



## بررسی سه بعدی روش های خنک کاری پره های توربین گاز روی صفحه ی تخت و ارائه روشی با بالاترین راندمان خنک کاری

مجتبی کاظمی کلیشمی<sup>1</sup>، اسماعیل لکزیان<sup>2\*</sup>

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه حکیم سبزواری، سبزوار  
2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه حکیم سبزواری، سبزوار  
\* سبزوار، صندوق پستی 9617976487، e.lakzian@hsu.ac.ir

### اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل  
دریافت: 23 بهمن 1394  
پذیرش: 14 اسفند 1394  
ارائه در سایت: 16 فروردین 1395  
کلید واژگان:

### چکیده

خنک کاری سیستم های با دمای عملکردی بسیار بالا نظیر پره های توربین های گاز، یکی از مهمترین و پیچیده ترین فرآیندهای صنعتی به شمار می آید. در این مقاله، عملکرد خنک کاری روی صفحه ی تخت به صورت سه بعدی، با روش حجم محدود و با استفاده از مدل آشفتگی  $k-\epsilon$  واقعی شده که بهبود یافته ی مدل استاندارد می باشد، بررسی شده است. در این بررسی 4 حالت مختلف، شامل دو حالت خنک کاری لایه ای با حفره ی استوانه ای و کانسول، یک مدل خنک کاری برخوردی و یک مدل خنک کاری تراوشی (با دیواره ی متخلخل) مورد مقایسه قرار گرفته اند. برای بررسی اعتبارسنجی داده ها، راندمان خنک کاری حالت کانسول با داده های تجربی مورد مقایسه قرار گرفته که نمایانگر انطباق بسیار خوب روش عددی به کار گرفته شده است. راندمان آدیاباتیک خنک کاری، نسبت دمش (M) و اثرات نسبت چگالی با تزریق دو سیال هوا و دی اکسید کربن به عنوان سیال سرد (DR) برای همه ی حالت ها بررسی شده است. برای بررسی عمق نفوذ سیال سرد در جریان اصلی و نشان دادن توزیع دما و راندمان روی سطح، کانتورهای راندمان برای حالت کانسول و مدل خنک کاری تراوشی که ایده ی نوینی در خنک کاری به شمار می آید، با یکدیگر مورد مقایسه قرار گرفته اند. هدف این مقاله یافتن بهترین روش خنک کاری با بالاترین راندمان است و نتایج این مقاله نشان داد که مدل خنک کاری تراوشی طراحی شده راندمان بالاتری را نسبت به حالت های متداول در صنعت دارد.

خنک کاری  
بالاترین راندمان  
صفحه ی تخت  
نسبت چگالی  
خنک کاری تراوشی

## Three dimensional investigation of gas turbine cooling techniques on a flat plate and presentation of a method with maximum cooling effectiveness

Mojtaba Kazemi Kelishami<sup>1</sup>, Esmail Lakzian<sup>2\*</sup>

Department of Mechanical Engineering, Hakim Sabzevari University, Sabzevar, Iran  
\* P.O.B. 9617976487, Sabzevar, Iran, e.lakzian@hsu.ac.ir

### ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper  
Received 12 February 2016  
Accepted 04 March 2016  
Available Online 04 April 2016

### Keywords:

Cooling  
Highest effectiveness  
Flat plate  
Density ratio  
Transpiration cooling

### ABSTRACT

Cooling of high temperature systems such as gas turbine blades is one of the most important systems in industry. In this paper, three dimensional cooling performance on a flat plate is calculated by a 3D finite-volume method and the realizable  $k-\epsilon$  turbulence model which is an improved model on the standard  $k-\epsilon$  turbulence model and it can generate data more appropriately for fluid injections and jets. In this investigation, 4 different cases have been compared to find the best cooling case with maximum effectiveness. These cooling cases include 2 cases of film cooling with console and cylindrical holes, one case of impingement cooling and one case of transpiration (with porous wall) cooling. For validation, the adiabatic cooling effectiveness for the console has been compared with the experimental data. These comparisons show good agreement between experimental and numerical data. The adiabatic cooling effectiveness, the effects of density ratio (by air and CO<sub>2</sub> as a coolant) (DR) and blowing ratio (M) are studied in all cases. The adiabatic cooling effectiveness for console and transpiration cooling cases have been compared to study the penetration of coolant fluid in the main stream (hot fluid) and show the temperature and effectiveness distribution. The main purpose of this paper is finding the best cooling techniques with maximum effectiveness and the results show the designed transpiration cooling model has the best effectiveness with respect to other cooling techniques.

### 1- مقدمه

طول عمر توربین می شود. برای رفع این مشکل، فرآیند خنک کاری روی پره های توربین صورت می گیرد تا از پره ها در برابر محصولات احتراق بسیار داغ محافظت شود. یکی از مهمترین نکاتی که در خنک کاری بررسی می شود، یافتن بهترین حالت خنک کاری با بالاترین راندمان است. در سال های اخیر

دمای محصولات احتراق ورودی به توربین های گازی جدید بسیار بالا است. افزایش این دما به منظور افزایش راندمان توربین می باشد، ولی همین امر سبب آسیب رساندن به پره های توربین و در نتیجه پایین آمدن کارایی و

Please cite this article using:

M. Kazemi Kelishami, E. Lakzian, Three dimensional investigation of gas turbine cooling techniques on a flat plate and presentation of a method with maximum cooling effectiveness, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 4, pp. 77-87, 2016 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

جریان اصلی و در نتیجه تغییر در راندمان خنک کاری می شود. گلد اشتاین و همکارانش [6] شکل حفره های خنک کاری لایه ای را بررسی کرده و آن ها را با هم مقایسه کردند. کنعانی و همکارانش [7] دو هندسه ی مختلف را برای حفره های خنک کاری لایه ای مورد بررسی قرار دادند و اثرات تغییر هندسه را بر راندمان خنک کاری مطالعه کردند. دیتمار و همکارانش [8] شکل جدیدی را برای حفره های خنک کاری فیلمی و روی سطح پره ی توربین معرفی کردند و آزمایشات خود را به صورت تجربی روی این حفره انجام دادند. ایشان بیان کردند که حفره های شکل دار شده، راندمان بهتری را نسبت به حفره های معمولی دارند. قراب و همکارانش نیز [9] در سال 2011 هندسه ی جدیدی را معرفی کردند. ایشان با انجام بررسی تجربی روی این هندسه، آن را با سایر هندسه ها مقایسه کرده و نشان دادند که هندسه ی ابداعی آن ها (هندسه ی لوور<sup>4</sup>) راندمان بالاتری را نسبت به سایر هندسه ها دارد. یکی از جدیدترین حفره هایی که تاکنون بررسی شده است، حفره ی کانسول<sup>5</sup> می باشد که ساختار جدیدتری نسبت به حفره های قبلی داشته و علاوه بر بالاتر بودن راندمان آن نسبت به حفره های قبلی، دارای هندسه ی ساده تری جهت طراحی، ساخت و فرایند ماشین کاری می باشد [10]. بررسی ها روی این حفره، عملکرد بهتر و راندمان خنک کاری بالاتر حفره ی کانسول را نسبت به حفره های استوانه ای نشان داده است. برش دار بودن<sup>6</sup> لبه ی خارجی حفره نیز یکی دیگر از تغییرات هندسی جدید به شمار می آید. زمانی که حفره ها در یک شیار قرار می گیرند، راندمان خنک کاری بالاتری را به وجود می آورند [11,12]. کان لیانگ لو و همکارانش [13] در سال 2015، به بررسی خنک کاری فیلمی روی سطح تخت به صورت تجربی پرداختند. ایشان نیز دو هندسه ی جدید را مورد بررسی قرار دادند و راندمان خنک کاری این دو مدل را با حفره های استوانه ای مورد مقایسه قرار دادند. نتایج ایشان عملکرد بهتر این دو حفره ی جدید را نشان می دهد.

تاکنون مدل های خنک کاری لایه ای و برخوردی جهت خنک کاری سیستم هایی نظیر پره های توربین گاز مورد استفاده قرار گرفته اند. پیشرفت روزافزون توربین های گازی و افزایش راندمان کلی این توربین ها نیازمند بالابردن راندمان خنک کاری این توربین ها می باشد. در نتیجه این صنعت نیاز به مدل جدید خنک کاری با راندمان بالاتر نسبت به مدل های قبل را به طور قابل ملاحظه ای احساس می کند. در مطالعات اخیر، محققین توانستند راندمان خنک کاری را تا حدودی افزایش دهند. این فرایند با تغییر هندسه ی حفره ها و همچنین با تغییر سیال خنک کننده انجام شده است. اما با افزایش دمای ورودی به توربین ها (جهت افزایش راندمان آن ها)، نیاز به سیستمی با راندمان خنک کاری بالاتری است تا عمر پره های توربین های گازی بیشتر شود و هزینه ی کمتری نیز برای تعمیر این سیستم ها اتلاف شود. در توربین های مورد استفاده ی کنونی، از مدل های خنک کاری لایه ای و برخوردی استفاده می شود که حتی با راندمان خنک کاری مناسب، باعث افزایش چشمگیر طول عمر پره های توربین نمی شوند. در نتیجه نیاز به روشی نوین برای بهبود این فرایند می باشد، اما مطالعات گذشته قادر به ارضای مناسب این امر نیستند. در مطالعه ی حاضر، روش جدید خنک کاری تراوشی با سایر خنک کاری های کاربردی در صنعت مورد مقایسه قرار گرفته است تا کارایی بالای این روش جدید بررسی شود. خنک کاری تراوشی به عنوان یک روش نوین، با دو سیال خنک کننده بررسی شده است تا تاثیر نسبت چگالی

محققین مطالعات زیادی را در رابطه با تغییر هندسه ی حفره ها و شرایط خنک کاری انجام داده اند تا به حالتی بهینه در خنک کاری دست یابند. عوامل مختلفی در خنک کاری موثرند که تعدادی از این عوامل به شرح زیر می باشند:

- نسبت دمش: نسبت دمش برابر حاصل ضرب نسبت چگالی در سرعت سیال خنک کننده به جریان اصلی (جریان گرم) می باشد.
  - نسبت چگالی: نسبت چگالی برابر نسبت چگالی سیال خنک کننده به جریان اصلی می باشد.
  - شکل حفره و تغییرات هندسی
- افزایش نسبت دمش باعث افزایش دبی جریان خنک کننده در جریان اصلی و روی سطح می شود و این عامل می تواند تاثیر بسیاری روی راندمان خنک کاری داشته باشد. اغلب، بررسی و شبیه سازی جریان سیال روی پره های توربین پرهزینه و زمان بر است، به همین دلیل برای انجام مطالعات بر روی روش های مختلف خنک کاری، آزمایشات روی صفحه ی تخت انجام می شوند که تقریب مناسبی از نتایج واقعی روی سطوح پره ها می باشد. یکی از نخستین بررسی ها در زمینه ی خنک کاری لایه ای در سال 1970 و توسط اکرت [1] انجام شده است. ایشان خنک کاری لایه ای<sup>1</sup> را به صورت تجربی و با عبور هوا به عنوان سیال خنک کننده از حفره های خنک کاری بررسی کرده و نشان دادند که با افزایش نسبت دمش (تا حد معینی)، راندمان خنک کاری افزایش می یابد. زمانی که نسبت دمش بیشتر از حد معین (هر حفره دارای یک نرخ دمش بهینه<sup>2</sup> می باشد) افزایش می یابد، سیال خنک کننده تمایل پیدا می کند تا از سطح دیواره بلند شود (به خاطر افزایش مومنوم سیال) و در نتیجه راندمان خنک کاری آدیاباتیک آن کاهش می یابد. در نتیجه راندمان خنک کاری برای نسبت دمش های کمتر (تا حد معین) و در فواصل نزدیک به حفره، مقدار بیشتری را دارا خواهد بود [2].

در بررسی های تجربی اخیر، محققان نوع سیال خنک کننده را از هوا به سیالاتی مانند دی اکسید کربن تغییر داده اند تا بتوانند اثر افزایش چگالی سیال خنک کننده را روی راندمان خنک کاری بررسی کنند. با افزایش نسبت چگالی<sup>3</sup>، چگالی سیال خنک کننده افزایش یافته و این عمل باعث سنگین تر شدن سیال خنک کننده می شود. در نتیجه سیال خنک کننده دارای سرعت کمتری (نسبت به حالت تزریق هوا) شده و کمتر در جریان اصلی نفوذ کرده و در نتیجه کمتر در معرض هوای گرم (جریان اصلی) قرار می گیرد. این فرایند باعث می شود که سیال خنک کننده، بدون فاصله از سطح و چسبیده به آن حرکت کرده و دمای آن کمتر افزایش یابد و در نتیجه راندمان خنک کاری آن افزایش یابد [3,4]. جانسون و همکارانش در سال 2014 به بررسی تجربی اثرات نسبت چگالی روی خنک کاری لایه ای حفره های استوانه ای پرداختند [5]. در این بررسی، دی اکسید کربن به عنوان سیال خنک کننده مورد استفاده قرار گرفت. نتایج این بررسی نشان داد که با افزایش نسبت دمش، سیال با نسبت چگالی کمتر، تمایل بیشتری به جدا شدن از سطح دارد، ولی سیال با چگالی بیشتر، چسبیده به سطح حرکت کرده و راندمان بهتری دارد.

یکی از عواملی که می تواند راندمان خنک کاری را تحت تاثیر قرار دهد، شکل حفره می باشد. تغییر هندسه ی حفره از جمله قطر و زاویه ی حفره نسبت به سطح، باعث تغییر در دبی جریان، عمق نفوذ سیال خنک کننده در

<sup>4</sup> Louver

<sup>5</sup> Console

<sup>6</sup> Trench

<sup>1</sup> Film cooling

<sup>2</sup> Optimum

<sup>3</sup> Density ratio (DR)

نیز به عنوان یک بررسی جدید، مورد ارزیابی قرار گیرد.

در این مطالعه، بررسی عددی روش های مختلف خنک کاری روی صفحه ی تخت به صورت سه بعدی و با روش حجم محدود<sup>1</sup> انجام شده است. 4 حالت مختلف شامل: دو حالت خنک کاری لایه ای با حفره ی استوانه ای و کانسول، یک مدل خنک کاری برخوردی<sup>2</sup> و یک مدل خنک کاری تراوشی (با دیواره ی متخلخل) می باشند. برای بررسی اعتبارسنجی داده ها، راندمان آدیاباتیک خنک کاری لایه ای حفره ی کانسول با داده های تجربی انجام شده توسط یانو [10] مورد مقایسه قرار گرفته و انطباق مناسبی حاصل شده است. راندمان آدیاباتیک خنک کاری و اثرات نسبت چگالی (تزریق هوا و دی اکسید کربن به عنوان سیال خنک کننده)، نسبت دمش برای همه ی حالت ها بررسی شده است تا بهترین مدل خنک کاری با بالاترین راندمان مشخص گردد. در بررسی های گذشته اکثرا از مدل آشفته گی  $k - \epsilon$  استاندارد<sup>3</sup> استفاده شده است که نسبت به مدل واقعی شده<sup>4</sup> برای حل مسائلی همچون تزریق سیال و جت ها، دارای دقت کمتری است. فرایند دیگری که در مطالعه ی حاضر انجام شده، استفاده از مدل آشفته گی  $k - \epsilon$  واقعی شده است. این مدل، بهبود یافته ی مدل استاندارد است و این امر دقت محاسبات را بالاتر برده و داده ها را به واقعیت نزدیک تر می کند.

### 2- معادلات جریان اصلی و مدل آشفته گی

میدان های دمایی و جریان آشفته گی اصلی به صورت سه بعدی، غیر قابل تراکم (ماخ کمتر از 0.3 در ورودی) و در حالت پایا، با استفاده از معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی مدل شده اند. برای بررسی میزان تراکم پذیری جریان باید عدد ماخ جریان را محاسبه نمود و در صورتی که این مقدار کمتر از 0.3 باشد، می توان جریان را تراکم ناپذیر در نظر گرفت. با محاسبه ی ماخ جریان (سرعت ورودی برابر 25 متر بر ثانیه)، به دلیل این که این عدد کمتر از 0.3 است، جریان تراکم ناپذیر در نظر گرفته شده است. معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی به صورت عددی و با روش حجم محدود حل شده اند. شکل این روابط به صورت تانسوری و در حالت کارترین مطابق مطالعه ی لکهایل و همکارانش [14] به شکل رابطه های (1) تا (3) می باشند.

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} [\rho U_i U_j - \Gamma_u (\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i})] = - \frac{\partial P}{\partial x_i} \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} [\rho U_j h - \Gamma_h (\frac{\partial h}{\partial x_j})] = 0 \quad (3)$$

$\Gamma_u$  و  $\Gamma_h$  به ترتیب ضرایب پخش مومنتوم و گرمایی هستند که در رابطه - ی (4) تعریف شده اند.

$$\Gamma_u = (\mu + \mu_t), \quad \Gamma_h = (\mu / Pr + \mu_t / \sigma_h) \quad (4)$$

تنش های آشفته گی  $\overline{u_i u_j}$  و پخش حرارتی  $\overline{u_i h}$  در معادلات مومنتوم و آنتالپی (رابطه های (1) و (2)) به ترتیب با گرادیان های جریان اصلی و دمایی در قانون گردابه - ویسکوزیته / پخشی<sup>5</sup> [15,14] جایگزین شده اند. توزیع ویسکوزیته ی گردابی  $\mu_t$  با مدل آشفته گی  $k - \epsilon$ ، که پارامترهای  $k$  و  $\epsilon$  به ترتیب انرژی جنبشی و نرخ اتلافات هستند، به شکل رابطه ی (5) محاسبه شده است.

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (5)$$

<sup>1</sup> Finite volume  
<sup>2</sup> Impingement cooling  
<sup>3</sup> Standard  
<sup>4</sup> Realizable  
<sup>5</sup> Eddy-viscosity/diffusivity

روابط انتقالی نیز به صورت روابط (6) و (7) هستند.

$$\frac{\partial}{\partial x_j} [\rho U_i k - \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j}] = \mu_t (\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i}) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho \epsilon \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} [\rho U_i \epsilon - \Gamma_\epsilon \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j}] = \rho C_1 S \epsilon - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\epsilon \nu}} \quad (7)$$

که در این روابط، ثوابت به صورت رابطه ی (8) می باشند.

$$C_1 = \max \left[ 0.43, \frac{\xi}{\xi + 5} \right], \quad C_2 = 1.9, \quad \xi = S \frac{k}{\epsilon} \quad (8)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right), \quad S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (9)$$

### 3- معادلات خنک کاری تراوشی (دیواره ی متخلخل)

معادله ی دارسی گسترش یافته ی برینکمن - فورچ هیمر برای مدل سازی جریان سیال خنک کننده در ناحیه ی متخلخل استفاده شده است که به صورت رابطه ی (10) می باشد [17,16].

$$\nabla P = - \frac{\mu}{L} u - \frac{F}{\sqrt{L}} \rho_f |u| + \mu \nabla^2 u \quad (10)$$

در رابطه ی (10) ضرایب  $L$  (نفوذپذیری) و  $F$  (ضریب اینرسی) به صورت رابطه ی (11) هستند.

$$L = \frac{d_p \cdot b^3}{150(1-b)^2}, \quad F = \frac{1.75}{\sqrt{150} b^2} \quad (11)$$

رابطه ی انرژی در ناحیه ی متخلخل بر پایه ی مدل تعادل دمایی بین ناحیه ی متخلخل و جریان سیال محلی به صورت رابطه ی (12) تعریف شده است [17,16].

$$\rho_f C_{pf} b u \nabla T_f = \nabla \cdot ((\lambda_m + \lambda_d) \nabla T_f) \quad (12)$$

هدایت گرمایی موثر در ناحیه ی متخلخل نیز به صورت رابطه ی (13) بیان شده است [17,16].

$$\frac{\lambda_m}{\lambda_f} = (1 - \sqrt{1-b}) + \frac{2\sqrt{1-b}}{1-\sigma B} \times \left[ \frac{(1-\sigma)B}{(1-\sigma B)^2} \ln \left( \frac{1}{\sigma B} \right) - \frac{B+1}{2} - \frac{B-1}{1-\sigma B} \right] \quad (13)$$

که در رابطه ی (12)، ضرایب  $B$  و  $\sigma$  به صورت رابطه ی (14) می باشند.

$$B = 1.25 \left( \frac{1-b}{b} \right)^{10/9}, \quad \sigma = \frac{\lambda_f}{\lambda_s} \quad (14)$$

هدایت گرمایی مازادی که به علت پراکندگی حرارتی در ناحیه ی متخلخل به وجود می آید نیز با روابط (15) و (16) محاسبه می شود [17,16].

$$\lambda_d = C \rho_f C_{pf} d_p U_p (1-b) \quad (15)$$

$$C = 1.60 [\text{Re}_p \cdot \text{Pr}_f \cdot (1-b)]^{-0.8282} \quad (16)$$

### 4- پارامترهای خنک کاری

راندمان آدیاباتیک خنک کاری به صورت رابطه ی (17) تعریف می شود:

$$\eta_{ad} = \frac{(T_g - T_{aw})}{(T_g - T_c)} \quad (17)$$

تغییرات دانسیته و سرعت جریان سیال خنک کننده می تواند روی راندمان تاثیر بگذارد که این پارامترها را می توان با عناوین نسبت دمش و نسبت چگالی (دانسیته) به صورت رابطه ی (18) معرفی کرد.

$$M = \frac{(\rho_c V_c)}{(\rho_g V_g)}, \quad DR = \frac{\rho_c}{\rho_g} \quad (18)$$

### 5- فرآیند حل

در این بررسی، برای انجام محاسبات عددی و حل روابط از یک کد سه بعدی فرتن که بر مبنای روش حجم محدود است، استفاده شده است [18]. روش

شبکه‌ی حفره‌ی کانسول در نمای دوبعدی (شکل 2- الف)، شبکه‌ی حفره‌ی استوانه‌ای (شکل 2- ب) و شبکه‌ی روش خنک کاری تراوشی در نمای سه بعدی (شکل 2- ج) نشان داده شده‌اند.

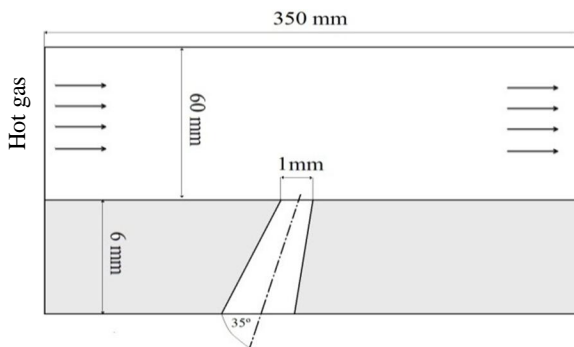


Fig. 1-a- The geometry of Console (film cooling)

شکل 1- الف - هندسه‌ی حفره‌ی کانسول (خنک کاری لایه‌ای)

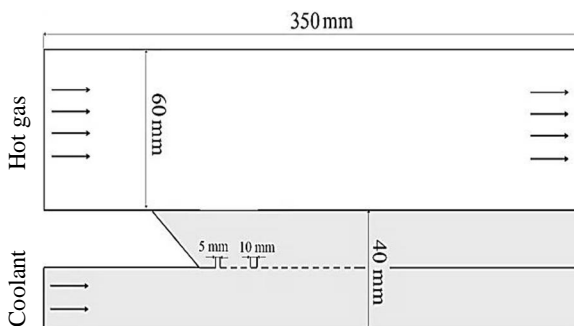


Fig. 1-b- The geometry of Impingement cooling

شکل 1- ب - هندسه‌ی خنک کاری برخوردی

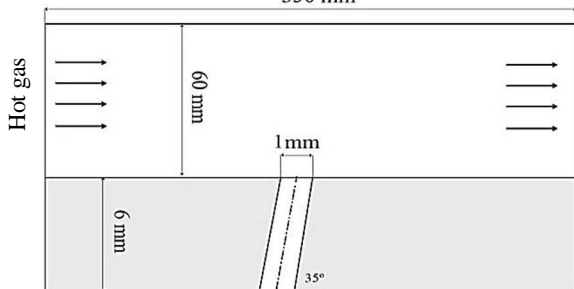


Fig. 1-c- The geometry of cylindrical hole (film cooling)

شکل 1- ج - هندسه‌ی حفره‌ی استوانه‌ای (خنک کاری لایه‌ای)

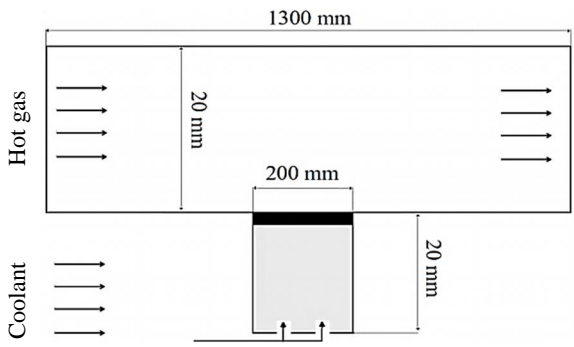


Fig. 1-d- The geometry of Transpiration cooling

شکل 1- د - هندسه‌ی خنک کاری تراوشی

Fig. 1 Geometry of studied cases

شکل 1 هندسه‌ی حالت های مورد بررسی

حجم محدود اجازه می‌دهد تا بتوان با استفاده از شبکه‌های دلخواه غیرعمود، از آرایش شبکه‌ی سلول مرکزی<sup>1</sup> استفاده کرد. جزئیات روش حجم محدود توسط مجموعه‌ی همکارانش<sup>2</sup> نیز [19] توضیح داده شده است. برای ساده‌سازی مسائل خنک کاری، از روش چندبلوک<sup>3</sup> که توسط لکهای و همکارانش [14] ارائه شده، استفاده می‌شود. این روش آزادی بیشتری در تولید شبکه به وجود می‌آورد و باعث می‌شود که از حافظه‌ی کمتری برای حل استفاده شود. در نتیجه حل سریع‌تر انجام می‌شود. با این روش می‌توان برای بخش‌های مختلف جریان، شبکه‌های مختلف و مناسبی تولید کرد. راهی و چو [20] روش درون‌یابی مومنتوم را معرفی کردند که مانع از نوسانات میدان فشار می‌شود و در آرایش شبکه‌بندی سلول مرکزی ظاهر می‌شود. الگوریتم سیمپل سی<sup>3</sup> که توسط ون دورمال و راییتی [21] بیان شده، برای به دست آوردن کوپلینگ سرعت- فشار به کار برده شده است. مدل آشفتگی  $k-\epsilon$  واقعی<sup>4</sup> شده برای انجام محاسبات استفاده شده است.

## 6- هندسه، شرایط مرزی و شبکه بندی

### 1-6- هندسه و شرایط مرزی

برای نشان دادن محدوده‌ی محاسباتی، هندسه‌ی 4 حالت بررسی شده، در شکل 1 نشان داده شده و مشخصات آن‌ها در جدول 1 بیان شده است. برای تمامی حالت‌های بررسی شده، بازه‌ی 200 میلی‌متری جهت خنک کاری در نظر گرفته شده است (برای حفره‌های استوانه‌ای این بازه از خروجی حفره روی سطح، برای خنک کاری تراوشی از ابتدای دیواره‌ی متخلخل و برای خنک کاری برخوردی از ابتدای اولین حفره‌ی زیر سطح مورد محاسبه قرار گرفته‌اند). جریان اصلی و جریان سیال خنک‌کننده به صورت جریان گاز ایده‌آل غیرقابل تراکم در نظر گرفته شده است. سیال جریان اصلی (جریان گرم)، هوا می‌باشد، ولی سیال جریان خنک‌کننده از هوا و دی‌اکسیدکربن استفاده شده است. سرعت و دمای جریان اصلی به ترتیب برابر 25 متر بر ثانیه و 353 درجه‌ی کلوین و دمای سیال خنک‌کننده برابر 300 درجه‌ی کلوین می‌باشند [10]. حالت آشفتگی  $k-\epsilon$  واقعی شده و با شدت درصد 2% برای جریان اصلی به کار گرفته شده است.

محدوده‌ی محاسباتی برای حفره‌های کانسول و استوانه‌ای و روش خنک کاری برخوردی شامل؛ 350 میلی‌متر طول و 60 میلی‌متر ارتفاع می‌باشد. محدوده‌ی حل مدل خنک کاری تراوشی شامل؛ 200 میلی‌متر طول دیواره‌ی متخلخل، 1300 میلی‌متر طول و 20 میلی‌متر ارتفاع محدوده‌ی حل می‌باشد. سایر مشخصات در شکل 1 نشان داده شده است. ضخامت دیواره‌ی متخلخل 1 میلی‌متر، قطر متوسط ذرات سازنده‌ی دیواره‌ی متخلخل برابر  $90 \mu\text{m}$  و قابلیت نفوذ<sup>5</sup> آن برابر 0.36 است.

### 2-6- شبکه‌های بررسی شده

در شکل 2 شبکه‌های محاسباتی برای حفره‌های کانسول، استوانه‌ای و روش تراوشی نشان داده شده است. در این مدل‌ها، از شبکه‌ی چند بلوکی (که در این‌جا شامل دو بلوک می‌باشد) استفاده شده است. ناحیه‌ی 1، ناحیه‌ی تزریق سیال خنک یا همان حفره است و ناحیه‌ی 2، ناحیه‌ی خارجی که محل عبور سیال داغ می‌باشد. برای بهتر نشان داده شدن ناحیه‌ی محاسباتی،

<sup>1</sup> Cell-centered grid

<sup>2</sup> Multi block technique

<sup>3</sup> SIMPLEC

<sup>4</sup> Realizable

<sup>5</sup> Permeability

جدول 2 مشخصات شبکه های بررسی شده

شماره ی شبکه	شبکه ی مورد محاسبه
1	300× 60× 10
2	355 × 80× 10
3	380× 80× 15
4	455 × 100× 35

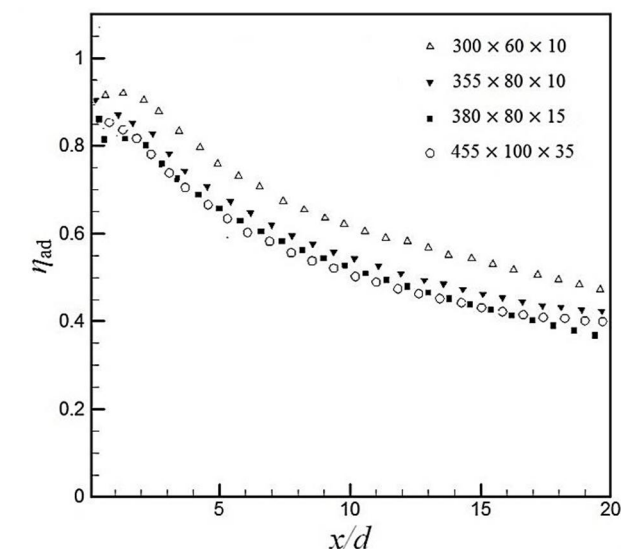


Fig. 3 Studying of the mesh independency

شکل 3 بررسی استقلال از شبکه

(شبکه ی 2) را به عنوان شبکه ی اصلی در نظر گرفت.

## 7- بحث و بررسی نتایج

### 7-1- اعتبارسنجی

برای بررسی اعتبارسنجی، داده های راندمان خنک کاری به دست آمده در حالت خنک کاری لایه ای با داده های تجربی موجود مقایسه شده اند. نوع حفره ی مورد بررسی برای اعتبارسنجی، حفره ی کانسول می باشد که با داده های تجربی و عددی یائو [10] در نسبت دمش 1 ( $M=1$ ) مورد مقایسه قرار گرفته و در شکل 4 نشان داده شده است. همان طور که ملاحظه می شود، داده ی عددی به دست آمده در مطالعه ی کنونی، دقت بالایی داشته و اختلاف بسیار کمی نسبت به داده های تجربی نشان داده است. این اختلاف از داده های عددی به دست آمده توسط یائو نیز کمتر است و این امر دقت بالای محاسبات انجام شده ی کنونی را نشان می دهد.

### 7-2- نتایج راندمان خنک کاری آدیاباتیک

شکل 5 نمودارهای راندمان آدیاباتیک خنک کاری خط مرکزی را برای حالت های 1 تا 4 و برای سیال هوا به عنوان سیال خنک کننده ( $DR=1$ )، درصد آشفستگی 2% و نسبت دمش های مختلف 0.5، 0.95 و 1.5 نشان می دهد. همان طور که مشاهده می شود، با افزایش نسبت دمش، راندمان آدیاباتیک مدل های بررسی شده افزایش می یابد. در نسبت دمش  $M=0.5$ ، از  $X=0$  میلی متر تا  $X=75$  میلی متر، راندمان کانسول (حالت 1) بیشترین مقدار را دارا می باشد. ولی با افزایش طول، راندمان حالت 4 افزایش می یابد و راندمان ماکزیمم را به خودش اختصاص می دهد. در بازه ی  $X=0$  میلی متر تا  $X=30$  میلی متر، راندمان حالت 3 نیز از مدل خنک کاری تراوشی (حالت 4)

جدول 1 مشخصات حالت های بررسی شده

شماره ی حالت	نام حالت	مشخصات
1	حفره ی کانسول	زاویه ی $35^\circ$ ( قطر 5 میلی متر در ورودی و 1 میلی متر در خروجی)
2	خنک کاری برخوردی	14 حفره با قطر 5 میلی متر
3	حفره ی استوانه ای	قطر 1 میلی متر و زاویه ی $35^\circ$
4	خنک کاری تراوشی	طول 200 میلی متر و ضخامت 1 میلی متر

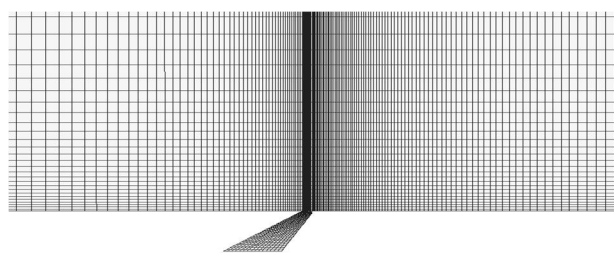


Fig. 2-a- Console grid in 2D view

شکل 2- الف - شبکه ی حفره ی کانسول در نمای دو بعدی

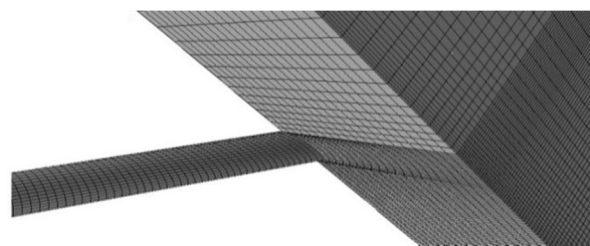


Fig. 2-b- Cylindrical hole grid in 3D view

شکل 2- ب - شبکه ی حفره ی استوانه ای در نمای سه بعدی

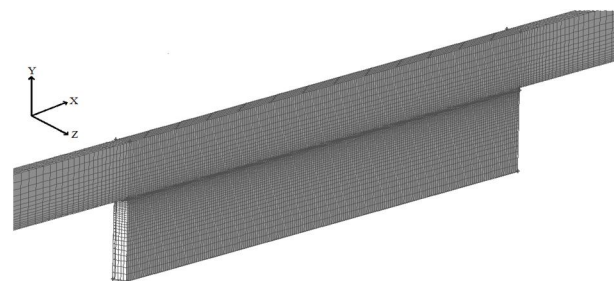


Fig. 2-c- Transpiration cooling grid in 3D view

شکل 2- ج - شبکه ی روش خنک کاری تراوشی در نمای سه بعدی

Fig. 2 The samples of studied grids

شکل 2 نمونه ای از شبکه های بررسی شده

### 6-3- بررسی استقلال از شبکه

برای بررسی استقلال از شبکه، حالت کانسول برای 4 نوع شبکه ی مختلف مورد بررسی قرار گرفته و مشخصات شبکه های بررسی شده در جدول 2 آورده شده اند. همان طور که در شکل 3 مشاهده می شود، راندمان خنک کاری شبکه ی 1 اختلاف زیادی با سه شبکه ی دیگر دارد و اختلاف جواب آن از داده های تجربی نیز بسیار زیاد است. با افزایش تعداد گره ها ( شبکه های 2، 3 و 4)، داده ها بسیار به هم نزدیک شده و دارای اختلاف بسیار کمی هستند. به طوری که شبکه ی 4 (شبکه ی خیلی ریز) در جدول 2 دارای اختلاف 0.7% با شبکه ی متوسط (شبکه ی 2) است. در نتیجه می توان شبکه ی متوسط

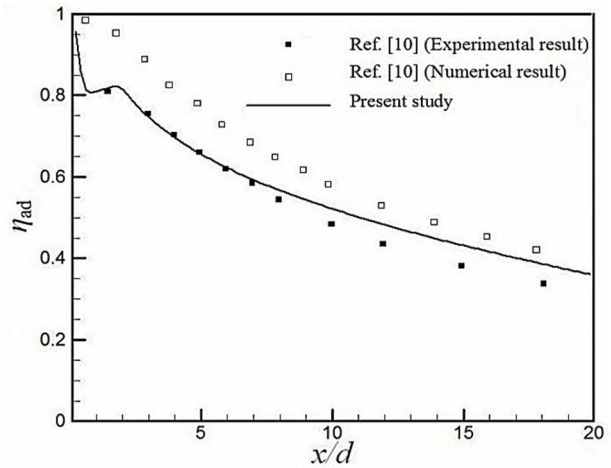


Fig. 4 The comparison of adiabatic film cooling effectiveness of experimental ( $M=0.95$ ) and numerical ( $M=1$ ) results of Yao[10] with present study ( $M=0.95$ ) in direction of  $x/d$

شکل 4 مقایسه‌ی راندمان آدیاباتیک داده‌ی تجربی ( $M=0.95$ ) و عددی یا نو (در  $M=1$ ) [10] با داده‌های مطالعه‌ی حاضر (در  $M=0.95$ ) و در راستای طول سطح تقسیم بر قطر حفره

بیشتر است. این بدان معنی است که در صورتی که طول خاصی از سطح جسم برای خنک‌کاری مدنظر باشد، می‌توان حالت مناسب آن را انتخاب کرد. با افزایش مقدار نسبت دمش از 0.5 به 0.95 (شکل 5-ب)، راندمان حالت 4 بازه‌ی بیشتری را پوشش داده و در نسبت دمش 1.5 (شکل 5-ج)، تقریباً در کل بازه‌ی 200 میلی‌متر، بهترین راندمان را دارد (به جز 13 میلی‌متر ابتدایی). این راندمان خنک‌کاری بالا و تقریباً یکنواخت روی سطح به طراحان این اجازه را می‌دهد تا بتوانند دمای ورودی به توربین‌ها و در نتیجه راندمان کلی آن را افزایش دهند. وجود این راندمان بالا به علت این است که در حالت خنک‌کاری تراوشی، کل سطح را دیواره‌ی متخلخل تشکیل می‌دهد و سیال خنک کل این سطح را پوشش می‌دهد. ولی در حالت‌های 1 و 3 (حفره‌ی استوانه‌ای و کانسول)، سیال با خروج از یک حفره مستقیماً وارد سیال داغ شده و در کل طول سطح، همین سیال با سیال داغ در تماس است و دمای آن افزایش و راندمان آن کاهش می‌یابد. حالت 2 در بازه‌ی  $X=70$  میلی‌متر تا  $X=200$  میلی‌متر، راندمان بالاتری را نسبت به حالت 3 یا همان حفره‌ی استوانه‌ای دارد (البته این بازه در  $M=0.95$  به  $X=90$  میلی‌متر تا  $X=200$  میلی‌متر تغییر می‌یابد).

شکل 6 نمودارهای راندمان آدیاباتیک خنک‌کاری خط مرکزی، برای حالت‌های 1 تا 4 و برای سیال دی‌اکسیدکربن به عنوان سیال خنک‌کننده ( $DR=1.53$ )، درصد آشفستگی 2% و نسبت دمش‌های مختلف 0.5، 0.95 و 1.5 نشان می‌دهد.

با افزایش  $DR$  از مقدار 1 به 1.53، راندمان حالت‌های خنک‌کاری بررسی شده به جز حالت 1 (کانسول) افزایش یافته است. نکته‌ای که باید توجه داشت این است که در این  $DR$  و در بازه‌ی 0 تا 20 میلی‌متر، راندمان حالت استوانه‌ای و کانسول (حالت 1 و 3) کاهش می‌یابد و این امر بدین دلیل است که سیال سرد با چگالی بیشتری است و مقدار بیشتری در سیال گرم یا همان جریان اصلی نفوذ پیدا می‌کند و بازه‌ی ابتدایی سطح را به خوبی پوشش نمی‌دهد. از این بازه به بعد (20 تا 200 میلی‌متر)، راندمان حالت 3 به طور معمول و با افزایش نسبت چگالی افزایش می‌یابد. ولی راندمان حالت 1 کاهش می‌یابد. زیرا عمق نفوذ سیال خنک‌کننده در حالت 1 بیشتر از حالت 3 است و بیشتر در معرض جریان سیال گرم قرار می‌گیرد.

راندمان مدل خنک‌کاری برخوردی یا همان حالت 2 در  $M=0.5$  و  $M=0.95$  دارای مقدار یکسانی است، ولی در  $M=1.5$  راندمان آن افزایش یافته است. نکته‌ی دیگری که در مورد حالت 2 می‌توان به آن اشاره کرد این است که راندمان این مدل خنک‌کاری در بازه‌ی انتهایی صفحه از حالت‌های 1 و 3 بیشتر می‌شود. در  $M=0.5$ ، برای  $X=0$  میلی‌متر تا  $X=28$  میلی‌متر، راندمان حالت 3 (خنک‌کاری با حفره‌ی استوانه‌ای) بیشترین راندمان را به خود اختصاص داده است. در حالی که بعد از  $X=28$  میلی‌متر تا انتها، حالت 4 یا خنک‌کاری تراوشی بیشترین راندمان را دارا می‌باشد. این اتفاق در نسبت دمش‌های 0.95 و 1.5 نیز مشاهده می‌شود، با این تفاوت که بازه‌ی  $X$  یا همان طول صفحه‌ی خنک‌کاری شده، در حالت خنک‌کاری تراوشی افزایش یافته و در  $M=0.95$  به بازه‌ی  $X=22$  میلی‌متر تا انتهای صفحه و در  $M=1.5$ ، به بازه‌ی  $X=15$  میلی‌متر تا انتهای صفحه بیشترین راندمان را دارا می‌باشد. در نتیجه با افزایش نسبت چگالی نیز می‌توان راندمان خنک‌کاری و از جمله راندمان حالت خنک‌کاری تراوشی که دارای بهترین عملکرد می‌باشد را افزایش داد. کانتورهای راندمان نیز برای مقایسه‌ی دو حالت 1 و 4 که راندمان بالاتری را نسبت به حالت‌های دیگر دارند، مورد بررسی قرار گرفته‌اند. این کانتورها دید بهتری را از عملکرد خنک‌کاری برای حالت‌های بررسی شده نشان می‌دهند.

در شکل‌های 7 و 8 کانتورهای راندمان برای حالت 1 (کانسول) و در شکل‌های 9 و 10، کانتورهای راندمان برای حالت 4 (خنک‌کاری تراوشی) در دو نسبت چگالی 1 و 1.53 و برای نسبت دمش‌های 0.5، 0.95 و 1.5 مقایسه شده‌اند. همان‌طور که در این شکل‌ها مشاهده می‌شود، عمق نفوذ حالت 1 بسیار بیشتر از حالت 4 است و بیشتر در معرض هوای گرم قرار می‌گیرد که این به معنای بالاتر بودن راندمان حالت 4 نسبت به حالت 1 می‌باشد. نکته‌ی دیگری که در این شکل‌ها مشاهده می‌شود، چگونگی توزیع راندمان خنک‌کاری روی سطح است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود، راندمان خنک‌کاری در حالت 1 با افزایش طول صفحه و با دور شدن از محل حفره، به صورت تدریجی کاهش می‌یابد. اما در حالت 4، توزیع راندمان خنک‌کاری روی سطح به طور یکنواخت است. در این حالت، سطح با راندمان بالا و به صورت یکپارچه پوشش داده شده و نمایانگر بهتر بودن حالت 4 (خنک‌کاری تراوشی) نسبت به حالت 1 است.

### 7-3- کانتورهای دمایی

کانتورهای دمایی برای حالت 4 (خنک‌کاری تراوشی) که دارای بهترین راندمان (تقریباً در کل بازه‌ی مورد بررسی) می‌باشد، برای نسبت دمش‌های 0.5، 0.95، 1.5 و نسبت چگالی‌های 1 و 1.53 در شکل 11 نشان داده شده است. بازه‌ی 0 تا 200 میلی‌متر که رنگ تیره‌تری دارد، ناحیه‌ی دیواره‌ی متخلخل است که در راستای محور  $Z$  نشان داده شده است. لایه‌ی روشن‌تر، ادامه‌ی دیواره‌ی خارجی می‌باشد. همان‌طور که در شکل (11-الف) دیده می‌شود، با افزایش  $M$ ، دیواره‌ی متخلخل سردتر شده (دارای رنگ تیره‌تر) و نفوذ سیال به خارج از دیواره‌ی متخلخل و توزیع آن روی سطح باعث خنک‌شدن طول زیادی از دیواره‌ی خارجی نیز شده است. با افزایش  $DR$  (شکل 11-ب)، طول بیشتری از دیواره‌ی متخلخل دارای سردترین دماست و این به معنای راندمان خنک‌کاری بالاتر است. اما همان‌طور که مشاهده می‌شود، دیواره‌ی خارجی دمایی بالاتری نسبت به نسبت چگالی 1 ( $DR=1$ ) دارد. این بدان علت است که با افزایش نسبت چگالی، سیال سنگین‌تر شده و سخت‌تر از دیواره‌ی متخلخل عبور می‌کند. در این حالت سیال داخل



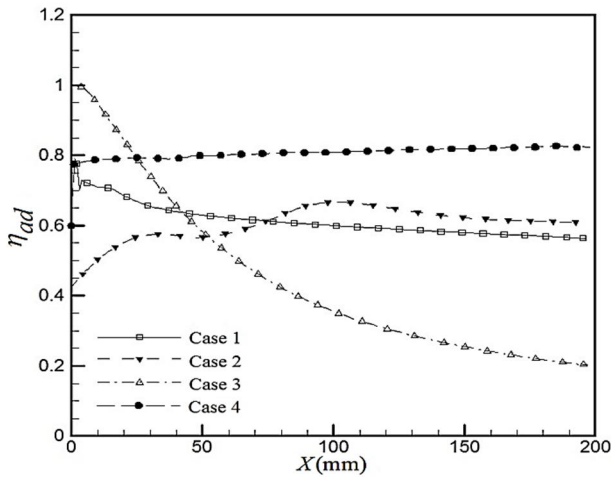


Fig. 6-a-  $M=0.5$

شکل 6- الف -  $M=0.5$

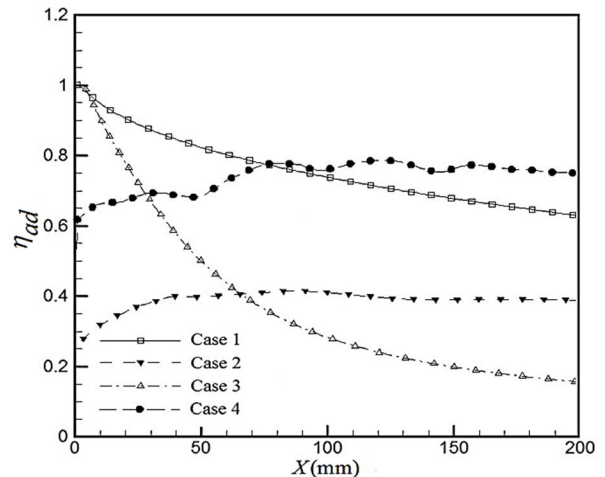


Fig. 5-a-  $M=0.5$

شکل 5- الف -  $M=0.5$

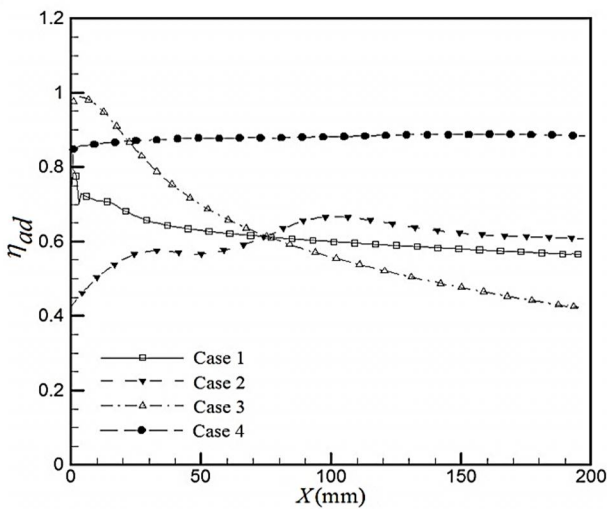


Fig. 6-b-  $M=0.95$

شکل 6- ب -  $M=0.95$

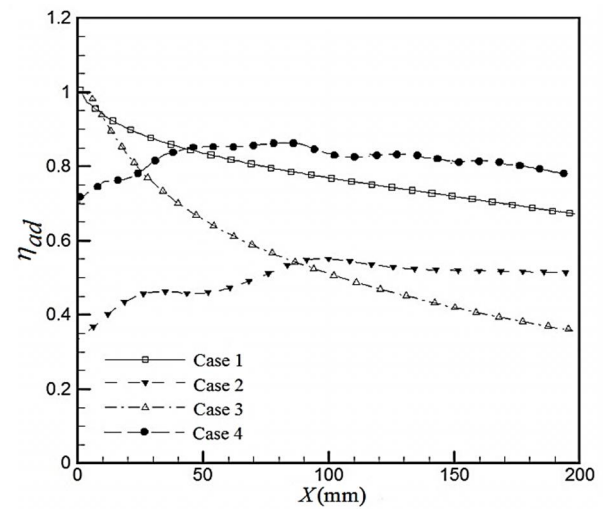


Fig. 5-b-  $M=0.95$

شکل 5- ب -  $M=0.95$

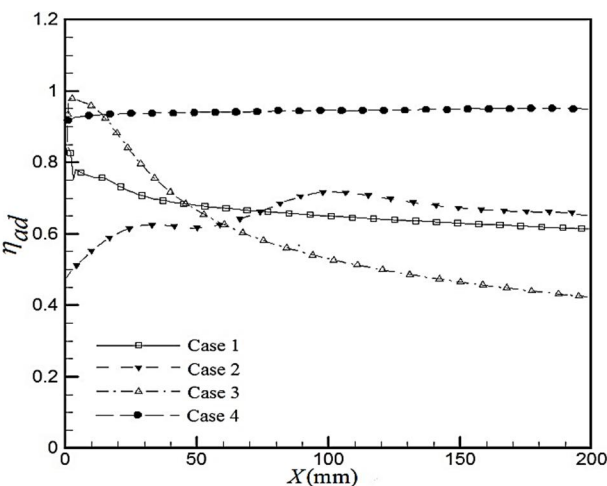


Fig. 6-c-  $M=1.5$

شکل 6- ج -  $M=1.5$

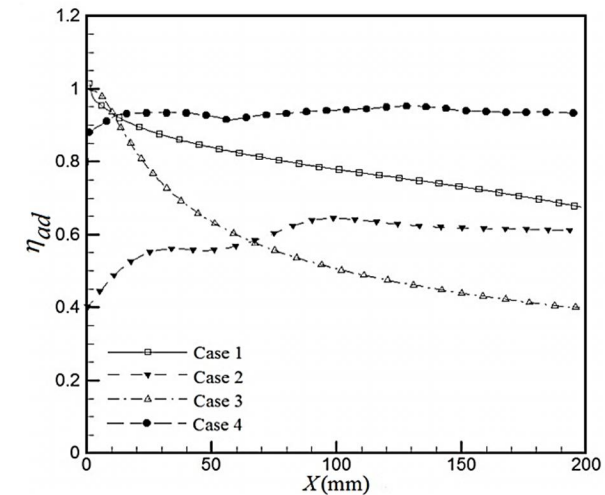


Fig. 5-c-  $M=1.5$

شکل 5- ج -  $M=1.5$

Fig. 6 Centerline adiabatic film cooling effectiveness of cases studied in  $M=0.5, 0.95$  and  $1.5$  and  $DR=1.53$

شکل 6 راندمان آدیاباتیک خط مرکزی حالت های بررسی شده در نسبت دمش های 0.5, 0.95, 1.5 و نسبت چگالی 1.53

Fig. 5 Centerline adiabatic film cooling effectiveness of cases studied in  $M=0.5, 0.95$  and  $1.5$  and  $DR=1$

شکل 5 راندمان آدیاباتیک خط مرکزی حالت های بررسی شده در نسبت دمش های 0.5, 0.95, 1.5 و نسبت چگالی 1

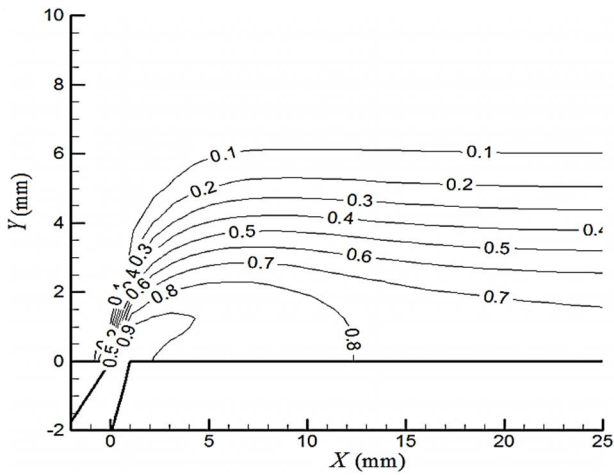


Fig. 8-a-  $M=0.5$

شکل 8- الف -  $M=0.5$

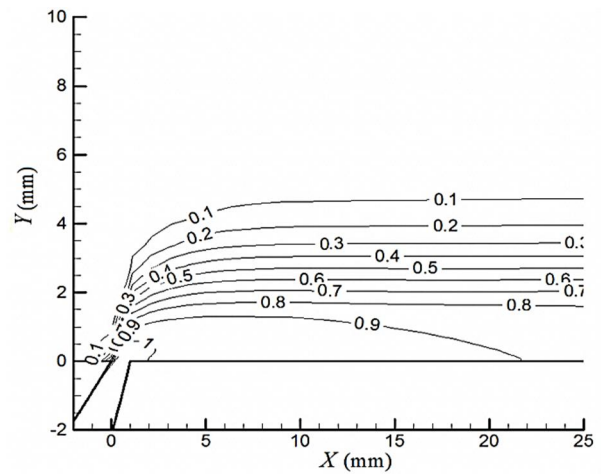


Fig. 7-a-  $M=0.5$

شکل 7- الف -  $M=0.5$

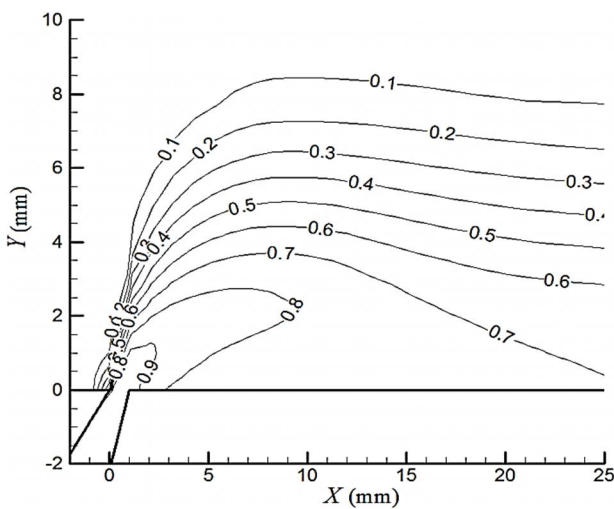


Fig. 8-b-  $M=0.95$

شکل 8- ب -  $M=0.95$

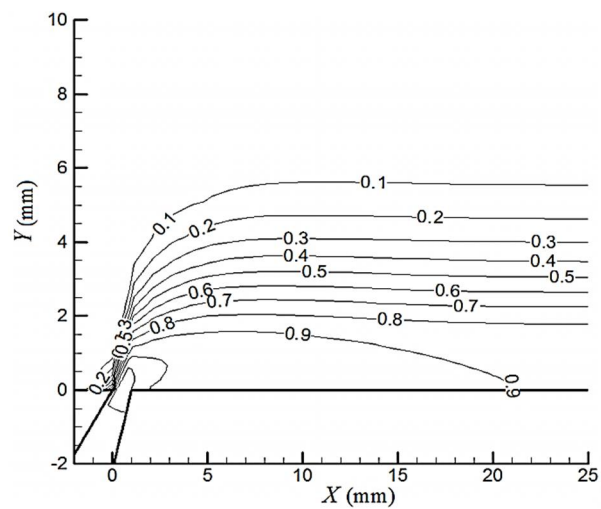


Fig. 7-b-  $M=0.95$

شکل 7- ب -  $M=0.95$

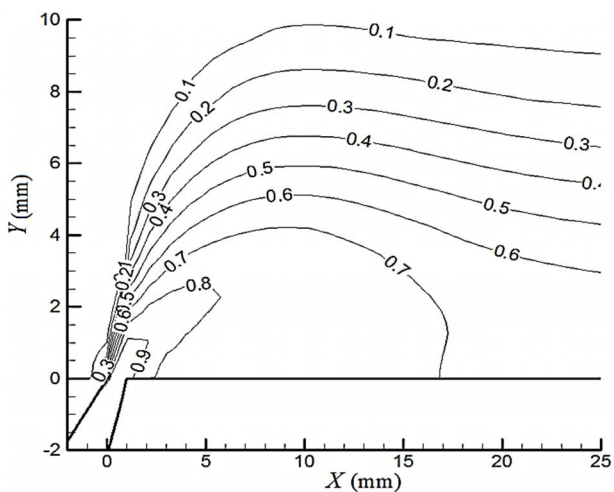


Fig. 8-c-  $M=1.5$

شکل 8- ج -  $M=1.5$

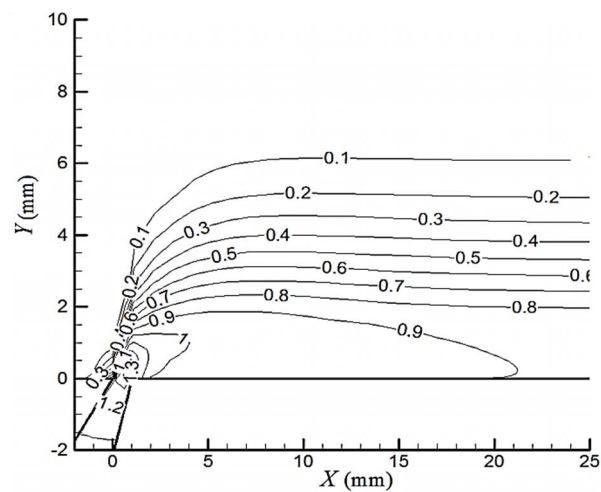


Fig. 7-c-  $M=1.5$

شکل 7- ج -  $M=1.5$

**Fig. 8** Centerline adiabatic film cooling effectiveness for case 1 in  $M=0.5, 0.95, 1.5$  and  $DR=1.53$

شکل 8 کانتهورهای راندمان آدیاباتیک خط مرکزی خنک کاری لایه ای حالت 1 در نسبت دمش های 0.5، 0.95، 1.5 و نسبت چگالی 1.53

**Fig. 7** Centerline adiabatic film cooling effectiveness for case 1 in  $M=0.5, 0.95, 1.5$  and  $DR=1$

شکل 7 کانتهورهای راندمان آدیاباتیک خط مرکزی خنک کاری لایه ای حالت 1 در نسبت دمش های 0.5، 0.95، 1.5 و نسبت چگالی 1



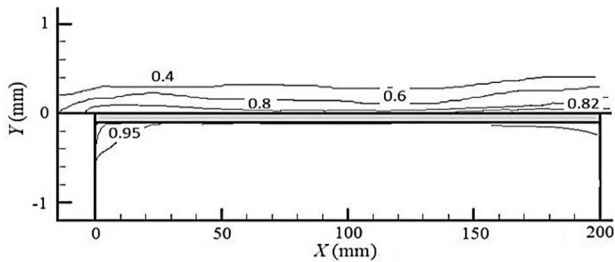


Fig. 10-a-  $M=0.5$

شکل 10- الف -  $M=0.5$

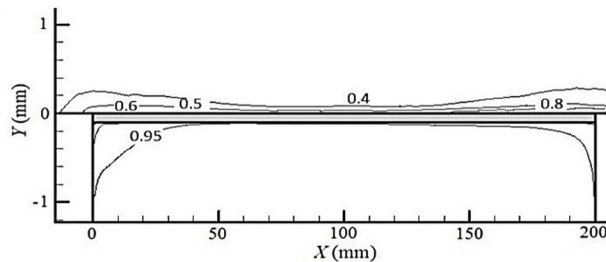


Fig. 9-a-  $M=0.5$

شکل 9- الف -  $M=0.5$

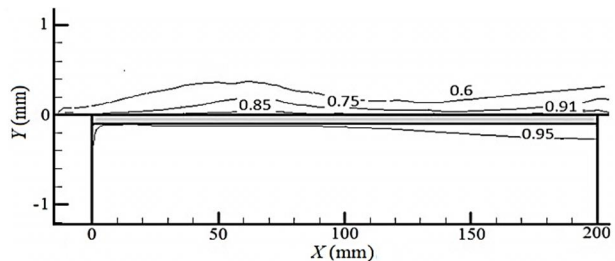


Fig. 10-b-  $M=0.95$

شکل 10- ب -  $M=0.95$

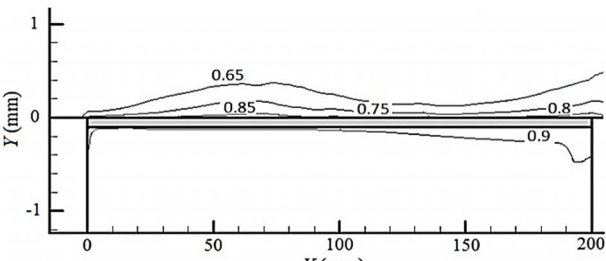


Fig. 9-b-  $M=0.95$

شکل 9- ب -  $M=0.95$

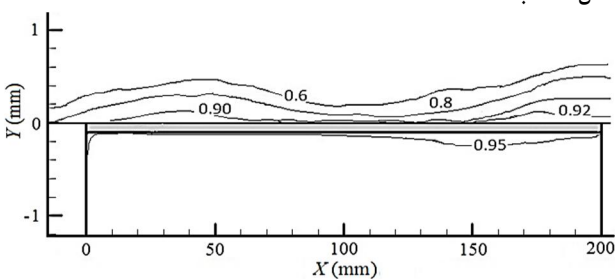


Fig. 10-c-  $M=1.5$

شکل 10- ج -  $M=1.5$

Fig. 10 Centerline adiabatic cooling effectiveness for case 4 in  $M=0.5, 0.95, 1.5$  and  $DR=1.53$

شکل 10 کانتورهای راندمان خنک کاری آدیباتیک خط مرکزی حالت 4 در نسبت دمش های 0.5, 0.95, 1.5 و نسبت چگالی 1.53

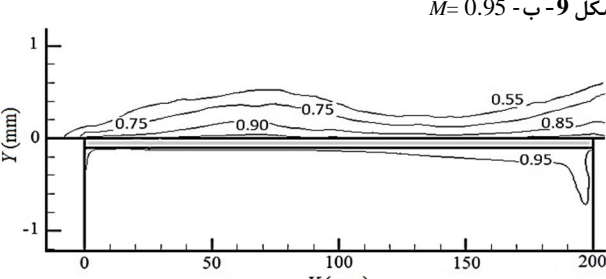


Fig. 9-c-  $M=1.5$

شکل 9- ج -  $M=1.5$

Fig. 9 Centerline adiabatic cooling effectiveness for case 4 in  $M=0.5, 0.95, 1.5$  and  $DR=1$

شکل 9 کانتورهای راندمان خنک کاری آدیباتیک خط مرکزی حالت 4 در نسبت دمش های 0.5, 0.95, 1.5 و نسبت چگالی 1

دیواره‌ی متخلخل به دام افتاده و مقدار کمتری از آن وارد ناحیه‌ی خارجی می‌شود.

### 8- نتیجه گیری

در مطالعه‌ی حاضر، بررسی عددی روش های مختلف خنک کاری پره های توربین گاز به صورت سه بعدی و با روش حجم محدود، روی صفحه تخت انجام شده است. 4 حالت مختلف خنک کاری با یکدیگر مقایسه شده‌اند. نتایج بدست آمده از حالت خنک کاری لایه‌ای با داده‌های تجربی مقایسه شده است. تاثیر نسبت دمش و نسبت چگالی (توزیع هوا یا دی‌اکسیدکربن به عنوان سیال خنک کننده) روی راندمان خنک کاری برای همه‌ی مدل‌ها بررسی شده است. نتایج به دست آمده به شرح زیر می‌باشند:

- راندمان بر خوردار خواهد بود.
- تزریق دی‌اکسیدکربن به عنوان سیال خنک کننده: با تزریق دی‌اکسیدکربن (افزایش نسبت چگالی) راندمان مدل های خنک کاری (به جز مدل اول) افزایش می‌یابد. در این حالت، راندمان حفره‌ی استوانه‌ای (حالت 3) در نزدیکی حفره و در نسبت دمش های پایین بیشتر از حالت های دیگر است. اما در بقیه‌ی طول صفحه باز هم بیشترین مقدار راندمان به روش خنک کاری تراوشی (مدل 4) تعلق دارد. در این حالت نیز با افزایش نسبت دمش، روش خنک کاری تراوشی در کل طول صفحه بالاترین راندمان را به خود اختصاص می‌دهد.
- با افزایش دمای ورودی به توربین ها و نیاز به افزایش راندمان آن‌ها، نیاز به سیستمی با راندمان خنک کاری بالاتری در صنایع ساخت توربین‌ها احساس می‌شود و مطالعات گذشته قادر به ارضای این امر نیستند. روش خنک کاری تراوشی ارائه شده به دلیل این که دارای راندمان خنک کاری بسیار بالایی است و سطح را به طور متوازن و یکپارچه خنک می‌کند، می‌تواند در خنک کاری پره های توربین های گازی بسیار موثر و کارآمد باشد و باعث ارتقای این سیستم‌ها گردد. البته برای اجرای این نوع خنک کاری در توربین‌ها، نیاز به بررسی های متعددی است تا اطمینان از انجام این روش حاصل گردد.

- تزریق هوا به عنوان سیال خنک کننده:

با افزایش نسبت دمش، راندمان آدیباتیک حالت های بررسی شده افزایش می‌یابد. در نسبت دمش  $M=0.5$ ، در بازه‌ی ابتدایی و نزدیک به حفره، راندمان مدل کانسول (حالت 1) بیشترین مقدار را دارا می‌باشد. این درحالی است که در مابقی طول صفحه، مدل خنک کاری تراوشی دارای بهترین راندمان می‌شود. با افزایش نسبت دمش، راندمان روش خنک کاری تراوشی در کل بازه‌ی مورد بررسی از بالاترین

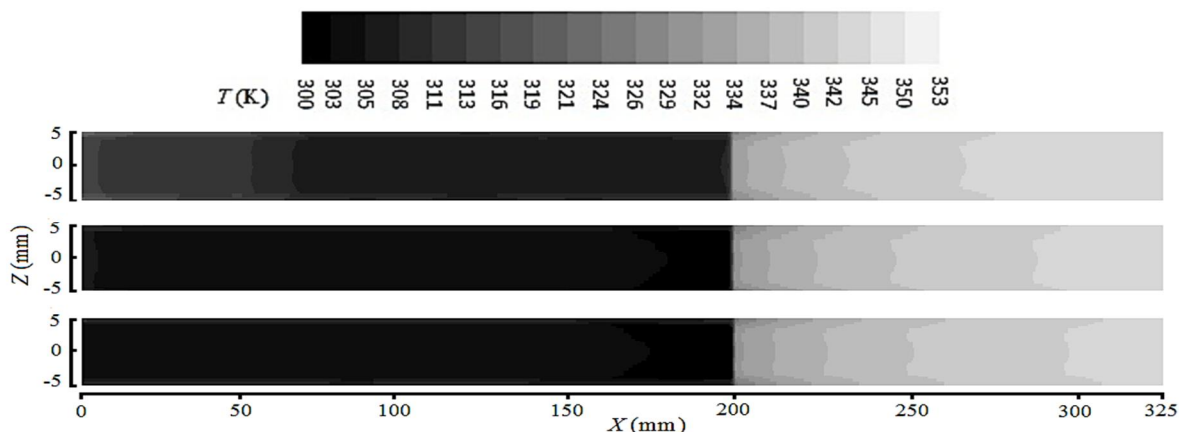


Fig. 11-a- DR=1

شکل 11- الف - DR= 1

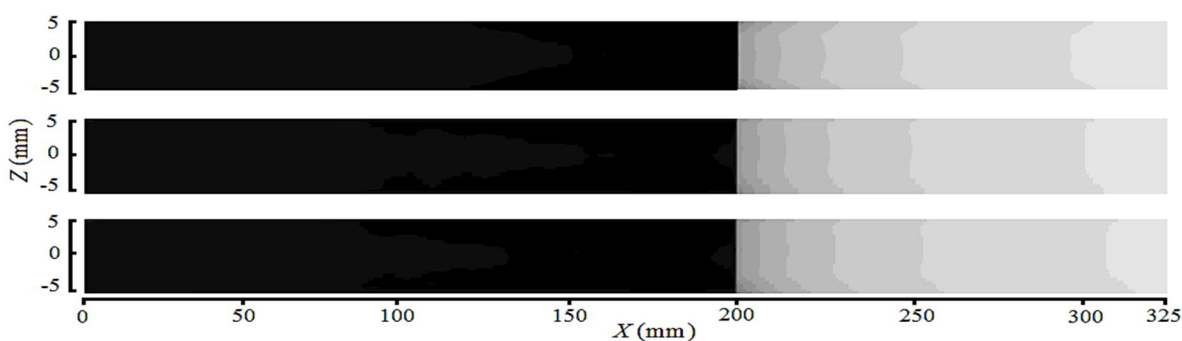


Fig. 11-b- DR=1.53

شکل 11- ب - DR= 1.53

Fig. 11 Temperature contours for case 4 in  $M=0.5, 0.95, 1.5$  and  $DR=1$  and  $1.53$

شکل 11 کانتورهای دمایی برای حالت 4 برای نسبت دمشی های 0.5, 0.95, 1.5 و نسبت چگالی های 1 و 1.53

9- فهرست علائم	
$b$	قابلیت نفوذ (بر حسب درصد)
$B$	ضریب ثابت
$C$ و $C_1$ و $C_2$ و $C\mu$	ثوابت
$C_p$	ضریب فشار
$d$	قطر حفره (mm)
$d_p$	قطر موثر ذرات ( $m\mu$ )
$DR$	نسبت چگالی
$F$	ضریب اینرسی
$h$	آنتالپی
$k$	انرژی جنبشی آشفتگی ( $m^2s^{-2}$ )
$L$	نفوذپذیری
$M$	نسبت دمشی
$P$	فشار ( $kgm^{-1}s^{-2}$ )
Pr	عدد پرانتل
Re	عدد رینولدز
$S$ و $S_{ij}$	ضریب ثابت
$T$	دما (K)
$U_i$ and $U_j$	مولفه های سرعت در راستای $x$ و $y$ ( $ms^{-1}$ )
$V$	سرعت ( $ms^{-1}$ )
$X$	طول سطح (mm)
$Y$	ارتفاع (mm)
علائم یونانی	
$\Gamma_u$	ضریب پخش مومنوم ( $kgm^{-1}s^{-1}$ )
$\Gamma_h$	ضریب پخش گرمایی ( $kgm^{-1}s^{-1}$ )
$\epsilon$	نرخ اتلاف انرژی جنبشی آشفتگی ( $m^2s^{-3}$ )
$\eta$	راندمان خنک کاری
$\lambda_d$	هدایت گرمایی مازاد ( $Wm^{-1}k^{-1}$ )
$\lambda_m$	هدایت گرمایی موثر ( $Wm^{-1}k^{-1}$ )
$\lambda_s$	هدایت گرمایی جسم جامد ( $Wm^{-1}k^{-1}$ )
$\mu$	لزجت مولکولی ( $kgm^{-1}s^{-1}$ )
$\mu_t$	لزجت آشفتگی ( $kgm^{-1}s^{-1}$ )
$\nu$	ویسکوزیته ی سینماتیکی ( $m^2s^{-1}$ )
$\rho$	چگالی ( $kgm^{-3}$ )
$\sigma_h$	عدد پرانتل آشفتگی
زیر نویس ها	
ad	آدیاباتیک
aw	دیواره ی آدیاباتیک
c	سیال خنک کننده

## 10- مراجع

- [10] Y. Yao, J. Zhang, Investigation on film cooling characteristics from a row of converging slot-holes on flat plate, *Science China Technological Sciences*, Vol. 54, No. 7, pp. 1793-1800, 2011.
- [11] T. Wang, S. Chintalapati, R.S. Bunker, CP. Lee, Jet mixing in a slot, *Experimental Thermal Fluid Science*, Vol. 22, No. 1, pp. 1-17, 2000.
- [12] Y. Lu, H. Nasir, S. V. Ekkad, Film cooling from a row of holes embedded in transverse slots, *ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea, and Air. American Society of Mechanical Engineers*, Vol. 3, No. GT2005-68598, pp. 585-92, 2005.
- [13] C. Liu, J. Liu, H. Zhu, A. Wu, Y. He, Z. Zhou, Film cooling sensitivity of laidback fanshape holes to variations in exit configuration and mainstream turbulence intensity, *HEAT MASS Transfer*, Vol. 89, No. 1, pp. 1141-1154, 2015.
- [14] D. Lakehal, G. Theodoridis, W. Rodi, Three-dimensional flow and heat transfer calculations of film cooling at the leading edge of a symmetrical turbine blade model, *International journal of heat and fluid flow*, Vol. 22, No. 2, pp. 113-122, 2001.
- [15] M. Siliti, E. Divo, A. J. Kassab, The effect of conjugate heat transfer on film cooling effectiveness, *Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals*, Vol. 56, No. 5, pp. 335-350, 2010.
- [16] S. Ergun, Fluid flow through packed columns, *Chemical Engineering Progress*, Vol. 48, No. 2, pp. 89-94, 1952.
- [17] ANSYS user's guide and reference guide, *The ANSYS Inc.*, 2009. <http://www.ansys.com>.
- [18] M. Kazemi Kelishami, & E. Lakzian, Optimization of the blowing ratio for film cooling on a flat plate, *International journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow*, Vol. 26 (in press ), 2016.
- [19] S. Majumdar, W. Rodi, J. Zhu, Three-dimensional finite-volume method for incompressible flows with complex boundaries, *Journal of fluids engineering*, Vol. 114, No. 4, pp. 496-503, 1992.
- [20] C. Rhie, W. Chow, Numerical study of the turbulent flow past an airfoil with trailing edge separation, *AIAA journal*, Vol. 21, No. 11, pp. 1525-1532, 1983.
- [21] J. Van Doormaal, G. Raithby, Enhancements of the SIMPLE method for predicting incompressible fluid flows, *Numerical heat transfer*, Vol. 7, No. 2, pp. 147-163, 1984.
- [1] E. Eckert, Gas-to-gas film cooling, *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, Vol. 19, No. 3, pp. 1091-1101, 1970.
- [2] J. Ahn, I. S. Jung, J. S. Lee, Film cooling from two rows of holes with opposite orientation angles: injectant behavior and adiabatic film cooling effectiveness, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 24, No. 1, pp. 91-99, 2003.
- [3] C. Forth, P. Loftus, T. Jones, The effect of density ratio on the film-cooling of a flat plate, *In AGARD Heat Transfer and Cooling in Gas Turbines 12 p (SEE N86-29823 21-07)*, Vol. 1, No. 1, 1985.
- [4] L. M. Wright, S. T. McClain, M. D. Clemenson, Effect of density ratio on flat plate film cooling with shaped holes using PSP, *Journal of turbomachinery*, Vol. 133, No. 4, pp. 041011, 2011.
- [5] B. Johnson, W. Tian, K. Zhang, H. Hu, An experimental study of density ratio effects on the film cooling injection from discrete holes by using PIV and PSP techniques, *International Journal of Heat Mass Transfer*, Vol. 76, No. 1, pp. 337-349, 2014.
- [6] R. Goldstein, E. Eckert, F. Burggraf, Effects of hole geometry and density on three-dimensional film cooling, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 17, No. 5, pp. 595-607, 1974.
- [7] H. Kanani, M. Shams, R. Ebrahimi, T. Ahmadian, Numerical simulation of film cooling effectiveness on a flat plate, *International journal for numerical methods in fluids*, Vol. 56, No. 8, pp. 1329-1336, 2008.
- [8] J. Dittmar, A. Schulz, S. Wittig, Assessment of various film cooling configurations including shaped and compound angle holes based on large scale experiments, *Proceeding of American Society of Mechanical Engineers, Power for Land, Sea, and Air*, Netherlands, June 3-6, 2002.
- [9] MG. Ghorab, IG. Hassan, T. Lucas, An experimental investigation of film cooling performance of louver scheme, *International Journal of Heat Mass Transfer*, Vol. 54, No. 7, pp. 1387-1399, 2011.