت موضعی برای کانال با ریب‌های مختلف

در شکل (۴) ساختار جریان سیال و خطوط جریان در راستای طولی کانال با ریب‌های زاویه ۹۰ درجه را نمایش می‌دهد. جریان سیال با عبور از ریب‌های ۹۰ درجه به علت کاهش سطح مقطع جریان، سرعت و شتاب زیادتری می‌گیرد، بنابراین یک جریان برگشتی، دقیقاً بعد از ریب‌های به علت انبساط ناگهانی سطح عبوری جریان شکل خواهد گرفت. به علت همین جریان برگشتی، ادامه جریان سیال به صورت یک جت برخوردی به سطح بین ریب‌ها برخورد خواهد کرد. این توضیحات و رفتار سیال در حالت‌های جدایش، برخورد و شکل‌گیری دوباره، به صورت واضح در شکل (۴) مشخص شده است. به طور کلی، برهم خوردن لایه مرزی، ایجاد توربولانس کنار دیواره، برخورد سیال و شکل‌گیری دوباره جریان سیال به صورت متناوب به واسطه ریب‌های ۹۰ درجه تکرار خواهد شد.

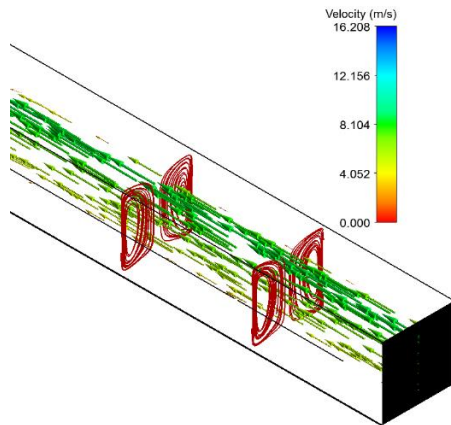


شکل ۵ خطوط جریان در راستای طولی و جریان‌های ثانویه عرضی تشکیل شده در کانال با ریب ۴۵ درجه

شکل (۵) نیز ساختار جریان و خطوط جریان سیال را در راستای طولی کانال با ریب‌های ۴۵ درجه را نمایش می‌دهد. همان طور که مشاهده می‌شود ریب‌های زاویه دار باعث ایجاد یک جریان ورتکس پیچشی در سیال اصلی خنک‌کننده خواهند شد. این ورتکس‌ها با حرکت در مسیر جریان اصلی به تدریج کم اثر شده و ناپدید می‌شوند. لذا جریان اصلی سیال به خاطر این ورتکس‌های پیچشی به طرف دیواره‌ها جمع می‌شود و این عامل انتظار افزایش ضریب انتقال حرارت و عدد بی‌بعد ناسلت را در کانال ریب‌دار ۴۵ درجه در حالت ساکن در مقایسه با کانال با ریب‌های ۹۰ درجه را به دنبال خواهد داشت.

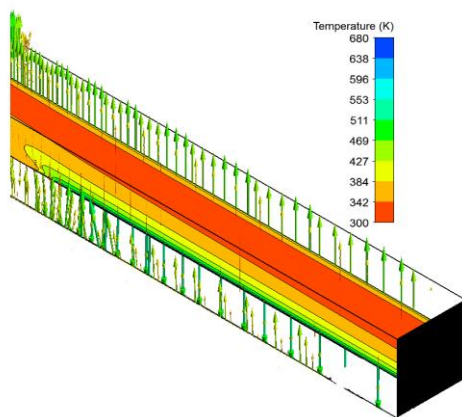
۵- مطالعه میدان دما و ضریب انتقال حرارت

شکل‌های (۶ الف) تا (۶ د) توزیع عدد ناسلت را در کانال‌های ریب‌دار مورد مطالعه، به ترتیب برای ریب‌های ۹۰ درجه، ۷۵ درجه، ۶۰ درجه و ۴۵ درجه در عدد $Re=10,000$ را نمایش می‌دهد. برای بررسی بهتر و ارزیابی اثرات ریب و جریان‌های ثانویه حاصل از ریب‌های زاویه‌دار، کانتورهای عدد ناسلت در حالت ساکن بر روی دیواره‌های کانال نمایش داده شده است. بر اساس شکل (۶ الف) که توزیع عددی ناسلت را در کانال با ریب‌های ۹۰ درجه نشان می‌دهد، انتقال حرارت دقیقاً قبل و بعد از ریب‌های ۹۰ درجه، دارای مقدار کمی بوده و این مقدار در ناحیه بین ریب‌ها زیاد خواهد شد. در حقیقت کاهش ناگهانی عدد ناسلت بعد از ریب، به واسطه جدایی جریان که در قسمت قبل مورد بحث و بررسی قرار گرفت، بوده و افزایش عدد ناسلت به واسطه جریان برخوردی می‌باشد. با شکل‌گیری دوباره جریان بعد از برخورد و افزایش ضخامت لایه مرزی، کاهش ضریب انتقال حرارت دقیقاً



شکل ۸ بردار سرعت در مسیر کانال صاف

جدول (۲) تغییرات زاویه سینرژی را در کانال صاف و ریب دار نمایش می دهد. همچنین برای درک بهتر، این اعداد به صورت نمودار شکل (۱۰) قابل مشاهده است.



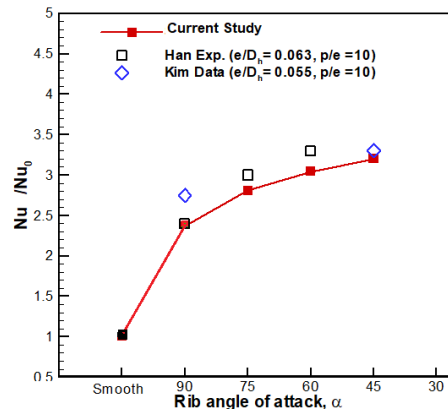
شکل ۹ کانتور دما و بردار گرادیان دما در مسیر کانال صاف

جدول (۲) تغییرات زاویه سینرژی بر حسب تغییرات عدد زاویه ریب

کانال با ریب صاف	کانال با ریب ۹۰ درجه	کانال با ریب ۷۵ درجه	کانال با ریب ۶۰ درجه	کانال با ریب ۴۵ درجه
۸۹/۰۲	۸۸/۴۲	۸۶/۷۴	۸۴/۸۲	۸۲/۴۰

همانطور که از شکل (۸) ملاحظه می گردد در حالت بدون دوران، زاویه سینرژی از مقدار ۸۹/۰۲ درجه به ۸۲/۴۰ درجه کاهش می یابد. این کاهش به واسطه جریان های ثانویه هندسی و ریب های زاویه دار می باشد. کاهش ۸٪ زاویه بین بردارهای سرعت و بردارهای گرادیان دما بدون شک افزایش انتقال حرارت را به دنبال خواهد داشت. البته در صورت دوران این زاویه نیز کاهش بیشتری را تجربه خواهد کرد.

به منظور ارزیابی اثرات زاویه ریب بر ضریب انتقال حرارت در یک کانال ریب دار، مقادیر عدد ناسلت به صورت تابعی از زاویه حمله ریب در شکل (۷) نمایش داده شده است. نتایج تجربی کیم و همکاران [۲۳] و همچنین هان و همکاران [۲۴] برای مقایسه و اطمینان بیشتر از نتایج عددی در شکل (۷) اضافه شده است. در این حالت ساکن جریانهای ثانویه هندسی می توانند باعث افزایش و یا کاهش عدد ناسلت شوند، همانطور که در شکل مشاهده می شود مقدار عدد ناسلت در کانال با ریبهای ۹۰ درجه در مقایسه با کانال صاف، یک جهش ۲۵٪ را تجربه می کند. این عدد با کاهش زاویه ریب از ۹۰ درجه به ۴۵ درجه حتی تا ۳ برابر مقدار متناظر خود نسبت به عدد ناسلت در کانال صاف افزایش خواهد یافت. بدون شک ورتکس های پیشگی ایجاد شده در ریب های زاویه دار با کاهش زاویه ریب از ۹۰ درجه به ۴۵ درجه به شدت قوی تر شده و اختلاط بیشتر سیال گرم کنار دیواره و سیال خنک کننده در هسته مرکزی کانال را به دنبال خواهند داشت.

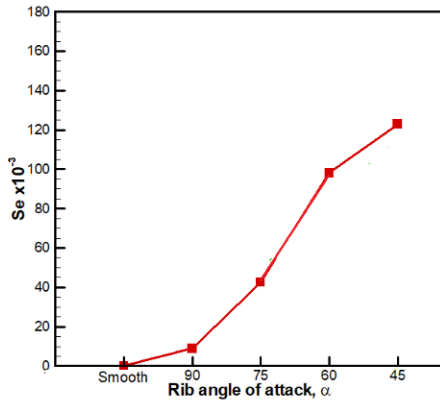


شکل ۷ تاثیر زاویه حمله ریب بر ناسلت متوسط

۶- آنالیز سینرژی

آنالیز سینرژی جریان برای انتقال حرارت بر اساس معادلات حاکم بر سیال بوده و بیانگر آن است که جهت بردارهای سرعت جریان سیال با جهت بردار گرادیان دما در دامنه حل چه میزان نزدیک می باشد. در حقیقت آنالیز سینرژی، زاویه بین بردارهای سرعت و بردارهای گرادیان دما را مورد بررسی قرار می دهد. هر فرآیند فیزیکی و یا هر تکنولوژی مورد استفاده که موجب کاهش زاویه بین بردارهای سرعت و بردارهای گرادیان دما شود بدون شک افزایش انتقال حرارت را به دنبال خواهد داشت. در این مطالعه، جریان ثانویه هندسی در افزایش انتقال حرارت نقش مهمی خواهند داشت، لذا آنالیز سینرژی برای تمام کانال های مورد مطالعه برای بررسی انتقال حرارت جابجایی با استفاده از کد پس پردازنده انجام شده است. شکل (۸) بردار سرعت و (۹) کانتور دما و بردار گرادیان دما در مسیر کانال را در عدد $Re=10,000$ را نمایش می دهد.

شکل (۱۳) مقدار متوسط‌گیری شده حجمی را برای عدد بی بعد شدت جریان ثانویه بر حسب تابعی از زاویه حمله ریب نشان می‌دهند. برای تمام کانال‌های ریب‌دار، مقدار شدت جریان‌های ثانویه با تغییر زاویه ریب از ۹۰ درجه به ۴۵ درجه به صورت چشمگیر افزایش خواهد یافت. این مقادیر به ترتیب صفر، ۷۰۰۰، ۴۳۰۰۰، ۱۰۰۰۰۰، ۱۲۰۰۰۰ برای کانال صاف، ریب ۹۰ درجه، ریب ۷۵ درجه، ریب ۶۰ درجه و ریب ۴۵ درجه می‌باشد.



شکل ۱۳ شدت جریان ثانویه بر حسب افزایش زاویه حمله ریب

۷- نتیجه گیری:

در این مقاله تاثیر زاویه ریبها و توربولاتورهای جریان بر روی فیزیک جریان و انتقال حرارت در کانال صاف و کانال‌های ریب‌دار با چهار زاویه حمله متفاوت برای ریب، در عدد رینولدز $Re=10^5$ مورد بررسی و مطالعه عددی قرار گرفت. از آنجا که توسعه تکنولوژی ریب‌های زاویه‌دار در خنک‌کاری داخلی پره توربین گاز می‌باشد، لذا نتایج این بخش می‌تواند در درک عملکرد و انتخاب بهتر این تکنولوژی مفید باشد. همچنین آنالیز سینرژیک نیز بر پایه نتایج حل عددی استخراج گردیده است که نتایج زیر قابل ذکر است:

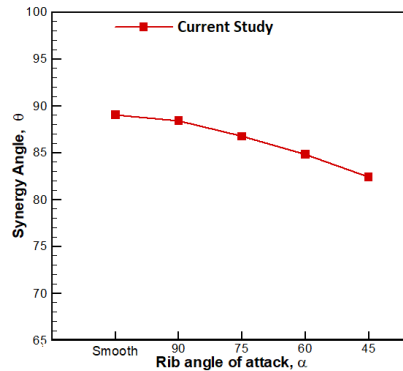
الف) در کانال با ریب‌های عمودی و زاویه‌دار به واسطه پدیده‌های جدایش جریان، برخورد جریان به سطح و شکل‌گیری دوباره جریان، که همگی به علت ریب‌های تولید کننده ورتکس اتفاق می‌افتد، افزایش قابل ملاحظه‌ای در ضریب انتقال حرارت جایابی نسبت به کانال صاف قابل مشاهده است. این افزایش در شرایط ساکن در کانال با ریب‌های ۶۰ درجه و ۴۵ درجه بیشترین مقدار خواهد بود.

ب) جریان‌های ثانویه کریولیسی در بهبود زاویه سینرژیک جریان موثر می‌باشند. همچنین جریان‌های ثانویه هندسی نیز که به واسطه زاویه ریب‌ها تشکیل می‌شوند، نقش مهمی در بهبود زاویه سینرژیک جریان ایفا خواهند کرد.

ج) شدت جریان ثانویه در کانال صاف کمترین مقدار بوده و با کاهش زاویه ریب به ۴۵ درجه بیشترین مقدار را تجربه خواهد کرد.

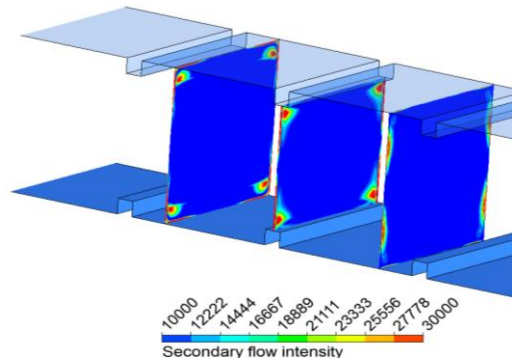
۸- مراجع

- [1] J.C. Han, Recent Studies in Turbine Blade Cooling, International Journal of Rotating Machinery, Vol. 10, No. 6, pp. 443-457, 2004.
- [2] L. Casarsa, M. Cakan, and T. Arts, "Characterization of the velocity and heat transfer fields in an internal cooling

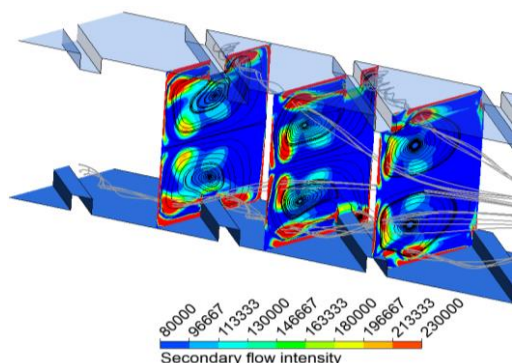


شکل ۱۰ تاثیر زاویه حمله ریب بر ناسلت متوسط

شکل (۱۱) و (۱۲) کانترهای شدت جریان ثانویه را برای سه مقطع اول، وسط و انتهای یک گام ریب برای کانال با ریب‌های ۹۰ درجه و کانال با ریب‌های ۴۵ درجه نشان می‌دهد. همچنین خطوط جریان‌های ثانویه این مقاطع هم برای درک بهتر، نمایش داده شده است. بر اساس شکل (۱۱) برای ریب ۹۰ درجه شدت جریان‌های ثانویه بسیار ضعیف بوده و بیشترین مقدار آن در گوشه‌های هر سطح مقطع بوده و علت آن به علت شکل مربعی کانال در مقایسه با شکل استوانه‌ای (مانند لوله) می‌باشد. از طرف دیگر برای کانال با ریب ۴۵ درجه، شکل (۱۲) نشان می‌دهد که جریان‌های ثانویه پیشگی که در کانال با ریب‌های ۴۵ درجه رخ می‌دهد به علت قدرتمند بودن این جریان‌ها در حالت ساکن، افزایش ۱۰ برابری شدت جریان‌های ثانویه را به دنبال خواهد داشت. به راحتی قابل مشاهده است که بیشترین مقدار عدد شدت جریان ثانویه در هر مقطع در مکانی اتفاق خواهد افتاد که خطوط جریان ثانویه پیشگی از آن محل عبور می‌کند.



شکل ۱۱ کانتر شدت جریان ثانویه در کانال با ریب‌های ۹۰ درجه



شکل ۱۲ کانتر شدت جریان ثانویه در کانال با ریب‌های ۴۵ درجه

- [14] D.M. Lee, J. S. Park, D. H. Lee, B. S. Kim, and H. H. Cho, "Heat transfer characteristics of a non-rotating two-pass rectangular duct with various guide vanes in the tip turn region," ASME Paper GT2011-45962, 2011.
- [15] B. Cukurel, C. Selcan, and T. Arts, "Film cooling extraction effects on the aero-thermal characteristics of rib roughened cooling channel flow," ASME Paper GT2012-68680, 2012.
- [16] T. Guo, H. Zhu, and D. Xu, "Heat transfer investigation of the channels with Rib turbulators and double-row bleed holes," ASME Paper GT2011-46319, 2011.
- [17] W. Chen, J. Ren, and H. Jiang, "Effect of turning vane configurations on heat transfer and pressure drop in a ribbed internal cooling system," ASME Paper GT2010-22273, 2010.
- [18] R. Jia, A. Saidi, B. Sunden, Heat transfer enhancement in square ducts with v-shaped ribs, *Journal of Turbomachinery: ASME*, Vol. 125, No. 4, pp. 788, 2003.
- [19] J. Liu, S. Hussain, J. Wang, L. Wang, G. Xie, B. Sunden, Heat transfer enhancement and turbulent flow in a high aspect ratio channel (4:1) with ribs of various truncation types and arrangements, *International Journal of Thermal Sciences* 123, 2018.
- [20] J. Wang, J. Liu, L. Wang, B. Sundén, S. Wang, Numerical investigation of heat transfer and fluid flow in a rotating rectangular channel with variously-shaped discrete ribs, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 129, (2018), PP 1369-1381.
- [21] M. O.A. Hamid, B. Zhang, Field synergy analysis for turbulent heat transfer on ribs roughened solar air heater, *Renewable Energy* 83 (2015) 1007-1019.
- [22] W. L. Fu, L. M. Wright, and J. C. Han, "Rotational buoyancy effects on heat transfer in five different aspect-ratio rectangular channels with smooth walls and 45 degree ribbed walls," *Journal of Heat Transfer*, vol. 128, no. 11, pp. 1130–1141, 2006, ASME Paper GT 2005-68493.
- [23] K.M. Kim, S.H. Park, Y.H. Jeon, D.H. Lee, H.H. Cho, Heat/mass transfer characteristics in angled ribbed channels with various bleed ratios and rotation numbers. *ASME J Turbomach*, 2008.
- [24] J.C. Han, J.S. Park, C.K. Lei, Heat transfer enhancement in channels with turbulence promoters. *J Eng Turbines Power*, (1985), 107, 628–635.
- channel with high blockage ratio," ASME Paper GT-2002-30207, 2002.
- [3] G. I. Mahmood, P.M. Ligrani, and S.Y. Won, "Spatially-resolved heat transfer and flow structure in a rectangular channel with 45° angled rib turbulators," ASME Paper GT-2002-30215, 2002.
- [4] H. H. Cho, S. Y. Lee, and S. J. Wu, "The combined effects of rib arrangements and discrete ribs on local heat/mass transfer in a square duct," ASME Paper 2001-GT-175, 2001.
- [5] D. Thurman and P. Poinatte, "Experimental heat transfer and bulk air temperature measurements for a multipass internal cooling model with ribs and bleed," ASME Paper 2000-GT-233, 2000.
- [6] B. V. Johnson, J. H. Wagner, G. D. Steuber, and F. C. Yeh, "Heat transfer in rotating serpentine passages with selected model orientations for smooth or skewed trip walls," *Journal of Turbomachinery*, vol. 116, no. 4, pp. 738–744, 1994, ASME Paper 93-GT-305.
- [7] R. Jia, A. Saidi, and B. Sunden, "Heat transfer enhancement in square ducts with V-shaped Ribs of various angles," ASME Paper GT-2002-30209, 2002.
- [8] R. Amano, K. Guntur, J. M. Lucci, and Y. Ashitaka, "Study of flow through a stationary ribbed channel for blade cooling," ASME Paper GT2010-23031, 2010.
- [9] H. Zhang, J. Wang, X. Wu, and H. Lu, "A simplified approach to design transverse ribs which array alternately in rectangular channel," ASME Paper, no.GT2010-22562, 2010.
- [10] T. Salameh and B. Sunden, "Comparison of continuous and truncated ribs on internal blade tip cooling," ASME Paper GT2012-68028, 2012.
- [11] G. Xie, S. Li, W. Zhang, and B. Sund'en, "Computational analysis of side-wall heat transfer of a turbine blade internal cooling passage with truncated ribs on opposite walls," ASME Paper GT2012-68073, 2012.
- [12] J. Wang, H. Liu, M. Mao, X. Li, and Z. Zhang, "Numerical investigations of fluid flow and heat transfer performances of semiattached rib channel design," ASME Paper GT2010-22563, 2010.
- [13] J. Lei, S.-J. Li, J.-C. Han, L. Zhang, and H.-K. Moon, "Heat transfer in rotating multi-pass rectangular ribbed channel with and without a turning vane," ASME Paper GT2012-69139, 2012.