

بررسی عددی جریان و انتقال حرارت در یک کانال U شکل گردان

محمد حسن کیهانی^۱دانشکده مهندسی مکانیک
دانشگاه صنعتی شاهرودمحمد رضا حیرانی نوبری^۲دانشکده مهندسی مکانیک
دانشگاه صنعتی امیرکبیرمحمود نوروزی^۳دانشکده مهندسی مکانیک
دانشگاه صنعتی شاهرود

چکیده

در این مقاله رفتار هیدرودینامیکی و حرارتی جریان در یک کانال U شکل گردان بررسی شده و عوامل موثر بر آن مورد مطالعه قرار گرفته اند. کاربرد عمده این جریان در خنک کاری داخلی پره های توربین گازی است. در این تحقیق با وجود هندسه نسبتاً پیچیده، فضای مساله به بخشهای مجزایی تقسیم شده و با به کارگیری دستگاههای مختصات نسبی مختلف، تحلیل جریان صورت گرفته است. همچنین شبکه محاسباتی از نوع شبکه جابجا شده بوده و گسسته کردن معادلات حاکم به شکل صریح و به روش تفاضل محدود انجام شده است. در این مقاله با استفاده از مدل سازی عددی، رفتار هیدرودینامیکی و حرارتی سیال خنک کننده در حالت های ایستا و گردان شبیه سازی شده و اثر پارامترهای موثر بر این جریان شامل شعاع دوران توربین، زاویه حمله پره و عدد دوران در حالت های دویعدی و سه بعدی بررسی شده است. از جمله نتایج جدید این تحقیق، بررسی نحوه تقابل جریانهای ثانویه ناشی از دوران و انحنا در زوایای حمله مختلف و اثر این تقابل در انتقال حرارت جریان است.

واژه های کلیدی: خنک کاری داخلی، پره های توربین گازی، انحنا، زاویه حمله

A Numerical Investigation of Fluid Flow and Heat Transfer in Rotating U Shape Duct

M.H. Kayhani
Mech. Eng. Dep't.
Shahrood Univ. of Tech.M.R. Heyrani-Nobari
Mech. Eng. Dep't.
AmirKabir Univ. of Tech.M. Norouzi
Mech. Eng. Dep't.
Shahrood Univ. of Tech.

ABSTRACT

In this paper, the hydrodynamics and the thermal behavior of the flow in a rotating U-shape channel and also the effective parameters are studied. This kind of flow is most applicable in internal cooling of gas turbine blades. In this study, because of the complication of geometry, it has been divided into distinct zones and using different relative coordinate systems, the flow has been analyzed. Also, the grid is staggered and the governing equations are formulated explicitly, using finite difference method. In this paper, the hydrodynamics and the thermal behaviors of coolant fluid are simulated by numerical modeling at rotary and stationary blade and the effective parameters, such as turbine rotation radius, radius of internal arc curvature, blade staggered angle, and rotation number are studied at two- and three-dimensional conditions. The recent considerable result of this research is the study of the manner of secondary flows interaction that formed due to curvature and rotation at different staggered angle and effect of this interaction in heat transfer.

Key Words: Internal Cooling, Gas Turbine Blades, Rotation, Staggered Angle

۱- استادیار (نویسنده پاسخگو): H_Kayhani@shahrood.ac.ir

۲- دانشیار

۳- دانشجوی دکترا

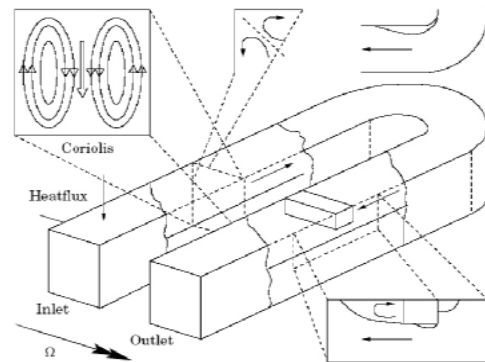
۱- مقدمه

در این پژوهش، جریان یک سیال تراکم ناپذیر در مسیری U شکل برای حالت‌های ایستا و دوار مورد بررسی قرار گرفته است. کاربرد عمده این جریان در خنک کاری داخلی پره‌های توربین گازی است. در توربین های گازی، با افزایش دمای سیال داغ ورودی، توان خروجی و بازده حرارتی آنها افزایش می‌یابد ولی به دلیل مشکلات متالورژیکی، افزایش دما تا حد مشخصی امکان پذیر است. به طور کلی از سه روش برای به کار بردن توربین ها در دماهای بالا استفاده می‌شود [۱]:

- استفاده از سوپرآلیاژها
- خنک کاری خارجی پره ها
- خنک کاری داخلی پره ها

در خنک کاری داخلی، مسیرهای U شکلی را در داخل پره ها ایجاد می‌کنند و با عبور سیال سرد از داخل این مسیرها، عمل خنک کاری انجام می‌شود [۱].

در شکل ۱ مسیر U شکل خنک کاری در یک پره روتور نشان داده شده است.



شکل (۱): طرح شماتیک مسیر خنک کاری داخلی و پدیده های آن [۲].

در حالت کلی، جریان خنک کاری داخلی بشدت تحت تأثیر نیروهای حجمی ناشی از دوران و انتقال حرارت قرار دارد. مطابق شکل ۱، نیروهای کریولیس ناشی از دوران در تشکیل جریانهای ثانویه و افزایش انتقال حرارت نقش دارند. در ناحیه قوس، اثرات انحنا سبب تشکیل جریانهای ثانویه (گردابه های تیلور گورتلر^۱) و نیز جدایش در

جریان می‌شود. در بعضی حالات در داخل مسیر خنک کاری، برآمدگی هایی ایجاد می‌کنند که این برآمدگی ها در افزایش میزان انتقال حرارت (افزایش سطح و افزایش ضریب جابه جایی) نقش دارند.

در جدول ۱ فهرستی از پدیده های فیزیکی ناشی از بخشهای مختلف جریان خنک کاری درج شده است. مطابق این جدول، گوشه‌ها، قوس‌ها، برآمدگی‌های مسیر و دوران در تشکیل جریانهای ثانویه و افزایش انتقال حرارت نقش دارند. به طور کلی پایداری جریان تحت تأثیر نیروی اینرسی، نیروهای کریولیس و گریز از مرکز ناشی از دوران و نیروی شناوری قرار دارد ولی معمولاً اثر نیروهای دوران و اینرسی نسبت به نیروی شناوری بیشتر بوده و محدوده پایداری جریان بر اساس عدد رینولدز و عدد دوران مشخص می‌شود. بر این اساس، در این مقاله و بسیاری مراجع دیگر، از اثر نیروی شناوری در برابر سایر نیروها صرف نظر شده است.

به دلیل اهمیت خنک کاری داخلی، تحقیقات گسترده عددی و آزمایشگاهی در این زمینه صورت گرفته است. در این مطالعات، هندسه مسیر خنک کاری به شکل مسیرهای یک یا چند راهه و در حالت‌های فین دار و بدون فین بررسی شده‌اند. بیشتر این مطالعات نیز روی مسیرهای غیر متحرک (مسیرهای داخل پره های استاتور) متمرکز هستند. به عنوان نمونه، هان و زانگ^۲ [۳] و چيو^۳ [۴] در این زمینه فعالیت نموده‌اند. لیو^۴ [۵] در تحقیق خود دوازده روش را برای اعمال تغییراتی در مسیر خنک کاری جهت تولید گردابه و افزایش انتقال حرارت در پره های استاتور ارائه نموده است. چو^۵ [۶] توجه خود را به اثر فینهای داخلی و نقش آنها در افزایش انتقال حرارت معطوف داشته و یاکوویدز^۶ [۷] نیز علاوه بر اثر فین، اثر قوس و نقش آن را در میزان جدایش جریان و افزایش عدد ناسلت در نظر گرفته است. تاکنون تحقیقات آزمایشگاهی صورت گرفته در زمینه مسیرهای چرخان بیشتر از مطالعات عددی بوده است.

2-Han and Zhang
3-Chyu
4-Liou
5-Cho
6-Iacovides

1-Taylor Görtler

جدول (۱): پدیده‌های حاصل از جریان خنک‌کاری داخلی در اثر عوامل فیزیکی [۲].

نیروهای حجمی	پایداری	کاهش شتاب	جدایش	جریانهای ثانویه	تنش برشی	
		✓	✓	✓	✓	انحنا
				✓		گوشه‌ها
✓	✓					انتقال حرارت
		✓	✓	✓	✓	برآمدگی‌های مسیر
					✓	دیواره‌ها
✓	✓			✓		دوران

بعدی مطالعه نموده و بردبرگ^{۱۰} [۲ و ۲۲] نیز با استفاده از مدل‌های مختلف توربولانسی، جریان خنک‌کاری را شبیه‌سازی و نتایج حاصل از آنها را با نتایج آزمایشگاهی مقایسه کرده است. چاکراوارسی^{۱۱} [۲۳] با استفاده از مدل‌سازی عددی، طیف کاملی از توزیع عدد ناسلت موضعی را در دیواره‌های مسیر خنک‌کاری در حالت‌های ایستا و چرخان ارائه نموده است. هان [۲۴] نیز در مقاله خود با استفاده از مدل‌سازی عددی، به مقایسه سهم خنک‌کاری داخلی در مقابل خنک‌کاری خارجی (خنک‌کاری لایه‌ای) پرداخته است.

در مقاله حاضر جریان خنک‌کاری و انتقال حرارت آن به صورت دو بعدی و سه بعدی و در حالت‌های ایستا و چرخان مطالعه شده است. از نتایج جدید این تحقیق، بررسی اثر جریان‌های ثانویه ناشی از انحنا و دوران و نحوه تقابل آنها با یکدیگر تحت زوایای حمله مختلف است، به نحوی که در مورد مدل بررسی شده در این پژوهش، تغییر زاویه حمله از $90^{\circ}+$ به $90^{\circ}-$ (یا به عبارت ساده‌تر تعویض ورودی و خروجی جریان) منجر به ۲۰٪ افزایش انتقال حرارت شده است. زیرا جهت جریان‌های ثانویه ناشی از دوران وابسته به مقدار زاویه حمله بوده و لذا در ناحیه انحنا سبب تقویت و یا تضعیف گردابه‌های ناشی از انحنا می‌شوند. از آنجا که جریان‌های ثانویه نقش مهمی در انتقال حرارت ایفا می‌کنند، تغییر زاویه حمله بر مقدار انتقال حرارت جریان خنک‌کاری مؤثر است. این پدیده‌ها به طور کامل در این مقاله بررسی شده‌اند.

واگنر^۱ [۹ و ۸] در مقالات خود انتقال حرارت جریان خنک‌کاری را در مسیرهای صاف بررسی نموده و موریس^۲ [۱۰] نیز اثر نیروهای کریولیس و گریز از مرکز ناشی از دوران را در رفتار جریان خنک‌کاری مطالعه کرده‌اند. هان [۱۱] و چه^۳ [۱۲] در مقالات خود رفتار جریان خنک‌کاری را در وضعیت‌های حرارتی مختلف بررسی نموده‌اند. همچنین مطالعات آزمایشگاهی فراوانی در زمینه اثر فین‌های داخلی در انتقال حرارت مسیرهای چرخان صورت گرفته است. برای مثال می‌توان به فعالیت‌های تسلیم^۴ [۱۳]، واگنر [۱۴]، زانگ [۱۵]، جانسون^۵ [۱۶]، تس^۶ [۱۷] و کو^۷ [۱۸] اشاره نمود.

در زمینه مطالعه عددی جریان خنک‌کاری، تحقیقات اولیه بیشتر بر روی جریان‌های دو بعدی متمرکز بوده‌اند. به عنوان نمونه در پژوهش‌های بسرمن^۸ [۱۹] و وانگ^۹ [۲۰] جریان‌های دو بعدی در مسیرهای ایستا و چرخان مدل‌سازی شده‌اند. با پیشرفت کامپیوترها و اصلاح روش‌های عددی، مدل‌سازی‌های کامل‌تری نیز از این جریان انجام شده است. یاکوویدز [۲۱] جریان خنک‌کاری را در حالت‌های ایستا و چرخان به صورت سه

-
- 1-Wagner
 - 2-Morris
 - 4-Cheah
 - 5-Taslim
 - 5-Johnson
 - 6-Tes
 - 7-Kuo
 - 8-Besserman
 - 9-Wang

-
- 10-Bredberg
 - 11-Chakravarthy

جدول (۲): پارامترهای بی بعد در خنک کاری داخلی.

$t^* = \frac{t.U}{D_h}$	$x_i^* = \frac{x_i}{D_h}$	$V_i^* = \frac{V_i}{U}$
$P^* = \frac{P}{\rho U^2}$	$Re = \frac{U.D_h}{\nu}$	$\omega^* = Ro = \frac{D_h.\omega}{U}$
$T^* = \frac{T-T_o}{T_{in}-T_o}$	$Pr = \frac{\nu}{\alpha}$	$Nu_m = \frac{h_m.D_h}{k}$

در جدول ۲، t زمان، U سرعت جریان ورودی، D_h قطر هیدرولیکی، x_i پارامترهای طولی جریان، V بردار سرعت جریان، P فشار استاتیکی، T دمای سیال، T_i دمای سیال ورودی، T_o دمای دیواره ها، ω سرعت زاویه ای دوران، ν ویسکوزیته سینماتیکی سیال، h_m ضریب جابجایی سرتاسری، ρ چگالی، k ضریب هدایت حرارتی و α ضریب انتقال حرارت است. گفتنی است که در بخش نتایج، کلیه تصاویر و دیاگرامها بر اساس پارامترهای جدول ۲، به صورت بی بعد نمایش داده شده اند.

به طور کلی معادلات حاکم بر جریان خنک کاری داخلی شامل معادله پیوستگی، معادلات بقای مومنوم و معادله بقای انرژی بصورت زیر هستند:

$$\nabla.V^* = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial V^*}{\partial t} + (V^*.\nabla)V^* + a_{rel}^* = \nabla P^* + \frac{1}{Re} \nabla^2 V^*, \quad (2)$$

$$\frac{\partial T^*}{\partial t} + (V^*.\nabla)T^* = \frac{1}{Re.Pr} \nabla^2 T^*. \quad (3)$$

در رابطه (۲) اثر نیروهای گریز از مرکز و کریولیس (ناشی از دوران) در جمله a_{rel}^* مستتر است. در ناحیه ۱ مؤلفه های شتاب نسبی (a_{rel}^*) عبارتند از:

$$a_{rel}^* = a_x^* e_x + a_y^* e_y + a_z^* e_z, \quad (4)$$

$$a_x^* = \left\{ \begin{array}{l} -(R_t^* + x^*) \omega^{*2} + \\ 2(w^* \cos \phi - v^* \sin \phi) \omega^* \end{array} \right\}, \quad (5)$$

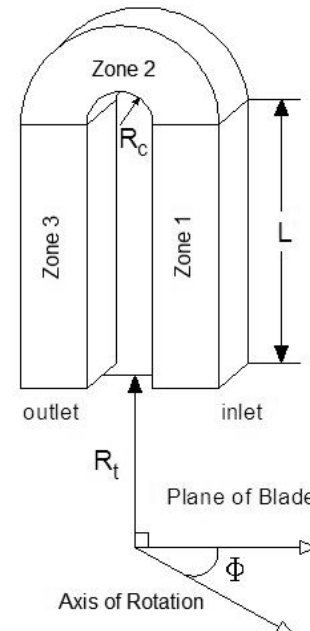
$$a_y^* = \left\{ \begin{array}{l} [(z^* - \frac{b_z^*}{2}) \sin \phi \cos \phi - \\ (R_c^* + y^*) \sin^2 \phi] \omega^{*2} + 2u^* \omega^* \sin \phi \end{array} \right\}, \quad (6)$$

$$a_z^* = \left\{ \begin{array}{l} [(R_c^* + y^*) \sin \phi \cos \phi - \\ (z^* - \frac{b_z^*}{2}) \cos^2 \phi] \omega^{*2} - 2u^* \omega^* \cos \phi \end{array} \right\}. \quad (7)$$

۲- معادلات حاکم و شرایط مرزی

در این پژوهش بنا به برخی ملاحظات عددی، مسیر خنک کاری به سه قسمت تقسیم شده است. با توجه به شکل ۲، نواحی ۱ و ۳ به شکل مکعب مستطیل و ناحیه ۲ به شکل نیم حلقه است. مطابق شکل، شعاع توربین، R_c شعاع مسیر خنک کاری، L طول نواحی ۱ و ۳ و ϕ زاویه حمله پره است (زاویه حمله پره، زاویه بین محور دوران توربین و صفحه گذرنده از مسیر خنک کاری است). معادلات حاکم بر جریان سیال خنک کاری به طور جداگانه در این نواحی حل می شوند و در هر گام زمانی به هم کوپل می گردند تا پاسخ معادلات حاکم همگرا شوند.

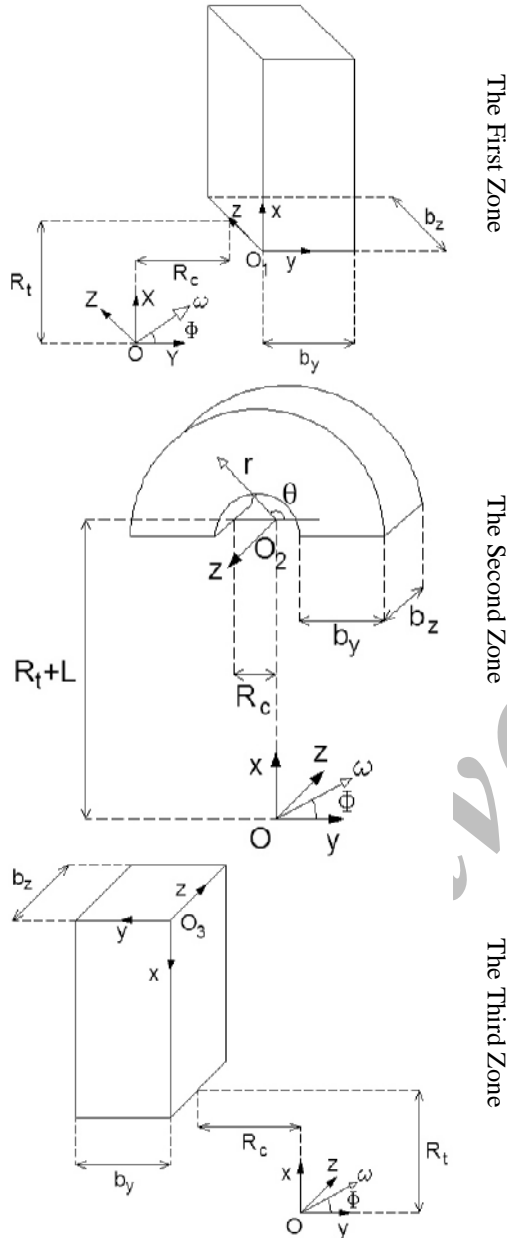
بنابراین در نواحی ۱ و ۳، معادلات حاکم در دستگاه مختصات کارتزین و در ناحیه ۲ در دستگاه مختصات استوانه ای بیان می شوند. در شکل ۳ دستگاههای مختصات نسبی در هر یک از نواحی نشان داده شده اند. دستگاه مختصات اینرسی نیز در مرکز دوران (محور توربین) قرار دارد.



شکل (۲): هندسه مسیر خنک کاری داخلی.

در جدول ۲ فهرستی از پارامترهای بی بعد که در معادلات حاکم به کار رفته اند، درج شده است [۱].

این پژوهش از روش عددی ویژه‌ای استفاده شده که به اعمال شرط مرزی فشار نیازی ندارد. در این پژوهش، در ناحیه ورودی، مؤلفه سرعت محوری برابر مقدار ثابت U لحاظ شده است.



شکل (۳): دستگاه‌های مختصات در هر سه ناحیه.

همچنین پروفیل دمایی یکنواخت (300K) در ورودی اعمال شده است. در خروجی نیز از شرط نیومن همگن برای مؤلفه سرعت محوری استفاده شده است. برای دما می‌توان شرط توسعه یافتگی حرارتی [۲۵] را بصورت زیر در خروجی اعمال نمود:

در ناحیه ۳ مولفه های شتاب نسبی عبارتند از :

$$a_x^* = \left\{ \begin{aligned} &(R_t^* + L^* - x^*) \omega^{*2} - \\ &2(w^* \cos \phi + v^* \sin \phi) \omega^* \end{aligned} \right\}, \quad (8)$$

$$a_y^* = \left\{ \begin{aligned} &-[(z^* - \frac{b_z^*}{2}) \sin \phi \cos \phi + \\ &(R_c^* + y^*) \sin^2 \phi] \omega^{*2} + 2u^* \omega^* \sin \phi \end{aligned} \right\}, \quad (9)$$

$$a_z^* = \left\{ \begin{aligned} &-[(z^* - \frac{b_z^*}{2}) \cos^2 \phi + \\ &(R_c^* + y^*) \sin \phi \cos \phi] \omega^{*2} + 2u^* \omega^* \cos \phi \end{aligned} \right\}. \quad (10)$$

در ناحیه ۲ از دستگاه مختصات استوانه ای استفاده شده است. در این ناحیه مولفه های شتاب عبارتند از:

$$a_{rel}^* = a_r^* e_r + a_\theta^* e_\theta + a_z^* e_z, \quad (11)$$

$$a_r^* = \left\{ \begin{aligned} &\{-(R_t^* + L^* + r^* \sin \theta) \omega^{*2} + \\ &2[v_z^* \cos \phi + (v_\theta^* \sin \theta - v_r^* \cos \theta) \\ &\sin \phi] \omega^*\} \sin \theta + \{[(z^* - \frac{b_z^*}{2}) \sin \phi \cos \phi \\ &- r^* \cos \theta \sin^2 \phi] \omega^{*2} + 2(v_\theta^* \cos \theta + v_r^* \\ &\sin \theta) \omega^* \sin \phi\} \cos \theta \end{aligned} \right\}, \quad (12)$$

$$a_\theta^* = \left\{ \begin{aligned} &\{-(R_t^* + L^* + r^* \sin \theta) \omega^{*2} + \\ &2[v_z^* \cos \phi + (v_\theta^* \sin \theta - v_r^* \cos \theta) \\ &\sin \phi] \omega^*\} \cos \theta + \{[(z^* - \frac{b_z^*}{2}) \sin \phi \cos \phi \\ &- r^* \cos \theta \sin^2 \phi] \omega^{*2} + 2(v_\theta^* \cos \theta + v_r^* \\ &\sin \theta) \omega^* \sin \phi\} \sin \theta \end{aligned} \right\}, \quad (13)$$

$$a_z^* = \left\{ \begin{aligned} &-[r^* \cos \theta \sin \phi \cos \phi - (z^* - \frac{b_z^*}{2}) \\ &\cos^2 \phi] \omega^{*2} + 2(v_\theta^* \cos \theta + v_r^* \sin \theta) \omega^* \cos \phi \end{aligned} \right\}. \quad (14)$$

در معادلات حاکم، روی دیواره‌های جامد به سادگی می‌توان، شرط عدم لغزش را برای مؤلفه های سرعت اعمال کرد. همچنین می‌توان برای دیواره شرط ثابت بودن دما را با دقت بالایی به کار برد. درستی این شرط در آزمایش‌های زیادی به اثبات رسیده است. چه [۱۲] و همکارانش در آزمایش‌های خود دمایی دیواره مسیر خنک کاری را حدود 700K در نظر گرفته‌اند. هرچند اعمال شرط مرزی برای فشار نسبتاً دشوار است، ولی در

با توجه به اینکه معادلات حاکم به صورت شبه گذرا حل می‌شوند، بنابراین به شرایط اولیه نیاز دارند. برای اکثر سیستم‌هایی که دارای دیواره‌های بدون شتاب هستند و نیروهای حجمی بر آنها اثر ندارند، می‌توان شرط اولیه سکون را لحاظ کرد [۲۸]. برای پره‌های ثابت (پره‌های استاتور)، فرض سکون، شرط اولیه مناسبی است، ولی برای پره‌های متحرک (پره‌های روتور) این فرض با معادلات ناویراستوکس سازگار نیست. علت این امر وجود ترم شتاب گریز از مرکز در معادلات ناویراستوکس است. برای پره‌های روتور پیشنهاد می‌شود که جهت تعیین شرط اولیه، میدان جریان به صورت یک بعدی، تراکم‌ناپذیر و غیرلزج حل شود و نتایج در شرط اولیه لحاظ شوند [۲۹]. برای این منظور می‌توان تمامی مؤلفه‌های سرعت را برابر صفر فرض کرد ولی شتاب را با نیروی گریز از مرکز بالانس نمود و در تمامی میدان جریان شرط اولیه زیر را برای فشار لحاظ کرد:

$$P = \frac{1}{2} \rho x^2 \omega^2. \quad (17)$$

در رابطه بالا ω ، سرعت دوران پره و x فاصله تا محور توربین (محور دوران) است.



شکل (۴): شبکه مسیر خنک کاری.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{T - T_o}{T_m - T_o} \right) = 0. \quad (15)$$

که در رابطه فوق، T_o دمای دیواره و T_m دمای متوسط جریان در ناحیه خروجی است.

۳- روش عددی

به دلیل غیرخطی بودن معادلات ناویراستوکس، تحلیل عددی مسائل جریان پایدار به صورت شبه‌گذرا صورت می‌گیرد و پس از انتخاب یک شرط اولیه مناسب، معادلات حاکم در حالت غیردائم حل می‌شوند تا جوابها به سمت پاسخهای جریان پایدار همگرا شوند. در این پژوهش برای اصلاح پارامتر فشار در گامهای زمانی تحلیل، از روش تراکم پذیری مصنوعی چورین^۱ [۲۶] استفاده شده است. در این روش، معادله پیوستگی با افزودن یک عبارت تابع زمان برای فشار به صورت زیر در می‌آید:

$$\frac{\partial P}{\partial t} + a^2 \nabla \cdot V = 0. \quad (16)$$

واضح است که در حالت پایدار، پاسخ معادله فوق با معادله پیوستگی یکسان است.

تقسیم فضای حرکت جریان خنک کاری به سه ناحیه، سبب عدم نیاز به استفاده از نگاشت، برای تبدیل شبکه در ناحیه قوس (ناحیه ۲) می‌شود، زیرا به این ترتیب به جای استفاده از نگاشت در ناحیه قوس، معادلات حاکم در دستگاه مختصات استوانه‌ای گسسته می‌شوند. شبکه استفاده شده در این تحقیق از نوع شبکه جابه‌جا شده، و شبکه ثانویه از طریق انتقال شبکه اولیه در امتداد قطر المانها و به اندازه نصف قطر آنها به دست می‌آید [۲۷]. این روش، امکان به هم جفت شدن متغیرها را فراهم کرده و پایداری را بهبود می‌بخشد. در اینجا، برای گسسته کردن معادلات حاکم از تقریب تفاضل محدود پیشرو مرتبه اول برای مشتق زمان و تقریب تفاضل محدود مرتبه دوم برای مشتقات مکان استفاده شده است. در این پژوهش، معادلات به صورت صریح فرمول بندی شده‌اند.

۴- نتایج و بحث

در این بخش، ابتدا به موضوع حساسیت و دقت پرداخته شده و سپس جریانهای دو بعدی و سه بعدی در مسیر خنک کاری بررسی شده‌اند. برای بررسی دقت، نتایج حاصل از این پژوهش با نتایج نمونه^۱ [۳۰] مقایسه شده است. با توجه به شکل ۲، هندسه ای با مشخصات $\phi = -90^\circ$ ، $R_c = 5/4 \text{ cm}$ ، $L = 15 \text{ cm}$ ، $D_h = 3 \text{ cm}$ گره 21×21 در هر مقطع و نسبت دو به یک برای طول به عرض سلولها در نظر گرفته شده است. جریان در عدد رینولدز ۲۰۰ و عدد دوران در دو حالت صفر و ۰/۴ بررسی شده است. در شکل ۵ توزیع سرعت محوری در وسط ناحیه ۲ ($\theta = 90^\circ$) نشان داده شده است. مطابق شکل، تطابق قابل قبولی میان نتایج حاصل از این تحقیق و نتایج کیس وجود دارد، به طوری که متوسط قدر مطلق خطا در حالت ایستا ۱/۱۲٪ و در حالت چرخان ۱/۸۶٪ است.

برای بررسی حساسیت، از جریان سه بعدی اصلی مطالعه شده در این تحقیق که مشابه آزمایشات چه^۲ [۱۲] می باشد، استفاده شده است ($L = 20 \text{ cm}$ ، $D_h = 3 \text{ cm}$ ، $Re = 400$ و $\phi = -90^\circ$) در این حالت، $Ro = 1$ و نسبت طول به عرض سلولها دو به یک است. از آنجا که جواب دقیقی برای این مساله وجود ندارد، از این رو پاسخ روش عددی به ازای $n_y = n_z = 50$ به عنوان پاسخ دقیق در نظر گرفته شده است. در شکل ۶، توزیع خطا بر حسب تعداد گره های مختلف نشان داده شده است. با توجه به شکل، به ازای $n_y = n_z > 30$ خطای پاسخها زیر ۱٪ بوده و در نتیجه حساسیت پاسخها به ازای این تعداد گره ها بسیار کم است. بنابراین در این تحلیل مقدار $n_y = n_z = 30$ به عنوان تعداد گره مبنا در نظر گرفته شده است.

در شکل های ۷ تا ۹ پارامترهای جریان در یک مسیر خنک کاری دو بعدی ایستا (استاتور) بررسی شده‌اند.

در شکل ۷، توزیع سرعت محوری بی بعد در مسیر خنک کاری نشان داده شده است. مطابق شکل، سیال از ناحیه اول (ناحیه مستقیم سمت راست) وارد شده و پس از عبور از مسیر U شکل خنک کاری از ناحیه سوم (ناحیه

مستقیم سمت چپ) خارج می شود. در ناحیه اول در ابتدا نحوه حرکت سیال مانند جریان بین دو صفحه تخت است و با رسیدن به قوس، تقارن محوری جریان به هم خورده و توده سیال به سمت دیواره داخلی تمایل پیدا می کند. در انتهای قوس پدیده جدایش اتفاق می افتد. در اثر جدایش در این ناحیه گردابه های شدیدی وجود دارد. مطابق شکل به دلیل انحنای شدید مسیر، توده سیال پس از عبور از قوس با دیواره مقابل (در ناحیه سوم) برخورد کرده و به دلیل آثار مومنتوم ناشی از این برخورد، دچار تلاطم شده است (در شعاعهای انحنای بزرگ چنین تلاطمی وجود ندارد). به دلیل اثرات لزجت، با پیشروی جریان در مسیر خنک کاری تلاطمات تولید شده ناشی از قوس کاهش پیدا می کنند. از آنجا که با کاهش شعاع انحنای، ماکزیمم سرعت در ناحیه قوس افزایش و ناحیه جدایش بعد از قوس (با سرعت محوری منفی) توسعه می یابد، بدیهی است که برای ارضای پیوستگی جریان در ناحیه متلاطم بایستی بخش های دارای سرعت منفی ایجاد شوند.

در شکل ۸ کانتور فشار استاتیکی بی بعد مشخص شده است. مطابق این شکل در طول مسیر ناحیه اول، فشار استاتیکی به تدریج در حال کاهش است ولی در اثر قوس، فشار استاتیکی افت قابل توجهی پیدا می کند. در شکل ۹ توزیع دمای بی بعد نشان داده شده است. مطابق شکل با پیشروی جریان، دمای سیال در نزدیکی دیواره ها بتدریج زیاد شده و در ناحیه جدایش به دلیل اختلاط قابل توجه جریان، میزان دما، بشدت افزایش یافته است.

در شکل های ۱۰ تا ۱۳ پارامترهای جریان برای یک مسیر خنک کاری چرخان (روتور) دو بعدی بررسی شده‌اند. در شکل ۱۰، توزیع بی بعد سرعت در اعداد دوران مختلف نشان داده شده است. مطابق شکل، اثر عمده دوران در ناحیه خروجی قابل مشاهده است و دوران پره سبب انحراف پروفیل سرعت محوری به سمت یکی از دیواره ها می شود. اینکه پروفیل سرعت به سمت کدامیک از دیواره ها متمایل می شود، کاملاً مربوط به جهت دوران پره است و شدت تمایل جریان به سمت دیواره ها نیز به بزرگی عدد دوران بستگی دارد.

1-Keith
2-Cheah

در شکل ۱۱، کانتورهای فشار استاتیکی در اعداد دوران مختلف نشان داده شده‌اند. مطابق شکل برای پره‌های روتور، توزیع فشار استاتیکی مشابه توزیع نیروی گریز از مرکز است، در حالی که برای پره استاتور ($Ro=0$) توزیع فشار به نحوی است که همواره سیر نزولی دارد. علت این قضیه، این است که برای پره ساکن، فشار استاتیکی با تنش‌های برشی ناشی از ویسکوزیته سیال بالانس شده است. بنابراین ممکن است که در طول مسیر به طور دائم فشار استاتیکی کاهش یابد، ولی در پره روتور ($Ro \neq 0$) فشار استاتیکی با نیروی گریز از مرکز بالانس شده است. با توجه به شکل می‌توان دریافت که مرتبه توزیع فشار در پره استاتور بسیار کوچکتر از مرتبه آن در پره‌های روتور است و با افزایش سرعت دوران بر میزان تغییرات توزیع فشار افزوده می‌شود.

در شکل ۱۲، توزیع عدد ناسلت سرتاسری بر حسب عدد دوران آمده است. مطابق شکل با پیدایش دوران، میزان انتقال حرارت افزایش می‌یابد. به طور کلی با افزایش عدد دوران بر شدت جریانهای ثانویه افزوده شده و این جریانها سهم بسزایی در افزایش انتقال حرارت دارند.

در شکل ۱۳ اثر شعاع توربین (به صورت بی بعد) بر عدد ناسلت سرتاسری بررسی شده است. مطابق شکل، اثر شعاع توربین بر عدد ناسلت تقریباً به صورت خطی است و با افزایش شعاع توربین، مقدار ناسلت افزایش پیدا می‌کند اما مقدار این افزایش بسیار کم است و حساسیت انتقال حرارت نسبت به شعاع توربین بسیار اندک است. علت این قضیه، تأثیر شعاع توربین در نیروی گریز از مرکز است و همان‌گونه که پیشتر گفته شد، نیروی گریز از مرکز بیش از آنکه در مؤلفه های سرعت تاثیر داشته باشد، در توزیع فشار جریان مؤثر است.

در شکل ۱۴ تا ۱۹ پارامترهای جریان در مسیر خنک کاری ایستا و گردان سه بعدی بررسی شده‌اند. شکل ۱۴، خطوط جریانهای ثانویه را در مقاطع مختلف یک مسیر ایستا (پره استاتور) نمایش می‌دهد. مطابق شکل در $\theta = 60^\circ$ و $\theta = 120^\circ$ گردابه‌های تیلور و گورتلر [۳۱] که ناشی از انحنای مسیر جریان هستند، کاملاً قابل مشاهده می‌باشند. همچنین، در ابتدای ناحیه سوم و در $x/L=0$ (انتهای قوس) آثار انحنای کاهش یافته و

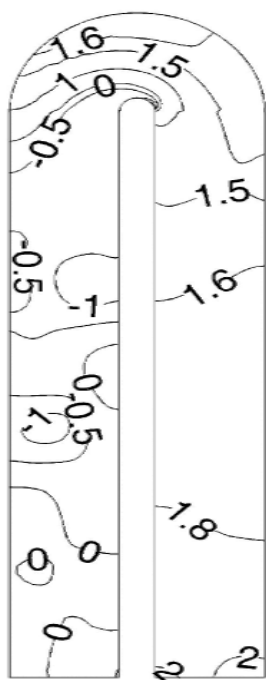
در شکل ۱۵ جریانهای ثانویه در وسط ناحیه اول و به ازای زوایای حمله مختلف یک مسیر چرخان ($Ro=1$) نشان داده شده‌اند. در زاویه حمله 90° نیروی ناشی از شتاب کریولیس در جهت محور y و به سمت بالاست که منجر به گردابه‌هایی مطابق شکل شده است. با توجه به شکل، در سایر زوایای حمله نیز، گردابه‌ها کاملاً در جهت شتابهای کریولیس ایجاد می‌شوند.

در شکل ۱۶ تداخل اثر گردابه‌های ناشی از دوران و انحنای در وسط ناحیه قوس ($\theta=90^\circ$) بررسی شده است. مطابق شکل در زاویه حمله 90° این گردابه‌ها یکدیگر را تقویت می‌کنند، ولی به تدریج با افزایش زاویه حمله، اثر یکدیگر را تضعیف می‌کنند، به نحوی که در زاویه حمله 90° اثر یکدیگر را کاملاً خنثی می‌نمایند.

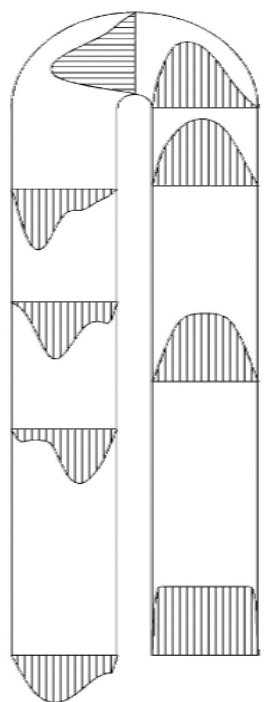
در شکل ۱۷ تداخل اثر گردابه‌ها در $\theta=135^\circ$ بررسی شده است. مشابه شکل ۱۶ با افزایش زاویه حمله، کاهش اثر جریانهای ثانویه مشاهده می‌شود ولی در اینجا به علت تضعیف جریانهای تیلور گورتلر، شدت کاهش سرعت جریانهای ثانویه کمتر است.

در شکل ۱۸ اثر زاویه حمله بر عدد ناسلت سرتاسری مطالعه شده است. مطابق شکل با افزایش زاویه حمله، عدد ناسلت سرتاسری کاهش می‌یابد. علت این موضوع کاملاً روشن است، زیرا در نواحی اول و سوم، زاویه حمله تأثیر چندانی بر انتقال حرارت ندارد ولی در ناحیه دوم (قسمت قوس) در زوایای حمله منفی، گردابه‌های ناشی از دوران و انحنای یکدیگر را تقویت می‌کنند اما در زوایای حمله مثبت یکدیگر را تضعیف می‌نمایند.

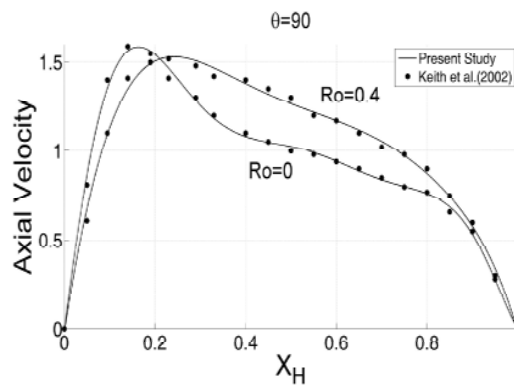
در شکل ۱۹ توزیع ماکزیمم مقدار ورتیسیتی را بر حسب زاویه حمله نمایش می‌دهد. روند این منحنی کاملاً مشابه شکل ۱۸ است و نشانگر تقویت گردابه‌ها در زوایای حمله منفی و تضعیف آنها در زوایای حمله مثبت است.



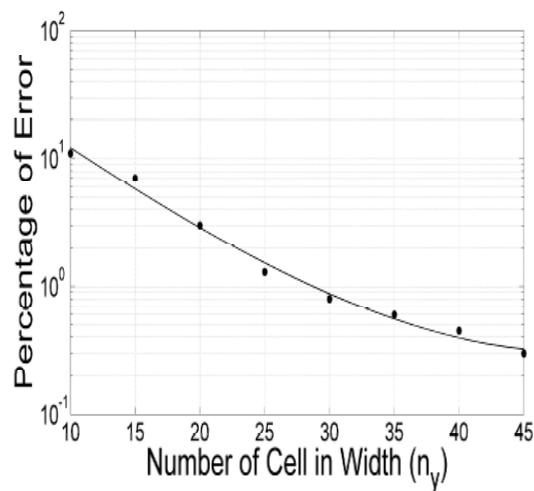
شکل (۸): کانتور فشار استاتیکی در حالت دوبعدی.



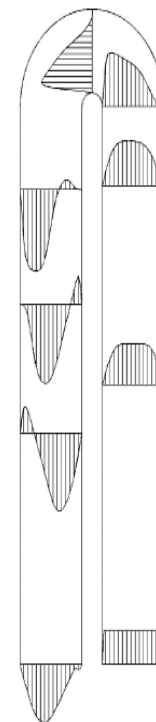
شکل (۹): توزیع دمای بی بعد در حالت دوبعدی.



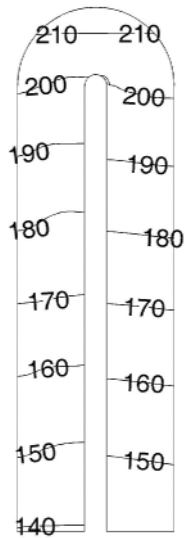
شکل (۵): مقایسه نتایج این تحقیق با نتایج نمونه.



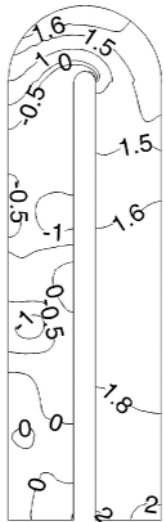
شکل (۶): حساسیت شبکه نسبت به تعداد گره ها.



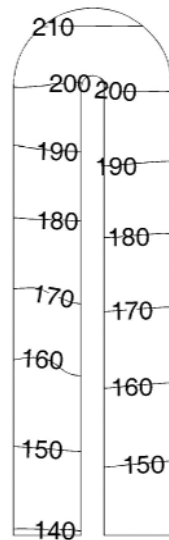
شکل (۷): توزیع سرعت محوری در حالت دوبعدی.



Static Pressure at $Ro = -0.5$

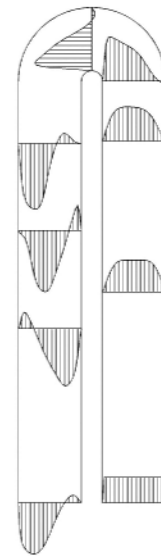


Static Pressure at $Ro = 0$

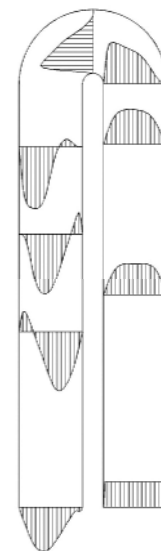


Static Pressure at $Ro = 0.5$

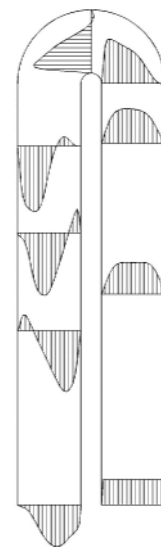
شکل (۱۱): کانتورهای فشار استاتیکی در اعداد دوران مختلف و در حالت دو بعدی.



Axial Velocity at $Ro = -0.5$

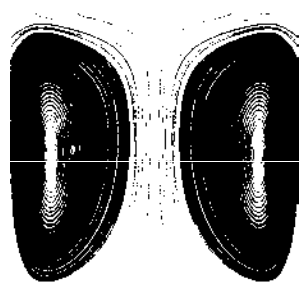


Axial Velocity at $Ro = 0$

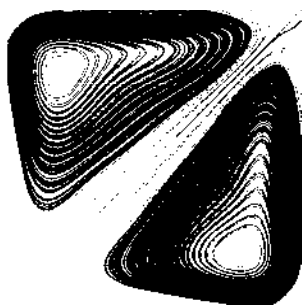


Axial Velocity at $Ro = 0.5$

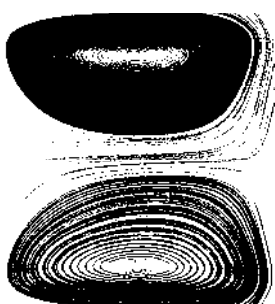
شکل (۱۰): توزیع سرعت محوری در اعداد دوران مختلف و در حالت دو بعدی



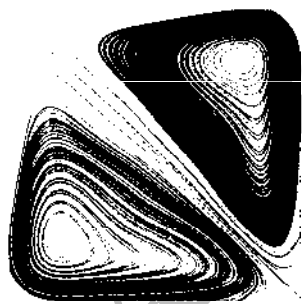
$\Phi = -90^\circ$



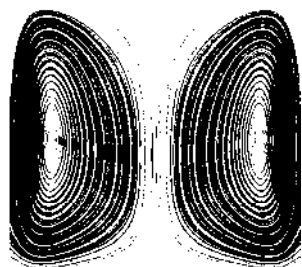
$\Phi = -45^\circ$



$\Phi = 0^\circ$

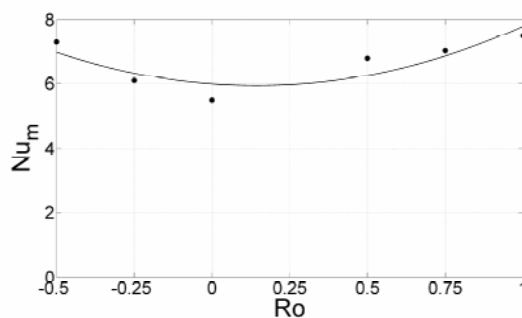


$\Phi = 45^\circ$

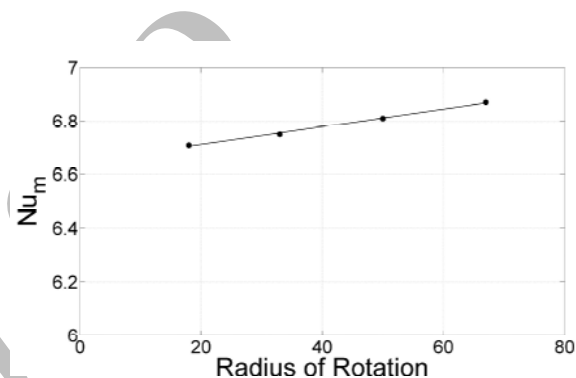


$\Phi = 90^\circ$

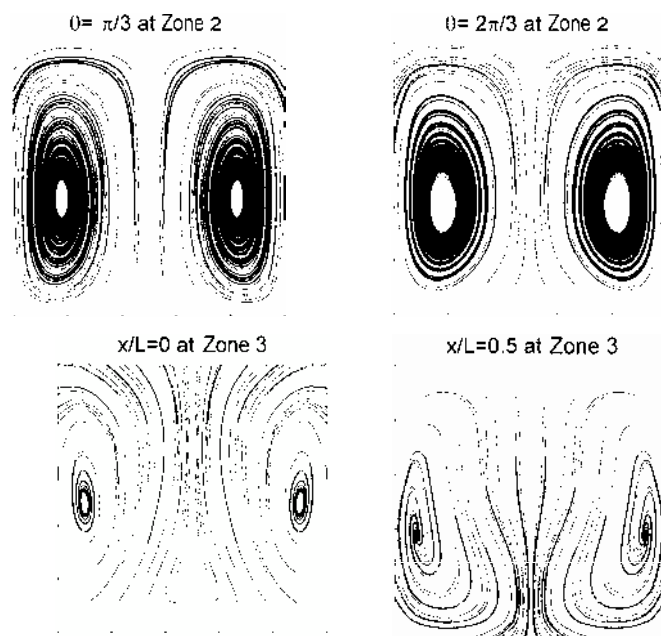
شکل (۱۵): جریانه‌های ثانویه در وسط ناحیه اول به ازای زوایای حمله مختلف در $Ro = 1$.



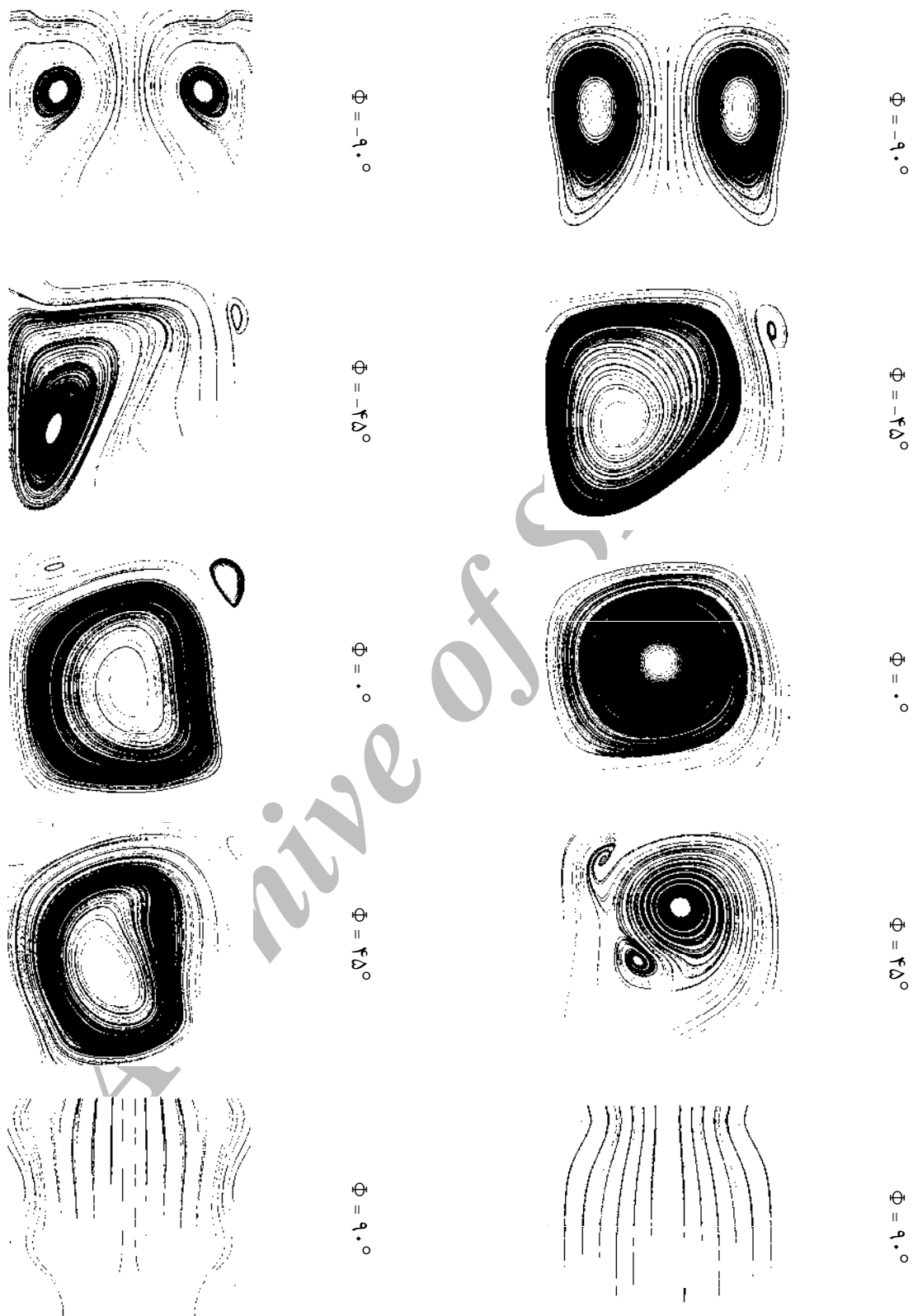
شکل (۱۲): توزیع عدد ناسلت سرتاسری برحسب عدد دوران در حالت دو بعدی.



شکل (۱۳): توزیع عدد ناسلت سرتاسری برحسب شعاع توربین در حالت دو بعدی.



شکل (۱۴): خطوط جریانه‌های ثانویه در مقاطع مختلف مسیر خنک کاری ایستای سه بعدی.

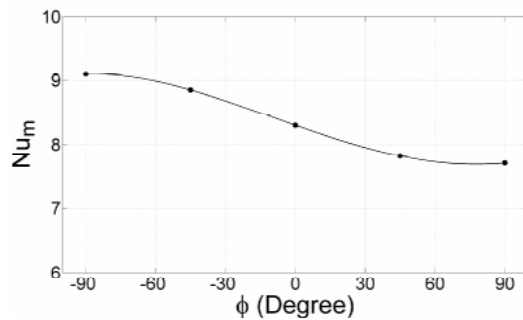


شکل (۱۷): جریانهای ثانویه در ناحیه دوم در $\theta = 135^\circ$ به ازای زوایای حمله مختلف در $Ro = 1$.

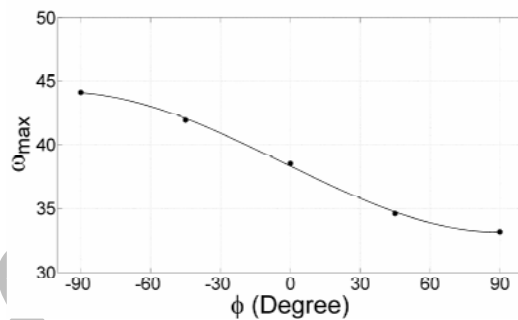
شکل (۱۶): جریانهای ثانویه در ناحیه دوم در $\theta = 90^\circ$ به ازای زوایای حمله مختلف در $Ro = 1$.

۶- مراجع

- Han, J.C., Dutta, S., and Ekkad, S., "Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Tech.", First Ed., Taylor & Francis, London, 2000.
- Bredberg, J., "Turbulence Modelling for Internal Cooling of Gas Turbine Blades", Report 01/9, Dep't. of Thermo. and Fluid Dynamics, Chalmers University of Tech., Gothenburg, Also available at www.tfd.chalmers.se/~bredberg, 2002.
- Han, J.C. and Zhang, Y.M., "High Performance Heat Transfer Ducts with Parallel Broken and V-Shaped Broken Ribs", Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 35, No. 2, pp. 513-525, 1992.
- Chyu, M.K. and Natarajan, V., "Surface Heat Transfer from a Three-pass Blade Cooling Passage Simulator", ASME J. Turbo machinery, Vol. 117, No. 4, pp. 650-656, 1995.
- Liou, T.M., Chen, C.C. and Tsai, T.W., "Heat Transfer and Fluid in a Square Duct with 12 Different Shaped Vortex Generators", ASME Paper, No. 99-GT-225, 1999.
- Cho, H.H., Wu, S.J., and Kwon, H.J., "Local Heat/Mass Transfer Measurements in a Rectangular Duct with Discrete Ribs", ASME Paper No. 99-GT-121, 1999.
- Iacovides, H., Jackson, D.C., Kelemenis, G., and Launder, B.F., "The Measurement of Local Wall Heat Transfer in Stationary U-Duct of Strong Curvature with Smooth and Rib Roughened Walls", ASME Paper, No. 99-GT-254, 1999.
- Wagner, J.H., Johnson, B.V., and Hajek, T.J., "Heat Transfer in Rotating Passage with Smooth Walls and Radial Outward Flow", ASME J. Turbomachinery, Vol. 113, No. 1, pp. 42-51, 1991.
- Wagner, J.H., Johnson, B.V., and Kopper, F.C., "Heat Transfer in Rotating Serpentine Passages with Smooth Walls", ASME J. Turbomachinery, Vol. 113, No. 3, pp. 321-330, 1991.
- Morris, W.D. and Salemi, R., "Attempt to Uncouple the Effects of Coriolis and Buoyancy Forces Experimentally on Heat Transfer in Smooth Circular Tubes that Rotate in the Orthogonal Mode", ASME J. Turbomachinery, Vol. 114, No. 4, pp. 858-864, 1992.
- Han, J.C. and Zhang, Y.M., "Influence of Surface Heating Condition on Local Heat Transfer in a Rotating Square Channel With



شکل (۱۸): اثر زاویه حمله بر عدد ناسلت سرتاسری.



شکل (۱۹): توزیع ماکزیمم مقدار ورتیسیتی در زوایای حمله مختلف.

۵- نتیجه گیری

در این پژوهش با استفاده از دستگاههای مختصات نسبی، فضای جریان تقسیم بندی شده و به این ترتیب دیگر نیازی به استفاده از نگاشت شبکه نبوده است. در نتیجه مدل سازی عددی آسانتر و با هزینه محاسباتی کمتر انجام شده است. دوران مسیر جریان سبب ایجاد تغییرات عمده در توزیع فشار و پروفیل جریان نسبت به حالت ایستا می شود، به نحوی که توزیع فشار تا حد زیادی از توزیع نیروی گریز از مرکز پیروی می کند و فعالیت جریانهای ثانویه ناشی از شتاب کریولیس سبب انحراف جریان به سمت یکی از دیواره ها (در جهت شتاب کریولیس) می گردد. در ناحیه قوس تداخل جریانهای ثانویه ناشی از دوران و انحنای نقش مهمی در انتقال حرارت ایفا می کند. نوآوری این تحقیق مربوط به مطالعه اثر زاویه حمله در نحوه تداخل جریانهای ثانویه و تاثیر آن بر انتقال حرارت جریان است، به نحوی که در مورد مطالعه شده در این مقاله، تغییر زاویه حمله از 90° به -90° تا حدود 20% در میزان انتقال حرارت جریان مؤثر است.

- through Stationary and Rotating U-Ducts of Strong Curvature”, *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Vol. 17, No. 1, pp. 22-33, 1996.
22. Bredberg, J., “Prediction of Flow and Heat Transfer Inside Turbine Blade Using EARSM, $k-\varepsilon$ and $k-\omega$ Turbulence Model”, Thesis for the Degree of Licentiate of Eng., Dep't of Thermo and Fluid Dynamics, Chalmers Univ. of Tech., Gothenburg., Also available at www.tfd.chalmers.se/~bredberg, 2002.
 23. Chakravarthy, S., Bose, T.K., Batten, P., Palaniswamy, S., Goldberg, U. and Perroomian, O., “Convective Heat Transfer Inside Rotating Tubes”, Report AIAA-2000-3356, Metacomp Technologies, Inc., Westlake Village, CA 91316, 2000.
 24. Han, J.C. and Dutta, S., “Recent Developments in Turbine Blade Internal Cooling”, Report 162-178, Univ. of South Carolina, Columbia, 2001.
 25. Kays, W.M. and Crawford, M.E., “Convective Heat and Mass Transfer”, Third Edition, McGraw-Hill, 1993.
 26. Chorin, A.J., “A Numerical Method for Solving Incompressible Viscous Flow Problems”, *J. Computational Physics*, Vol. 2, No. 1, pp. 12-26, 1967.
 27. Hoffmann, K.A. and Chiang, S.T., “Computational Fluid Dynamics for Engineers”, First Ed., EES, Texas, 1989.
 28. Patankar, S.V., “Numerical Heat Transfer and Fluid Flow”, First Edition, John Benjamin's Publishing Co, Texas, 1980.
 29. Sunden, B. and Faghri, M., “Heat Transfer in Gas Turbine”, First Ed., WIT Press, Boston, 2001.
 30. Keith T.G., Papa, F., Dewitt K.J., and Vaidyanathan K., “Numerical Calculation of Developing Laminar Flow in Rotating Ducts with a 180° Bend”, *Int. J. Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, Vol. 12, No. 7, pp. 780-799, 2002.
 31. Schlichting, H., Gersten, K., Krause, E., Oertel, H. and Mayes, C. (Translator), “Boundary-Layer Theory”, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2000.
 12. Cheah, S.C., Iacovides, H., Jackson, D.C., Ji, H., and Launder, B.E., “LDA Investigation of the Flow Development Through Rotating Ducts”, *ASME J. Turbomachinery*, Vol. 118, No. 1, pp. 590-596, 1996.
 13. Taslim, M.E., Rahman, A., and Spring, S.D., “An Experimental Investigation of Heat Transfer Coefficient in a Spanwise Rotating Channel with Two Opposite Rib-roughened Wall”, *ASME J. Turbomachinery*, Vol. 113, No. 1, pp. 75-82, 1991.
 14. Wagner, J.H., Johnson, B.V., Graziani, R.A., and Yeh, F.C., “Heat Transfer in Rotating Serpentine Passages with Trips Normal to the Flow”, *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 114, No. 4, pp. 847-857, 1992.
 15. Zhang, Y.M., Han, J.C., Parsons, J.A., and Lee, C.P., “Surface Heating Effect on Local Heat Transfer in a Rotating Two-pass Square Channel with 60 deg Angled Rib Turbulators”, *ASME J. Turbomachinery*, Vol. 117, No. 2, pp. 272-280, 1995.
 16. Johnson, B.V., Wagner, J.H., Steuber, D.D., and Yeh, F.C., “Heat Transfer in Rotating Serpentine Passages with Selected Model Orientations for Smooth or Skewed Trip Walls”, *ASME J. Turbomachinery*, Vol. 116, No. 4, pp. 738-744, 1994.
 17. Tes, D.G.N., “Flow in Rotating Serpentine Coolant Passages with Skewed Trip Strips”, Report R95-9089F, Scientific Research Associates, Inc., Glastonbury, Connecticut, 1995.
 18. Kuo, C.R. and Hwang, G.J., “Experimental Studies and Correlations of Radially Outward and Inward Air-Flow Heat Transfer in a Rotating Square Duct”, *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 118, No. 1, pp. 23-30, 1996.
 19. Besserman, D.L. and Tanrikut, S., “Comparison of Heat Transfer Measurements with Computations for Turbulent Flow around a 180 Degree Bend”, *ASME Paper*, No. 91-GT-2, 1991.
 20. Wang, T.-S. and Chyu, M.K., “Heat Convection in a 180-Deg Turning Duct with Different Turn Configurations”, *AIAA J. Thermophysics and Heat Transfer*, Vol. 8, No. 3, pp. 595-601, 1994.
 21. Iacovides, H., Launder, B.F., and Li H.Y., “The Computation of Flow Development Smooth Walls and Radially Outward Flow”, *ASME J. Turbomachinery*, Vol. 116, No. 1, pp. 149-158, 1994.