

# تحلیل عددی خنک کاری لایه‌ای پره توربین در حال چرخش با استفاده از مجرای گسترش یافته جانبی

امیرحسین معینی<sup>۱</sup> و مهران رجبی زرگرآبادی<sup>۲</sup>

دانشکده مهندسی مکانیک

دانشگاه سمنان

(تاریخ دریافت: ۱۳۹۵/۰۷/۲۷؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۶/۰۲/۲۰)

## چکیده

در این مقاله، بهینه‌سازی اثربخشی خنک کاری لایه‌ای در یک پره توربین در حال چرخش، با استفاده از مجرای گسترش یافته جانبی انجام شده است. شبیه‌سازی عددی سه‌بعدی خنک کاری پره توربین با استفاده از مدل آشفتگی RNG k-ε در سه سرعت چرخش صفر، ۳۰۰ و ۵۰۰ دور بر دقیقه انجام شده است. نتایج به دست آمده، نشان می‌دهد که افزایش سرعت دورانی پره به واسطه ایجاد شتاب کربولیس، منجر به انحراف جریان هوای خنک‌کننده از روی خط مرکزی می‌شود. انحراف جریان هوای خنک‌کننده باعث کاهش میزان اثربخشی خنک کاری در خط مرکزی پره به ویژه در پایین دست سوراخ تزریق می‌شود. مقایسه نتایج سوراخ تزریق استوانه‌ای (بیضوی) و مجرای گسترش یافته جانبی، نشان می‌دهد که اختلاط هوای خنک کاری با جریان گرم در مجرای گسترش یافته جانبی، کمتر از سوراخ استوانه‌ای خواهد بود. استفاده از مجرای گسترش یافته جانبی در سرعت‌های چرخش صفر، ۳۰۰ و ۵۰۰ دور بر دقیقه منجر به افزایش اثربخشی خنک کاری توربین به ترتیب به میزان ۳۹، ۳۸ و ۳۵ درصد خواهد شد.

**واژه‌های کلیدی:** شبیه‌سازی عددی، خنک کاری لایه‌ای، پره توربین، مجرای گسترش یافته جانبی، سرعت چرخش

## Numerical Analysis of Film-Cooling over the Rotating Turbine Blade Using Laterally-Diffused Hole

A. H. Moeini and M. Rajabi Zargar Abadi

Mechanical Engineering Department of  
Semnan University

(Received: 18/October/2016 ; Accepted: 10/May/2017)

### ABSTRACT

In this paper, the optimization of the film cooling effectiveness over a rotating blade is performed using the laterally diffused hole. The three-dimensional numerical simulation of blade cooling is performed using RNG k-ε turbulence model for three rotating speeds, i.e., 0, 300 and 500 rpm. Results show that the film trajectory always inclines due to the Coriolis force acts in the centrifugal direction. The film cooling deflection becomes greater with increasing the rotational speed. The comparisons of results show that, for the laterally diffused hole, the mixing of the hot gas flow with the injected coolant flow is less than the cylindrical hole. Applying the laterally diffused hole consequences the increase of film cooling effectiveness by the 39, 38 and 35 percent at the rotating speeds of 0,300 and 500 rpm respectively.

**Keywords:** Numerical simulation, Film-cooling, Turbine blade, laterally-diffused hole, Rotation speed

۱- کارشناسی ارشد: amirhossein.moeini@semnan.ac.ir

۲- استادیار (نویسنده پاسخگو): rajabi@semnan.ac.ir

## فهرست علائم و اختصارات

D	قطر سوراخ خنک‌کاری، mm
X	مختصات در جهت جریان، mm
$\frac{X}{D}$	فاصله بدون بعد محوری
Z	مختصات جانبی، mm
$\frac{Z}{D}$	فاصله بدون بعد جانبی
T	دمای سیال، K
P	فشار، Pa
U	سرعت مطلق، m/s
$U_r$	سرعت نسبی
I	تانسور واحد
Re	عدد رینولدز
k	ضریب رسانش حرارتی
<b>علائم یونانی</b>	
$\rho$	چگالی، kg/m <sup>3</sup>
$\eta$	اثربخشی آدیاباتیک
$\omega$	سرعت چرخشی، rpm
$\tau$	تنش رینولدز
$\bar{\eta}$	اثربخشی متوسط
$\mu$	لزجت دینامیکی، N.s/m <sup>2</sup>
$\nu$	لزجت سینماتیکی، m <sup>2</sup> /s
k	انرژی جنبشی آشفتگی، m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>
$\epsilon$	نرخ اضمحلال ویسکوز انرژی جنبشی آشفتگی، m <sup>4</sup> /s <sup>2</sup>
$y^+$	فاصله‌ای از مختصات دیواره، $y u^*/\nu$
$\alpha$	ضریب نفوذ حرارتی، Wm/J
<b>زیرنویس</b>	
j	جت خنک
w	دیواره
$\infty$	جریان هوای گرم

## ۱- مقدمه

عملکرد و بازدهی گرمایی توربین گاز به شدت تحت تاثیر دمای ورودی توربین می‌باشد. از نقطه نظر ترمودینامیکی افزایش

راندمان توربین از طریق افزایش دمای گاز ورودی امکان‌پذیر است. گرایش رو به رشد به استفاده از دماهای بالاتر برای ورودی به توربین، منجر به بار حرارتی بالاتر بر روی پره‌های توربین می‌شود. امروزه توربین‌های گازی مدرن برای کار در دماهای ورودی K ۱۸۰۰ تا K ۲۰۰۰ طراحی شده‌اند که بسیار فراتر از محدوده مجاز دمایی برای مواد به‌کار رفته در ساخت پره‌ها می‌باشد [۱]. بنابراین، روش‌های خنک‌کاری متعددی به‌منظور حصول اطمینان از طول عمر مناسب پره به کار گرفته شده است. برای خنک‌کاری پره توربین، فناوری‌های متعددی برای خنک‌کاری داخلی استفاده گردیده است.

خنک‌کاری لایه‌ای در توربین‌های گاز به طور معمول استفاده می‌شود. در این روش، هوای خنک کننده به صورت لایه جداکننده بین گاز داغ و جداره پره شکل می‌گیرد، که به دلیل اختلاط هوای خنک‌کننده با جریان اصلی، اثر بخشی آدیاباتیک خنک‌کاری در پایین دست جریان به سرعت کاهش می‌یابد. هوای خنک‌کننده به‌طور مستقیم از کمپرسور بدون این‌که وارد محفظه احتراق گردد، به کار گرفته می‌شود. بنابراین، این فرآیند، منجر به کاهش توان خروجی موتور می‌گردد؛ لذا هدف اصلی طراحی در خنک‌کاری لایه‌ای، به حداقل رساندن مقدار مصرف هوای خنک‌کننده با بهینه‌سازی شکل سوراخ تزریق خنک‌کاری می‌باشد در صورتی که این عمل باعث به حداکثر رساندن بازدهی خنک‌کاری، اختلاط کمتر هوای خنک‌کننده با جریان اصلی و همچنین تولید تنش حرارتی قابل قبول بر روی سطح پره گردد.

بررسی‌های متعدد قبلی نشان می‌دهد که خنک‌کاری لایه ای به عوامل مختلفی چون نسبت شار جرمی، میزان اغتشاش جریان آزاد، انحنای سطح، ناپایداری جریان، اندازه، شکل و موقعیت سوراخ و زاویه تزریق بستگی دارد. بوگارد و تول مقاله ای مروری را منتشر کرده‌اند که به بررسی این عوامل و تأثیر آنها بر اثربخشی خنک‌کاری پرداخته است [۲].

طی دو دهه اخیر با توجه به رشد چشمگیر توانمندی رایانه‌ها، بر دامنه کاربرد روش‌ها و تحلیل‌های عددی افزوده شده است. یکی از زمینه‌های مورد توجه محققان این شاخه، بررسی توانایی‌ها و نقاط ضعف مدل‌های آشفتگی در شبیه‌سازی میدان جریان و انتقال حرارت انواع خنک‌کاری است. تحقیقات بسیاری در زمینه پیش‌بینی جریان و انتقال حرارت لایه‌ای انجام شده است. بازدیدی تهرانی و همکاران [۳] مدل‌سازی عددی

ژی تائو و همکاران با انتخاب مدل آشفتگی ناهمسانگرد به بررسی خنک‌کاری لایه‌ای تحت چرخش پرداختند [۱۰]. مدل انتخابی آن‌ها، مدل آشفتگی ناهمسانگرد دولایه‌ای<sup>۱</sup> بود که به مقایسه آن با مدل آشفتگی ایزوتروپ، شامل مدل‌های  $k-\varepsilon$  و  $k-\omega$  و SST پرداختند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که پیش‌بینی انحراف لایه خنک‌کاری در مدل آشفتگی ناهمسانگرد دولایه‌ای نسبت به سه مدل ایزوتروپ دیگر به شرایط واقعی بسیار نزدیک‌تر می‌باشد. همچنین این مدل عملکرد بهتری نسبت به مدل‌های ایزوتروپ دارد و اثر خنک‌کاری محلی مطابقت بیشتری با نتایج تجربی دارد. به غیر از اثر خنک‌کاری، انحراف لایه خنک‌کاری از مرکز که ناشی از نیروهای کوریولیس و گریز از مرکز تحت مختصات چرخان می‌باشد نیز توسط این مدل بهتر پیش‌بینی می‌شود. کی دون لی و همکاران اثر متغیرهای هندسی سوراخ فن شکل<sup>۲</sup> بر خنک‌کاری لایه‌ای را بررسی کردند [۱۱]. آن‌ها با استفاده الگوریتم فراابتکاری به بهینه‌سازی این هندسه پرداختند. سوراخ فن شکل با چهار متغیر طراحی هندسی زاویه تزریق سوراخ، زاویه گسترش جانبی، زاویه گسترش رو به جلو و نسبت طول به قطر سوراخ تعریف می‌گردد. افزایش زاویه گسترش رو به جلو باعث کاهش اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای و زاویه گسترش جانبی بیشترین اثر را بر بهبود خنک‌کاری خواهد داشت.

مطالعات عددی بر روی یک ردیف از سوراخ‌های همگرا در سمت مکش تیغه با عدد رینولدز بین ۴۰۰,۰۰۰ تا ۶۰۰,۰۰۰ و نرخ دمش ۰/۵ تا ۳ توسط یاو و همکاران انجام شده است [۱۲]. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که با افزایش نرخ دمش از ۰/۵ تا ۳ ضریب آنتالپی حدود ۰/۰۰۲۵ کاهش پیدا می‌کند که به دلیل افزایش نفوذ جت به جریان اصلی و افزایش تلفات ناشی از اختلاط می‌باشد. این حالت با افزایش عدد رینولدز نیز اتفاق می‌افتد. قراب به بررسی عددی خنک‌کاری لایه‌ای با استفاده از سوراخ تزریق با خروجی شکل‌داده شده ترکیبی پرداخت [۱۳-۱۴]. سوراخ تزریق استوانه‌ای با چهار نوع شکل مختلف خروجی بررسی شده عبارتند از: دوزنقه، بیضوی با زاویه ترکیبی ۰ تا ۹۰، مستطیل و مربع، که با نرخ دمش ۰/۵ تا ۱ مورد بررسی و تحلیل قرار گرفت. نتایج حاکی از آن است که

خنک‌کاری لایه‌ای پره توربین را با استفاده از رهیافت شبیه‌سازی ادی‌های بزرگ انجام دادند. آن در تحقیق خود تاثیر شرط مرزی ورودی بر اثربخشی خنک‌کاری لایه را بررسی کردند. همچنین، بازدیدی تهرانی و اندروز [۴] تحقیقات خود را بر روی اثر نرخ‌های مختلف تراکم گازهای داغ برای خنک‌کاری لایه‌ای انجام دادند. نتایج آن‌ها نشان‌دهنده این است که اثر بخشی خنک‌کاری به طور قابل ملاحظه‌ای با افزایش تعداد سوراخ‌های خنک‌کاری افزایش می‌یابد. ذوالفقاریان و همکاران [۵] به بهینه‌سازی خنک‌کاری پره توربین آنها نشان می‌دهد که با استفاده از روش ترکیبی پرداختند. نتایج شبیه‌سازی عددی آنها نشان می‌دهد که ترکیب خنک‌کاری لایه‌ای و برخوردی به طور قابل توجهی اثربخشی خنک‌کاری پره توربین را افزایش می‌دهد. آمر و همکاران مقایسه‌ای بین مدل‌های آشفتگی مختلف در پیش‌بینی جریان خنک‌کاری لایه‌ای دو ردیف سوراخ جابه‌جا شده انجام دادند [۶]. آن‌ها از طریق مقایسه جواب‌های حاصل از مدل‌های آشفتگی  $k-\varepsilon$  و  $k-\omega$  غیر ایزوتروپ،  $k-\omega$  و  $k-\omega$  بهبودیافته مختلف با نتایج تجربی موجود نتیجه گرفتند که توانایی مدل‌های آشفتگی برای پیشگویی جریان خنک‌کاری لایه‌ای با نسبت سرعت و فاصله پایین دست از سوراخ‌های جت رابطه‌ای مستقیم دارد. رجبی و بازدیدی تهرانی به منظور بهبود پیش‌بینی جریان خنک‌کننده لایه‌ای از مدل‌های مرتبه دوم برای مدل‌سازی جریان و انتقال حرارت آشفته استفاده کردند [۷]. مدل سه‌بعدی متقارن مورد استفاده آنها با زاویه تزریق ثابت ۳۵ درجه بود. نتایج تحلیل عددی به‌دست‌آمده آنها در مدل‌سازی توزیع دما و اثربخشی خنک‌کاری تطابق بسیار خوبی با داده‌های تجربی موجود دارد.

طیسی و کیماسی [۸] به حل عددی خنک‌کاری لایه‌ای سه بعدی با تزریق از سوراخ‌های جداگانه با مقطع مربعی بر روی یک سطح صاف پرداختند و با مقایسه اثربخشی خنک‌کاری برای نسبت‌های سرعت و زاویه‌های تزریق مختلف، مقدار بهینه زاویه تزریق برابر با ۳۰ درجه را به‌دست آوردند. طیسی رهنی و همکاران [۹] به بررسی مقایسه‌ای مدل‌سازی خنک‌کاری لایه-ای با دو روش شبیه‌سازی گردابه‌های بزرگ و معادلات متوسط‌گیری شده رینولدز پرداختند. مدل دینامیکی ارائه شده آنها بسیار ساده‌تر و در عین حال مناسب‌تر نسبت به مدل‌های موجود و همچنین دارای تطابق بسیار خوبی با نتایج تجربی می‌باشد.

1- Tlva

2- Laid Back Fan-shape

بهتری نسبت به سوراخ استوانه‌ای و همچنین سوراخ تزریق شکل داده شده خواهد داشت. هانگ وو به بررسی تاثیر موقعیت سوراخ تزریق جانبی و نرخ دمش در کنار سوراخ اصلی بر عملکرد خنک‌کاری لایه‌ای بر روی صفحه‌ی تخت پرداخت [۲۱]. این امر موجب بهبود خنک‌کاری و جدا شدن کمتر جریان خنک‌کننده گردید. فان و همکاران در مقاله‌ای به شبیه‌سازی عددی اثر هندسه سوراخ خنک‌کاری بر روی لبه پره ساکن پرداختند [۲۲]. هندسه ارائه‌شده آن‌ها موجب پخش یکنواخت جریان خنک‌کننده بر روی لبه پره شده است. موراتا و همکاران به بررسی اثر سوراخ اشک شکل بر خنک‌کاری لایه‌ای پرداختند [۲۳]. نتایج آن‌ها حاکی از آن است که استفاده از این شکل سوراخ موجب افزایش اثربخشی خنک‌کاری می‌گردد.

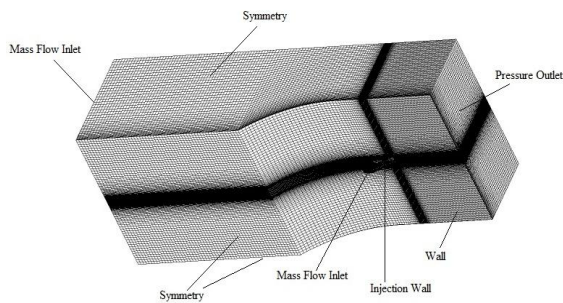
بررسی مطالعات گذشته نشان می‌دهد که تحقیقات انجام شده در زمینه تاثیر شکل سوراخ بر راندمان خنک‌کاری محدود به هندسه‌های ثابت و بدون چرخش است. همچنین تحقیقات انجام شده در زمینه تاثیر سرعت چرخش بر خنک‌کاری لایه‌ای محدود به هندسه ساده استوانه‌ای مجرای خنک‌کاری است. هدف اصلی تحقیق حاضر، بررسی تاثیر سوراخ شکل داده شده (گسترش‌یافته جانبی) بر خنک‌کاری لایه‌ای پره توربین در حال چرخش است. در این تحلیل عددی حاضر، سوراخ تزریق سیال خنک‌کننده به دو صورت استوانه‌ای (بیضوی) و گسترش یافته جانبی روی یک پره سه‌بعدی در حال چرخش مورد بررسی قرار گرفته است. از مدل‌های آشفته‌گی  $k-\epsilon$ ،  $k-\omega$ ،  $RNG k-\epsilon$ ،  $k-\omega$  استاندارد و  $SST k-\omega$  برای این تحلیل استفاده و نتایج این مدل‌ها با یکدیگر مقایسه شده است. نتایج به دست آمده با مقادیر تجربی ژئی تائو و همکاران [۲۴] و [۲۵] مورد مقایسه قرار گرفته است. همچنین تاثیر سوراخ گسترش‌یافته جانبی بر اثر بخشی خنک‌کاری پره توربین در سرعت‌های مختلف چرخش پره توربین مورد بررسی قرار گرفته است.

## ۲- هندسه و شرایط مرزی

هندسه پره مورد بررسی، مطابق با هندسه تحقیق تجربی ژئی تائو و همکاران می‌باشد، که شامل دو بلوک مجزا است. کانال جریان اصلی و سوراخ تزریق سیال خنک‌کننده که سیال خنک‌کننده از طریق آن وارد کانال جریان اصلی می‌گردد. همچنین هندسه گسترش‌یافته جانبی، سوراخ تزریق سیال

طرح ترکیبی منجر به کاهش ضخامت لایه مرزی و افزایش اثربخشی خنک‌کاری می‌شود. مونتمولی و همکاران به بررسی عددی و آزمایشگاهی هندسه جدید خنک‌کاری لایه‌ای با نسبت گسترش یافتگی زیاد پرداختند [۱۵]. مطالعات آنان یک طرح نوآورانه که باعث بهبود پوشش جانبی و تقلیل بلند شدن جت از سطح می‌شود را پیشنهاد می‌کند. لیانگ و همکاران به بررسی تجربی خنک‌کاری لایه‌ای لبه‌های جلویی سوراخ‌های استوانه‌ای فن شکل با شیب و زوایای مختلف پرداختند [۱۶]. آنها چهار مدل تجربی با چهار نرخ متفاوت دمش را برای بررسی اثر شکل سوراخ تزریق انجام دادند. لیانگ و همکاران در تحقیق دیگری به بررسی عددی و تجربی حساسیت خنک‌کاری لایه‌ای سوراخ فن شکل با توجه به شکل‌های مختلف خروجی آن و شدت آشفته‌گی جریان اصلی پرداختند [۱۷]. آنها عملکرد خنک‌کاری لایه‌ای دو سوراخ فن شکل را در چهار نرخ دمش مختلف با استفاده از روش اندازه‌گیری کریستال مایع گذرا بررسی نمودند. برای این کار شکل گوشه‌های خروجی سوراخ‌ها را از لبه تیز به گوشه‌های گرد برای بررسی سوراخ فن شکل تغییر دادند. نتایج به دست آمده حاکی از آن است که در نرخ‌های دمش بالا، شدت اغتشاش جریان اصلی می‌تواند منجر به افزایش اثربخشی جانبی خنک‌کاری لایه‌ای شود. بررسی عددی اثر حرکت چرخشی سیال خنک‌کننده بر عملکرد خنک‌کاری لایه‌ای توسط ژینگ یانگ و همکارانش انجام گردید [۱۸]. آنان تحقیقات خود را بر روی تاثیر حرکت چرخشی سیال خنک‌کننده بر روی سه سوراخ تزریق استوانه‌ای، شبدر شکل (سه‌پر) و سوراخ زاویه ترکیبی انجام دادند. نتایج به دست آمده حاکی از آن است که این حالت خنک‌کاری در مقایسه با حالت پایه‌ای اثربخشی خنک‌کاری را به طور محسوسه بهبود خواهد بخشید. کلقاتگی و آچاربا به بررسی بهبود اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای با دهانه مدور و منحنی شکل سوراخ تزریق خنک‌کاری پرداختند [۱۹]. هدف از طرح پیشنهادی آن‌ها ایجاد یک جفت گردابه می‌باشد که در میدان جفت گردابه‌های اصلی وارد شده و در میدان توسعه یافته تقلیل یافته و از بین می‌رود، که این حالت موجب باقی ماندن جریان خنک‌کننده در نزدیکی سطح پره می‌شود. رامش و همکاران به تحلیل عملکرد هندسه سوراخ تزریق سه‌پایه بر روی خنک‌کاری لایه‌ای پرداختند [۲۰]. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که این هندسه جدید عملکرد فوق‌العاده

توزیع به‌دلیل بالابودن گرادیان‌های میدان جریان و انتقال حرارت، شبکه‌ها ریز شده است تا حل دقیق‌تر گردد.



شکل (۲): هندسه و شرایط مرزی پره مورد بررسی

ابعاد انتخابی برای کانال اصلی جریان، مکعب مستطیلی به ابعاد (۱۱۰، ۷۵، ۲۷۰) میلی‌متر به ترتیب در جهات  $Z$  و  $Y$  و  $X$  می‌باشد.

سیال انتخابی، هوا در فشار اتمسفر بوده و به صورت گاز ایده‌آل در نظر گرفته شده است. در ورودی کانال جریان اصلی، از شرط مرزی دبی جرمی استفاده شده و مقدار آن در ورودی، بصورت یک پروفیل یکنواخت و برابر با  $0.2 \text{ kg/s}$  و دمای برابر با  $321/15 \text{ K}$  در نظر گرفته شده است. توزیع یکنواخت برای  $\varepsilon$  و  $k$  با شدت آشفتگی جریان آزاد برابر با  $0.5\%$  و قطر هیدرولیکی  $0.082 \text{ m}$  اعمال شده است. تحقیقات انجام‌شده نشان می‌دهد که میزان آشفتگی جریان اصلی تاثیر محسوسی بر پیش‌بینی اثر بخشی خنک‌کاری در نواحی نزدیک سوراخ ندارد [۲۸].

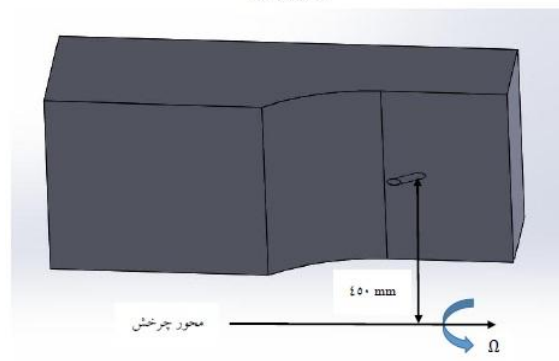
برای سطح تحتانی سوراخ تزریق، شرط مرزی ورودی دبی جرمی و برابر با  $0.686 \text{ kg/hr}$  با دمای  $311/15 \text{ K}$  در نظر گرفته شده است. توزیع یکنواخت برای  $\varepsilon$  و  $k$  با شدت آشفتگی جریان آزاد برابر با  $0.5\%$  و همچنین قطر هیدرولیکی برابر با  $0.052 \text{ m}$  اعمال شده است. در مرز خروجی کانال، معادله موقعیت گرادیان صفر با تعیین سطح خروجی کانال به عنوان جریان خروجی اعمال شده است. لازم به ذکر می‌باشد که دیواره‌ها به صورت آدیاباتیک و همچنین شرط عدم لغزش بر روی آن‌ها در نظر گرفته شده است.

عدد رینولدز بر اساس سرعت جریان اصلی و قطر هیدرولیکی کانال جریان اصلی برابر  $1.45 \times 10^5$  می‌باشد. با توجه به مقادیر سرعت جریان اصلی و هوای خنک‌کاری، حداکثر سرعت در میدان جریان کمتر از  $50 \text{ m/s}$  می‌باشد. لذا جریان خنک‌کاری در این تحقیق (با عدد ماخ کمتر از  $0.2$ ) تراکم ناپذیر خواهد بود.

خنک‌کننده بر اساس هندسه پیشنهادی آقای لی‌لک انتخاب شده است [۲۶]. هندسه و نمای کلی پره در حال چرخش به همراه سوراخ هوای خنک در شکل ۱ مشخص شده است.



الف) نمای جانبی



ب) نمای تحتانی

شکل (۱): نمای کلی موقعیت و جهت چرخش پره.

ابعاد هندسه مورد بررسی در تحقیق حاضر مطابق مرجع [۲۵] در نظر گرفته شده است. زاویه تزریق هوای خنک  $30^\circ$  درجه، قطر سوراخ تزریق  $4 \text{ mm}$  و طول سوراخ  $4$  برابر اندازه قطر سوراخ می‌باشد. فاصله مرکز سوراخ در محل تقاطع با دیواره اصلی جریان، از بالادست جریان  $45$  و تا پایین دست جریان  $13/5$  برابر اندازه قطر سوراخ تزریق می‌باشد. کل کانال حول محور دورانی در فاصله  $450 \text{ mm}$  از آن حول محور  $X$  می‌چرخد.

در شکل ۲ شرایط مرزی و شبکه محاسباتی ایجاد شده نشان داده شده است. طراحی و مدل‌سازی در نرم‌افزار سالید ورک<sup>۱</sup> و شبکه‌بندی و ایجاد شرایط مرزی و تعریف سیال مورد بررسی در نرم‌افزار آیس‌سی اف دی<sup>۲</sup> انجام پذیرفته است. توجه به حساسیت نتایج تحلیل عددی به روش مدل‌سازی جریان نزدیک دیواره، در این تحقیق از تابع دیواره بهبودیافته، استفاده شده است [۲۷]. شبکه‌ها به صورت سازمان‌یافته، ایجاد شده و در نزدیکی دیواره‌ها شبکه‌ها ریزتر شده‌اند تا مقدار  $y^+$  در ناحیه زیر لایه ویسکوز ( $y^+ < 5$ ) قرار بگیرد. همچنین در نزدیکی سوراخ

دستگاه مختصات چرخان است. این معادلات در حالت پایا به صورت زیر خواهند بود:

$$\nabla U = 0 \quad (۱)$$

$$(\rho \vec{U}) + \nabla \cdot (\rho \vec{U} \vec{U}) = -\nabla P + \nabla \cdot (\tau) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (۲)$$

در حالت پایا و در نظر گرفتن دستگاه مختصات چرخان:

$$\nabla \cdot (\rho \vec{U}_r \vec{U}) + \rho (\vec{\omega} \times \vec{U}) = -\nabla P + \nabla \cdot (\tau) + \vec{F} \quad (۳)$$

که در این رابطه،  $U$  سرعت مطلق،  $U_r$  سرعت نسبی و  $\omega$  سرعت چرخش پره می‌باشد. رابطه بین سرعت مطلق و سرعت نسبی و همچنین معادله تانسور تنش به صورت زیر می‌باشد:

$$\vec{U}_r = \vec{U} - (\vec{\omega} \times \vec{r}) \quad (۴)$$

$$\tau = \mu \left[ \nabla \vec{U} + \nabla \vec{U}^T \right] - \frac{2}{3} \nabla \vec{U} I \quad (۵)$$

که در رابطه فوق،  $I$  تانسور واحد و ترم دوم سمت راست معادله اتساع حجمی می‌باشد. با در نظر گرفتن ترم سرعت نسبی، معادله (۳) به صورت معادله (۶) خواهد شد:

$$\nabla \cdot (\rho \vec{U}_r \vec{U}_r) + \rho (2\vec{\omega} \times \vec{U}_r + \vec{\omega} \times \vec{\omega} \times \vec{r}) = -\nabla P + \nabla \cdot (\tau) \quad (۶)$$

که در این رابطه،  $\rho (2\vec{\omega} \times \vec{U}_r)$  نیروی کوریولیس می‌باشد. بر اساس تقریب بوزینسک تانسور تنش رینولدز،  $\tau$  از طریق لزجت آشفتگی با گرادیان محلی سرعت متوسط مرتبط می‌شود [۲۹]. در این تحقیق برای شبیه سازی ترم های آشفتگی، ابتدا از چهار مدل آشفتگی  $k-\epsilon$ , Realizable  $k-\epsilon$ , RNG  $k-\epsilon$ , و  $k-\omega$  استاندارد و  $SST k-\omega$  استفاده شده است و پیرامون نتایج آن بحث گردیده است که در ادامه به آن پرداخته شده است.

پس از تحلیل عددی میدان دما، اثربخشی خنک کاری از رابطه (۷) قابل محاسبه خواهد بود.

$$\eta = \frac{T_w - T_\infty}{T_{jet} - T_\infty} \quad (۷)$$

که در این رابطه،  $T_w$  دمای دیواره،  $T_\infty$  دمای جریان اصلی و  $T_{jet}$  دمای جت برخوردی می‌باشد.

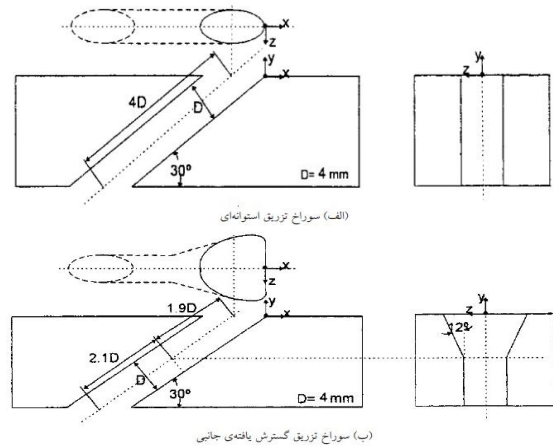
همچنین متوسط اثربخشی جانبی براساس متوسط اثربخشی خنک کاری در جهت جانبی  $z$  از رابطه (۸) به دست می‌آید.

$$F(\bar{\eta}) = \frac{1}{L} \int \eta dz \quad (۸)$$

متوسط اثربخشی خنک کاری بر روی سطح نیز از رابطه (۹) به دست می‌آید.

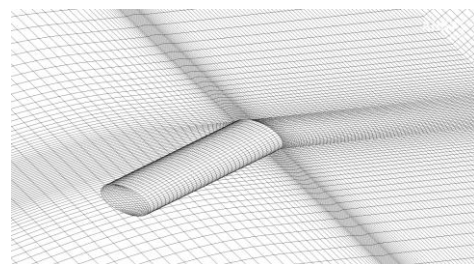
$$\bar{\eta} = \frac{1}{A} \iint \eta dA \quad (۹)$$

در شکل ۳ دو نوع سوراخ تزریق استوانه‌ای و گسترش داده شده جانبی، مورد استفاده در خنک کاری پره توربین نشان داده شده است.

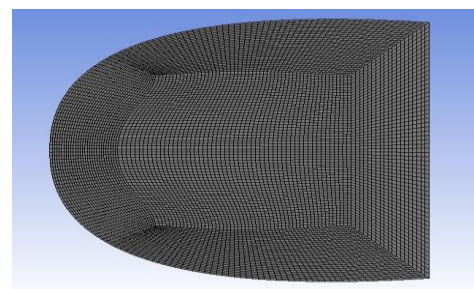


شکل (۳): هندسه مجرای تزریق سیال خنک کننده برای سوراخ استوانه‌ای و گسترش یافته جانبی

شکل ۴ شبکه محاسباتی را برای این دو نوع سوراخ تزریق نشان می‌دهد.



(الف): سوراخ تزریق بیضوی



(ب): نمای فوقانی سوراخ گسترش یافته جانبی

شکل (۴): شبکه محاسباتی

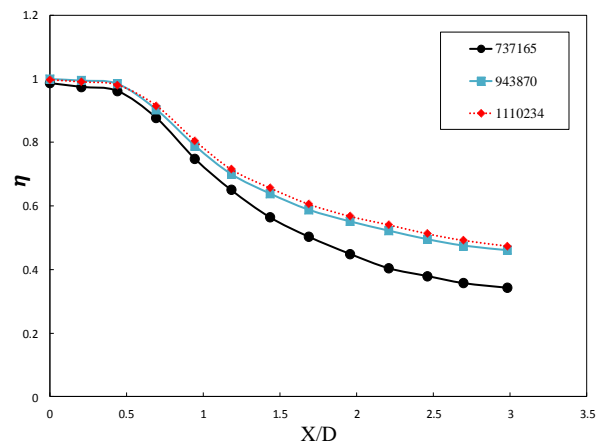
### ۳- معادلات حاکم

در تحقیق حاضر، معادلات حاکم در حالت سه بعدی و پایا حل شده و خواص آشفتگی به صورت همسانگرد فرض شده‌اند. مدل سازی عددی میدان جریان و حرارت شامل حل معادلات پیوستگی، معادلات متوسط گیری شده مومنتوم و انرژی در

#### ۴- حل عددی

معادلات حاکم شامل معادلات پیوستگی، ممنتوم، انرژی و معادلات انتقال  $k$  و  $\epsilon$  است که بر اساس روش حجم محدود گسسته شده است. ارتباط میان فشار و سرعت از طریق الگوریتم سیمپل سی<sup>۱</sup> برقرار شده است.

شبکه‌های ایجاد شده به صورت با سازمان می‌باشند و در نزدیکی دیواره‌ها شبکه‌ها ریزتر شده‌اند تا مقدار  $y^+$  در ناحیه زیر لایه ویسکوز قرار بگیرد. همچنین با استفاده از شبکه‌بندی مناسب در ناحیه سوراخ خنک کاری، میزان کشیدگی سلول‌ها به مقدار کمتر از  $0.7$  کاهش داده شده است. به منظور دستیابی به حل مستقل از شبکه‌بندی، در سه حالت با تعداد گره‌های  $737165$ ،  $943870$  و  $1110234$  المان شش وجهی با سازمان، شبکه‌بندی انجام شده است. با بررسی و مقایسه توزیع اثربخشی جانبی میانگین خنک کاری لایه‌ای حل مستقل از شبکه‌بندی، تعداد  $943870$  سلول برای تحلیل عددی انتخاب شده است. حل معادلات حاکم با استفاده از نرم‌افزار تجاری انسیس فلونت<sup>۲</sup> انجام شده است. معیار همگرایی، مجموع باقیمانده‌های کمتر از  $10^{-5}$  در نظر گرفته شده است. شکل ۵ استقلال از شبکه و مقایسه نتیجه حل عددی را با تعداد مش‌های مختلف نشان می‌دهد.

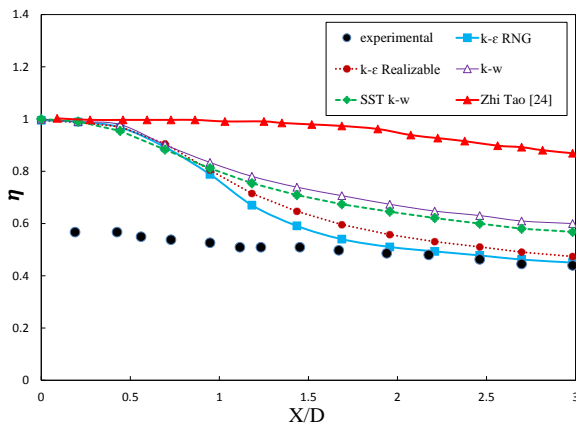


شکل (۵): بررسی استقلال حل از شبکه بندی

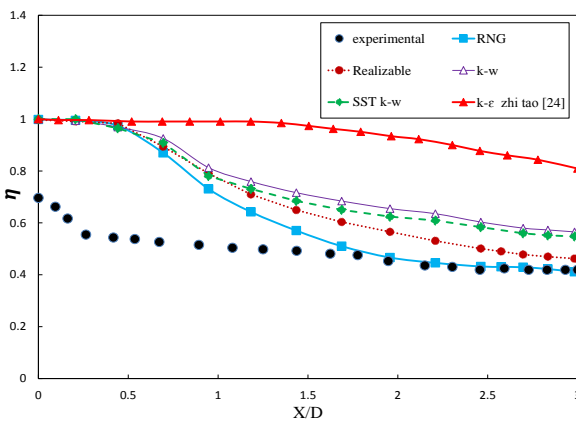
#### ۵- نتایج و بحث

شکل‌های ۶ و ۷ مقایسه مقادیر تجربی و نتایج عددی اثربخشی خنک کاری لایه‌ای روی خط مرکزی پره را نشان می‌دهد.

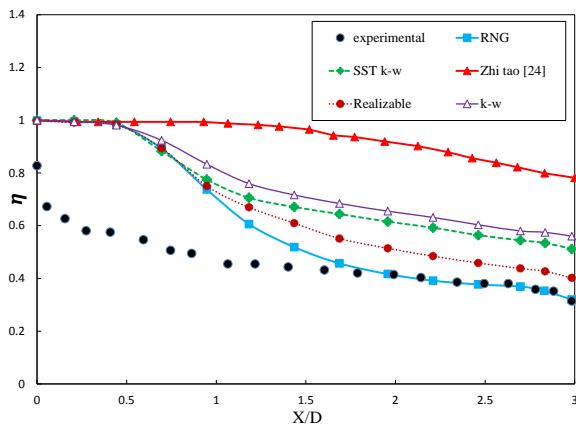
همان‌گونه که قبلاً اشاره گردید تحلیل عددی با استفاده از مدل‌های آشفتگی  $k-\epsilon$  Realizable و  $k-\epsilon$  RNG همراه با توابع دیواره و  $k-w$  استاندارد و  $SST k-w$  به‌دست آمده است.



شکل (۶): مقایسه تغییرات اثربخشی خنک کاری بر روی خط مرکزی در سرعت دورانی ۰ rpm



الف): سرعت دورانی ۳۰۰ rpm



ب): سرعت دورانی ۵۰۰ rpm

شکل (۷): مقایسه تغییرات اثربخشی خنک کاری بر روی خط نتایج تجربی و عددی نشان می‌دهد که بیشترین مقدار اثر بخشی خنک کاری مربوط به نواحی نزدیک سوراخ تزریق می‌باشد.

1- Simple C  
2- Ansys Fluent

صفر، ۳۰۰rpm و ۵۰۰ rpm می‌باشد. با توجه به نتایج به دست آمده و برای پرهیز از تکرار، در ادامه بررسی‌ها به نتایج به دست آمده از مدل آشفتگی RNG اکتفا می‌شود.

برای بررسی اثرات چرخش باید به بررسی نیروهای وارد بر جریان پرداخت. با توجه به جهت چرخش که در شکل ۱ نشان داده شده است در اثربخشی دو نیرو در اثر شتاب گریز از مرکز در جهت عرضی (مثبت Z) و شتاب کربولیس در جهت عمود بر صفحه (-Z) به وجود می‌آید. [۲۵] با توجه به اندازه سرعت دورانی هر یک از این نیروها می‌توانند تاثیرگذار باشند. در سرعت‌های دورانی کم، اثر شتاب کربولیس ناچیز است.

با افزایش سرعت دورانی از صفر به ۳۰۰rpm و ۵۰۰ rpm نیروهای به وجود آمده در اثر شتاب کربولیس، جریان سیال خنک کننده را به سطح پره می‌چسبانند. به همین دلیل در نزدیکی سوراخ تزریق با افزایش سرعت دورانی از صفر به ۳۰۰rpm و ۵۰۰ rpm، اثربخشی خنک‌کاری افزایش می‌یابد ولی با افزایش X/D و پیشروی در جهت پایین دست سوراخ تزریق، در یک سرعت دورانی ثابت به علت پخش شدن سیال خنک‌کننده بر روی سطح پره و همچنین انحراف آن از روی سطح، میزان اثربخشی خنک‌کاری بر روی خط مرکزی کاهش می‌یابد [۲۵].

شکل‌های ۸ و ۹ چگونگی توزیع دما روی سطح پره را برای مدل آشفتگی RNG در سرعت دورانی‌های مختلف نشان می‌دهد. بطور کلی مقدار بیشینه راندمان، در نزدیکی سوراخ تزریق بوده و هرچه از سوراخ تزریق در جهت جریان اصلی دور می‌شویم به دلیل اختلاط جریان اصلی با جریان خنک‌کننده میزان راندمان خنک‌کاری کاهش می‌یابد. همچنین با افزایش سرعت دورانی، به علت انحراف جت جریان خنک‌کننده بر روی سطح پره از میزان راندمان خنک‌کاری بر روی خط مرکزی کاسته می‌شود.

همان‌طور که در شکل مشاهده می‌گردد استفاده از سوراخ گسترش‌یافته جانبی، چه در حالت پره ثابت و چه در حالت پره در حال چرخش، موجب می‌گردد که سطح بیشتری از پره توربین نسبت به سوراخ استوانه‌ای خنک گردد و همچنین این خنک‌کاری تا پایین دست جریان نیز بیشتر ادامه پیدا کند.

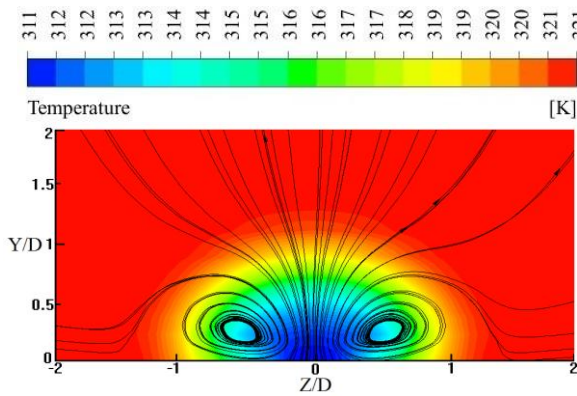
با افزایش فاصله از سوراخ تزریق، اختلاط لایه سیال خنک با هوای گرم اطراف پره توربین موجب کاهش اثربخشی خنک‌کاری روی خط مرکزی می‌شود. در تمامی مدل‌های آشفتگی به کار رفته نتایج اثربخشی در محدود X/D کمتر از ۱/۵ اختلاف نسبتاً زیادی با نتایج تجربی دارند. در نتایج تحلیل عددی مراجع [۱۰ و ۲۵] نیز اختلاف قابل توجهی میان نتایج شبیه‌سازی عددی و مقادیر تجربی دیده می‌شود. معمولاً مقایسه نتایج تحلیل عددی و مقادیر آزمایشگاهی در فواصل نزدیک سوراخ خنک‌کاری انجام نمی‌شود. این امر به دو دلیل ناتوانی مدل‌های آشفتگی در پیش‌بینی جریان نزدیک سوراخ تزریق و پیچیدگی اندازه‌گیری دقیق در فواصل نزدیک سوراخ تزریق است. در بسیاری از تحقیقات انجام شده، مقایسه نتایج عددی و مقادیر تجربی در محدوده وسیعی از طول پره ( $X/D < 2.0$ ) و با فاصله از ابتدای سوراخ خنک‌کاری ( $X/D > 1.5$ ) انجام شده است. در تحقیق حاضر، مقایسه نتایج تجربی و آزمایشگاهی در فواصل نزدیک سوراخ خنک‌کاری ( $0 < X/D < 3$ ) انجام شده است. با افزایش فاصله از سوراخ تزریق نتایج شبیه‌سازی عددی مطابقت قابل قبولی با مقادیر تجربی دارند.

اگرچه در این مدل‌های آشفتگی، میزان اثربخشی را در نزدیکی سوراخ تزریق نزدیک به یک برآورد می‌نماید ولی در نزدیکی سوراخ تزریق ( $X/D > 1$ ) افت زیاد اثربخشی با شیب تند رخ داده و در ادامه این کاهش اثربخشی با شیب کمتری ادامه می‌یابد. در نواحی پایین دست ( $X/D > 1.5$ ) نتایج عددی مطابقت قابل قبولی با مقادیر تجربی دارند. در شکل‌های ۷-الف و ۷-ب اثربخشی بر روی خط مرکزی و در سرعت‌های دورانی ۳۰۰rpm و ۵۰۰ rpm نشان داده شده است.

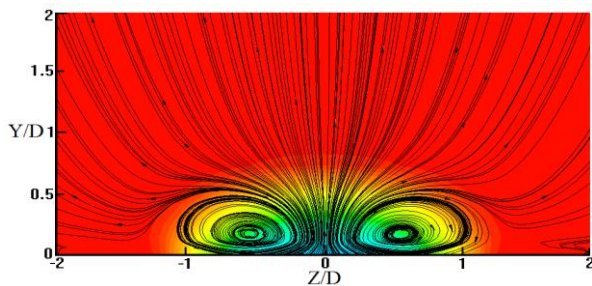
سرعت دورانی پره و ایجاد شتاب کربولیس منجر به انحراف جریان جت از روی خط مرکزی شده، در نتیجه میزان اثربخشی در پایین دست سوراخ تزریق کاهش می‌یابد. همان‌طور که مشاهده می‌شود در هر سه حالت صفر، ۳۰۰rpm و ۵۰۰ rpm در پایین دست سوراخ تزریق مدل آشفتگی RNG به داده‌های تجربی نزدیک بوده و خطای آن در مقایسه با سایر مدل‌های آشفتگی کمتر است [۴]. خطای این روش با مقادیر تجربی در پایین دست جریان به ترتیب ۴،۴ و ۳/۵ درصد در سرعت‌های



در نتیجه اختلاط هوای خنک‌کننده با جریان گرم در سوراخ گسترش یافته جانبی کمتر از سوراخ استوانه‌ای خواهد بود. خنک‌کاری سطح بیشتر سوراخ گسترش یافته مطابق شکل ۸ و ۹ نیز منوط به همین علت می‌باشد. لذا این امر منجر به افزایش اثربخشی خنک‌کاری در مقایسه با سوراخ بیضوی می‌گردد.



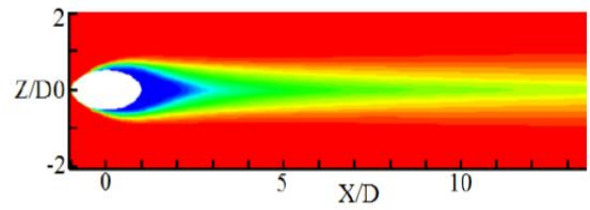
الف) سوراخ تزریق بیضوی



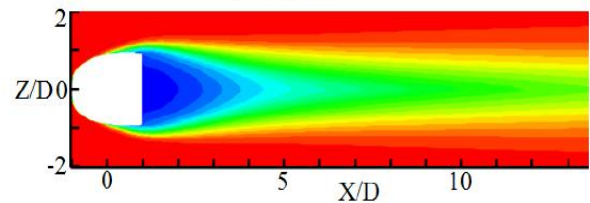
ب) سوراخ تزریق گسترش یافته جانبی

شکل (۱۰): خطوط جریان نزدیک سطح پره

در شکل ۱۱ مقایسه تغییرات اثربخشی خنک‌کاری در دو سوراخ تزریق بر روی خط مرکزی نشان داده شده است. مطابق شکل، با افزایش سرعت دورانی، میزان اثربخشی در راستای خط مرکزی کاهش می‌یابد. همچنین اثربخشی خنک‌کاری سوراخ گسترش یافته جانبی در سرعت‌های مختلف دورانی، به جز فواصل نزدیک سوراخ خنک‌کاری ( $\frac{X}{D} < 0.75$ )، به طور محسوسی از سوراخ استوانه‌ای بیشتر است. در ناحیه  $\frac{X}{D} < 0.75$  به دلیل این که جریان خنک‌کننده از سوراخ استوانه‌ای با سرعت بیشتری نسبت به سوراخ دیگر وارد جریان اصلی می‌گردد، اثربخشی خنک‌کنندگی بهتری دارد. اما در پایین دست جریان، بیشتر بودن سرعت جریان خنک‌کننده در سوراخ استوانه‌ای موجب اختلاط بیشتر آن با جریان اصلی شده و در نهایت از سطح پره دور می‌گردد.



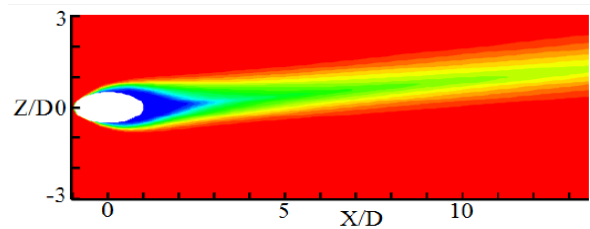
الف) سوراخ تزریق بیضوی



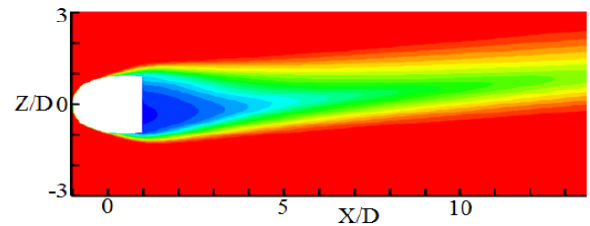
ب) سوراخ تزریق گسترش یافته جانبی

شکل (۸): توزیع دما در سطح پره در سرعت دورانی

$$\omega = 0 \text{ rpm}$$



الف) سوراخ تزریق بیضوی



ب) سوراخ تزریق گسترش یافته جانبی

شکل (۹): توزیع دما در سطح پره در سرعت دورانی

$$\omega = 50 \text{ rpm}$$

شکل ۱۰ خطوط جریان همراه با توزیع دما را در صفحه‌ای عمود بر سطح پره (صفحه YZ) و در نزدیکی این سطح نشان می‌دهد.

مطابق شکل، ناحیه تشکیل جریان ثانویه و گردابه‌ها در خنک‌کاری با سوراخ تزریق گسترش یافته جانبی، کوچکتر از این ناحیه در سوراخ تزریق استوانه‌ای است. این امر منجر به باقی ماندن جریان خنک‌کننده در نزدیکی سطح پره می‌شود.

در واقع سوراخ گسترش یافته جانبی به دلیل گسترش یافتن سوراخ از جهات جانبی (مطابق شکل ۳) و افزایش سطح نسبت به سوراخ استوانه‌ای موجب کاهش سرعت جریان خنک‌کننده شده که این امر موجب باقی ماندن جریان در نزدیکی سطح پره می‌گردد. در نهایت این امر افزایش اثربخشی خنک‌کاری در پایین دست جریان را به دنبال خواهد داشت.

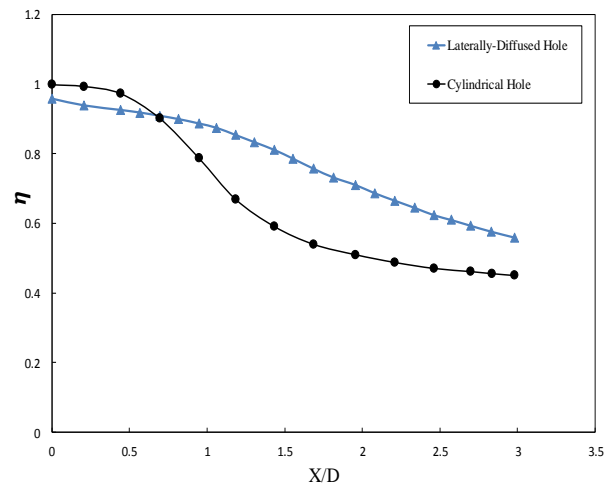
متوسط اثربخشی خنک‌کاری بر روی سطحی به مساحت  $0.00112m^2$  بر روی دیواره برای هر یک از دو هندسه با استفاده از رابطه (۹) به دست آمده و در جدول ۱ نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌گردد متوسط اثربخشی خنک‌کاری برای سوراخ گسترش یافته برای سرعت‌های ۳۰۰ rpm و ۵۰۰ rpm به ترتیب در حدود ۳۹، ۳۸ و ۳۵ درصد بیشتر از سوراخ استوانه‌ای می‌باشد که نشان دهنده عملکرد بهتر سوراخ گسترش یافته در خنک‌کاری سطح پره به‌ویژه در پایین دست جریان است.

جدول (۱): مقایسه متوسط اثربخشی خنک‌کاری برای دو هندسه تزریق

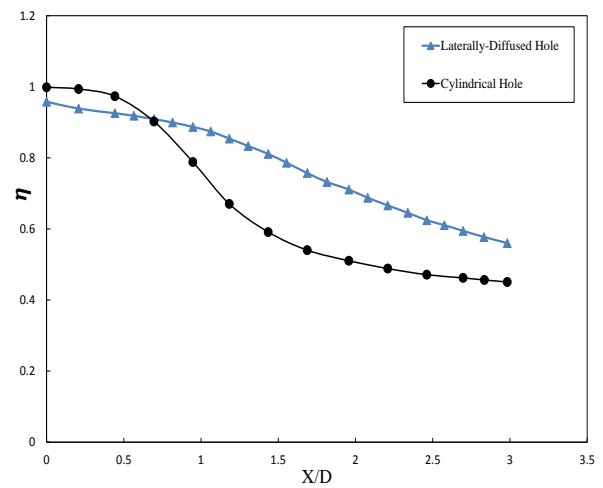
سرعت چرخش	مجرای گسترش یافته جانبی	سوراخ استوانه‌ای	درصد افزایش اثربخشی
۰	۰/۳۱	۰/۲۲۳	۳۹
۳۰۰	۰/۲۹۶	۰/۲۱۴	۳۸
۵۰۰	۰/۲۸۱	۰/۲۰۷	۳۵

شکل‌های ۱۲ و ۱۳ توزیع اثربخشی خنک‌کاری روی سطح پره را در سرعت‌های ۰ و ۵۰۰ rpm نشان می‌دهد.

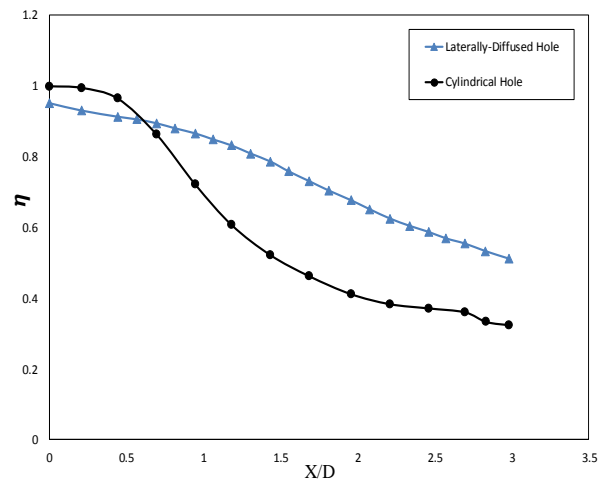
در هندسه گسترش یافته جانبی جریان خنک‌کننده به میزان کمتری نسبت به هندسه استوانه‌ای، وارد جریان اصلی شده و با آن مختلط می‌شود. لذا همان‌گونه که در شکل ۱۲ و ۱۳ مشاهده می‌شود، جریان خنک‌کننده در نزدیکی سطح باقی مانده و اثربخشی خنک‌کاری بیشتری را به دنبال خواهد داشت.



الف)  $\omega = 0$  rpm



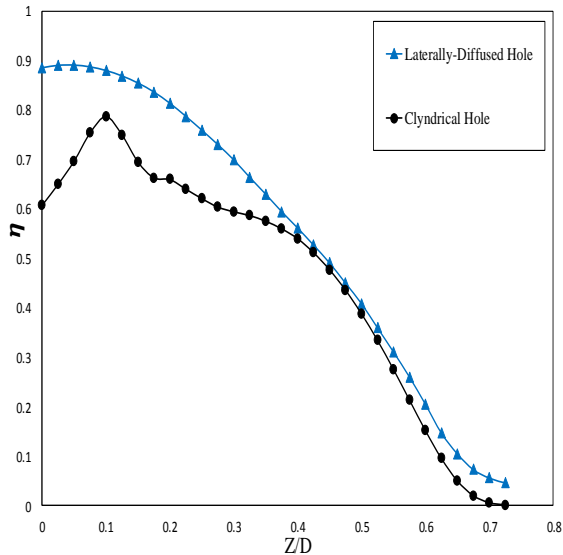
ب)  $\omega = 300$  rpm



ج)  $\omega = 500$  rpm

شکل (۱۱): مقایسه نمودار اثربخشی خنک‌کاری بر روی خط مرکزی در سرعت دورانی‌های مختلف

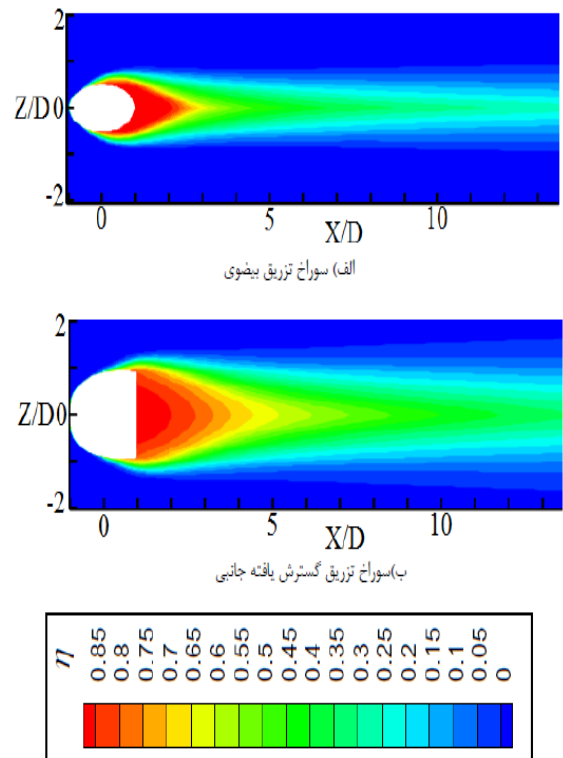
شکل ۱۴ مقایسه تغییرات اثربخشی خنک‌کاری را در دو سوراخ تزریق بر روی خط  $X/D=1/5$  در جهت محور  $Z$  در سرعت چرخش  $500 \text{ rpm}$  نشان می‌دهد.



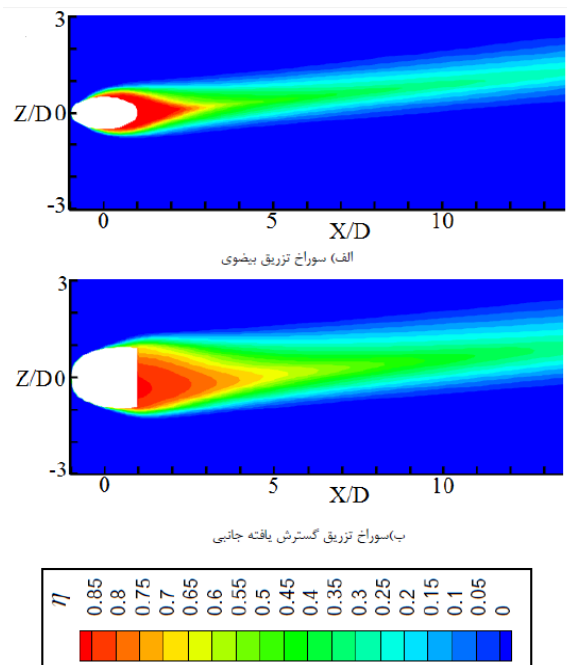
شکل (۱۴): مقایسه نمودار اثربخشی خنک‌کاری بر روی خط  $X/D=1/5$ ، در سرعت دورانی  $\omega=500 \text{ rpm}$

همان‌طور که مشاهده می‌گردد اثربخشی خنک‌کاری جانبی نیز در سوراخ تزریق گسترش‌یافته جانبی، به‌طور محسوسی بیشتر از سوراخ تزریق استوانه‌ای می‌باشد؛ لذا اثربخشی خنک‌کاری در سوراخ گسترش‌یافته هم بر روی خط مرکزی (در جهت طولی) و هم در جهت جانبی بیشتر از سوراخ استوانه‌ای می‌باشد.

شکل ۱۵ مقایسه تغییرات متوسط اثربخشی خنک‌کاری جانبی را برای دو سوراخ استوانه‌ای و گسترش‌یافته جانبی روی خط مرکزی در سرعت دورانی‌های مختلف نشان می‌دهد. با توجه به این شکل، سوراخ گسترش‌یافته افت اثربخشی کمتری بنابر توضیحات گفته‌شده تا پایین‌دست جریان  $(X/D=13/5)$  خواهد داشت.



شکل (۱۲): اثربخشی خنک‌کاری روی سطح پره با سرعت دورانی  $\omega=0 \text{ rpm}$



شکل (۱۳): اثربخشی خنک‌کاری روی سطح پره با سرعت دورانی  $\omega=500 \text{ rpm}$

لازم به ذکر است که متوسط اثربخشی جانبی از رابطه (۸) محاسبه شده است. همان طور که در شکل ۱۵ مشاهده می‌گردد متوسط اثربخشی جانبی سوراخ گسترش‌یافته در تمامی سرعت‌های دورانی به جز نواحی نزدیک سوراخ تزریق از سوراخ استوانه‌ای بیشتر می‌باشد.

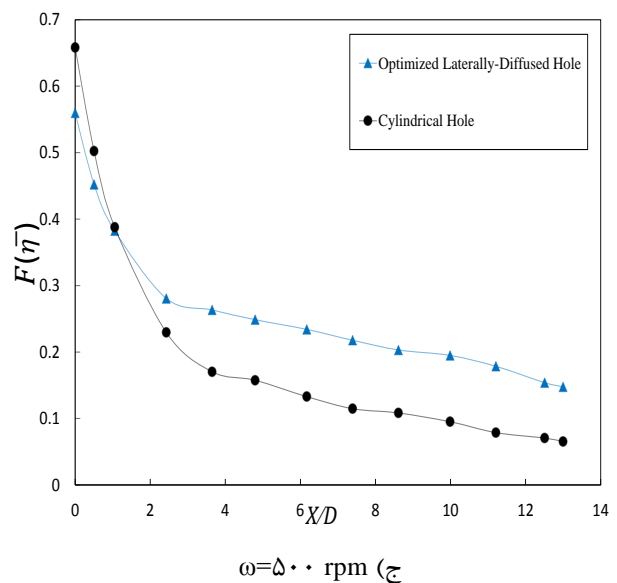
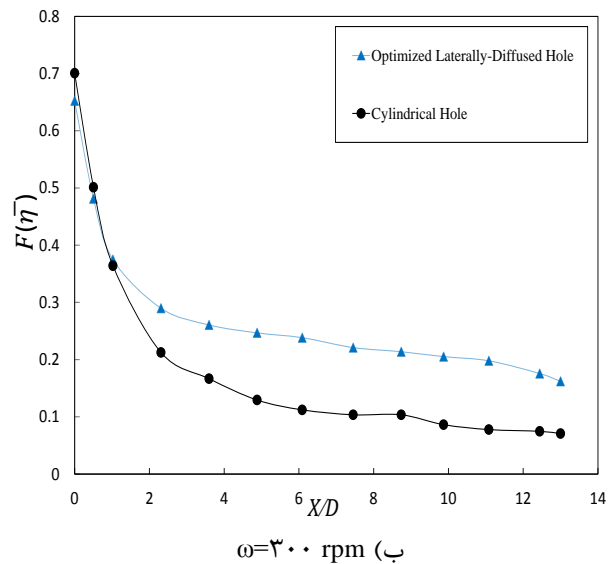
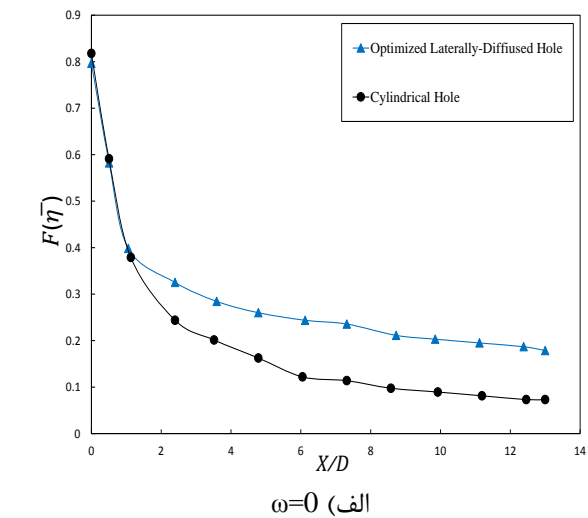
### ۶- نتیجه‌گیری

در این تحقیق، حل عددی سه‌بعدی خنک‌کاری پره توربین در حال چرخش در سرعت دورانی‌های مختلف مورد مطالعه و بررسی قرار گرفته است. مدل‌های آشفتگی مختلفی برای پیش‌بینی میدان جریان و انتقال حرارت آشفته مورد ارزیابی قرار گرفته است. این مدل‌ها شامل مدل‌های آشفتگی SST k-w، Realizable k-ε، RNG k-ε، استاندارد و SST k-w می‌باشند که با نتایج تجربی مقایسه شده‌اند. برای خنک‌کاری سطح پره از دو نوع سوراخ استوانه‌ای و سوراخ گسترش‌یافته جانبی، استفاده شده است. نتایج شبیه‌سازی عددی نشان می‌دهد که پیش‌بینی اثربخشی خنک‌کاری پره توربین با استفاده از مدل آشفتگی RNG k-ε مطابقت قابل قبولی با مقادیر تجربی دارد.

نتایج این تحقیق نشان می‌دهد که افزایش سرعت چرخش پره به واسطه ایجاد شتاب کریولیس، منجر به انحراف جریان هوای خنک‌کننده از خط مرکزی سوراخ تزریق می‌شود. در اثر انحراف جریان هوای خنک‌کننده میزان اثربخشی در خط مرکزی پره به ویژه در پایین دست سوراخ تزریق کاهش می‌یابد. همچنین اختلاط هوای خنک‌کاری با جریان گرم در مجرای گسترش‌یافته جانبی، کمتر از سوراخ استوانه‌ای است که این امر منجر به افزایش متوسط اثربخشی خنک‌کاری سوراخ گسترش‌یافته می‌شود. به جز فواصل نزدیک سوراخ خنک‌کاری ( $X/D < 0.75$ ) میزان اثر بخشی خنک‌کاری مجرای گسترش‌یافته به میزان قابل توجهی بیشتر از سوراخ استوانه‌ای خواهد بود. نتایج این تحقیق نشان می‌دهد که استفاده از مجرای گسترش‌یافته جانبی در سرعت‌های چرخش صفر، ۳۰۰ rpm و ۵۰۰ rpm منجر به افزایش اثربخشی خنک‌کاری توربین به ترتیب به میزان ۳۹، ۳۸ و ۳۵ درصد خواهد شد.

### ۷- مراجع

1. Boyce, F. and Mehrerwan, P. "Gas Turbine Engineering Handbook", 3<sup>rd</sup> Edition, Elsevier Inc., 2001.



شکل (۱۵): مقایسه نمودار متوسط اثربخشی جانبی بر روی خط مرکزی در سرعت دورانی‌های مختلف

- Suction Side” *Int. Comm. Heat and Mass Trans.* Vol. 52, No. 1, pp. 61–72, 2014.
13. Ghorab, M. G. “Cooling Performance and Flow-field Analysis of a Hybrid Scheme with Different Outlet Configurations”, *Appl. Therm. Eng.* Vol. 61, No. 2, pp. 799-816, 2013.
  14. Ghorab, M. G. “Film Cooling Effectiveness and Heat Transfer Analysis of a Hybrid scheme with Different Outlet Configurations”, *App. Therm. Eng.*, Vol. 63, No. 2, pp. 200-217, 2014.
  15. Montomoli, F., D’Ammaro, A., and Uchida, S. “Numerical and Experimental Investigation of a New Film Cooling Geometry with High P/D Ratio”, *Int. J. Heat Mass Transfer.* Vol. 66, No. 1, pp. 366–375, 2013.
  16. Cun-liang, L., Hui-ren, Z., Zong-wei, Z. and Du-chun, X. “Experimental Investigation on the Leading Edge Film Cooling of Cylindrical and Laidback Holes With Different Hole Pitches *Int. J. Heat Mass Transfer.* Vol. 55, No. 23, pp. 6832–6845, 2012.
  17. Cun-liang, L., Jin-long, L., Hui-ren, Z., A-sai, W., Yi-hong, H. and Zhi-xiang, Z. “Film Cooling Sensitivity of Laidback Fan-shape Holes to Variations in Exit Configuration and Mainstream Turbulence Intensity”, *Int. J. Heat Mass Transfer.* Vol. 89, No. 1, pp. 1141–1154, 2015.
  18. Xing Y., Zhao, L., Zhansheng, L. and Zhenping, F. “Numerical Analysis on Effects of Coolant Swirling Motion on Film Cooling Performance”, *Int. J. Heat Mass Transfer.* Vol. 90, No. 1, pp. 1082–1089, 2015.
  19. Kalghatgi, P., and Acharya, S. “Improved Film Cooling Effectiveness With a Round Film Cooling Hole Embedded in a Contoured Crater”, *J. Turbomach.* Vol. 137, No. 10, pp. 1-10, 2015.
  20. Ramesh, S., Ramirez, D. G., Ekkad, S.V. and Alvin, M. “Analysis of Film Cooling Performance of Advanced Tripod Hole Geometries with and Without Manufacturing Features”, *Int. J. Heat Mass Transfer.* Vol. 94, No. 1, pp. 9–19, 2016.
  21. Hong, W., Huichuan, C., Yulong, L., Chengjun, R., and Ding, S. “Effects of Side Hole Position and Blowing Ratio on Sister Hole Film Cooling Performance in a Flat Plate”, *App. Therm. Eng.* Vol. 93, No. 1, pp.718–730, 2016.
  22. Xiaojun, F., Changhe, D., Liang, L., and Sen, L. “Numerical Simulation on Effects of Film Hole Geometry and Mass Flow on Vortex Cooling Behavior for Gas Turbine Blade Leading Edge”,
  2. Bogard, D. G., and Thole, K. A. “Gas Turbine Film Cooling”, *J. Propul. Power*, Vol. 22, No. 2, pp. 249–270, 2006.
  3. Bazdidi-Tehrani, F., Bohlooli, N., and Jadidi, M. “Influence of Film Cooling Jet Inlet Boundary Condition on Large Eddy Simulation of Model Turbine Blade Leading Edge”, *Prog. Compt. Fluid Dy.* Vol. 15, No. 4, pp. 214-227, 2015.
  4. Bazdidi-Tehrani, F., and Andrews, G. E. “Full Coverage Discrete Hole Film Cooling: Investigation of the Effect of Variable Density Ratio”, *J. Eng. Gas Turbines Power*, Vol. 116, No. 3, pp. 587-596, 1994.
  5. Zolfagharian, M., Rajabi-Zargarabadi, M., Mujumdar, A. S., Valipour M. S., and Asadollahi, M. “Optimization of Turbine Blade Cooling Using Combined Cooling Techniques”, *Eng. Appl. Comp. Fluid Mech.*, Vol. 8, No. 3, pp. 462–475, 2014.
  6. Amer, A. A., Jubran, B. A., and Hamdan, M. A. “Comparison of Different Two Equation Turbulence Models for Prediction of Film Cooling from Two Rows of Holes”, *Numer. Heat Transfer, Part A*, Vol. 21, No. 2, pp. 143-162, 1992.
  7. Rajabi-Zargarabadi, M., and Bazdidi-Tehrani, F. “Implicit Algebraic Model for Predicting Turbulent Heat Flux in Film Cooling Flow”, *Int. J. Numer. Methods Fluids.* Vol. 64, No. 5, pp. 517–531, 2010.
  8. Taiebi-Rahni, M. and Kymasy, M. “Numerical Simulation of Turbulent Flow Film Cooling Using  $k-\epsilon$  and Shear Stress Transfer Turbulence Models”, *Sharif Mech. Eng. J.* Vol. 22, No. 18, pp. 59-65, 2002.
  9. Taeibi-Rahni, M., Ramezanizadeh, M., Ganji, D. D., Darvan, A., Ghasemi, E., Soleimani, S., and Bararnia, H. “Comparative Study of Large Eddy Simulation of Film Cooling Using a Dynamic Global-Coefficient Subgrid Scale Eddy-viscosity Model With RANS and Smagorinsky Modeling”, *Int. Commun. Heat Mass Transfer.* Vol. 38, No. 5, pp. 659-667, 2011.
  10. Guoqiang, X., Jianqin Z., and Tao, Z. “Application of the TLVA Model for Predicting Film Cooling Under Rotating Frames”, *Int. Heat Mass Transfer.* Vol. 53, No. 1, pp. 3013–3022, 2010.
  11. Ki-Don, L. and Kwang-Yong, K. “Surrogate Based Optimization of a Laidback Fan-shaped Hole for Film-cooling”, *Int. J. Heat Fluid Flow.* Vol. 32, No. 1, pp. 226-238, 2011.
  12. Yao, Y., Jing-zhou Z., and Xiao-ming, T. “Numerical Study of Film Cooling from Converging Slot-hole on a Gas Turbine Blade

- App. Therm. Eng., Vol. 112, No. 1, pp. 472-483, 2017.
23. Murata, A., Yano, K., Hanai, M., Saito, H. and Iwamoto, K. "Arrangement Effects of Inclined Teardrop-Shaped Dimples on Film Cooling Performance of Dimpled Cutback Surface at Airfoil Trailing Edge", *Int. J. Heat Mass Trans.*, Vol. 107, No. 1, pp.761-770, 2017.
  24. Zhi, T., Xiaojun, Y., Shuiting, D., Guoqiang, X., Hongwei, W., Hongwu, D. and Xiang, L. "Experimental Study of Rotation Effect on Film Cooling Over the Flat Wall with a Single Hole", *Exp. Therm. Fluid Sci.*, Vol. 32, No. 5, pp. 1081-1089, 2008.
  25. Zhi, T., Zhenming, Z., Shuiting, D., Guoqiang, X. and Hongwei, W. "Suitability of Three different Two-Equation Turbulence Models in Predicting Effusion Cooling Performance over a Rotating Blade", *Int. J. Heat Mass Transfer*. Vol. 52, No. 1, pp. 1268-1275, 2009.
  26. Walters, D.K. and Laylek, J.H. "A Detailed Analysis of Film Cooling Physics: Part III-Streamwise Injection with Cylindrical Holes", *J. Turbomach.* Vol. 122, No. 1, pp. 122-132, 1996.
  27. Ansys Fluent User's Manual Version 16, 2014.
  28. Baheri-Islami, S., and Jubran, B. A. "The Effect of Turbulence Intensity on Film Cooling of Gas Turbine Blade from Trenched Shaped Holes", *Int. J. Heat Mass Transfer*. Vol. 48, No. 5, pp. 831-840, 2012.
  28. Ekkad, S. V., Han, J. C., and Du, H. "Detailed Film Cooling Measurements on a Cylindrical Leading Edge Model: Effect of Free-Stream Turbulence and Coolant Density", *J. Turbomach.* Vol. 120, No. 4, pp. 799-807, 1998.
  29. Launder, B. E. and Sandham, N. D. "Closure Strategies for Modelling Turbulent and Transitional Flows", Cambridge University Press, Cambridge, 2002.