

شبیه‌سازی و بررسی اثرات انتقال گرمای فیلم خنک‌کننده تیغه توربین

حمیدرضا خدایاری*

دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، ایران

فتح‌الله امی

دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، ایران

الیاس رستمی

دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، ایران

چکیده

در این مقاله بررسی اثر فیلم خنک‌کننده بر تیغه توربین ارائه می‌شود. مدل هندسی مورد استفاده در این بررسی دارای ابعاد مشابه با ابعاد مورد استفاده برای آزمایشات تجربی توسط اکاد می‌باشد. در شبیه‌سازی هندسی از تیغه نیمه استوانه‌ای و سطح صاف متصل به آن برای نمایش لبه جلویی تیغه استفاده شده است. مدل هندسی توسط نرم‌افزار GridGen شبکه‌بندی شده و جریان سیال توسط حل گر Fluent شبیه‌سازی شده است. نسبت دمشی به عنوان نسبت شار جرم خنک‌کننده و جریان اصلی تعریف شده است. شبیه‌سازی برای مقادیر مختلف نسبت دمشی ۰/۵ و ۱ و با مدل توربولانس $k-\epsilon$ و $k-\omega$ انجام شده است. فرض می‌شود جریان دارای شدت اغتشاش آزاد ۰/۷۵٪ می‌باشد. نتایج به دست آمده نشان می‌دهد که برای نسبت دمشی‌های پایین، فیلم خنک‌کننده دارای اثربخشی بیشتری در پایین دست جریان می‌باشد و همچنین در مجاورت خروجی جت خنک‌کننده مشاهده می‌شود که افزایش نسبت دمشی باعث افزایش اثربخشی فیلم خنک‌سازی می‌شود.

کلمات کلیدی: فیلم خنک‌کننده، تیغه توربین، نسبت دمشی.

Simulation and Investigation of the Turbine Blade Cooling Film Heat Transfer Effects

H. Khodayari

Department of Mechanics, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran

F. Ommi

Department of Mechanics, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran

E. Rostami

Department of Mechanics, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran

Abstract

The present study is investigated to checking the effect of cooling film on turbine blade. The geometric model which is used in this study has the same dimensions with the one which was used for the experimental tests by Akkad [1]. At geometric simulation the semi-cylindrical and flat blade attached to it have been used for showing the front edge of the blade. Geometric model is gridded by GridGenTM software and fluid flow is simulated by FluentTM solver. Blowing ratio is defined as a ratio of the cooling mass flux and mainstream. Simulation is done for different values of 0.5 Blowing ratio and 1, and with the $k-\epsilon$ and $k-\omega$ turbulence model. It is assumed that the value of the free turbulence intensity at stream is 0/75%. The results show that the cooling film has more efficacies at downstream for low blowing ratio and also in the output adjacency of the cooling jet it can be observed that the blowing ratio growth causes to increase the efficacy of cooling film.

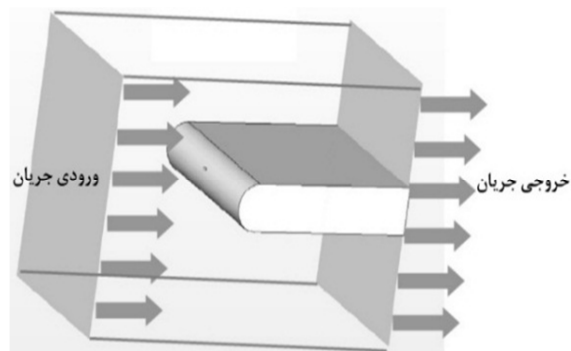
Keywords: cooling film, turbine blade, blowing ratio

۱- مقدمه

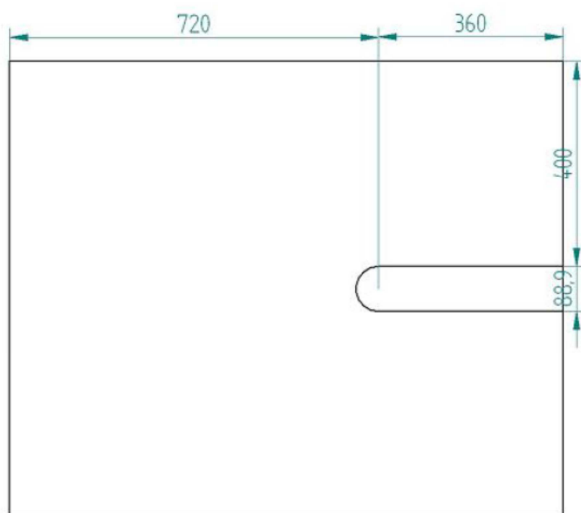
اطراف لبه تیغه توربین در اثر گرادیان‌های فشار و انحنای سطح می‌تواند بسیار پیچیده باشد. بنابراین ضروری است تا مشخصه‌های جریان اطراف ناحیه سوراخ‌های خنک‌سازی در لبه تیغه توربین مورد بررسی قرار گیرد.

خنک‌سازی لایه‌ای در طول دهه‌های گذشته به صورت گسترده مورد بررسی قرار گرفته است. در اکثر این مطالعات مدل هندسی نیمه استوانه‌ای به منظور بررسی زمینه جریان لبه تیغه توربین به همراه مجراهای خنک‌سازی مورد استفاده قرار گرفته است [۱-۳]. نتایج تجربی در مورد انتقال گرما برای هندسه‌هایی شبیه هندسه استفاده شده در این مقاله توسط او [۴] و میک و مایل [۵] استخراج شده است. مطالعات تجربی او برای اعداد رینولدز ۲۵۰۰۰، ۴۰۰۰۰ و ۱۰۰۰۰۰ با شدت اغتشاش جریان آزاد ۰/۷۵٪ موجود می‌باشد. نتایج تجربی میک و مایل برای اعداد رینولدز ۱۰۰۰۰۰ و شدت اغتشاش جریان ۰/۴٪ می‌باشد. اکاد خنک‌سازی لایه‌ای را برای نسبت دمشی‌های ۰/۲۵ تا ۲ بر روی

تیغه‌های توربین گاز به علت مواجه طولانی مدت در برابر دمای بالا در معرض شکست و نقص قرار می‌گیرند. به دلیل دمای بالای ناحیه جلوی تیغه توربین‌ها بررسی جریان و گرمای منتقل شده در این منطقه بسیار بحرانی می‌باشد. در این مطالعه تأثیر خنک‌سازی لایه‌ای برای محافظت از لبه تیغه توربین بررسی شده است. خنک‌سازی لایه‌ای به وسیله ایجاد محیطی بین سطح و جریان دارای دمای بالا توسط سیال ثانویه ایجاد می‌گردد. سیال ثانویه باعث کاهش تبادل گرما بین سطح و جریان شده و از تیغه محافظت می‌نماید. توربین‌های گازی نیاز به دمای بالا در ورودی دارند تا بازده خود را افزایش دهند پس به همین علت نیاز به وجود خنک‌سازی لایه‌ای می‌باشد. کاربرد تکنولوژی خنک‌سازی لایه‌ای در لبه تیغه توربین نه تنها باعث محافظت این ناحیه از صدمات گاز دارای دمای بسیار بالا می‌شود بلکه، تأثیر بسزایی بر مشخصه‌های آیرودینامیکی و انتقال گرما در تمام سطح تیغه دارد. زمینه جریان



شکل ۱- مدل پره استوانه‌ای توربین داخل تونل باد



شکل ۲- محیط محاسباتی دوبعدی

شبکه ترکیبی مورد استفاده برای شبیه‌سازی توسط نرم‌افزار Gridgen تولید شده است. شبکه ترکیبی در شکل ۳ نشان داده شده است.

هندسه‌ای شبیه آنچه در این مطالعه موجود می‌باشد، بررسی کرد [۶]. اکاد مفهوم جدیدی در مورد استفاده از خنک‌کننده متناوب را ارائه کرد که هوای خنک کمتری استفاده می‌کرد و به رسیدن تراست بالاتر در توربین‌های گازی کمک می‌کرد. او همچنین در مطالعه دیگری نشان داد که چگالی بالاتر خنک‌کننده باعث مؤثرتر بودن خنک‌سازی لایه‌ای برای تمام نسبت‌های دمش می‌باشد [۷]. مهندل و هان [۸] به صورت تجربی تأثیر عدد رینولدز، هندسه حفره خنک‌سازی و همچنین شرایط مختلف جریان را بر خنک‌سازی لایه‌ای در لبه تیغه توربین بررسی کردند. نیومن و همکاران [۹] تأثیر شکل هندسی حفره خروجی خنک‌سازی در لبه تیغه توربین را بر رسانش گرمایی و کارایی خنک‌سازی بررسی کردند. ژنگ و همکاران [۱۰] نیز به صورت عددی به بررسی اثر خنک‌سازی لایه‌ای در یک چهارم مدل سیلندر پرداختند. عمده مطالعات آن‌ها در مورد بررسی ساختار جریان و همچنین گرادین‌های فشار در لبه تیغه توربین بود.

هدف از انجام این پژوهش بررسی زمینه جریان و انتقال گرما در لبه تیغه توربین با در نظر گرفتن مدل هندسی دوبعدی به همراه جریان آرام و مغشوش بدون فیلم خنک‌کننده، مدل هندسی دوبعدی و جریان مغشوش به همراه فیلم خنک‌کننده و همچنین بررسی مدل سه‌بعدی با جریان مغشوش به همراه فیلم خنک‌کننده می‌باشد. مدل در نظر گرفته شده به صورت نیمه استوانه با سطح صاف در امتداد آن می‌باشد. به منظور بررسی دقت مدل‌های توربولانسی در پیش‌بینی نتایج، شبیه‌سازی‌ها با دو مدل توربولانسی $k-\epsilon$ و $k-\omega$ صورت پذیرفته است. کارایی خنک‌سازی لایه‌ای برای نسبت‌های دمش مختلف محاسبه شده و با نتایج تجربی موجود نیز مقایسه شده است.

۲- بررسی انتقال گرما در لبه تیغه توربین

بررسی انتقال گرما در لبه تیغه توربین به صورت دوبعدی انجام شده و هدف از آن پیش‌بینی انتقال گرما سطح تیغه توربین به صورت عدد فراسلینگ می‌باشد، همچنین تأثیر مدل توربولانسی بر پیش‌بینی انتقال گرما نیز بررسی می‌شود. علاوه بر این خنک‌سازی لایه‌ای در مدل ۲ بعدی نیز مورد بررسی واقع می‌شود. برای مقایسه با نتایج تجربی چهار مقدار عدد رینولدز شامل ۴۰۰۰ و ۶۰۰۰ و ۷۰۸۰۰ و ۱۰۰۰۰ در نظر گرفته شده است.

۳- شبیه‌سازی هندسه و شبکه‌بندی آن

ابعاد هندسه مورد استفاده در این پژوهش دارای مقادیر یکسان با مطالعات تجربی او می‌باشد و مدل هندسی شامل نیم استوانه متصل به سطح صاف پشت آن است. مدل مورد استفاده در محیط محاسباتی و ابعاد مدل دوبعدی در شکل‌های ۱ و ۲ نشان داده شده است.

در این شبیه‌سازی جریان تراکم ناپذیر و دارای لزجت اطراف لبه تیفه توربین برقرار است. الگوی جریان موردنظر نشان‌دهنده جریان دارای اغتشاش می‌باشد. به همین منظور برای شبیه‌سازی جریان دارای توربولانس از مدل توربولانسی $k-\omega$ (SST) استفاده شده است. برای شبیه‌سازی حاضر مدل $k-\omega$ (SST) به منظور پیش‌بینی انتقال گرما به صفحه در نظر گرفته می‌شود. مدل $k-\omega$ (SST) توسط منتر [۱۲] برای ترکیب مدل $k-\omega$ برای ناحیه نزدیک دیواره با مدل $k-\epsilon$ برای ناحیه جریان آزاد دورتر از سطح بسط و گسترش یافت. مدل توربولانس $k-\omega$ (SST) برای جریان‌های دارای جدایش منجر به جواب‌های دقیق‌تر و قابل‌اعتمادتر می‌شود. جریان در این شبیه‌سازی دارای جدایش بوده بنابراین مدل توربولانس $k-\omega$ (SST) برای پیش‌بینی خصوصیات جریان و همچنین انتقال گرما به خدمت گرفته می‌شود. مدل توربولانس $k-\omega$ (SST) از مدل استاندارد توربولانس $k-\omega$ در نزدیکی دیواره و از مدل توربولانس $k-\epsilon$ در جریان آزاد بهره می‌برد. همان‌طور که توسط منتر مطرح گردید مدل $k-\omega$ (SST) از معادله زیر جهت شبیه‌سازی جریان استفاده می‌کند.

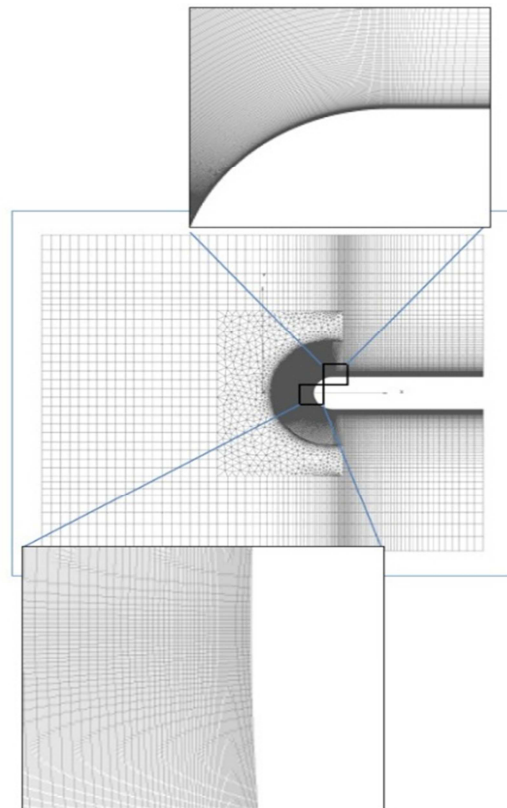
$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_k v_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = & a S^2 - \beta \omega^2 \\ & + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_\omega v_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \\ & + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega^2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \end{aligned} \quad (5)$$

برای مدل‌سازی میدان جریان همراه با انتقال گرما از معادلات متوسط‌گیری شده ناویر استوکس در کد محاسباتی در دسترس موجود (فلوئنت) استفاده شده است. برای این منظور جهت کوپل نمودن میدان فشار و سرعت از روش سیمپل کوپل شده که پایداری بهتری در پیش‌بینی میدان جریان ایجاد می‌کند، استفاده شده است. به منظور حل عددی معادلات حاکم بر جریان، روش مجزا سازی مرتبه دوم برای معادلات مومنتم و انرژی و مرتبه اول برای k و ω به خدمت گرفته شده است.

۳-۲- شرایط مرزی برای مطالعه انتقال گرما بدون جت خنک‌کننده

برای مطابق سازی شبیه‌سازی با تست تجربی، ورودی جریان به صورت پروفیل یکنواخت سرعت و دمای 332 K در نظر گرفته می‌شود. فشار اولیه در مرز خروجی به صورت یکنواخت و برابر 1 atm بوده و با توجه به روند شبیه‌سازی جریان می‌تواند گسترش یابد. سطح جسم دارای دمای ثابت و برابر 295 K می‌باشد. جنس جسم پلکسی گلاس در نظر گرفته شده و دارای چگالی $\frac{1162 \text{ kg}}{m^3}$ ، ضریب هدایت $\frac{0.21 \text{ W}}{m^2 K}$ و ضریب $C_p = 1465 \frac{kJ}{kg K}$ می‌باشد. بالاترین عدد ماخ برای شبیه‌سازی 0.37 بوده، بنابراین جریان تراکم ناپذیر در نظر گرفته می‌شود. شرایط مرزی برای محیط محاسباتی دوبعدی بدون فیلم خنک‌کننده در شکل ۴ نشان داده شده است.



شکل ۳- شبکه محیط محاسباتی دوبعدی

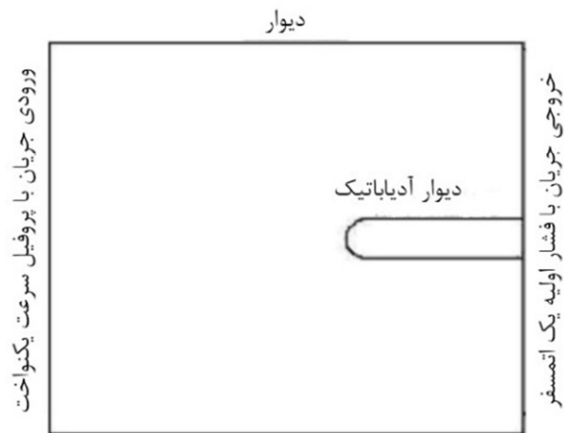
۳-۱- معادلات حاکم و مدل توربولانس

معادلات حاکم بر جریان مغشوش با روش متوسط‌گیری رینولدز برای معادلات بقای جرم، مومنتم و انرژی به صورت روابط ۱-۳ می‌باشد [۱۱].

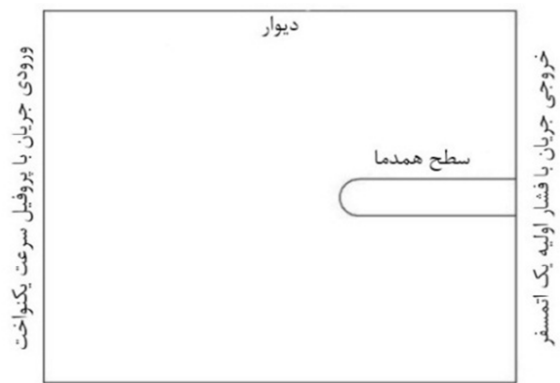
$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u})}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \bar{v})}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \bar{w})}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho u_j)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u_j \vec{V}) \\ & = -\frac{\partial p}{\partial x} + \nabla \cdot (\mu \nabla u_j) \\ & + \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial x_j} (\mu \nabla \cdot \vec{V}) \\ & + \frac{\partial}{\partial x} (-\rho \bar{u} \bar{u}_j) \\ & + \frac{\partial}{\partial y} (-\rho \bar{v} \bar{u}_j) \\ & + \frac{\partial}{\partial z} (-\rho \bar{w} \bar{u}_j) + \rho g_j \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{T}) + \nabla \cdot (\rho c_p \vec{V} \bar{T}) \\ & = \nabla \cdot (k \nabla \bar{T}) + \frac{\partial}{\partial x} (-\rho \bar{u} \bar{T}) \\ & + \frac{\partial}{\partial y} (-\rho \bar{v} \bar{T}) \\ & + \frac{\partial}{\partial z} (-\rho \bar{w} \bar{T}) + s_T \end{aligned} \quad (3)$$



شکل ۵- شرایط مرزی برای محیط محاسباتی دوبعدی با خنک‌کننده

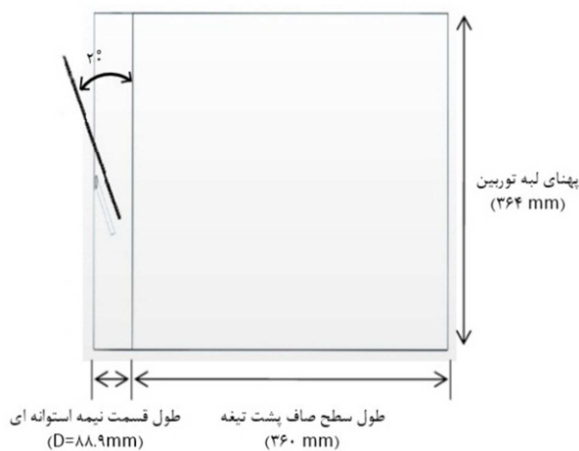


شکل ۴- شرایط مرزی برای محیط محاسباتی دوبعدی

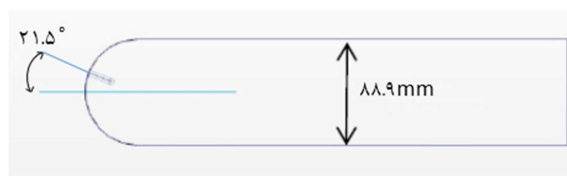
مدل دوبعدی جریان به‌عنوان مرحله نخست به‌منظور بررسی اثرات خنک‌سازی لایه‌ای در مدل سه‌بعدی در نظر گرفته می‌شود.

۴- خنک‌سازی لبه تیغه توربین در حالت ۳ بعدی ۴-۱- تولید هندسه سه‌بعدی

هندسه سه‌بعدی دارای ابعاد ذکر شده در حالت دوبعدی بوده و پهنای لبه تیغه توربین دارای ابعاد 364 mm می‌باشد. سوراخ خنک کاری تقریباً در وسط قسمت استوانه‌ای بوده و دارای قطر $4/76 \text{ mm}$ و نسبت طول به قطر $(\frac{L}{D})$ ، $11/69$ می‌باشد. زاویه سوراخ خنک کاری برابر 20° درجه در جهت پهنای تیغه می‌باشد.



شکل ۶- ابعاد لبه تیغه توربین و جهت سوراخ خنک‌سازی از زاویه دید بالا



شکل ۷- ابعاد لبه تیغه توربین و زاویه سوراخ خنک کاری از دید کناری

۴-۲- شبکه‌بندی و شرایط مرزی مدل هندسی سه‌بعدی

شبکه‌بندی در حول جسم و مخصوصاً در خروجی جت خنک‌کننده با بالاترین حساسیت انجام شده است.

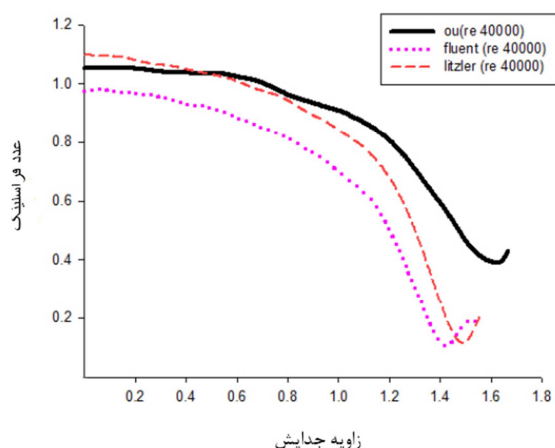
۳-۳- شرایط مرزی برای بررسی انتقال گرما در اثر وجود جت خنک کاری

در این شبیه‌سازی، ابعاد و شبکه، مشابه با مدل دوبعدی بدون خنک‌سازی می‌باشد. خنک‌کننده از طریق سوراخی در لبه تیغه توربین که دارای زاویه $21/5^\circ$ درجه در جهت مثبت محور توربین می‌باشد، مهیا می‌شود. جریان و انتقال گرما در مدل دوبعدی با نسبت دمش ثابت ۱ و عدد رینولدز 6000 شبیه‌سازی می‌شود. جریان توربولانسی با شدت اغتشاش $0/75\%$ در نظر گرفته می‌شود. مدل توربولانسی مورد استفاده مدل $k-\omega$ (SST) می‌باشد. شرایط مرزی در این حالت نیز به‌جز دیواره جسم مانند حالت بدون خنک‌سازی می‌باشد. در این شبیه‌سازی دیواره جسم دارای شرط مرزی آدیاباتیک می‌باشد. شرط مرزی دیواره بدون انتقال گرما (آدیاباتیک) در نظر گرفته شده است زیرا هدف به دست آوردن تقریب مناسبی از دمای دیواره است. در این شبیه‌سازی از حفره خنک‌کاری به‌منظور تزریق ماده خنک‌سازی به سطح استفاده می‌کند. جت خنک‌سازی دارای پروفیل سرعت یکنواخت و دمای $297/4 \text{ K}$ و چگالی $1/19 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ می‌باشد. جریان دارای دمای 332 K و چگالی $1/0657 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ بوده و نسبت دمش $M=1$ برای شبیه‌سازی جریان استفاده می‌شود. شرایط مرزی برای هندسه سه‌بعدی به همراه فیلم خنک کاری در شکل ۵ نشان داده شده است.

جدول ۱- لیست مطالعات انجام‌شده انتقال گرما در حالت دوبعدی با جریان آرام

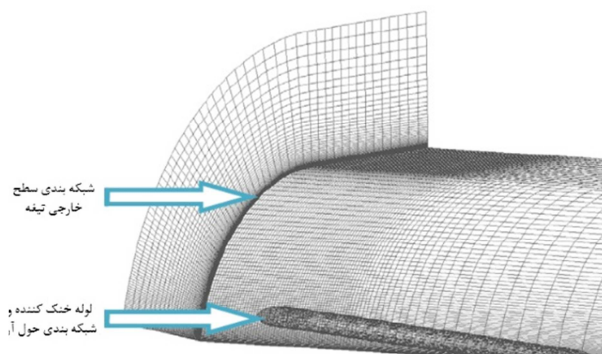
نوع شبیه‌سازی	عدد رینولدز	مورد مقایسه
شبیه‌سازی بدون جت خنک‌سازی	۴۰۰۰	Ou(1991), litzler(2007)
	۶۰۰۰	litzler(2007)
	۷۰۸۰۰	litzler(2007)
	۱۰۰۰۰۰	Ou(1991), mick & mayle(1977) litzler(2007)

با شروع روند شبیه‌سازی، جدایش جریان مشاهده می‌شود که این جدایش جریان با نتایج تجربی مقایسه می‌گردد.



نمودار ۱- توزیع عدد فراسلینگ، عددی و تجربی، رینولدز ۴۰۰۰

مشاهده می‌شود که عدد فراسلینگ گزارش شده برای جدایش جریان در حالت تجربی با شبیه‌سازی انجام‌شده تفاوت دارد که دلیل اصلی این تفاوت وجود توربولانس در تست تجربی می‌باشد. شدت توربولانس در نظر گرفته‌شده توسط آقای او، ۰/۷۵٪ بوده که در شبیه‌سازی انجام‌شده جریان آرام در نظر گرفته‌شده است که دلیل اصلی تفاوت زاویه جدایش می‌باشد. توربولانس موجود در حالت تجربی باعث افزایش انتقال گرما شده که این مورد نیز دلیل افزایش عدد فراسلینگ برای جدایش جریان می‌باشد.



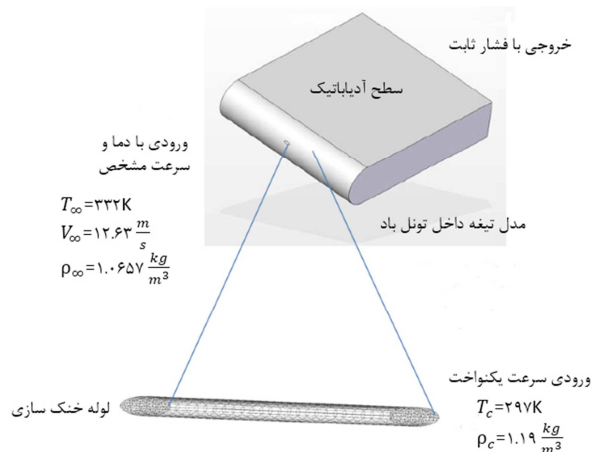
شکل ۸- شبکه‌بندی مدل سه‌بعدی در ناحیه خروجی جت

شرایط مرزی در این حالت نیز مانند حالت دوبعدی بوده و در ورودی پروفیل سرعت یکنواخت و فاصله آن از لبه تیغه ۷۲۰ mm و مقدار آن مطابق تست تجربی انجام‌شده توسط اکاد ۱۲/۶۳ $\frac{m}{s}$ می‌باشد.

در ورودی سوراخ خنک‌کننده، دما ۲۹۷ K و سرعت ورودی به‌صورت یکنواخت در نظر گرفته‌شده که از مقدار نسبت دمشی (M) مشخص می‌شود. (نسبت دمشی، نسبت شار جرمی هوا به خنک‌کننده می‌باشد)

$$M = \frac{\rho_c v_c}{\rho_{\infty} v_{\infty}} \quad (3)$$

دو مقدار متفاوت نسبت دمشی ۰/۵ و ۱ برای عدد رینولدز ۶۰۰۰۰ در نظر گرفته‌شده است.



شکل ۹- شرایط مرزی در حالت سه‌بعدی

۵- نتایج

۵-۱- بررسی انتقال گرما در حالت دوبعدی بدون

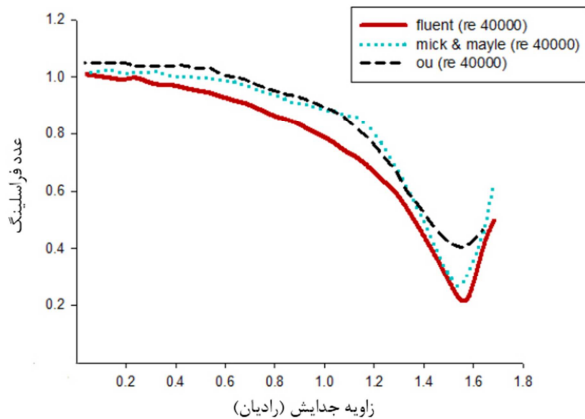
خنک‌سازی- جریان آرام

شبیه‌سازی با استفاده از نرم‌افزار Fluent برای چهار عدد رینولدز ۴۰۰۰، ۶۰۰۰، ۷۰۸۰۰ و ۱۰۰۰۰۰ انجام‌شده است. نتایج حاصله با نتایج تجربی به‌دست‌آمده از او، میک و مایل و نتایج عددی به‌دست‌آمده از لیتزلر [۱۳] با مدل مشابه مقایسه می‌شود.

۵-۲- بررسی انتقال حرارت در حالت دوبعدی بدون

خنک‌سازی - جریان دارای توربولانس

شبیه‌سازی جریان آرام به‌دقت نتوانست عدد فراسلینگ مربوط به جدایش را پیش‌بینی کند و با توجه به نتایج به‌دست‌آمده، 0.2 رادیان، جدایش را جلوتر نشان می‌داد. پس شبیه‌سازی برای جریان دارای توربولانس نیز برای مدل انجام‌شده است. مدل توربولانسی استفاده‌شده در این شبیه‌سازی، مدل $k-\omega$ (SST) می‌باشد. شبیه‌سازی برای عدد رینولدز $40,000$ انجام‌شده و با نتایج تجربی او و میک و مایل مقایسه شده است.



نمودار ۵- توزیع عدد فراسلینگ، رینولدز $40,000$ با جریان توربولانس

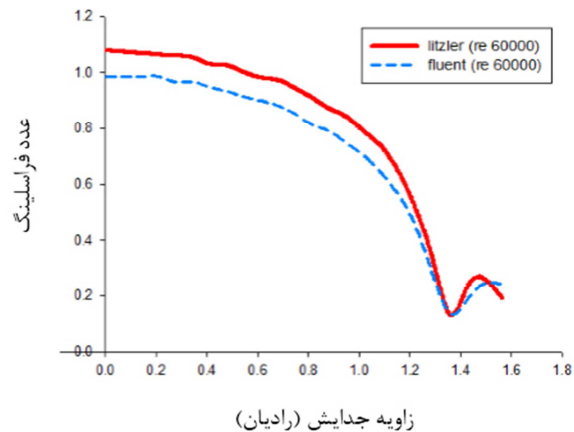
در نمودار ۵، شبیه‌سازی جریان توربولانسی با عدد رینولدز $40,000$ نشان داده‌شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، در نقطه جدایش مقدار عدد فراسلینگ تقریباً برابر با مقدار تجربی به‌دست‌آمده توسط میک و مایل می‌باشد.

طبق نتایج به‌دست‌آمده، شبیه‌سازی جریان آرام، جدایش را زودتر از نتایج تجربی نشان می‌داد درحالی‌که جریان توربولانس مقدار دقیق‌تری از محل جدایش ارائه می‌دهد. پس همان‌طور که قبلاً مطرح شد، انتقال گرمای جریان توربولانسی بالاتر بوده پس عدد فراسلینگ در نقطه جدایش افزایش می‌یابد.

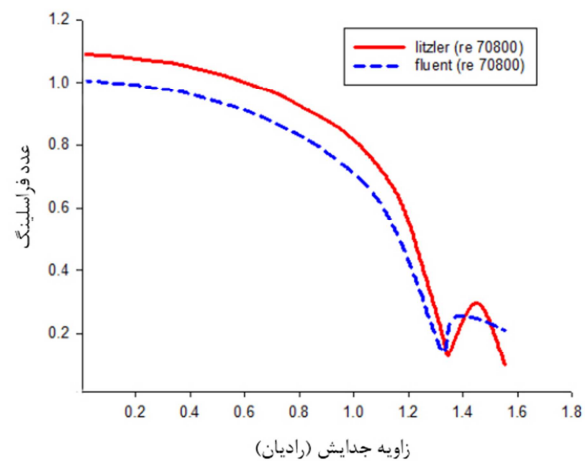
۵-۳- بررسی خنک‌سازی لبه تیغه توربین در حالت

دوبعدی

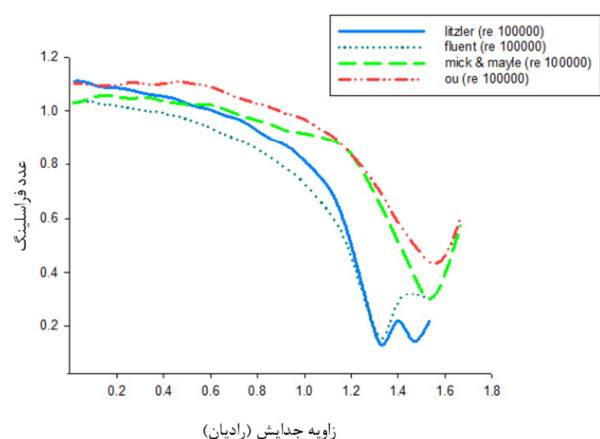
با توجه به شکل زیر، جدایش از لبه ورودی جت خنک‌سازی به سطح تیغه مشاهده می‌شود. همچنین جریان اصلی تأثیر کمی بر محدوده خروجی جت دارد که این یکی از اثرات مطلوب جت برای تیغه می‌باشد.



نمودار ۲- توزیع عدد فراسلینگ، رینولدز $60,000$



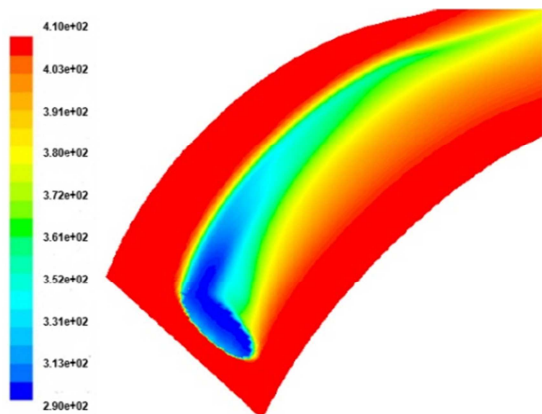
نمودار ۳- توزیع عدد فراسلینگ، رینولدز $70,800$



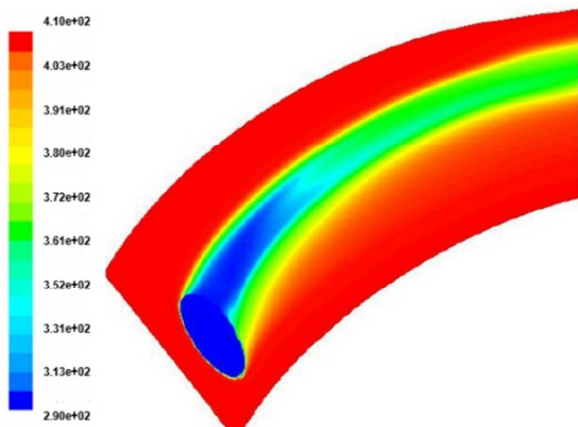
نمودار ۴- توزیع عدد فراسلینگ، عددی و تجربی، رینولدز $100,000$

با مشاهده شبیه‌سازی و همچنین مقایسه با نتایج موجود این‌گونه استنباط می‌شود که برای جریان‌های با عدد رینولدز بالاتر، جدایش جریان زودتر از اعداد رینولدز پایین اتفاق می‌افتد.

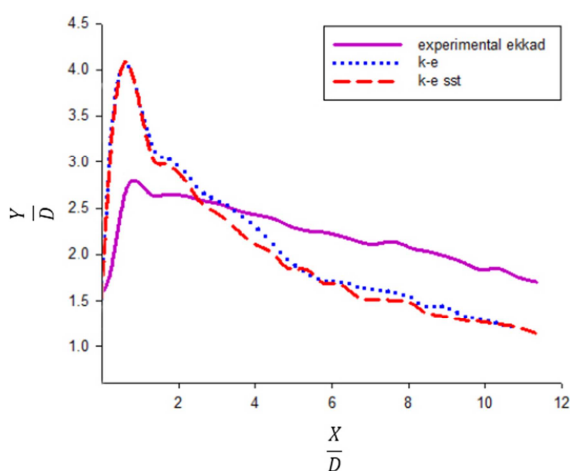
الف) نسبت دمش ۰.۵



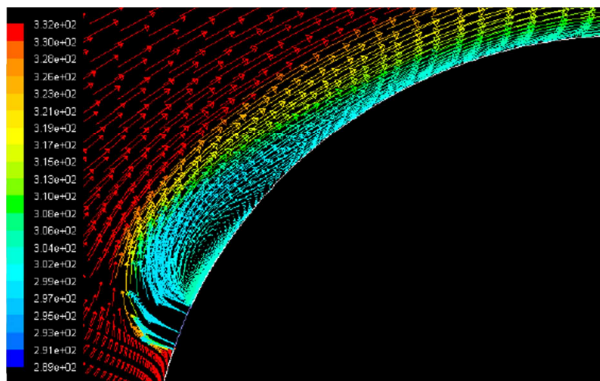
شکل ۱۱- کانتور دمای جریان توربولانسی k-ε حول تیغه



شکل ۱۲- کانتور دمای جریان توربولانسی k-ω (SST) حول تیغه

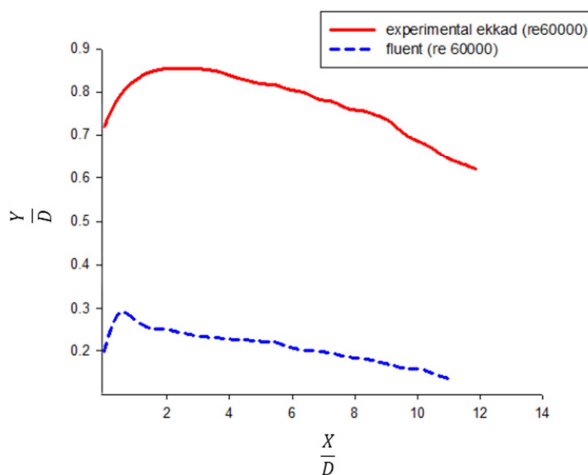


نمودار ۷- مقایسه عددی و تجربی اثر فیلم خنک‌سازی



شکل ۱۰- کانتور بردار سرعت در خروجی جت خنک‌سازی-حالت دوبعدی

در نمودار زیر نسبت عدد بدون بعد $\frac{Y}{d}$ که نسبت فاصله از سطح به ارتفاع از آن می‌باشد را با نسبت عدد بدون بعد $\frac{X}{d}$ که نشان‌دهنده نسبت فاصله از جت و قطر سوراخ خنک‌کنندگی باشد را نشان می‌دهد. شبیه‌سازی برای عدد رینولدز ۶۰۰۰ و نسبت دمش ۱ انجام‌شده و با نتایج تجربی موجود مقایسه شده است.



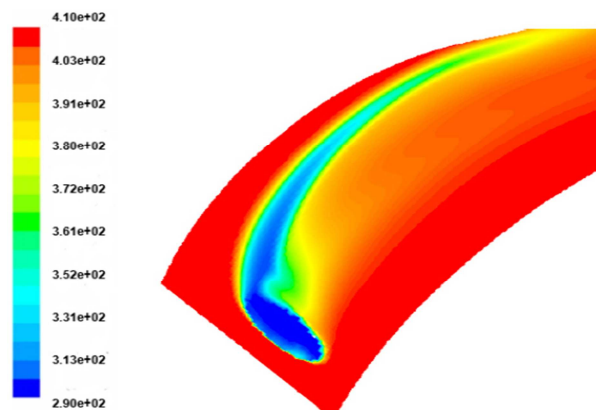
نمودار ۶- مقایسه عددی و تجربی ضخامت فیلم خنک‌سازی

دلیل تفاوت زیاد بین نتایج تجربی و شبیه‌سازی انجام‌شده این است که شبیه‌سازی در حالت دوبعدی بوده و اثر پهنای لبه تیغه و همچنین زاویه جت خروجی در جهت پهنای تیغه در نظر گرفته نشده است.

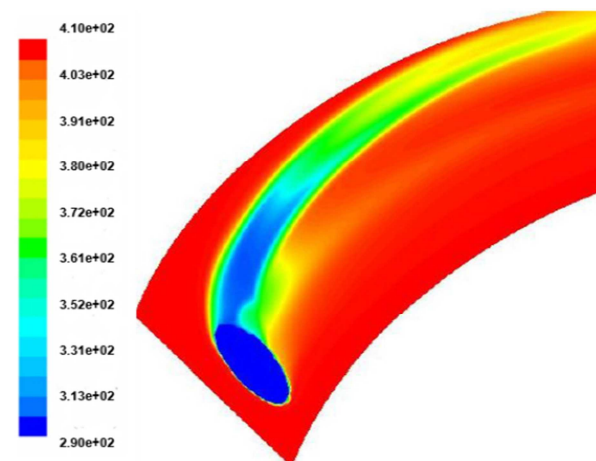
۴-۵- بررسی خنک‌سازی لبه تیغه توربین در حالت سه‌بعدی

شبیه‌سازی سه‌بعدی با دو نسبت دمش ۰/۵ و ۱ همراه با دو مدل توربولانسی مختلف k-ε و k-ω (SST) انجام‌شده است.

(ب) نسبت دمشی ۱



شکل ۱۳- کانتور دمای جریان توربولانسی k-ε حول تیغه



شکل ۱۴- کانتور دمای جریان توربولانسی (SST) k-ω حول تیغه

نتایج نشان می‌دهد که در حالت شبیه‌سازی با مدل توربولانسی k-ω (SST) چسبندگی سیال خنک‌کننده به سطح، بهتر پیش‌بینی شده است. مدل توربولانسی k-ε در ناحیه خروجی جت خنک‌کننده نتایج بهتری نسبت به مدل k-ω (SST) دارد در حالی که در پایین دست جریان مدل k-ω (SST) بهتر می‌تواند رفتار جریان را پیش‌بینی کند. همان‌طور که در شبیه‌سازی انجام شده در حالت دوبعدی مشاهده شد، توربولانس اثر قابل توجهی بر روند جریان و انتقال گرمای سیال دارد. شدت اغتشاش بالاتر توربولانس باعث چسبندگی بیشتر جریان به سطح شده که در نتیجه انتقال گرمای کمتری بین جریان اصلی و تیغه توربین رخ می‌دهد.

نتایج عددی به دست آمده برای هر دو مدل توربولانسی در قسمت خروجی جت، اثر فیلم خنک کاری را بیشتر از نتایج تجربی نشان داده و در قسمت پایین دست جریان اثر فیلم خنک کاری را کمتر از میزان گزارش شده در حالت تجربی نشان می‌دهد.

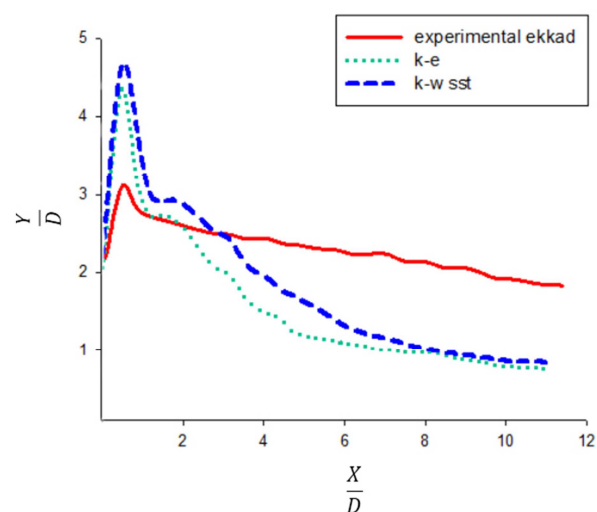
مومنوم جریان بالاتر در اثر نسبت دمشی بیشتر باعث چسبندگی کمتر فیلم به تیغه شده که در نتیجه باعث این می‌شود که در نسبت دمشی ۱، گسترش فیلم در لبه تیغه کمتر از نسبت دمشی ۰/۵ باشد.

۶- نتیجه گیری

شبیه‌سازی با فرض جریان آرام در حالت دوبعدی توانست نتایج قابل قبولی ارائه کند ولی نتایج دقیق‌تر وقتی حاصل شد که فرض جریان توربولانسی با مدل k-ω (SST) در نظر گرفته شد. در شبیه‌سازی با جریان توربولانسی چسبندگی بیشتری به سطح تیغه توربین مشاهده شد که اثر انتقال حرارت به تیغه را کاهش می‌دهد. همچنین زاویه عرضی جت خنک کاری باعث افزایش مومنوم جت شده، در نتیجه باعث گسترش بهتر فیلم بر روی سطح تیغه توربین می‌شود. همچنین با کاهش نسبت دمشی، اثر فیلم خنک کاری، چسبندگی و گسترش آن روی سطح افزایش می‌یابد.

۷- مراجع

- [1] Karni J., Goldstein R. J., Surface Injection Effect on Mass Transfer from a Cylinder in Crossflow: A Simulation of Film Cooling in the Leading Edge Region of a Turbine Blade, Journal of Turbomachinery, Vol. 112, No. 3, pp.418-427, 1990.
- [2] Ou S., Rivir R. B., Leading edge film cooling heat transfer with high free stream turbulence using a transient liquid crystal image method, International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 22, No. 6, pp614-623, 2001.
- [3] Lawson S. A., Thole K. A., Okita Y., Nakamata C., Simulations of Multiphase Particle Deposition on a Showerhead With Staggered Film-Cooling Holes, Journal of Turbo machinery, Vol. 134, No. 5, pp.510-514, 2012.
- [4] Ou S., Leading edge film cooling heat transfer including the effect of mainstream turbulence, PhD. Dissertation Thesis, Texas A & M University, 1991.
- [5] Mick W. J., Mayle R. E., Stagnation Film Cooling and Heat Transfer, Including Its Effect Within the Hole Pattern, Journal of Turbo machinery, Vol. 110, No. 1, pp. 66-72, 1988.
- [6] Ekkad S. V., Ou S., Rivir R. B., Effect of Jet Pulsation and Duty Cycle on Film Cooling From a Single Jet on a Leading Edge Model, Journal of Turbo machinery, Vol. 128, No. 3, pp.564-571, 2006.
- [7] Ekkad S. V., Han J. C., Du H., Detailed Film Cooling Measurements on a Cylindrical Leading Edge Model: Effect of Free-Stream Turbulence and Coolant Density, Journal of Turbo machinery, Vol. 120, No. 4, pp. 799-807, 1998.



نمودار ۸- مقایسه عددی و تجربی اثر فیلم خنک‌سازی

- [8] Mehendale A. B., Je-Chin H., Reynolds number effect on leading edge film effectiveness and heat transfer coefficient, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 36, No. 15, pp. 3723-3730, 1993.
- [9] Newman S. X. A., Moon H. K., Zhang L., Performance of a Showerhead and Shaped Hole Film Cooled Vane at High Free stream Turbulence and Transonic Conditions, ASME Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition, Vancouver, British Columbia, Canada, Vol.5 Heat Transfer, Parts A and B, 2011.
- [10] Zheng B., Lin C. X., Ebadian M. A., Numerical investigation of leading-edge film-cooling flow over experimental model, Proceedings of NHTC, Pittsburgh, PA, NHTC 2011.
- [11] Chen Q., Xu W., A zero-equation turbulence model for indoor airflow simulation, Energy and Buildings, Vol. 28, No. 2, pp. 137-144, 1998.
- [12] Menter F. R., Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications, AIAA Journal, Vol. 32, No. 8, pp. 1598-1607, 1994.
- [13] Litzler S. M. J., Ghia U., Ghia K., Ou S., Two-Dimensional Low Mach Number Heat Transfer Simulation of Turbine Blade Leading-Edge Model, ASME/JSME 5th Joint Fluids Engineering Conference, Vol. 1 Symposia, Parts A and B, 2007.