



دانشگاه صنعتی امیرکبیر
(پلی تکنیک تهران)

دوره ۴۸، شماره ۳، پاییز ۱۳۹۵، صفحه ۲۶۷ تا ۲۸۰
Vol. 48, No. 3, Autumn 2016, pp. 267-280



نشریه علمی پژوهشی امیرکبیر - مهندسی مکانیک
AmirKabir Journal of Science & Research
Mechanical Engineering
ASJR-ME

شبیه‌سازی عددی خنک‌کاری لایه‌ای حول پره توربین گاز توسط رهیافت میانگین‌گیری جزئی از معادلات ناویر-استوکس

نیما حسینی واجارگاه^{۱*}، محمد رضا سلیمی^۲، محمد طیبی رهنی^۳

۱- کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی تهران مرکز، تهران

۲- دانشجوی دکترا، مهندسی هوا و فضا، دانشگاه صنعتی شریف، تهران

۳- استاد، مهندسی هوا و فضا، دانشگاه صنعتی شریف، تهران

(دریافت: ۱۳۹۴/۳/۲۳ پذیرش: ۱۳۹۴/۹/۲۸)

چکیده

در این پژوهش به مطالعه عددی خنک‌کاری لایه‌ای حول یک پره توربین گاز با استفاده از رهیافت میانگین‌گیری جزئی از معادلات ناویر استوکس که یکی از موفق‌ترین رهیافت‌های شبیه‌سازی گردابه‌های بسیار بزرگ در جریان‌های آشفته می‌باشد، پرداخته شده است. برای بررسی دقیق جریان، مدل‌سازی به صورت سه‌بعدی حول هندسه پره توربین گاز انجام شده و دمای سیال ورودی و دمای سطح پره به ترتیب ۴۰۹/۵ درجه کلون و ۲۹۷/۷ درجه کلون در نظر گرفته شده است. عدد رینولدز جریان ورودی $10^5 \times 8/42$ است. جریان ورودی به صورت کاملاً آشفته می‌باشد و شدت آشفته‌گی آن $0/052$ تنظیم شده و همچنین اثرات جریان‌های ثانویه در بالا و پایین پره چشم‌پوشی شده است. برای حل عددی معادلات از نرم افزار فلونت استفاده شده و معادلات میانگین‌گیری شده جزئی ناویر-استوکس (پنس) با استفاده از توابع تعریفی کاربر به نرم افزار فلونت اعمال شده است. نتایج بدست‌آمده از روش پنس با نتایج تجربی موجود و نتایج مدل‌های دو معادله‌ای رنس در تحقیق‌های دیگر مقایسه شده که نشان می‌دهد روش پنس تطابق قابل‌قبولی با نتایج تجربی داشته و همچنین نسبت به مدل‌های دو معادله‌ای رنس دقیق‌تر است.

کلمات کلیدی:

پره توربین گاز، خنک‌کاری لایه‌ای، جریان آشفته، رهیافت پنس.

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

Please cite this article using:

Vajargah, N. H., Salimi, M., and Taicibi-Rahni, M., 2016. "Numerical Simulation of Film Cooling Around a Gas Turbine Blade via Partially Averaged Navier-Stokes Approach (PANS)". *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*, 48(3), pp. 267-280.

URL: http://mej.aut.ac.ir/article_594.html

Email: nim.hosseini.eng@iauctb.ac.ir; نویسنده مسئول و عهده‌دار مکاتبات:



۱- مقدمه

یکی از چالش‌های بزرگ در طراحی، ساخت و بهینه‌سازی توربوماشین‌ها از جمله توربین‌های گاز، به دست آوردن اطلاعات کامل و دقیق از جریان حول پره‌ها است. با توجه به اینکه توربین‌های گاز نقش بسیار موثری در تولید توان در نیروگاه‌های حرارتی و نیروی پیش‌رانش در موتور هواپیما دارند، بنابراین افزایش راندمان آنها یکی از مهم‌ترین چالش‌های مهندسی و محققان است. از آنجا که افزایش دمای گاز ورودی به توربین باعث افزایش راندمان آن می‌شود، بنابراین محققان تلاش زیادی برای رسیدن به دماهای بالاتر گاز ورودی به توربین انجام می‌دهند. در حال حاضر، دمای سیال ورودی در توربین‌های پیشرفته حدود ۱۸۰۰ تا ۲۰۰۰ کلوین است. از سوی دیگر، افزایش دمای گاز ورودی به توربین مشکلاتی را نیز موجب می‌شود که مهم‌ترین آنها این است که فلزات یا آلیاژی که در ساختن پره توربین‌ها به کار می‌روند توان مقاومت در این دماهای بالا را نخواهند داشت. معمولاً بیشتر بارهای حرارتی در پره‌ها روی لبه حمله ایرفویل وارد می‌شود و بنابراین بیشترین خسارات از این قسمت به پره‌ها وارد می‌شود. یکی از راه‌هایی که محققان برای مقابله با این مشکل به کار می‌برند استفاده از روش خنک‌کاری لایه‌ای است که در آن سوراخ‌هایی روی لبه حمله ایرفویل تعبیه می‌نمایند که هوای خروجی از قسمت انتهایی کمپرسور از طریق مجراهایی که در ریشه پره‌های ردیف‌های اولیه توربین قرار دارد به سمت این سوراخ‌ها هدایت شده و از این سوراخ‌ها به بیرون دمیده می‌شود. این دمش هوای خنک‌کننده یک لایه محافظ بر روی پره توربین تشکیل می‌دهد که از برخورد مستقیم هوای داغ با پره‌ها جلوگیری می‌نماید که نتیجه این شیوه خنک‌کاری، قابلیت تحمل دماهای بالاتر توسط پره‌ها خواهد بود. وجود ساختارهای گردابه‌ای متعدد و البته پیچیده‌ای که در جریان حول پره‌های توربین وجود دارد، سبب می‌شود که جریان آشفته حاصل بشدت ناپایا و غیرایزوتروپ باشد. بنابراین، کیفیت شبیه‌سازی آشفته‌گی در این مسئله برای تحلیل‌های عددی اهمیت زیادی دارد.

کانسیگنی و ریچارد^۱ [۱] به بررسی تجربی اثرات پارامترهای مختلف از جمله عدد ماخ، عدد رینولدز، زاویه جریان ورودی و نرخ شدت آشفته‌گی در میزان انتقال حرارت از پره توربین گاز پرداختند. در تحقیق ایشان طول وتر ۸۰ میلی‌متر و طول پره ۱۰۰ میلی‌متر در نظر گرفته شده است و آزمایش‌ها در اعداد ماخ ۰/۶۲ و ۰/۹۲ و ۱/۱۵ و در زوایای ورود ۳۰° و ۴۵° و اعداد رینولدز $10^7 \times 0/3$ تا $10^7 \times 1/2$ و نرخ شدت آشفته‌گی ۰/۸ درصد تا ۵ درصد انجام شده است. نتایج آزمایش‌ها نشان می‌دهد که پیشروی ناحیه گذرا با افزایش عدد رینولدز و شدت آشفته‌گی باعث می‌شود تا انتقال حرارت جریان گذرا با شدت آشفته‌گی افزایش یابد. در حالیکه، برای جریان کاملاً آشفته می‌توان از اثرات افزایش عدد رینولدز و شدت آشفته‌گی روی انتقال حرارت صرف‌نظر کرد. کیوک و همکاران^۲ [۲] به بررسی جریان حول پره توربین هواپیما در چهار تونل باد مختلف پرداختند.

1 Consigny and Richards

2 Kiock et al.

آن‌ها نتایج به‌دست آمده از آزمایش‌ها را در قسمت جریان‌های ورودی و خروجی، توزیع عدد ماخ در نقاط مختلف سطح پره و دنباله جریان گزارش نموده‌اند. یکی از نتایج به‌دست آمده از تحقیق ایشان نشان می‌دهد که عدد ماخ به‌دست آمده از آزمایش‌ها در سه تونل باد مختلف بسیار بیشتر از مقادیر به‌دست آمده از داده‌های تئوری برای فشار کل و سکون یکسان در یک جریان دارای شوک می‌باشد. آنها علت این اختلاف را در جابه‌جایی جریان ورودی به وسیله لایه‌های مرزی دیواره‌ها در تونل باد دانستند که می‌تواند روی کیفیت نتایج اثرگذار باشد. گرگ و عامری^۳ [۳] به بررسی و مقایسه هزینه محاسباتی رهیافت‌های دو معادله‌ای کی-امگا کوکلی^۴ [۴]، کی-اپسیلون چین^۵ [۵] و کی-امگای ویلکاکس^۶ [۶] در مدل‌سازی جریان آشفته روی دو نوع پره توربین گاز مختلف پرداختند. در بخشی از نتایج حاصل از تحقیق ایشان گزارش شده است که اغلب مدل‌سازی‌های دو معادله‌ای جریان آشفته ۴۰ درصد بیشتر از روش بالدوین-لومکس^۷ فضای هسته کامپیوتر را اشغال می‌کنند ضمن اینکه روش‌های دو معادله ای کی-امگا و کی-اپسیلون به ۴۰ درصد زمان محاسباتی بیشتر نیاز دارند و این درحالی است که زمان محاسباتی برای روش کی-امگا به دلیل سرعت کمتر همگرایی ۶۵ درصد بیشتر از روش بالدوین-لومکس می‌باشد.

بنابر آنچه گفته شد، برای بررسی جریان آشفته حول پره‌ها، از آنجا که شبیه‌سازی مستقیم معادلات ناویر استوکس با محدودیت‌های سخت‌افزاری مواجه بوده و همچنین زمان‌بر و پرهزینه می‌باشد بنابراین استفاده از مدل‌های آشفته‌گی، اجتناب‌ناپذیر است. با استفاده از رهیافت‌های موجود در شبیه‌سازی جریان آشفته که روزبه‌روز بر دقت و قدرت آنها در پیش‌بینی بهتر جریان‌های مختلف افزوده می‌شود، می‌توان داده‌های بهتری را برای کاربردهای علمی و صنعتی به دست آورد. تاکنون از روش‌های شبیه‌سازی جریان‌های آشفته در هندسه‌ها و جریان‌های مختلف استفاده شده و با مقایسه آنها، دقت و قدرت هر کدام از این روش‌ها در تحقیقات مختلف گزارش شده است.

رضمانی‌زاده و همکاران^۸ [۷] به مطالعه اثر ورود جت سه‌تایی به جریان اصلی که توسط جوادی و همکاران [۹ و ۸] معرفی شده بود در سه نرخ مختلف سرعت ورودی جریان اصلی ۰/۵، ۱ و ۱/۵ از طریق روش شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ پرداختند. بررسی‌های آنها نشان می‌دهد که با افزایش نرخ سرعت، نرخ نفوذ جت در جریان اصلی افزایش می‌یابد که موجب افزایش اختلاط بیشتر جت با جریان اصلی خواهد شد همچنین زمانی که جت وارد جریان اصلی می‌شود یک رژیم بسیار چرخشی با عنوان گردابه‌های دوتایی ناهمسان گرد^۹ تشکیل می‌دهد.

3 Garg and Ameri

4 Coakley's q- ω 5 Chien's k- ϵ 6 Wilcox's k- ϵ

7 Baldwin-Lomax (B-L)

8 Ramezanizadeh et al.

9 Counter Rotating Vortex Pairs

یو- رنس^{۱۸} پرداختند. نتایج حاصل از تحقیق آنها نشان داد که روش پنس بسیار بهتر از روش یو-رنس بر روی مانع^{۱۹} می‌باشد و با تنظیم فیلتر کنترلی انرژی جنبشی (f_k) می‌توان مقیاس‌های ناپایای بیشتری را دید. لاکشمپاتی و گریماجی^{۲۰} در سال ۲۰۰۴ [۱۵] جریان حول استوانه را با استفاده از روش پنس کی-اِپسیلون بررسی کردند که نتایج تحقیق آنها مطابقت قابل قبولی در مقایسه با نتایج به‌دست آمده از روش‌های تجربی و مدل‌سازی‌های انجام‌شده با استفاده از روش LES داشتند. همچنین با کوچکتر کردن f_k می‌توان مقیاس‌های ناپایا و سه‌بعدی را هر چه بیشتر و بهتر دید. لاکشمپاتی و گریماجی در سال ۲۰۰۹ [۱۶] به بررسی جریان حول استوانه با استفاده از مدل‌سازی پنس کی- امگا پرداختند و نتایج به‌دست آمده را با نتایج پنس کی-اِپسیلون مقایسه کردند. نتایج نشان می‌دهد که روش پنس کی- امگا در نزدیک دیواره نتایج بهتری را در مقایسه با مدل‌سازی پنس کی-اِپسیلون به دست می‌دهد. سانگ و پارک^{۲۱} [۱۷] در سال ۲۰۰۹ به بررسی جریان حول استوانه با مقطع مربع با استفاده از روش پنس بر روی شبکه‌های مختلف با نسبت‌های تراکم متفاوت پرداختند. شبیه‌سازی‌های آنها نشان می‌دهد که روش پنس حتی برای شبکه‌های درشت‌تر نیز جواب‌های قابل قبولی را ارائه می‌دهد.

کامچی و آرتر^{۲۲} [۱۸] اثر خنک‌کاری لایه‌ای روی انتقال حرارت در لبه حمله یک پره توربین گاز فشار بالا را به روش تجربی مطالعه نموده‌اند. در آزمایش آن‌ها اختلاف دمای جریان ورودی نسبت به دیواره، عدد رینولدز و عدد ماخ را مطابق شرایط واقعی انتخاب نموده‌اند و به بررسی تاثیرات نرخ جریان هوای خنک‌کاری به جریان ورودی و میزان انتقال حرارت پرداخته‌اند. نتایج کمی اندازه‌گیری انتقال حرارت نشان می‌دهد گسترش لایه مرزی در پایین‌دست جریان تحت تاثیر سوراخ‌های خنک‌کاری روی پره قرار می‌گیرد، حتی اگر جریان خنک‌کاری از این سوراخ‌ها خارج نشود. گرگ و ریگی^{۲۳} [۱۹] به بررسی فیزیک داخل و اطراف سوراخ‌های خنک‌کاری روی پره توربین گاز پرداخته‌اند. در این مطالعه عددی از مدل‌سازی آشفتگی $k-\omega$ ویلکاکس^{۲۴} استفاده شده است که نتایج تحقیق آنها نشان می‌دهد که ساختار گردابه‌ها بدون استفاده از مدل‌سازی‌های جریان آشفته در رینولدزهای پایین، قابل دیدن نخواهد بود. از آنجا که تاکنون از روش میانگین‌گیری جزئی معادلات ناویر-استوکس (پنس) که یکی از روش‌های پرکاربرد در شبیه‌سازی گردابه‌های بسیار بزرگ است در بررسی جریان خنک‌کاری حول پره توربین استفاده نشده است بنابراین در این تحقیق تلاش شده مزایا و کاستی‌های موجود در این خصوص تا حد امکان مورد بررسی قرار گیرد. بنابراین، روش پنس کی- امگا که یکی از رهیافت‌های VLES می‌باشد روی دو هندسه

زمانی که فاصله در راستای از محل خروج جت افزایش می‌یابد، تمرکز CRVP در تمامی نرخ سرعت‌ها افزایش می‌یابد که اصلی‌ترین تاثیر این رفتار چرخشی مخلوط شدن جت با جریان اصلی است. طیبی رهنی و همکاران^{۱۰} [۱۰] به بررسی خنک‌کاری لایه‌ای به روش مدل‌سازی گردابه‌های بزرگ^{۱۱} با استفاده از مدل دینامیکی مقیاس زیر شبکه مدل‌سازی اسماغورینسکی^{۱۲} پرداختند. در این پژوهش نرخ جریان خنک‌کاری ۰/۵ در نظر گرفته شده است و راستای عبور جریان در جهت X می‌باشد که نتایج در مختصات‌های مختلف ($X/D = 0, 1, 3, 5$) و $Z/D = 0$ مورد بررسی قرار گرفته است. نتیجه تحقیقات آنها نشان می‌دهد که مدل دینامیکی بکار رفته برای مدل‌سازی LES جریان آشفته با معادلات انتقال اسکالر و در هندسه‌های پیچیده بسیار قابل‌استفاده است. بازدید و جهرمی [۱۱] به بررسی استفاده از مدل جبری ضمنی (مدل IAFM راجرز و همکاران)^{۱۳} برای پیش‌بینی شار حرارت آشفته در خنک‌کاری لایه‌ای که با مدل رینولدز پایین (SMC) ترکیب شده پرداختند. با توجه به بررسی انجام شده بارزترین اختلاف بین نتایج روش SAD و روش IAF در مؤلفه در راستای جریان شار حرارتی آشفته مشخص می‌شود. در مجاورت دیواره مؤلفه‌های عمود به دیواره و جانبی شار حرارتی آشفته که با روش‌های GGDH و IAF به‌دست آمده به طور قابل‌ملاحظه‌ای بالاتر از نتایج مدل SAD می‌باشد. فرهادی آذر و همکاران^{۱۴} [۱۲] اثر ترکیب جت‌های سه‌تایی^{۱۵} در بهبود اثر خنک‌کاری لایه‌ای از طریق نسبت‌های سرعت و دانسیته و رهیافت شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ را بررسی کرده‌اند و تحقیقات آنها نشان می‌دهد، استفاده از ترکیب جت سه‌تایی اختلاط جریان گاز ورودی جت‌های خنک‌کاری با جریان اصلی را کاهش داده ضمن اینکه باعث ایجاد یک توزیع یکنواخت لایه خنک‌کننده در میزان همان نرخ جرم خروجی می‌شود. بازدید و همکاران^{۱۶} [۱۳] به بررسی تاثیر یک عدد پراتل آشفته متغیر در پیش‌بینی روند دمایی در جریان دو جت خنک‌کاری متضاد که به صورت عمودی به جریان گرم متقاطع وارد می‌شود پرداختند که در این بررسی از روش کی-اِپسیلون استاندارد با استفاده از یک عدد پراتل متغیر برای تحلیل جریان آشفته و انتقال حرارت استفاده شده است. در بخشی از نتایج به‌دست آمده مشخص شده است که استفاده از روش کی-اِپسیلون با عدد پراتل معمول ۰/۸۵ است که باعث می‌شود تا نتایج به‌دست آمده برای پروفایل دمایی بی‌بعد در منطقه مربوط به جت ($|Y/H| > 0.2$) بالاتر پیش‌بینی شود. این درحالی است که با انتخاب یک عدد پراتل کوچکتر نتایج به‌دست آمده بهبود یافته و به نتایج تجربی نزدیکتر می‌شود. گریماجی و همکاران^{۱۷} [۱۴] در سال ۲۰۰۶ به بررسی روش پنس و مقایسه نتایج آن با مدل‌سازی

18 Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes
19 Fixed Point
20 Lakshminpathy and Girimaji
21 Song and Park
22 Camci and Arts
23 Garg and Rigby
24 Wilcox's K- ω

10 Taeibi-Rahni et al.
11 Large eddy simulation
12 Dynamic Global-coefficient Sub grid Scale Smagorinsky
13 IAFM of Rogers et al
14 Farhadi Azar et al.
15 Compound Triple Jets
16 Farhadi Azar et al.
17 Girimaji and et al.

ناویر-استوکس تولید می‌شود بایستی کوچکترین مقیاس مکانی و زمانی طیف انرژی آشفته را در برگیرد. با توجه به اینکه با بالا رفتن عدد رینولدز اندازه‌ادی‌های موجود در طیف انرژی آشفته کوچک‌تر می‌شود بنابراین باید شبکه نیز به تناسب بسیار ریزتر شود که با امکانات سخت‌افزاری موجود امکان تحلیل جریان وجود نخواهد داشت. برای غلبه بر این محدودیت‌ها شبیه‌سازی جریان‌های آشفته شدیداً مورد توجه قرار گرفته است.

در رهیافت رنس معادلات ناویر-استوکس می‌توانند به دو قسمت متوسط و نوسانی تقسیم شوند:

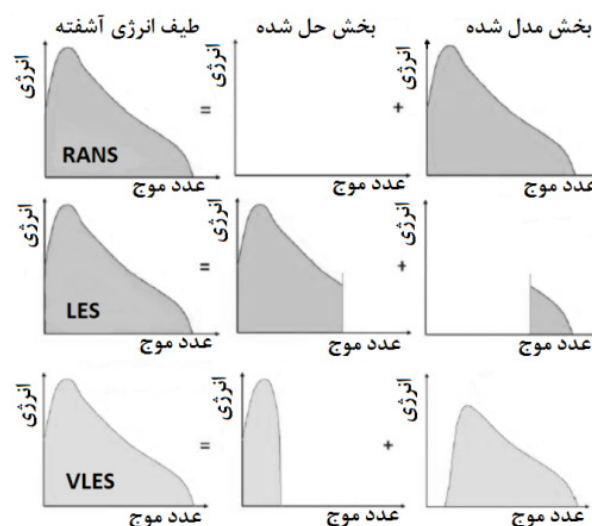
$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (1)$$

که در آن $\bar{\phi}$ میانگین زمانی پارامتر و ϕ' کمیت نوسانی است. اگر تجزیه رینولدز به معادلات ناویر-استوکس اعمال شود، نتیجه معادلات ناویر-استوکس میانگین‌گیری شده رینولدز خواهد شد. تفاوت میان این معادلات با معادلات اصلی این است که معادلات رنس شامل کمیت‌های متوسط‌گیری شده زمانی نیز است و باید با استفاده از مدل‌سازی آشفتگی مدل شوند. با اینکه مقیاس‌های کوچک جهانی هستند، مقیاس‌های بزرگ به شدت از هندسه تأثیر می‌پذیرند، توسعه مدلی که بتواند اثر کلی ناحیه وسیعی از مقیاس‌ها را به درستی بیان کند، مشکل است. پیچیدگی آشفتگی، بیان همه‌ی جریان‌های آشفته را با مدل رنس، غیر ممکن ساخته بنابراین سایر رهیافت‌های آشفتگی مانند LES می‌توانند مورد استفاده قرار گیرند. همانطور که در شکل ۱ ملاحظه می‌شود؛ شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ با شبیه‌سازی حالت‌های فرکانس پایین در مکان (گردابه‌های بزرگ) و مدل‌سازی تبادل انرژی با مودهای فرکانس بالا (گردابه‌های کوچک) سعی بر غلبه بر این مشکل دارد [۲۱]. ایده اولیه LES، شبیه‌سازی مقیاس‌های بزرگ آشفتگی که توسط هندسه یا شرایط مرزی جریان ایجاد شده‌اند و تقریب مقیاس‌های کوچک در نظر گرفته نشده با استفاده از یک مدل است. گردابه‌های کوچک که صریحاً شبیه‌سازی نمی‌شوند با استفاده از مدل مقیاس زیر شبکه‌ای (SGS) مدل می‌شوند. این مدل بر پایه فرضیه ایزوتروپیک بودن کوچک‌ترین مقیاس‌ها استوار است. LES کوچک‌ترین مقیاس طولی را حل نمی‌کند، اما آنها را با استفاده از مدل SGS تقریب می‌زند. هدف مدل SGS حل اثر تنش‌های اضافه شده‌ای است که از فرایند فیلتر کردن نتیجه شده‌اند [۲۲]. از آنجا که در رهیافت LES نیز معادلات ناویر-استوکس برای بخش عمده‌ای از طیف انرژی آشفته حل شده و تنها بخش مقیاس‌های زیر شبکه مدل می‌شوند بنابراین در اعداد رینولدز بالا و در جریان‌هایی که با اثرات غیر تعادلی بالا همراه هستند نیاز به امکانات سخت‌افزاری وسیع و همچنین زمان و هزینه بالا است که استفاده از آنها را در شبیه‌سازی جریان آشفته با محدودیت مواجه می‌نماید. در این میان برای غلبه بر هزینه‌های محاسباتی رهیافت LES و همچنین بالا بردن دقت حل معادلات رنس، رهیافت‌های که

سیلندر و پره توربین اعمال شده و نتایج آن با داده‌های حاصل از اعمال دو مدل کی-امگای استاندارد و SST در رهیافت رنس مقایسه شده تا جایگاه این روش از نظر دقت محاسباتی مورد ارزیابی دقیق قرار گیرد. بنا بر آنچه گفته شد در این تحقیق از هندسه پره VKI که یکی از معروف‌ترین هندسه‌های پره می‌باشد استفاده شده است. تولید شبکه در نرم‌افزار گمبیت و تحلیل جریان در نرم‌افزار فلوئنت انجام شده ولی از آنجا که نرم‌افزار فلوئنت قابلیت تحلیل جریان به روش‌های VLES که روش پنس نیز زیر مجموعه آن می‌باشد را ندارد بنابراین برای ایجاد قابلیت حل جریان به روش پنس، توابع تعریفی کاربر در زبان برنامه نویسی ++C نوشته شده و به نرم‌افزار فلوئنت اعمال شده است. این اقدام منجر شده تا هم‌زمان بتوان هم از قدرت نرم‌افزار فلوئنت در حل دقیق‌تر و سریع‌تر جریان آشفته حول هندسه پیچیده پره استفاده کرد و هم از بستر ایجاد شده از کدنویسی بتوان روش پنس را در تحلیل مربوطه به کار برد.

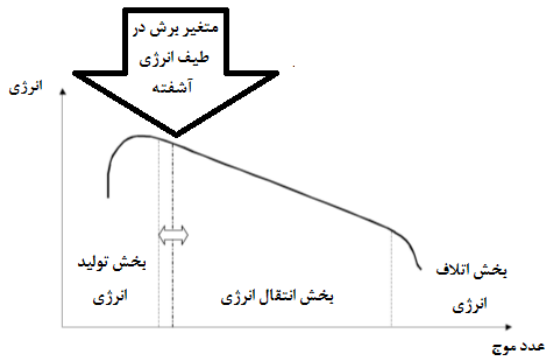
۲- جریان آشفته و معادلات حاکم بر روش پنس

سه روش اصلی که برای محاسبه جریان‌های آشفته استفاده می‌شوند عبارتند از: شبیه‌سازی عددی مستقیم^{۲۵}، شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ و یک رهیافت آماری بر پایه معادلات ناویر-استوکس میانگین‌گیری شده رینولدز. در دهه‌های اخیر نیز روش‌های جدیدی که مابین روش‌های فوق طبقه‌بندی می‌شود بسیار مورد توجه قرار گرفته است که یکی از این روش‌ها "شبیه‌سازی گردابه‌های بسیار بزرگ" می‌باشد. هر کدام از روش‌های فوق با توجه به نحوه حل معادلات ناویر-استوکس در طیف انرژی آشفته که در شکل ۱ نشان داده شده طبقه‌بندی می‌گردند.



شکل ۱: مقایسه عملکرد سه روش LES، رنس و VLES [۲۰]

در روش DNS معادلات ناویر-استوکس به صورت مستقیم برای کل طیف انرژی آشفته حل شده و هیچ‌گونه مدل‌سازی روی طیف انرژی آشفته انجام نمی‌گیرد بنابراین شبکه‌ای که برای حل مستقیم معادلات



شکل ۲: عملکرد روش پنس در طیف انرژی به صورت شماتیکی [۲۰]

که در فرمول (۳):

$$\beta' = \alpha\beta^* \frac{\alpha\beta^*}{f_\omega} + \frac{\beta}{f_\omega} \quad (4)$$

و پرائتل آشفته^{۲۸} و اشمیت آشفته^{۲۹} به ترتیب مطابق فرمول‌های (۵)

و (۶) تعریف خواهد بود:

$$\delta_{ku} = \delta_k \frac{f_k}{f_\omega} \quad (5)$$

$$\delta_{\omega u} = \delta_\omega \frac{f_k}{f_\omega} \quad (6)$$

ثوابت بدست آمده برای شبیه‌سازی پنس کی-امگا به صورت جدول ۱ می‌باشد:

δ_k	δ_ω	β	β^*	A
۲	۲	۰/۰۷۵	۰/۰۹	$\frac{5}{9}$

برای بررسی انتقال حرارت معادله بقای انرژی مطابق ذیل برای جریان حل شده است:

$$\rho C_p \left[\frac{\partial T}{\partial t} + u_j \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} - \rho C_p \overline{u_j T'} \right] \quad (7)$$

لازم به توضیح است پارامتر λ بیان‌کننده هدایت حرارت است. بدین سبب از این شکل استفاده شد تا با انرژی جنبشی آشفتگی که با k نمایش می‌دهیم، اشتباه گرفته نشود. در معادله فوق پرائتل برای محاسبه ضریب نفوذ آشفتگی از فرمول ذیل محاسبه شده است:

$$a_T = \frac{\mu_T}{\rho Pr_T} \quad (8)$$

که μ_T از معادلات پنس محاسبه می‌شود.

مابین رهیافت‌های فوق طبقه‌بندی می‌شوند مورد استفاده وسیعی در بررسی جریان‌های آشفته قرار گرفته است. در شبیه‌سازی گردابه‌های خیلی بزرگ، عرض فیلتر- عدد موج همانطور که در شکل ۲ نشان داده شده است می‌تواند خارج از گستره اینرسیال^{۲۷} باشد و مدل‌های زیر شبکه‌ای ساده باید با مدل‌های پیچیده‌تر (مثل رنس) که می‌تواند انتقال بزرگترین گردابه‌ها را توصیح دهد، جایگزین شوند.

رهیافت VLES شبیه LES است با این تفاوت که در آن بخش کوچکتري از طیف آشفتگی در شبیه‌سازی ناپایدار حل می‌شود و مدل باید اثر بخش بزرگتر طیف را بیان کند و بنابراین پیچیده‌تر است. روش‌های بسیاری وجود دارند که می‌توان آنها را VLES محسوب کرد و همگی این روش‌ها در چند مورد با یکدیگر مشترک هستند که می‌توان با استفاده از آنها به شناسایی روش‌های VLES پرداخت که به اختصار در زیر آورده شده است [۲۰]:

- در همگی آنها میدان جریان به دو قسمت حل شده و حل نشده تقسیم می‌شود (بر خلاف رهیافت رنس که به دو میدان میانگین و نوسانی جدا می‌شود).

- بر اثر جداسازی مقیاس‌ها مجهولاتی به معادلات اضافه می‌شوند (شبیه تنش‌های رینولدز در رهیافت رنس) که برای بستن معادلات باید آنها را مدل کرد. برای این منظور معادلات انتقال دیگری معرفی و به مجموعه معادلات ناویر- استوکس اضافه می‌شوند (حداقل دو معادله). باید توجه داشت که فیلتر در این رهیافت با LES که در آن اندازه شبکه مشخص کننده مقیاس‌های حل نشده است، متفاوت می‌باشد.

- اگرچه معادلات انتقال مطرح شده برای بستن جمله‌های مجهول ظاهر شده در معادلات همگی بر پایه معادلات رنس می‌باشد، اما این معادلات دقیقاً همانند معادلات رنس نیستند و نسبت به تقسیم جریان به دو قسمت حل شده و حل نشده حساس بوده و راهکارهای متفاوتی برای ایجاد این حساسیت پیشنهاد شده است.

- بستن معادلات به گونه‌ای است که این روش‌ها تحت شرایطی دقیقاً همان روش یا روش‌های رنس و یا DNS هستند. در واقع می‌توان گفت که این رهیافت پلی بین رهیافت‌های رنس و DNS است.

معادلات کلی حاکم بر روش پنس به صورت ذیل می‌باشد که \bar{U} سرعت میانگین، ε تولید انرژی جنبشی آشفته رنس، ω نرخ اتلاف مخصوص رنس، v_t ویسکوزیته گردابی رنس ($v_t = k/\omega$) و β^* ، β و α ضرایب مدل هستند. در نهایت پس محاسباتی که به صورت کاملتر در مرجع [۱۶] ارائه شده است به معادلات (۲) و (۳) خواهیم رسید:

$$\frac{\partial k_u}{\partial t} + U_j \frac{\partial k_u}{\partial x_j} = P_u - \beta^* k_u \omega_u + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{v_t}{\delta_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (2)$$

$$\frac{\partial \omega_u}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega_u}{\partial x_j} = \alpha \frac{P_u \omega_u}{k_u} - \beta' \omega_u^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{v_u}{\delta_{\omega u}} \frac{\partial \omega_u}{\partial x_j} \right] \quad (3)$$

28 Turbulent Prandtl
29 Turbulent Schmidt

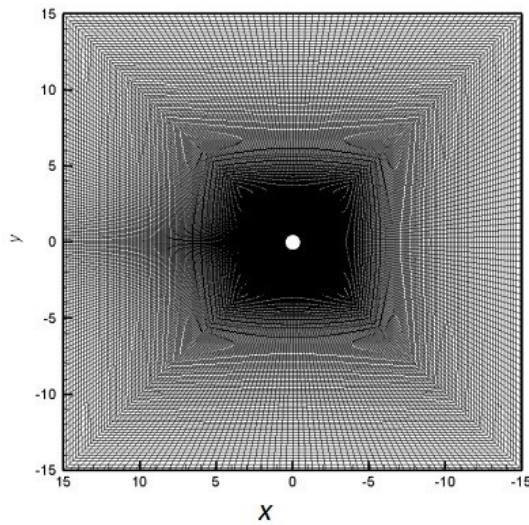
27 Inertial Range

۳- شبیه‌سازی عددی

برای حل عددی جریان از نرم افزار فلونت استفاده شده که دقت و تنظیمات محاسبات عددی مطابق جدول ۲ انجام شده است:

جدول ۲: تنظیمات فلونت برای تحلیل جریان حول پره توربین

نوع شبیه‌سازی	سه‌بعدی - ناپایا
حلگر	مجزا- ضمنی
مدل توربولانس	پنس $k-\omega$
الگوریتم مرتبط کننده میدان فشار به چگالی	سیمپل
دقت گسسته‌سازی معادلات در حوزه زمان و مکان	درجه دو
سیال	گاز کامل



شکل ۳: شبکه تولید شده حول استوانه

شرط مرزی بکار رفته در ورودی جریان در شبیه‌سازی جریان حول استوانه با مشخص نمودن سرعت ورودی اعمال شده است. در خروجی جریان از شرط مرزی جریان خروجی^{۳۴} استفاده شده است که با اعمال این شرط مرزی گرادیان‌های تمامی متغیرهای جریان بجز فشار، صفر در نظر گرفته می‌شود. روی دیواره‌های استوانه و بالا و پایین هندسه شرط مرزی عدم لغزش اعمال شده است و در راستای جانبی شرط مرزی تکرار به کار رفته است.

۴-۲- استقلال از شبکه حول استوانه

بررسی استقلال از شبکه روی سه مش با تراکم‌های مختلف به نحوی که از سطح استوانه به سمت دیواره‌ها درشت‌تر می‌شود انجام شده است. تراکم شبکه درشت تر $32 \times 400 \times 100$ و شبکه بعدی $32 \times 610 \times 135$ و در نهایت تراکم ریزترین شبکه $36 \times 610 \times 160$ می‌باشد. با توجه به شکل ۴ که نمودار ضریب فشار حول سطح استوانه می‌باشد، شبکه درشت‌تر در قسمت جدا شده جریان و هم در قسمت کمینه ضریب فشار اختلاف بیشتری با نتایج تجربی دارد ولی شبکه متوسط و ریزتر رفتار تقریباً مشابهی داشته و فقط در بخشی از قسمت جدایش جریان از هم فاصله می‌گیرند که این اختلاف محسوس نمی‌باشد که نشان می‌دهد افزایش بیشتر نقاط شبکه در نزدیکی دیواره بهبود بیشتری در جواب‌ها ایجاد نمی‌نماید.

۴-۳- هندسه و شرایط مرزی شبکه حول پره توربین گاز

برای تحلیل جریان حول پره توربین از مدل استفاده شده توسط گرگ و ریگی [۱۹] که قبلاً معرفی شد، استفاده شده است. تحلیل جریان حول یک پره توربین گاز مدل VKI^{۳۵} که مشخصات آن مطابق جدول ۳ می‌باشد انجام شده است.

همچنین برای اعمال معادلات پنس به نرم افزار فلونت توابع تعریفی کاربر در محیط برنامه نویسی C++ نوشته شده و به نرم افزار فلونت کویل شده است. توابع تعریفی کاربر نوشته شده شامل موارد ذیل می‌باشد:

- معادله اسکالر^{۳۰} انرژی جنبشی آشفته پنس
- معادله اسکالر نرخ اضمحلال ویژه جریان آشفته
- معادله دیفیوزیته^{۳۱} آشفته
- معادله ادی - ویسکوزیته^{۳۲} آشفته
- ترم‌های تولید^{۳۳} انرژی آشفته
- شرط معادلات اسکالر روی مرزها

با توجه به اینکه اعمال توابع تعریفی کاربر نوشته شده نیاز به یک مرجع برای صحت‌سنجی دارد بنابراین از آنجا که تاکنون از این رهیافت در بررسی خنک‌کاری روی پره توربین استفاده نشده است بنابراین ابتدا جریان حول استوانه که به‌عنوان یکی از شاخص‌های بررسی جریان‌های سیالاتی می‌باشد برای اعتبارسنجی توابع تعریفی کاربر تولید شده برای اعمال روش پنس و صحت تحلیل عددی انجام شده در نرم افزار فلونت استفاده شده است.

۴-۴- شبکه و شرایط مرزی

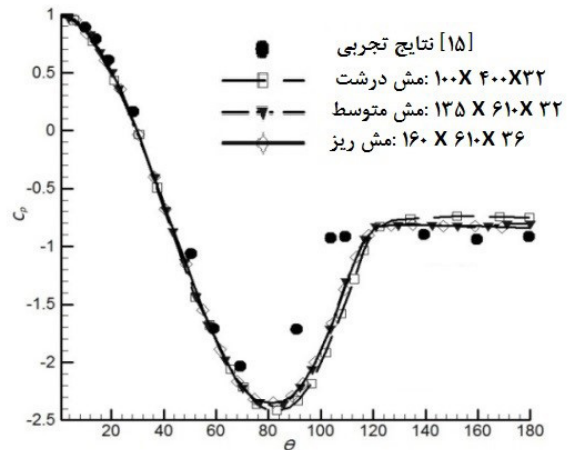
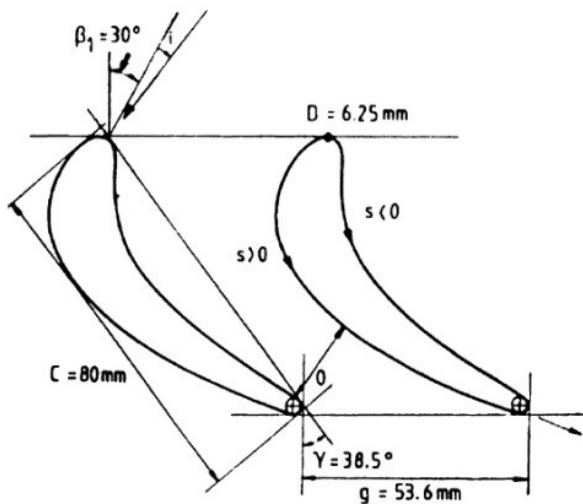
تولید شبکه حول استوانه و پره توربین گاز در نرم افزار گمبیت انجام شده است که در بخش‌های زیر به ترتیب نشان داده می‌شود.

۴-۴-۱- هندسه و شرایط مرزی شبکه حول استوانه

هندسه شبکه به کار رفته در شکل ۳ نشان داده شده است. ابعاد شبکه ایجاد شده با طول و عرض $30D$ و ضخامت $2D$ بوده و به چهار بلوک که با قطرهای مربع بدست می‌آید تقسیم‌بندی شده است.

30 Scalar
31 diffusivity
32 Eddy-Viscosity
33 Production

34 Outflow
35 VKI



شکل ۴: نمودار ضریب فشار حول نیمه بالایی استوانه در شبکه های مختلف

جدول ۳: مشخصات هندسی پره توربین گاز شبیه سازی شده

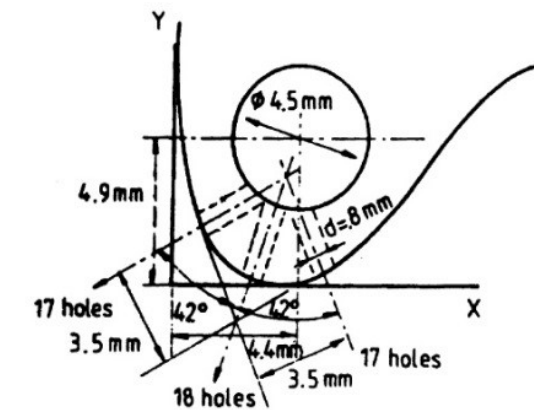
اندازه	مشخصات هندسه
۸۰ سانتی متر	طول وتر ^۲
۱۰۰ سانتی متر	طول پره ^۳
۳۸/۵- درجه	زویه استگر ^۴
۳۰ درجه	زویه جریان ورودی ^۵
۶۹/۵- درجه	زویه جریان خروجی ^۶
۶/۲۵ میلی متر	قطر دایره لبه حمله ^۷
۳ میلی متر	قطر دایره لبه فرار ^۸
۰/۸ میلی متر	قطر سوراخ های خنک کاری

هندسه این پره مطابق شکل ۵ می باشد.

با توجه به شکل هندسی خاص و پیچیده پره توربین گاز برای تولید شبکه، دامنه تولید شده مطابق شکل های ۶ و ۷ به بلوک های جداگانه تقسیم بندی شده تا بتوان تراکم شبکه در قسمت های مختلف پره را کنترل نمود. مطابق شبکه حول استوانه در شبکه حول پره توربین گاز نیز از سطح پره به سمت دیواره ها دامنه مش ها درشت تر می شود.

در مسائلی که نیاز به تحلیل حرارتی وجود دارد توابع دیوار موجود در فلونت به خوبی قادر به تحلیل جریان در نزدیکی سطح نیستند بنابراین شبکه به اندازه کافی در مجاورت مرزها کوچک شده است و حداکثر مقدار y^+ بر روی دیواره پره برابر واحد می باشد که مطابق با شرایط انتخاب شده در مرجع [۱۹] است. بنابراین شبکه در جریان حول استوانه و جریان حول پره در نزدیک دیواره به اندازه ی کافی ریز شده است، بنابراین سلول اول در زیر لایه لزج قرار گرفته و نیازی به استفاده از تابع دیواره^{۳۳} روی

- 36 Chord Length
- 37 Blade Height
- 38 Stagger Angle
- 39 Design Inlet Flow Angle
- 40 Design Outlet Flow Angle
- 41 Leading Edge Diameter
- 42 Trailing Edge Diameter
- 43 Wall Function



شکل ۵: هندسه و مختصات مجراهای خنک کاری در پره توربین گاز

دیواره در معادلات مومنتم نیست. همچنین، مقدار k و ω بر روی سلول اول نزدیک به دیواره به صورت زیر است که اعمال آن در نرم افزار فلونت روی معادلات جریان آشفته از طریق توابع تعریفی کاربر انجام شده است.

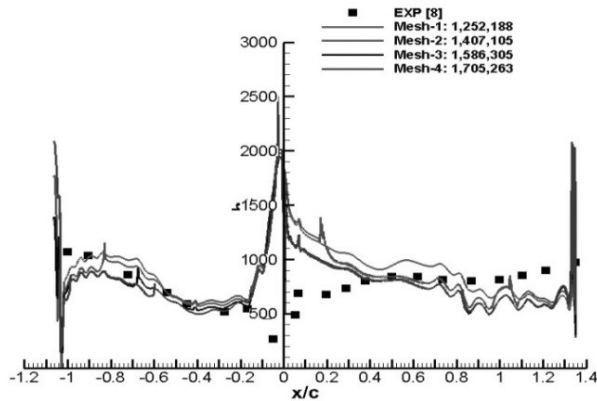
$$\omega = \frac{60v}{\beta y^2}, k=0 \quad (9)$$

که در آن $\beta = 0.09$ ، بوده و y فاصله سلول اول تا دیواره جامد می باشد. همچنین سایر شرایط مرزی بکار رفته در تحلیل جریان حول پره توربین مطابق جدول ۴ می باشد.

۴-۴- استقلال از شبکه حول پره توربین گاز

بررسی استقلال حل از شبکه تولید شده حول پره توربین با خنک کاری لایه ای نیز انجام و نتایج حاصل از شبکه ای مختلف در چهار تراکم ۱۲۵۲۱۸۸ سلول، ۱۴۰۷۱۰۵ سلول، ۱۵۸۶۳۰۵ سلول و ۱۷۰۵۲۶۳ سلول مورد بررسی قرار گرفته است. شکل ۸ ضریب انتقال حرارت جابه جایی حول سطوح مکش و فشار پره که از چهار تراکم شبکه فوق به دست آمده است، می باشد. با توجه به نمودار مذکور در سطح فشار پره نتایج شبکه های ۳ و ۴ به نتایج تجربی نزدیکتر می باشد ولی در سایر قسمت های نمودار نتایج شبکه های ۲، ۳ و ۴ تقریباً بر هم منطبق هستند

بنابراین با توجه به این نتایج شبکه ۳ برای شبیه‌سازی مورد استفاده قرار گرفته است تا ضمن حصول اطمینان از کافی بودن نقاط شبکه و دقت مورد نیاز، بتوانیم زمان و هزینه محاسبات را در مقایسه با شبکه ۴ که تراکم بیشتری دارد، بهبود دهیم.



شکل ۸: نمودار ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی حول سطح مکش و فشار پره توربین گاز با خنک‌کاری لایه‌ای

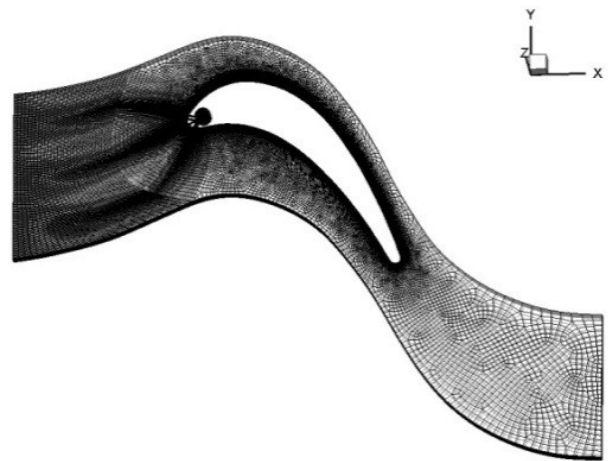
لازم به توضیح است که بعلت بالا بودن عدد رینولدز در جریان حول پره که حدود $5/42 \times 10^5$ می‌باشد و اثرات دیواره مقیاس‌های مکانی و زمانی آشفتگی به شدت کوچک شده (مطابق تعریف مقیاس‌های کولموگروف)، بنابراین حدس زده می‌شود در صورتی که تعداد سلول‌های شبکه بسیار ریزتر گردد که منجر به افزایش تعداد سلول‌ها نیز خواهد شد شاید بتوان پاسخ‌های نزدیک‌تری را به نتایج تجربی بدست آورد که نیاز به امکانات سخت‌افزاری بهتری دارد که با توجه به شرایط موجود امکان تولید چنین شبکه‌ای ممکن نبود بنابراین سعی شده است که بهترین شبکه که تا حد امکان بتواند قابلیت‌های روش پنس را نمایان کند انتخاب شود.

۵- نتایج و بحث

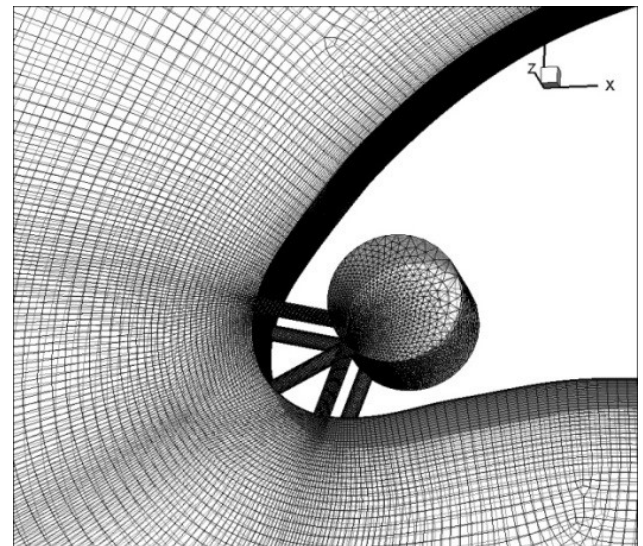
در ذیل نتایج حاصل تحلیل عددی حول استوانه، پره بدون خنک‌کاری و پره با خنک‌کاری به ترتیب ارائه شده است.

۵-۱- نتایج حول استوانه

شکل ۹ و ۱۰ شبیه‌سازی جریان حول استوانه در رینولدز $1/4 \times 10^4$ را نشان می‌دهد. با مقایسه نتایج بدست آمده از این شبیه‌سازی با نتایج حاصل از کارهای عددی و تجربی انجام‌شده [۲۳] و [۲۴] در بررسی جریان حول استوانه در عدد رینولدز فوق‌الذکر که در شکل‌های ۹ و ۱۰ آورده شده، مشاهده می‌گردد دقت مورد انتظار از رهیافت پنس در حل عددی جریان آشفته مذکور حاصل شده و می‌توان از توابع تعریفی کاربر تولیدشده در بررسی جریان آشفته حول پره توربین گاز استفاده نمود.



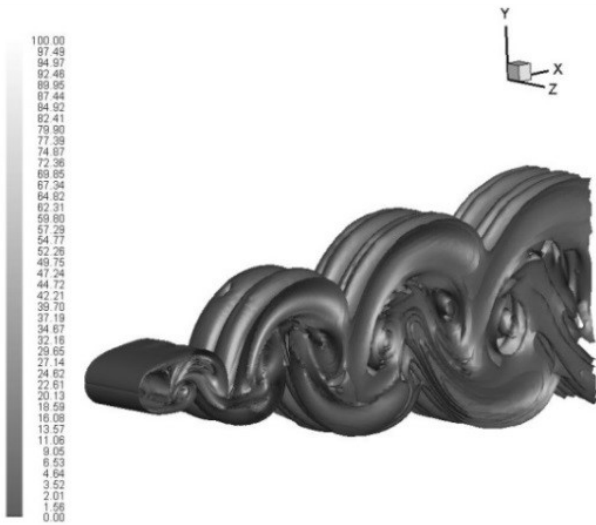
شکل ۶: شبکه ایجاد شده حول پره توربین گاز و سوراخ‌های خنک‌کاری.



شکل ۷: نمای نزدیک از سوراخ‌های خنک‌کاری روی پره توربین.

جدول ۴: شرایط مرزی جریان حول پره توربین گاز خنک‌کاری شده.

مشخصات هندسه	اندازه
M_{in}	۰/۲۵۱
$Re_{in,c}$	$42/8 \times 10^4$
M_{ex}	۰/۹۰۵
Tu_{in} [%]	۵/۲
p_0 [kPa]	۲۸۹/۵
T_0 [K]	۴۰۹/۵
T_w / T_0	۰/۷۲۷
T_c / T_0	۰/۵۲
m_c / m_0 [%]	۰/۶۲



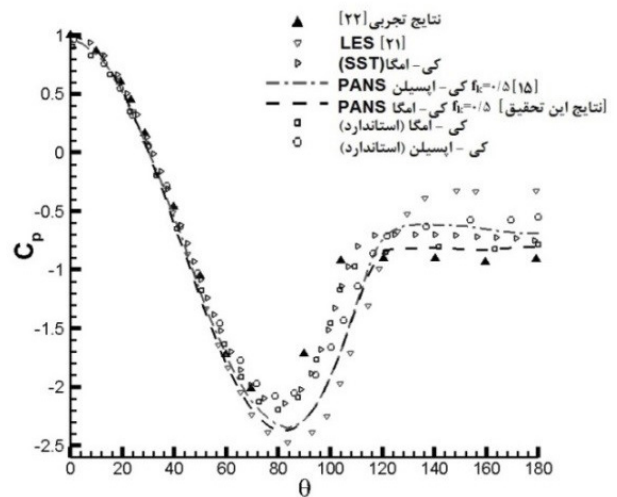
شکل ۱۱: کانتور توزیع سطوحی که دارای مقدار چرخش یکسان هستند در مدل پنس $k-\omega$ در $f_k = 0.5$



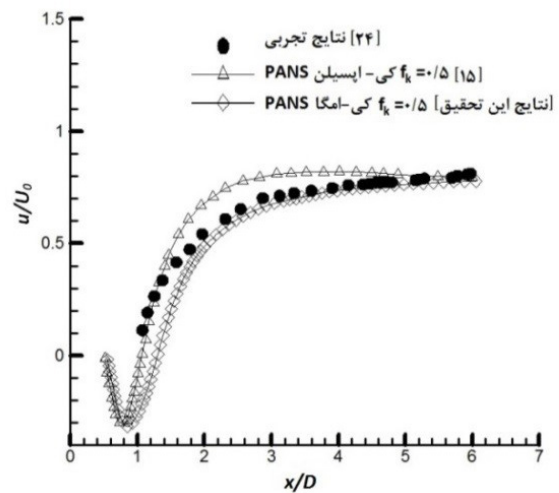
شکل ۱۲: کانتور توزیع سطوحی که دارای مقدار چرخش یکسان هستند در مدل پنس $k-\omega$ در $f_k = 0.5$

۵-۲- نتایج حول پره بدون خنک کاری

در شکل ۱۳ توزیع ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی حول سطح پره توربین کاری و در سمت فشار و مکش نمایش داده شده است. همانطور که ملاحظه می‌شود نتایج حاصل از شبیه‌سازی پنس در سمت فشار پره به نتایج تجربی نزدیک می‌باشد و همچنین نتایج تقریباً مشابهی نیز برای شبیه‌سازی با استفاده از مدل $k-\omega$ SST بدست آمده است ولی نتایج بدست آمده از شبیه‌سازی $k-\omega$ استاندارد با نتایج تجربی اختلاف قابل‌ملاحظه‌ای را نشان می‌دهد. در سمت مکش پره نتایج رهیافت پنس با نتایج تجربی فاصله دارد که دلیل این اختلاف در نتایج را می‌توان در کمبودهایی که مدل رنس $k-\omega$ در پیش‌بینی رفتار نزدیک دیواره دارند جستجو نمود. همچنین عدد رینولدز جریان عبوری در



شکل ۹: نمودار ضریب فشار حول نیمه بالایی استوانه



شکل ۱۰: نمودار سرعت میانگین مولفه x در طول خط مرکزی در مدل سازی های مختلف جریان آشفته حول استوانه

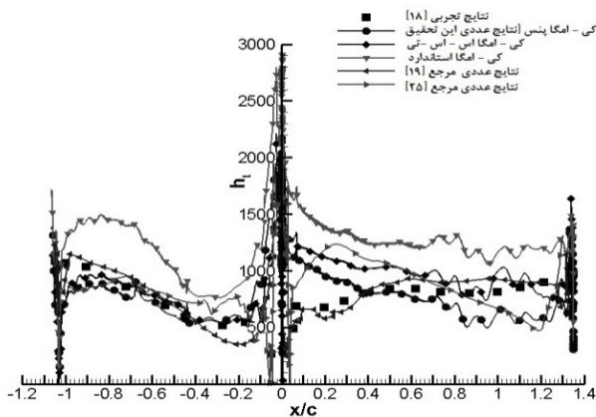
در شکل‌های ۱۱ تا ۱۲ کانتور توزیع سطوحی که دارای مقدار چرخش یکسان هستند در مدل‌سازی پنس $k-\omega$ در $f_k = 0.5$ و $f_k = 1$ نشان داده شده است. با توجه به این اشکال به خوبی می‌توان اثر پارامتر فیلتر در آزادسازی انرژی آشفتگی را مشاهده نمود. به عبارت دیگر با تغییر پارامتر فیلتر از عدد یک (که همان شبیه‌سازی رنس $k-\omega$ می‌باشد) تا عدد 0.5 به خوبی مشاهده می‌شود که ساختارهای گردابه‌ای بیشتری تسخیر شده و بخش کمتری از انرژی آشفتگی مدل‌سازی شده است. بنابراین، می‌توان امیدوار بود که با استفاده از رهیافت پنس بتوان ساختارهای وابسته به زمان را در جریان‌های دارای جدایش شدید و ریزش گردابه با دقت بیشتری شبیه‌سازی کرد.

جدول ۵: بیشینه خطای روش‌های مختلف عددی در پره بدون خنک‌کاری

روش مدل‌سازی	سمت فشار	سمت مکش
k- ω استاندارد	۵۵٪	۷۱٪
k- ω SST	۶/۲٪	۳۱٪
k- ω PANS	۱۲/۷٪	۳۴/۵٪
نتایج مرجع ۲۵	۱۵/۴٪	۲۶٪

۳-۵ نتایج حول پره با خنک‌کاری

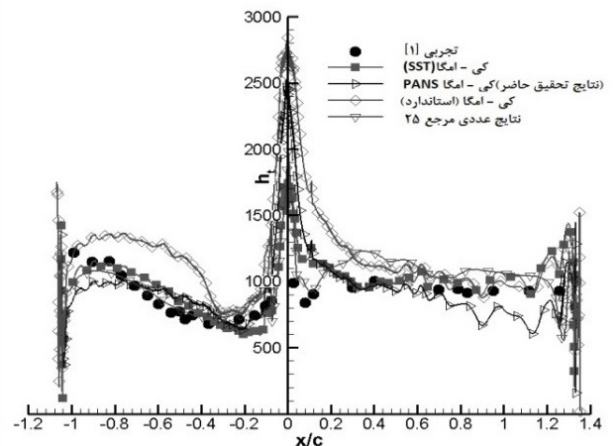
در شکل ۱۴ توزیع ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی (h_1) حول سطح پره توربین با خنک‌کاری و در سمت فشار و مکش نمایش داده شده است.



شکل ۱۴: نمودار ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی حول سطح مکش و فشار پره توربین خنک‌کاری شده

همانطور که ملاحظه می‌شود نتایج حاصل از شبیه‌سازی پنس در سمت فشار پره به نتایج تجربی نزدیک می‌باشد ولی در سمت مکش پره نتایج با نتایج تجربی فاصله دارد. در خصوص نتایج بدست آمده برای روش k- ω SST نیز نتایج در بخش فشار بهتر از بخش مکش می‌باشد که به نظر می‌رسد با وجود برتری این روش در شبیه‌سازی جریان نزدیک دیواره نسبت به روش پنس k- ω ولی این روش نیز هم‌چنان در بخش مکش پره با مشکل مواجه بوده و قادر به محاسبه صحیح رفتار سیال نمی‌باشد که همانطور که اشاره شد به نظر می‌رسد به دلیل گرادیان‌های معکوس که در سمت مکش پره بیشتر می‌باشد باعث پیچیده‌تر شدن جریان شده و اکثر مدل‌های دو معادله‌ای در محاسبه رفتار سمت مکش با مشکل مواجه می‌باشند. لازم بذکر است خطای محاسبات عددی مرجع [۲۵] نیز نشان‌دهنده این موضوع می‌باشد.

در جدول ۶ خطای روش‌های مختلف شبیه‌سازی جریان حول پره با خنک‌کاری ارائه شده است:



شکل ۱۳: نمودار ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی حول سطح مکش و فشار پره توربین گاز

سمت مکش پره بالاتر از سمت فشار می‌باشد که باعث ایجاد گرادیان‌های معکوس شدیدتر در نزدیک دیواره می‌شود بنابراین بخش عمده‌ای از ادی‌های جریان عبوری از سمت مکش پره در بخش مدل شده توسط رهیافت پنس قرار می‌گیرند که امکان ورود خطا به جواب‌های به‌دست آمده در بخش مکش پره بالاتر می‌رود. نتایج مدل k- ω استاندارد نیز بالاتر از داده‌های تجربی پیش‌بینی شده است. این مغایرت ضعف عمده مدل‌های دو معادله رنس مانند k- ω استاندارد می‌باشد به عبارت دیگر در جریان‌هایی که دارای غیرایزوتروپ‌های شدید بوده و نیز اثرات غیرتعادلی وجود دارد، در نهایت این روش‌ها به جواب‌هایی خواهند رسید که تا حدودی فوق‌دیفیوز است یعنی ویسکوزیته توربولانسی که توسط این روش‌ها محاسبه می‌شود تا حدودی زیاد خواهد بود. در خصوص مدل k- ω SST نتایج در بخش مکش پره بسیار بهتر از نتایج به‌دست آمده از رهیافت پنس می‌باشد که علت اصلی این بهبود در نتایج را می‌توان در سازوکارهایی که در مدل k- ω SST تعبیه شده است جستجو نمود زیرا مدل k- ω SST با استفاده از یک سری معادلات اصلاحی برای پیش‌بینی جریان در نزدیک دیواره مجهز شده است بنابراین این رهیافت توانسته است فعل و انفعالات رخ داده در نزدیک دیواره در سمت مکش پره را بسیار بهتر از رهیافت پنس پیش‌بینی کند.

در نهایت در یک مقایسه کلی بین مدل‌های k- ω پنس، k- ω SST و k- ω استاندارد می‌توان به این نکته اشاره کرد که قدرت روش k- ω پنس در پیش‌بینی رفتار نزدیک دیواره پره در مقایسه با مدل k- ω استاندارد به‌میزان قابل‌ملاحظه‌ای بهبود یافته در حالیکه k- ω پنس در مقایسه با مدل k- ω SST در پیش‌بینی رفتار نزدیک دیواره ضعیف‌تر است.

در جدول ۵ خطای روش‌های مختلف شبیه‌سازی جریان حول پره بدون خنک‌کاری ارائه شده است.

جدول ۶: بیشینه خطای روش های مختلف عددی در پره بدون خنک کاری

روش مدل سازی	سمت فشار	سمت مکش
k- ω استاندارد	۳۵/۶٪	۹۶/۸٪
k- ω SST	۸/۷٪	۲۶/۲٪
k- ω PANS	۱۳/۵٪	۳۶٪
نتایج مرجع ۱۹	۴/۸٪	۱۵٪
نتایج مرجع ۲۵	۴۱/۲٪	۷۵/۶٪

لازم به توضیح است در هر دو مدل سازی انجام شده حول پره با خنک کاری و بدون خنک کاری در $X=0$ بدلیل کاهش ناگهانی فشار و تغییر شکل سطح مقطع ضریب انتقال حرارت به شدت افت می کند به همین دلیل روش های مختلف عددی این تغییرات سریع فشار که موجب افت ضریب انتقال حرارت می شود را با یک افت ناگهانی و با خطا محاسبه کرده اند. لازم به ذکر است نتایج منبع [۲۵] نیز همین افت ناگهانی ضریب انتقال حرارت را نشان می دهند.

ذکر این نکته ضروری است که جواب های گزارش شده در مرجع [۱۹] که در شکل ۱۴ قابل مشاهده است دقت بالاتری را دارند. با توجه به تحقیقات انجام شده به نظر می رسد بدلیل اینکه دبی خروجی جت های خنک کاری از سوراخ ها در کیفیت جواب ها بسیار موثر است بنابراین در مرجع [۱۹] با بالا بردن کیفیت شبکه و ریزتر نمودن آن در مسیر جت های خروجی از سوراخ ها خنک کاری به جواب های با خطای کمتر دست یافته اند که در پژوهش حاضر به علت محدودیت امکانات نرم افزاری امکان ریزتر نمودن بیشتر شبکه وجود نداشت بنابراین تلاش شد با توجه به امکانات موجود جواب ها تا حد امکان به جواب های تجربی نزدیکتر گردد.

۶- نتیجه گیری

در این مقاله شبیه سازی عددی خنک کاری لایه ای حول یک پره توربین گاز با استفاده از رهیافت میانگین گیری جزئی از معادلات ناویر-استوکس (پنس) بررسی شده است و عمده ترین نتایج به دست آمده عبارتند از:

- روش پنس k- ω توانایی خوبی در شبیه سازی جریان در رینولدزهای بالا (بخصوص در تحلیل جریان حول استوانه) را دارد و با توجه به قرار گرفتن فیلتر این رهیافت در مقیاس های تیلور قادر است معادلات ناویر استوکس را برای سهم بیشتری از طیف انرژی آشفته حل کند.
- روش های پنس k- ω و پنس k- ϵ خصوصیات خود را از والدین خود که همان روش های رنس k- ω و رنس k- ϵ می باشند به ارث می برند بنابراین از آنجا که این روش ها در جریان های با رینولدزهای بالا کارا هستند بنابراین در نقاط نزدیک دیواره که عدد رینولدز به صورت مقطعی پایین می باشد قابلیت خود را در شبیه سازی جریان

از دست می دهند.

- در نقاطی که دارای ایزوتروپ های شدید جریان و نیز اثرات غیرتعدادی هستند مثلاً سمت مکش پره توربین های گاز و نقاط ورود جت خنک کاری به جریان اصلی، این مدل ها در نهایت به جواب هایی خواهند رسید که تا حدودی فوق دیفیوز است یعنی ویسکوزیته توربولانسی که توسط این روش ها محاسبه می شود تا حدودی زیاد خواهد بود. بنابراین جواب های به دست آمده از روش پنس در سمت مکش پره در حالت بدون خنک کاری ۱۱/۲ درصد خطای بیشتری نسبت به سمت فشار دارد در حال با خنک کاری نیز همین مورد صادق بوده و خطای محاسباتی در سمت مکش نسبت به سمت فشار ۲۲/۵ درصد بیشتر می باشد. اصولاً، روش شبیه سازی گردابه های بسیار بزرگ برای جریان های با عدد رینولدز به اندازه کافی بالا به صورتی که بتوان یک مرز کاملاً مشخص بین ناحیه شامل انرژی و ناحیه اضمحلال قائل شد کاربرد دارد.

- ذکر این نکته ضروری است که شاید بتوان با استفاده از یک شبکه ریزتر و کوچکتر کردن پارامتر فیلتر f_k و امکانات سخت افزاری قوی تر، نتایج به دست آمده توسط روش پنس را بهبود داد.
- می توان نتیجه گرفت که برای داشتن شبیه سازی های دقیق تر توسط رهیافت پنس، لازم است تا این رهیافت روی مدل های قوی تری مانند k- ω SST (که در بررسی جریان نزدیک دیواره دقیق تر عمل می کند) اعمال شود.

۷- فهرست علائم

D	قطر استوانه
f	تابع فیلتر
k	انرژی جنبشی آشفته کل
m	دبی جرمی
M_{ex}	ماخ خروجی
M_{in}	ماخ جریان ورودی
P	میدان فشار
p_0	فشار سکون
P_u	میدان فشار حل نشده
$Re_{in,c}$	رینولدز جریان برحسب طول وتر پره
t	زمان
T_0	دمای سکون
Tu_{in}	نرخ شدت آشفستگی
T_w	دمای دیواره
u_i	میدان سرعت مدل شده
U_i	میدان سرعت حل شده
V_j	مؤلفه های میدان سرعت
x	مؤلفه مختصات

- [2] R. Kiock, F. Lehthaus, N. C. Baines, and C. H. Sieverding, 1985. "The Transonic Flow Through a Plane Turbine Cascade as Measured in Four European Wind", International Gas Turbine Symposium and Exposition, Beijing, People's Republic of China, September 1-7.
- [3] V. G. Garg, and A. A. Ameri, 1997. "Comparison of Two-equation Turbulence Models For Prediction of Heat Transfer on Film-Cooled Turbine Blades" *Numerical Heat Transfer, Part A, Issue 31*, p.p. 347-371.
- [4] T. J. Coakley, 1983. "Turbulence Modeling Methods for the Compressible Navier-Stokes Equations", *AIAA Paper* 83-1693.
- [5] K. Y. Chien, 1982. "Prediction of Channel and Boundary-Layer Flows with a Low-ReynoldsNumber Turbulence Model", *ALAA J.*, 20, pp. 33-38.
- [6] D. C. Wilcox, 1994. "Simulation of Transition with a Two-Equation Turbulence Model", *AIAAJ.*, 32, pp. 247-255.
- [7] M. Ramezanizadeh, M. Taeibi-Rahni, and M. H. Saidi, 2007. "Large Eddy Simulation of Multiple Jets into a Cross Flow", Sharif Univ. of Tech., *Scientia Iranica*, 14, No. 3, pp. 240-250.
- [8] Kh. Javadi, M. Taeibi-Rahni, and M. Darbandi, 2007. "Jet into Cross Flow Boundary Layer Control: An Innovation in Gas Turbine Blade Cooling", *AIAA J.*, Vol. 45, No. 12, pp. 2910-2925.
- [9] Kh. Javadi, 2009. "Numerical Simulation of Compressible /Incompressible Turbulent Jet in Cross Flow- New Strategies in Film Cooling", Ph. D. Dissertation, Sharif University of Technology.
- [10] M. Taeibi-Rahni, M. Ramezanizadeh, D. D. Ganji, A. Darvan, E. Ghasemi, S. Soleimani, H. Bararnia, 2011. "Comparative Study of Large Eddy Simulation of Film Cooling Using a Dynamic Global-coefficient Subgrid Scale Eddy-Viscosity Model with RANS and Smagorinsky Modeling", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38, pp.659-667.
- [11] F. Bazdidi-Tehrani, J. jahromi, 2011. "Analyses of Synthetic Jet Flow Filed: Application of URANS Approach", School of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology, *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering*, 35, No. 3.
- [12] R. Farhadi-Azar, M. Ramezanizadeh, M. Taeibi-Rahni, M. R. Salimi, 2011. "Compound Triple

y فاصله از دیواره

علائم یونانی

ϵ نرخ اتلاف انرژی آشفته کل

ω اتلاف مخصوص انرژی آشفته کل

k_u انرژی جنبشی حل آشفته حل نشده

ϵ_u نرخ اتلاف انرژی آشفته حل نشده

اتلاف مخصوص انرژی آشفته حل نشده
 ω_u

عدد پرانتل آشفته δ_k

عدد پرانتل آشفته حل نشده δ_{k_u}

عدد اشمیت آشفته δ_ω

عدد اشمیت آشفته حل نشده δ_{ω_u}

پارامتر دلخواه ϕ

میانگین زمانی پارامتر دلخواه $\bar{\phi}$

کمیت نوسانی پارامتر دلخواه ϕ'

ویسکوزیته جریان آشفته ν_t

ویسکوزیته بخش حل نشده جریان

آشفته ν_u

ثابت مدل پنس α

ثابت مدل پنس β

ثابت مدل پنس β^*

میدان تنش τ

ضریب هدایت حرارت λ

ضریب نفوذ آشفستگی a_T

زیرنویس‌ها

c جریان خنک کننده، برحسب وتر پره

ex جریان خروجی

in جریان ورودی

in, c جریان ورودی، برحسب طول وتر پره

j و i اندیس جهت‌های مختصات

t توربولانسی

u بخش حل نشده

w دیواره

عملگرها

$\langle \rangle$ عملگر فیلتر

۸- مراجع

- [1] M. Consigny, and B. E. Richards, 1981. "Short Duration Measurements of Heat-Transfer Rate to a Gas Turbine Rotor Blade", International Gas Turbine Conference and Products Show, Houston, Texas, March 9-12.

- p.p. 37–47.
- [18] C. Camci, and T. Arts, 1985. “*Experimental Heat Transfer Investigation Around the Film Cooled Leading Edge of a High Pressure Gas Turbine Rotor Blade*” 30th International Gas Turbine Conference and Exhibit, Houston, Texas, March 18-21.
- [19] V. K. Garg, D. L. Rigby, 1999. “Heat transfer on a Film-cooled blade Effect of hole physics” *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Issue 20, p.p. 10-25.
- [20] M. H. Nirooie, 2010. “*Numerical Simulation of Flow Past a Cylinder Near a Flat Plate Using Partially-Averaged Navier–Stokes model*”, M. Sc. Thesis, Sharif University, December.
- [21] P. Nodberg, 2000. “*Turbulent Combustion Modeling*”, Cambridge Univ. Press, Cambridge.
- [22] I. B. Celik, 1999. “*Intruductory Turbulence Modeling*”, M.Sc. Thesis, West Virginia University, Mechanical & Aerospace Engineering Dept.
- [23] M. Breuer, 2000. “A challenging test case for large eddy simulation: high Reynolds number circular cylinder flow”, *Internat. J. Heat Fluid Flow* 21 p.p. 648–654.
- [24] B. Cantwell, and D. Coles, 1983. “An experimental study of entrainment and transport in the turbulent near wake of a circular cylinder”, *J. Fluid Mech.* 136.
- [25] Abbasi, B., 2012. “*Numerical Investigation of Gas Turbine Blade Cooling*”, M.Sc. Thesis, Isfahan University of Technology (In Persian).
- Jets Film Cooling Improvements via Velocity and Density Ratios: Large Eddy Simulation”, Department of Aerospace Engineering, Sharif University of Technology, *Journal of Fluids Engineering*, 133.
- [13] F. Bazdidi-Tehrani, S. Khajeh hasani, M. Rajabizargarabadi, 2009. “*Opposed Row of Coolant Jet Injected into Heated Crossflow: Investigation of Variable Turbulence Prandtl Number*”, Departement of Mechanical Engineering, Iran Univercity of Science and Technology, 17th Annual (International) Conference of Mechanical Engineering.
- [14] S. S. Girimaji, E. Jeong, , and R. Srinivasan, 2006. “Partially Averaged Navier-Stokes Method for Turbulence: Fixed Point Analysis and Comparison With Unsteady Partially Averaged Navier-Stokes” *Journal of applied mechanics*, 73, Issue 1, p.p. 422-429.
- [15] S. Lakshimipathy, 2004. “*PANS Method for Turbulence: Simulation of High and Low Reynolds Nymber Flows Past a Cyrccular Cylinder*” , M. Sc. Thesis, Texas A&M University, December.
- [16] S. Lakshimipathy, 2009. “*Partially Averaged Navier-Stokes Method for Turbulence Closure: Characterization of Fluctuations and Extension to Wall Bounded Flows*”, Ph. D. Dissertation, Texas A&M University, May.
- [17] C. S. Song, and O. Park, 2009. “Numerical Simulation of Flow Past a Square Cylinder Using Partially-Averaged Navier–Stokes model”, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 97 Issue 2,

