

ISSN: 2821-157X		https://www.jasd.khadu.ir	
	Journal of Aerospace Defense Volume 3, Issue 3 Autumn P.P. 116-134		
Research Paper; 			
Effect of blowing ratio, density, and percent turbulence on laminar cooling of turbine blades for compound angle cavities on flat plate in jet engine Gholamreza Faghani¹, Samad AghaMohammadi² 1. Corresponding Author, Faculty of Mechanical Engineering, Noshirvani University of Technology, Babol, Iran 2. Assistant Prof., khatam al-anbia (pbuh) University, Tehran, Iran. E-mail: SamadAghamohammadi1354@yahoo.com			
Article Information		Abstract	
Accepted: 2024/08/22 Receieved: 2024/12/19 Keywords: Cooling efficiency, Density ratio, Blowing ratio, Compound angle, Percent turbulence. Corresponding Author: Email: gfaghani@yahoo.com		Laminar cooling is one of the most important and effective parts of gas turbine and jet engine blades. In this paper, laminar cooling of gas turbine blades on a flat surface is investigated in three dimensions, by finite volume method and using the real k-ε turbulence model, which is an improvement of the standard model. In this study, in order to find the best cooling mode, the effects of the blowing ratio, the density ratio with the injection of two fluids, air and carbon dioxide as the cold fluid (DR), the effect of changing the angle of injection of the cooling fluid (compound angle) and the effect of changing the percentage of main flow turbulence on the cooling efficiency are investigated. To validate the data, the laminar cooling efficiency of the numerical data was compared with the experimental data, and the results showed a very good agreement of the numerical method used. The results showed that with increasing the blowing ratio and the percentage of main flow turbulence, the cooling efficiency decreases. Also, with increasing the angle of injection of the cooling fluid, the layered cooling efficiency increases. As a result, by increasing the angle of injection of the cooling fluid at low blowing ratios and low turbulence percentages, the cooling efficiency can be increased significantly.	
Gholamreza Faghani, Samad AghaMohammadi, Effect of blowing ratio, density, and percent turbulence on laminar cooling of turbine blades for compound angle cavities on flat plate in jet engine, <i>Journal of Aerospace Defense</i>, Vol 3 (Issue 3), Pages.116-134.			



فصلنامه علمی دفاع هوافضایی

دوره ۳، شماره ۳

پاییز

صص ۱۱۶-۱۳۴



مقاله پژوهشی؛ doi

تأثیر نسبت دمش، دانسیته و درصد اغتشاشات در خنک کاری لایه‌ای پره‌های توربین

برای حفره‌های زاویه‌ی مرکب روی صفحه‌ی تخت در موتور جت‌ها

غلامرضا فغانی^۱، صمد آقا محمدی^۲

۱. نویسنده مسئول، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی نوشیروانی، بابل، ایران

۲-استادیار دانشگاه پدافند هوایی خاتم الانبیاء(ص)، تهران، ایران. رایانامه: SamadAghamohammadi1354@yahoo.com

چکیده

اطلاعات مقاله

خنک کاری لایه ای یکی از مهمترین و تأثیرگذارترین بخش های پره های توربین های گاز و موتورجت به شمار می آید. در این مقاله، خنک کاری لایه‌ای پره‌های توربین گاز، روی صفحه‌ی تخت به صورت سه‌بعدی، با روش حجم محدود و با استفاده از مدل اغتشاشی $k-\epsilon$ واقعی شده که بهبود یافته‌ی مدل استاندارد می‌باشد، بررسی شده است. در این بررسی برای یافتن بهترین حالت خنک کاری، تأثیرات نسبت دمش، نسبت دانسیته با تزریق دو سیال هوا و دی‌اکسیدکربن به عنوان سیال سرد (DR)، اثر تغییر زاویه‌ی تزریق سیال خنک‌کننده (زاویه‌ی مرکب) و تأثیر تغییر درصد اغتشاشات جریان اصلی روی راندمان خنک کاری مورد بررسی قرار گرفته است. برای اعتبارسنجی داده‌ها، راندمان خنک کاری لایه‌ای داده‌های عددی با داده‌های تجربی مقایسه شد که نتایج نمایانگر انطباق بسیار خوب روش عددی بکار رفته بود. نتایج بدست آمده نشان داد که با افزایش نسبت دمش و درصد اغتشاشات جریان اصلی، راندمان خنک کاری کاهش می‌یابد. همچنین با افزایش زاویه‌ی تزریق سیال خنک‌کننده، راندمان خنک کاری لایه ای افزایش می‌یابد. در نتیجه با افزایش زاویه‌ی تزریق سیال خنک‌کننده در نسبت دمش‌های کم و درصد اغتشاشات کم، می‌توان راندمان خنک کاری را به اندازه‌ی قابل ملاحظه‌ای افزایش داد.

تاریخ دریافت:

۱۴۰۳/۰۶/۰۱

تاریخ پذیرش:

۱۴۰۳/۰۹/۲۹

کلیدواژه‌ها:

راندمان خنک کاری،

نسبت دانسیته،

نسبت دمش،

زاویه‌ی مرکب،

درصد اغتشاشات.

نویسنده مسئول:

غلامرضا فغانی

ایمیل:

gfaqhani@yahoo.com

استناد: غلامرضا فغانی، صمد آقا محمدی "تأثیر نسبت دمش، دانسیته و درصد اغتشاشات در خنک کاری لایه‌ای پره‌های توربین برای حفره‌های زاویه‌ی مرکب روی صفحه‌ی تخت در موتور جت‌ها"، فصل نامه دفاع هوافضایی، دوره ۳ (شماره ۳)، صفحات ۱۱۶-۱۳۴.

۱-مقدمه

در سال های اخیر مطالعات و بررسی های متعددی برای افزایش راندمان توربین های گاز و موتورهای جت صورت پذیرفته است. برای افزایش راندمان این توربین ها، باید دمای گاز داغ ورودی به توربین را افزایش داد. ولی همین امر سبب آسیب رساندن به پره های توربین و در نتیجه کاهش کارایی و طول عمر توربین و در نهایت افزایش هزینه ی تعمیر و نگهداری آن می شود. برای رفع این مشکل، فرایند خنک کاری لایه‌ای روی پره‌های توربین صورت می‌گیرد تا از پره‌ها در برابر محصولات احتراق بسیار داغ محافظت شود. به همین دلیل نیاز به یافتن بهترین شرایط خنک کاری با بالاترین راندمان به شدت احساس می‌شود. در سال های اخیر محققین، مطالعات زیادی را در رابطه با خنک کاری لایه‌ای انجام داده‌اند تا به حالتی بهینه در خنک کاری دست یابند. عوامل مختلفی در خنک کاری مؤثرند. اولین عامل نسبت دمش است که برابر حاصلضرب نسبت چگالی در سرعت سیال خنک کننده به جریان اصلی (جریان گرم) می باشد. عامل دوم، نسبت چگالی یا دانسیته است که برابر نسبت چگالی سیال خنک کننده به چگالی جریان اصلی می باشد. عامل مهم سوم که می تواند در خنک کاری بسیار مؤثر باشد، زاویه ی تزریق سیال خنک کننده روی سطح و به طور کل هندسه ی حفره می باشد. می توان با تغییر زاویه ی تزریق سیال خنک کننده روی سطح و همچنین تغییر در هندسه ی حفره ها، تغییرات محسوسی را به وجود آورد. درصد اغتشاشات جریان اصلی نیز عامل اثرگذار دیگری است که می تواند راندمان خنک کاری را تحت تأثیر خود قرار دهد.

افزایش نسبت دمش باعث افزایش دبی جریان خنک کننده روی سطح می شود و این عامل می تواند تأثیر بسیاری روی راندمان خنک کاری داشته باشد. بررسی جریان سیال روی پره های توربین پرهزینه و زمانبر است، به همین دلیل برای انجام مطالعات در زمینه ی خنک کاری، آزمایشات روی صفحه ی تخت صورت می پذیرد. در سال ۱۹۷۰ یکی از نخستین بررسی ها در زمینه ی خنک کاری لایه‌ای توسط اکرت [۱] انجام شده است. در این پژوهش خنک کاری لایه‌ای به صورت تجربی و با عبور هوا به عنوان سیال خنک کننده از حفره‌های خنک کاری مورد بررسی قرار گرفت و تأثیرات نسبت دمش را مورد بررسی قرار دادند. زمانی که نسبت دمش

افزایش می‌یابد، سیال خنک‌کننده تمایل پیدا می‌کند تا از سطح دیواره بلند شود و این به خاطر افزایش مومنتوم سیال است. در نتیجه سیال خنک تماس بیشتری با سیال داغ داشته و در نهایت راندمان خنک کاری لایه ای برای نسبت دمش‌های کمتر، مقدار بیشتری را دارا خواهد بود [۲].

بیشتر بررسی‌هایی که در زمینه ی خنک کاری لایه ای انجام شده اند به صورت تجربی بودند. در برخی از این بررسی‌ها، محققان نوع سیال خنک‌کننده را از هوا به سیالاتی مانند دی‌اکسیدکربن تغییر داده‌اند تا بتوانند اثر افزایش چگالی سیال خنک‌کننده را روی راندمان خنک کاری بررسی کنند [۳]. با افزایش نسبت چگالی، چگالی سیال خنک‌کننده افزایش یافته و در نتیجه باعث سنگینتر شدن سیال خنک‌کننده می‌شود. در نهایت سیال خنک‌کننده دارای سرعت کمتری (نسبت به حالت تزریق هوا) شده و کمتر در جریان اصلی نفوذ کرده و کمتر در معرض هوای گرم (جریان اصلی) قرار می‌گیرد. این فرایند باعث می‌شود که سیال خنک‌کننده، چسبیده به سطح حرکت کرده و دمای آن کمتر افزایش یابد و در نتیجه راندمان خنک کاری آن افزایش یابد [۴-۷]. جانسون و همکارانش به بررسی تجربی اثرات نسبت چگالی روی خنک کاری لایه‌ای حفره‌های استوانه‌ای پرداختند [۸]. در این بررسی نیز دی‌اکسیدکربن به عنوان سیال خنک‌کننده مورد استفاده قرار گرفت. نتایج ایشان نشان داد که افزایش نسبت دمش باعث می‌شود که سیال با نسبت چگالی کمتر، تمایل بیشتری به جدا شدن از سطح داشته باشد، ولی سیال با چگالی بیشتر، چسبیده به سطح حرکت کرده و راندمان بهتری را دارا باشد.

عامل مهم دیگری که در خنک کاری بسیار می‌تواند مؤثر باشد، تغییر در زاویه ی تزریق سیال خنک‌کننده و همچنین تغییر در هندسه ی حفره های خنک کاری است. این عمل می‌تواند باعث تغییر در مقدار جریان سیال خنک‌کننده، عمق نفوذ سیال خنک‌کننده در جریان اصلی و در نتیجه تغییر بسیار زیاد در راندمان خنک کاری شود [۹-۱۰]. گلد اشتاین و همکارانش [۱۱] شکل حفره های خنک کاری لایه‌ای را بررسی کرده و آنها را با هم مقایسه کردند. کنعانی و همکارانش [۱۲] 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 مورد مطالعه قرار دادند. دیتمار و همکارانش [۱۳] آزمایشات تجربی روی شکل جدیدی از حفره‌های خنک کاری لایه‌ای و روی سطح پره ی توربین انجام دادند. ایشان بیان کردند که حفره های با

شکل های طراحی شده ی ایشان، راندمان بهتری را نسبت به حفره های معمولی دارند. قراب و همکارانش [۱۴] هندسه ی جدیدی را معرفی کردند. ایشان با انجام بررسی تجربی روی این هندسه، آن را با سایر هندسه ها مورد مقایسه قرار دادند و نشان دادند که هندسه ی ابداعی آنها (هندسه ی لور) راندمان بالاتری را نسبت به سایر هندسه ها دارد. یکی دیگر از تغییرات هندسی جدید برش دار بودن لبه ی خارجی حفره است. زمانی که حفره ها در یک شیار قرار می گیرند، راندمان خنک کاری بالاتری را به وجود می آورند [۱۷-۱۵]. کان لیانگ لو و همکارانش [۱۸]، به بررسی خنک کاری لایه ای 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.

پیشرفت روز افزون توربین های گازی و افزایش راندمان کلی این توربین ها نیازمند بالا بردن راندمان خنک کاری این توربین ها می باشد. در نتیجه این صنعت نیاز به بهبود فرایند خنک کاری لایه ای با راندمانی بالاتر را به طور قابل ملاحظه ای احساس می کند. در مطالعات اخیر که عموماً به طور تجربی صورت گرفته اند، محققین توانستند راندمان خنک کاری را تا حدودی افزایش دهند. اما مطالعات گذشته به اندازه ی کافی نتوانستند در این امر مؤثر باشند. در نتیجه نیاز به آزمایشات بیشتری در این زمینه احساس می شود. ولی آزمایشات تجربی بسیار پرهزینه و زمان برند. برای حل این مشکل نیاز به انجام شبیه سازی ها به صورت عددی می باشد. در مطالعه ی حاضر، به بررسی شبیه سازی عددی و سه بعدی خنک کاری لایه ای روی صفحه ی تخت پرداخته شده است تا تأثیر پارامترهای اساسی در خنک کاری شامل: نسبت دمش، نسبت چگالی، تغییر درصد اغتشاشات جریان اصلی و زاویه ی تزریق سیال خنک کننده در خنک کاری بررسی و بهترین حالت ممکن تعیین شود.

برای بررسی اعتبارسنجی داده ها، راندمان جانبی خنک کاری لایه ای روی صفحه ی تخت با حفره ی استوانه ای با داده های تجربی انجام شده توسط سین ها [۱۹] مورد مقایسه قرار گرفته و انطباق مناسبی حاصل شده است. راندمان خنک کاری لایه ای و اثرات نسبت چگالی (تزریق هوا و دی اکسید کربن به عنوان سیال خنک کننده)، تأثیر تغییر زاویه ی تزریق سیال خنک کننده روی سطح که فرایند

جدیدی در خنک کاری بشمار می آید و تأثیر تغییر نسبت دمش برای همه ی حالت ها بررسی شد تا بهترین وضعیت خنک کاری با بالاترین راندمان مشخص گردد. نوآوری جدیدی که در این پژوهش انجام شده است، بررسی تأثیر تغییر شدت اغتشاشات جریان اصلی (از ۲٪ به ۱۰٪) و همچنین تأثیر نسبت چگالی روی راندمان خنک کاری در حالت زاویه ی مرکب است. فرایند جدید دیگری که در مطالعه ی حاضر صورت گرفته، استفاده از مدل توربولانسی 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. در بررسی های گذشته اکثراً از مدل توربولانسی استاندارد استفاده شد که نسبت به مدل واقعی شده برای حل مسائلی همچون تزریق سیال و جت ها، دارای دقت کمتری بودند.

۲. معادلات جریان اصلی و مدل توربولانسی

در این بررسی، معادلات، میدان های دمایی و جریان توربولانسی به صورت سه بعدی، غیرقابل تراکم (ماخ کمتر از ۰.۳ در ورودی) و در حالت پایا، با استفاده از معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی مدل شده اند. 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 کارتزین مطابق مطالعه ی لکهایل و همکارانش [۲۰] به شکل روابط ۱ تا ۳ می باشند.

$$\frac{\partial}{\partial x_i} U_i = 0 \quad (۱)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} [\rho U_i U_j - \Gamma_u (\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i})] = - \frac{\partial p}{\partial x_i} \quad (۲)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} [\rho U_j h - \Gamma_h (\frac{\partial h}{\partial x_j})] = 0 \quad (۳)$$

در این رابطه ها، h , p و U به ترتیب فشار، آنتالپی، مؤلفه های سرعت و چگالی هستند. Γ_u و Γ_h به ترتیب ضرایب پخش مومنتوم و گرمایی هستند که در رابطه ی ۴ تعریف شده اند.

$$\Gamma_u = (\mu + \mu_t) , \quad \Gamma_h = (\mu / Pr + \mu_t / \sigma_h) \quad (۴)$$

در این پارامترها، μ و μ_t ویسکوزیته های مولکولی و توربولانسی، Pr و σ_h نیز به

ترتیب اعداد پرانتل ملکولی و توربولانسی هستند. تنش‌های توربولانسی $\overline{u_i' u_j'}$ و پخش حرارتی $\overline{u_i' h}$ در معادلات مومنتوم و آنتالپی (روابط ۱ و ۲) به ترتیب با گرادیانهای جریان اصلی و دمایی در قانون گردابه-ویسکوزیته/پخشی^۱ [۲۰ و ۲۱] جایگزین شده‌اند. توزیع ویسکوزیته‌ی گردابی μ_t با مدل توربولانسی $k-\varepsilon$ ، که پارامترهای k و ε به ترتیب انرژی جنبشی و نرخ اتلافات هستند، به شکل رابطه‌ی ۵ محاسبه شده‌است.

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (۵)$$

روابط انتقالی نیز به صورت روابط ۶ و ۷ هستند.

$$\frac{\partial}{\partial x_j} [\rho U_i k - \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j}] = \mu_t (\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i}) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon \quad (۶)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} [\rho U_i \varepsilon - \Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}] = \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\varepsilon} v} \quad (۷)$$

که در این روابط:

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\xi}{\xi + 5} \right], \quad C_2 = 1.9, \quad \xi = S \frac{k}{\varepsilon} \quad (۸)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right), \quad S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (۹)$$

۳. روابط مورد استفاده در خنک کاری

راندمان خنک‌کاری لایه‌ای به صورت رابطه‌ی ۱۰ تعریف می‌شود.

$$\eta = (T_g - T_{aw}) / (T_g - T_c) \quad (۱۰)$$

در این رابطه T_g ، T_c و T_{aw} به ترتیب، دمای جریان اصلی (جریان داغ)، دمای سیال خنک‌کننده و دمای دیواره‌ی آدیاباتیک هستند. تغییرات دانسیته و سرعت جریان سیال خنک‌کننده می‌تواند روی راندمان تأثیرگذار باشد که این پارامترها را می‌توان با عناوین نرخ دمش و نسبت چگالی (دانسیته) به صورت رابطه‌ی ۱۱ معرفی کرد.

$$M = (\rho_c V_c) / (\rho_g V_g), \quad DR = \rho_c / \rho_g \quad (۱۱)$$

که در این رابطه، P_c و P_g به ترتیب چگالی سیال خنک‌کننده و سیال گرم و V_c و V_g به ترتیب سرعت سیال خنک‌کننده و سیال جریان اصلی هستند.

۴. فرایند حل

محاسبات عددی و حل روابط به صورت سه‌بعدی و با استفاده از یک کد سه‌بعدی فرترن که بر مبنای روش حجم محدود است، انجام شده است [۲۲]. دلیل استفاده از روش حجم محدود این است که این روش اجازه می‌دهد تا بتوان با استفاده از شبکه‌های دلخواه غیرعمود، از آرایش شبکه‌ی سلول مرکزی^۱ استفاده کرد. جزئیات روش حجم محدود توسط مجومدار و همکارانش [۲۲] نیز توضیح داده شده است. برای ساده‌سازی معادلات خنک‌کاری، از روش چند بلوکه^۲ که توسط لک‌هال و همکارانش [۲۰] 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. با این روش می‌توان برای بخش‌های مختلف جریان، شبکه‌های مختلف و مناسبی تولید کرد و در نتیجه حل سریع‌تر انجام می‌شود. روش درون‌یابی مومنتوم توسط راهی و چو [۲۳] معرفی شد که مانع از نوسانات میدان فشار می‌شود و در آرایش شبکه‌بندی سلول مرکزی ظاهر می‌شود. برای به دست آوردن کوپلینگ سرعت-فشار از الگوریتم سیمپل سی^۳ که توسط ون دورمال و رایتبی [۲۴] بیان شده، استفاده شده است. همچنین از مدل توربولانسی $k-\epsilon$ واقعی^۴ شده برای انجام محاسبات استفاده شده است. به منظور تشخیص همگرایی حل، معیار کاهش باقیمانده‌های تراز شده 10^{-6} می‌باشد.

۵- محدودهی محاسباتی، هندسه، شرایط مرزی و شبکه‌بندی حل

۱-۵- محدودهی محاسباتی، هندسه و شرایط مرزی

در این پژوهش، برای بررسی خنک‌کاری، محدودهی محاسباتی شامل: قطر حفره‌ی

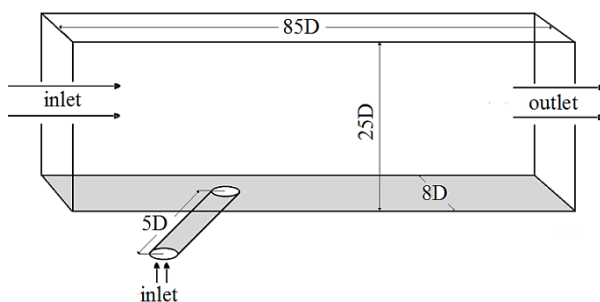
^۱ Cell-centered grid

^۲ Multi block technique

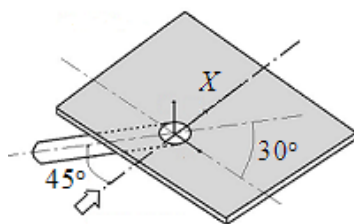
^۳ SIMPLEC

^۴ Realizable

خنک کاری ۱۲.۷ میلی‌متر [۱۹]، طول صفحه‌ی مورد بررسی $85D$ قطر حفره‌ی خنک کاری است)، طول حفره‌ی $5D$ ، ارتفاع محدوده‌ی محاسباتی $25D$ ، زاویه‌ی 30° درجه حفره نسبت به صفحه و زاویه‌ی صفر درجه و 45° درجه مرکب^۱ می‌باشد. محدوده‌ی مورد بررسی در شکل ۱ (الف) و هندسه‌ی زاویه‌ی مرکب در ۱ (ب) نشان داده شده است. جریان اصلی و جریان سیال خنک کننده به صورت جریان گاز ایده‌آل غیرقابل تراکم در نظر گرفته شد. سیال جریان اصلی (جریان گرم)، هوا می‌باشد، ولی هوا و دی‌اکسیدکربن به عنوان سیال جریان خنک کننده بکار رفت. سرعت و دمای جریان اصلی به ترتیب برابر 25 متر بر ثانیه و 353 درجه‌ی کلوین می‌باشند [۲۵]. حالت توربولانسی $k-\epsilon$ واقعی شده و با شدت 2% و 10% برای جریان اصلی به کار گرفته شد.



(الف)



(ب)

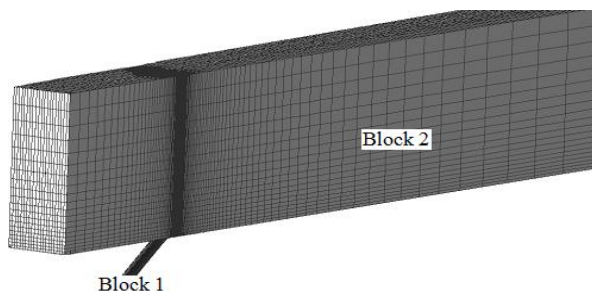
شکل ۱- (الف) هندسه‌ی مورد نظر و (ب) هندسه‌ی مورد بررسی.

۲-۵- شبکه‌بندی حل

در این شبکه‌بندی، از شبکه‌ی چند بلوکی (که در اینجا شامل دو بلوک می‌باشد) استفاده شد. ناحیه‌ی ۱، ناحیه‌ی تزریق سیال خنک یا همان حفره است و ناحیه‌ی

¹ Compound angle

۲، ناحیه‌ی جریان اصلی که محل عبور سیال داغ می‌باشد. برای نمایش بهتر شبکه‌ی محاسباتی، تصویر سه بعدی از شبکه در شکل ۲ نشان داده شده است.



شکل ۲- نمونه‌ای از شبکه‌های بررسی شده.

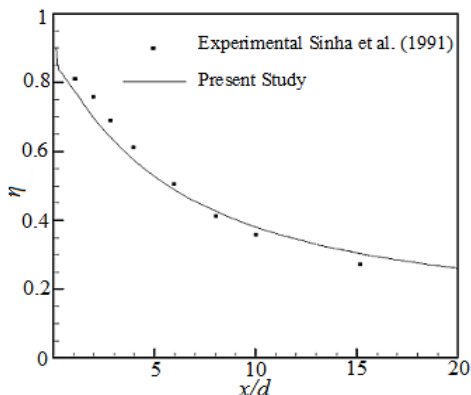
۳.۵- بررسی استقلال از شبکه

برای بررسی استقلال از شبکه، راندمان خنک‌کاری لایه‌ای چهار نوع شبکه‌ی مختلف با ابعاد $۳۳۰ \times ۵۰ \times ۱۰$ ، $۳۶۰ \times ۶۰ \times ۱۰$ ، $۴۰۰ \times ۶۰ \times ۱۵$ و $۴۵۵ \times ۱۰۰ \times ۳۵$ بررسی شد. راندمان خنک‌کاری لایه‌ای بدست‌آمده در شبکه‌ی ۱ اختلاف زیادی با سه شبکه‌ی دیگر دارد. با افزایش تعداد گره‌ها (شبکه‌های ۲، ۳ و ۴)، داده‌ها بسیار به هم نزدیک شده و دارای اختلاف بسیار کمی هستند. به طوری که شبکه‌ی ۴ دارای اختلاف بسیار ناچیزی با شبکه‌ی ۲ است. در نتیجه شبکه‌ی ۲ (با تعداد شبکه‌ی کمتر) به عنوان شبکه‌ی اصلی در نظر گرفته شده است.

۶- نتایج و بحث

۱.۶- اعتبارسنجی

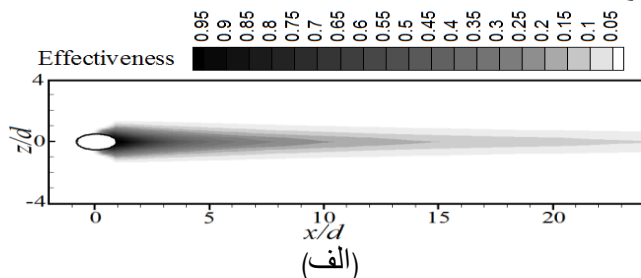
برای اعتبارسنجی داده‌ها، راندمان خنک‌کاری لایه‌ای با داده‌های تجربی سینه‌ها [۱۹] مقایسه قرار شد. طبق شکل ۳، داده‌ی عددی به دست آمده در تحقیق، اختلاف بسیار کمی نسبت به داده‌های تجربی را نشان داده و این امر دقت بالای محاسبات انجام شده‌ی کنونی را نشان می‌دهد.

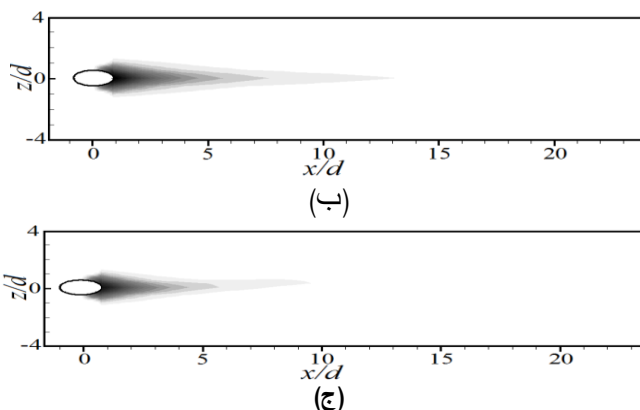


شکل ۳- مقایسه‌ی راندمان آدیاباتیک داده‌ی تجربی سینها [۱۹] با داده‌های مطالعه‌ی حاضر در راستای طول سطح تقسیم بر قطر حفره.

۲.۶- نتایج راندمان خنک کاری لایه‌ای

برای بررسی تأثیر تزریق هوا به عنوان سیال خنک‌کننده و همچنین تأثیر تغییر نسبت دمش، نمودار راندمان خنک کاری لایه‌ای در نسبت دمش‌های ۰.۵، ۰.۹۵، ۱.۵ و نسبت چگالی ۱ (تزریق هوا به عنوان سیال خنک‌کننده)، زاویه‌ی مرکب صفر درجه و درصد اغتشاشات ۲٪ در شکل ۴ نشان داده شده است. همانطور که در این شکل دیده می‌شود، در حالت تزریق هوا به عنوان سیال خنک‌کننده، با افزایش نسبت دمش راندمان خنک کاری لایه‌ای کاهش می‌یابد. این امر بدین دلیل می‌باشد که با افزایش نسبت دمش، دبی سیال خنک‌کننده افزایش یافته و پس از خروج از حفره، مقدار بیشتری در سیال داغ (هوای گرم) نفوذ کرده و از روی سطح فاصله می‌گیرد. این امر باعث گرم‌شدن سیال خنک‌کننده و کاهش راندمان خنک کاری لایه‌ای می‌شود.

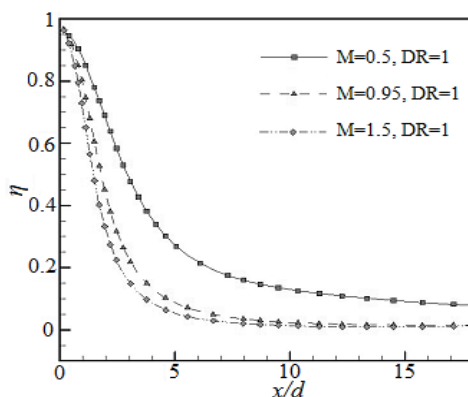




شکل ۴- راندمان خنک کاری لایه‌ای در نسبت دمش‌های الف) ۰.۵، ب) ۰.۹۵، ج) ۱.۵ و نسبت

چگالی ۱، زاویه‌ی مرکب صفر درجه و درصد اغتشاشات ۲٪

همان‌طور که در نمودار شکل ۵ مشاهده می‌شود، راندمان خنک کاری لایه‌ای در خط مرکزی صفحه‌ی خنک کاری شده، با افزایش نسبت‌دمش، کاهش یافته است.

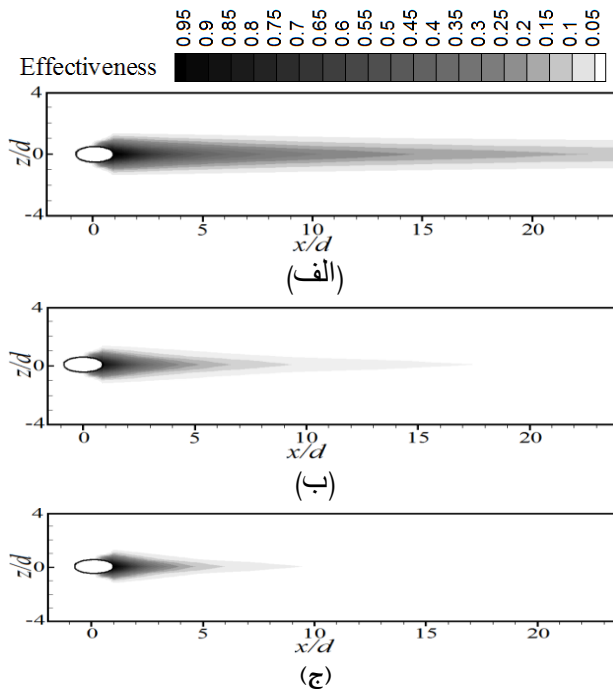


شکل ۵- راندمان خنک کاری لایه‌ای در نسبت دمش‌های الف) ۰.۵، ب) ۰.۹۵، ج) ۱.۵ و نسبت

چگالی ۱، زاویه‌ی مرکب صفر درجه و درصد اغتشاشات ۲٪

برای بررسی تأثیر تزریق سیالی با دانسیته‌ی متفاوت نسبت به هوا روی راندمان خنک کاری، دی‌اکسیدکربن نیز به عنوان سیال خنک کننده مورد استفاده قرار گرفته و نمودار راندمان خنک کاری لایه‌ای در نسبت دمش‌های ۰.۵، ۰.۹۵، ۱.۵ و نسبت چگالی ۱.۵۳ (تزریق دی‌اکسیدکربن به عنوان سیال خنک کننده)، زاویه‌ی مرکب صفر درجه در شکل ۶ نشان داده شده است. همان‌طور که دیده می‌شود، در این حالت نیز با افزایش نسبت دمش راندمان خنک کاری لایه‌ای کاهش می‌یابد. اما نکته‌ی مهمی که در این حالت قابل مشاهده است، افزایش راندمان خنک کاری لایه‌ای نسبت به حالت تزریق هوا می‌باشد. با افزایش نسبت چگالی یا دانسیته‌ی

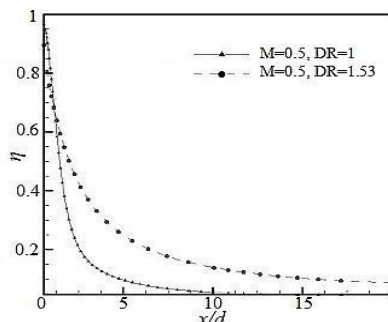
سیال خنک کننده از ۱ به ۱.۵۳، سیال خنک کننده سنگین تر شده و کمتر در سیال داغ نفوذ می کند. این امر سبب می شود تا سیال تبادل حرارتی کمتری با سیال داغ داشته و کمتر در معرض تغییر دما قرار گیرد. در این حالت سیال خنک با مومنتوم بیشتر و توان خنک کنندگی بیشتر روی سطح صفحه حرکت و بیشتر آن را خنک نگه می دارد. این فرایند باعث افزایش راندمان خنک کاری لایه‌ای می شود.



شکل ۶- راندمان خنک کاری لایه‌ای در نسبت دمش‌های الف) ۰.۵، ب) ۰.۹۵، ج) ۱.۵ و نسبت

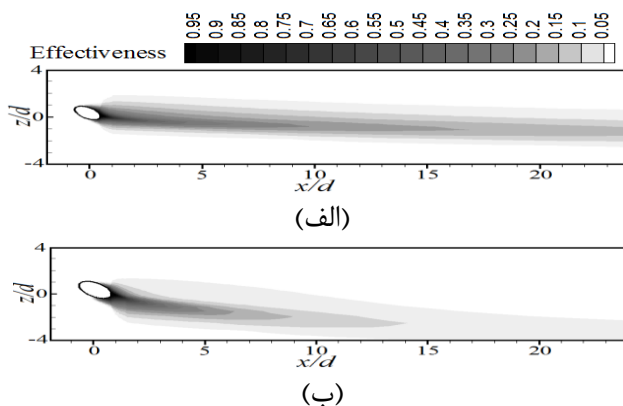
چگالی ۱.۵۳، زاویه‌ی مرکب صفر درجه و درصد اغتشاشات ۲٪.

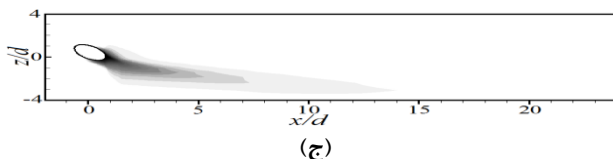
برای نمایش مقایسه‌ی راندمان خنک کاری در حالت‌های تزریق هوا و دی اکسیدکربن، نمودارهای راندمانی در نسبت دمش ۰.۵ در شکل ۷ نشان داده شده است. همان‌طور که دیده می شود، راندمان خنک کاری حالت تزریق دی اکسیدکربن بیشتر از حالت تزریق هواست.



شکل ۷- راندمان خنک کاری لایه‌ای در نسبت دم‌ش ۰.۵، نسبت چگالی ۱ و ۱.۵۳، زاویه‌ی مرکب صفر درجه و درصد اغتشاشات ۲٪.

یکی دیگر از عواملی که می‌تواند در راندمان خنک کاری لایه‌ای مؤثر باشد، زاویه‌ی تزریق سیال خنک‌کننده روی سطح است. این عمل باعث می‌شود که سیال خنک‌کننده با زاویه‌ی متفاوتی نسبت به حالت ساده (زاویه‌ی مرکب صفر درجه) با سیال جریان اصلی یا هوای گرم برخورد کند و باعث تغییر در راندمان خنک کاری شود. نمودار راندمان خنک کاری لایه‌ای در نسبت دم‌ش‌های ۰.۵، ۰.۹۵، ۱.۵ و نسبت چگالی ۱ (تزریق هوا به عنوان سیال خنک‌کننده)، زاویه‌ی مرکب ۴۵ درجه و درصد اغتشاشات ۲٪ در شکل ۸ نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، این تغییر زاویه باعث شده است که سیال خنک‌کننده بیشتر در جهت عرضی روی سطح پخش شود و سطح بیشتری را نسبت به حالت ساده پوشش دهد. در نتیجه راندمان خنک کاری لایه‌ای افزایش می‌یابد. در این حالت نیز با افزایش نسبت دم‌ش، راندمان خنک کاری لایه‌ای کاهش یافته‌است.

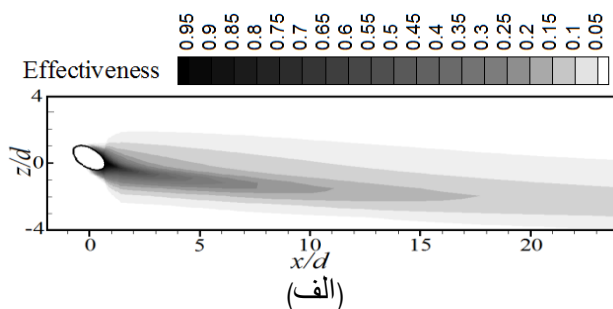




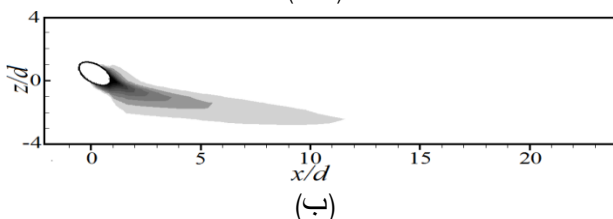
شکل ۸- راندمان خنک کاری لایه‌ای در نسبت دمش‌های الف (۰.۵، ب) ۰.۹۵، ج) ۱.۵ و نسبت

چگالی ۱، زاویه‌ی مرکب ۴۵ درجه و درصد اغتشاشات ۲٪

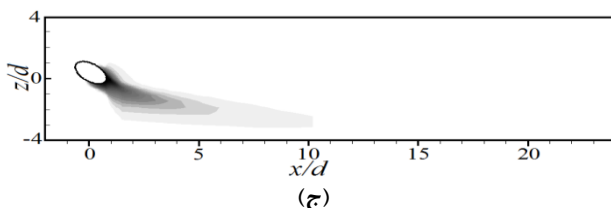
برای بررسی تأثیر تزریق دی اکسیدکربن به عنوان سیال خنک کننده در راندمان خنک کاری لایه‌ای حفره‌های زاویه‌ی مرکب، نمودار راندمان خنک کاری لایه‌ای در نسبت دمش‌های ۰.۵، ۰.۹۵، ۱.۵ و نسبت چگالی ۱.۵۳، زاویه‌ی مرکب ۴۵ درجه در شکل ۹ نشان داده شده است. براساس شکل ۹، در این حالت نیز، با افزایش نسبت دمش راندمان خنک کاری لایه‌ای کاهش می‌یابد. اما نکته‌ی مهمی که در این حالت قابل مشاهده است، کاهش تقریباً محسوس راندمان خنک کاری لایه‌ای نسبت به حالت تزریق هوا می‌باشد. با افزایش نسبت چگالی یا دانسیته‌ی سیال خنک کننده از ۱ به ۱.۵۳، سیال خنک کننده سنگین‌تر شده و چون در این حالت حفره دارای زاویه نسبت به محور جریان اصلی (هوای داغ) می‌باشد، سیال بیشتر در جانب عرضی حرکت کرده و موجب تداخل بیشتر با جریان اصلی و در نتیجه کاهش راندمان خنک کاری شده است. در نتیجه با افزایش زاویه‌ی مرکب، راندمان سیال با دانسیته-ی کمتر بیشتر از راندمان خنک کاری لایه‌ای برای حالت با تزریق دی اکسیدکربن است.



(الف)

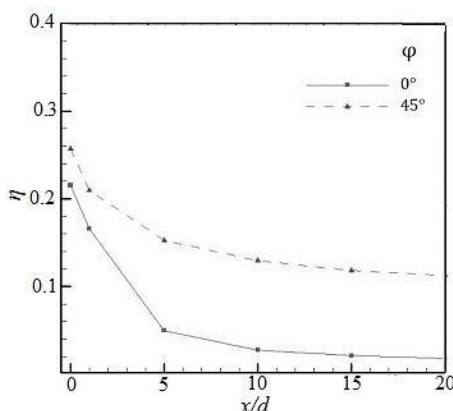


(ب)



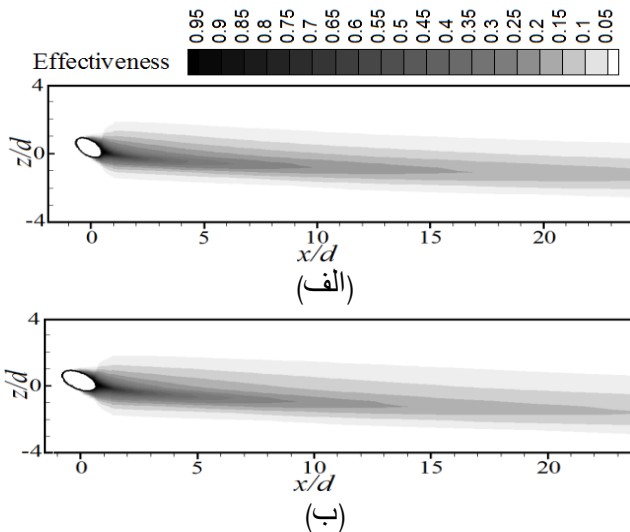
شکل ۹- راندمان خنک کاری لایه‌ای در نسبت دمش‌های الف) ۰.۵، ب) ۰.۹۵، ج) ۱.۵ و نسبت چگالی ۱.۵۳، زاویه‌ی مرکب ۴۵ درجه و درصد اغتشاشات ۲٪.

همانطور که در نمودار شکل ۱۰ نیز دیده می‌شود، با افزایش زاویه از صفر به ۴۵ درجه، راندمان خنک کاری لایه‌ای افزایش یافته‌است. در نتیجه می‌توان با تغییر زاویه از حالت ساده (صفر درجه) به مرکب، راندمان خنک کاری را افزایش داد.



شکل ۱۰- مقایسه راندمان خنک کاری لایه‌ای برای نسبت دمش ۰.۵، نسبت چگالی ۱، زاویه‌ی مرکب صفر و ۴۵ درجه.

تغییر اغتشاشات جریان سیال اصلی (هوای داغ) یکی از عواملی است که در انتقال حرارت می‌تواند بسیار مؤثر باشد. افزایش اغتشاشات می‌تواند باعث افزایش انتقال حرارت سیال شود. برای بررسی تأثیر تغییر اغتشاشات روی راندمان خنک کاری، درصد اغتشاشات جریان اصلی از ۲٪ به ۱۰٪ افزایش یافته و نمودار راندمان خنک کاری لایه‌ای در نسبت دمش ۰.۵، درصد اغتشاشات ۲٪ و ۱۰٪، نسبت چگالی ۱ (تزریق هوا به عنوان سیال خنک کننده) و زاویه‌ی مرکب ۴۵ درجه در شکل ۱۱ نشان داده شده است. با افزایش درصد اغتشاشات جریان اصلی، انتقال حرارت از سیال داغ جریان اصلی به سیال خنک کننده و سطح بیشتر شده و در نتیجه باعث کاهش راندمان خنک کاری لایه‌ای شده است.



شکل ۱۱- مقایسه‌ی راندمان خنک کاری لایه‌ای برای نسبت دمش ۰.۵، درصد اغتشاشات ۲٪ و ۱۰٪ درصد و زاویه‌ی مرکب ۴۵ درجه.

۵- تشکر و قدردانی

در این قسمت نویسندگان می‌توانند در صورت لزوم مراتب تشکر و قدردانی خود را از حامیان تحقیق که به صورت غیرمستقیم در پیشبرد آن نقش داشته‌اند، بیان کنند.

۶- تعارض منافع

نویسنده(گان) اعلام می‌دارند که در مورد انتشار این مقاله تضاد منافع وجود ندارد. علاوه بر این، موضوعات اخلاقی شامل سرقت ادبی، رضایت آگاهانه، سوء رفتار، جعل داده‌ها، انتشار و ارسال مجدد و مکرر توسط نویسندگان رعایت شده است.

۷- دسترسی آزاد

این نشریه دارای دسترسی باز است و اجازه اشتراک (تکثیر و بازآرایی محتوا به هر شکل) و انطباق (بازترکیب، تغییر شکل و بازسازی بر اساس محتوا) را می‌دهد.

٨-منابع

- [١] Eckert E 1970 Journal of Engineering Physics and Thermophysics 19(3) 1091
- [٢] Ahn J, Jung I and Lee J 2003 Internatioanal Journal of Heat and Fluid Flow 24(1) 91
- [٣] Yao J, Zhang K, Wu J, Lei J, Fang Y 1985 AGARD Heat Transfer and Cooling in Gas Turbines 12 p (SEE N86-29823 21-07)
- [٤] Lin L, Zhipeng X, Hui R, Fan Z and Cunliang L 2022 Physics of Fluids 34(12) 125128
- [٥] Wright L, McClain S and Clemenson M 2011 Journal of Turbomachinery 133(4) 41011
- [٦] Abdelmohimen M and Mohiuddin A 2019 International Journal of Heat and Mass Transfer 144 118678
- [٧] Park S, Kang Y, Seo H, Kwak J and Kang Y 2019 Internatioanl Journal of Heat and Mass Transfer 144 118652
- [٨] Johnson B, Tian W, Zhang K and Hu H 2014 International Journal of Heat and Mass Transfer 76 337
- [٩] Hou R, Wen F and Tang X 2019 Applied Thermal Engineering 163 115
- [١٠] Bashir M, Shiau C and Han J 2017 International Journal of Heat and Mass Transfer 115 918
- [١١] Goldstein R, E. Eckert R and Burggraf F 1974 International Journal of Heat and Mass Transfer 17(5) 595
- [١٢] Kanani H, Shams M, Ebrahimi R and Ahmadian T 2008 International Journal of Numerical methods in fluids 56(8) 1329
- [١٣] Dittmar J, Schulz A and Wittig S 2003 Journal of Turbomachinery 125(1) 57
- [١٤] Ghorab M, Hassan I and Lucas T 2011 International Journal of Heat and Mass Transfer 54 (7-8) 1387
- [١٥] Seokmin K, DongEun L, Young K and Dong-Ho R 2023 Energies 16(23) 7752
- [١٦] Wang T, Chintalapati S Bunker, R and Lee C 2000 Experimental Thermal Fluid Science 22(1-2) 1
- [١٧] Kim J and Kim K 2019 International Journal of Thermal Science 142 295

- [۱۸] Liu C, Liu J, Zhu H, Wu A, He Y and Zhou Z 2015 International Journal of Heat and Mass Transfer 89 1141
- [۱۹] Sinha A, Bogard D and Crawford M 1991 Journal of Turbomachinery 113(3) 442
- [۲۰] Lakehal D, Theodoridis G and Rodi W 2001 International Journal of Heat and Fluid Flow 22(2) 113
- [۲۱] Silieti M, Divo E and Kassab A 2010 Numerical Heat Transfer Part B Fundam 56(5) 335
- [۲۲] Kelishami M and Lakzian E 2017 International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow 27(1) 104
- [۲۳] Rhie C and Chow W 1983 AIAA Journal 21(11) 1525
- [۲۴] Van Doormaal J and Raithby G 1984 Numerical heat Transfer 7(2) 147
- [۲۵] Yao Y and Zhang J 2011 Science China Technological Sciences 54(7) 1793
- [۲۶] Yazdan Panah, M. R., Hosseini Moradi, S. A., Hatami, M., & Jouladeh Roodbar, H. (2021). Designing and Manufacturing Recyclable Metal Based Nanocomposites for Purification of Chemically Contaminated Waters. Nashrieh Shimi va Mohandesi Shimi Iran, 40(2), 51-59.