



Experimental and Numerical Investigation of Film Cooling Effectiveness on Squealer Tip of a Turbine Blade

R. Taghavi-Zenouz*, P. Peikani, A. Akbarzadeh

School of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran.

ABSTRACT: In this article, the effects of squealer on aerodynamic performance and thermal load distribution on the blade tip region are investigated. Experimental results are presented at blowing ratios of 0.5, 0.75, 1.0, and 1.5. The film-cooling effectiveness is measured via the steady-state heat transfer measurement technique. A numerical approach has been applied to compare the film cooling performance and aerodynamic losses in the plane and recessed blade tips. The experimental results indicate that, as the blowing ratio increases, the coolant jets provide better cooling coverage on the cavity surface. The numerical results show that the plane tip film-cooling effectiveness is lower than that for the squealer tip. It can be observed that, for the plane and squealer tip configurations, as the blowing ratio increased, the heat transfer coefficient decreased by about 43% and 44%, respectively. Moreover, the film-cooling effectiveness on squealer tip surface and rim walls increased by 15% and 23%, respectively. Furthermore, the lower heat transfer coefficient was observed at a higher blowing ratio on the surfaces mentioned above. The squealer tip geometry showed better aerodynamic performance, which results in weaker tip leakage vortex and lower tip leakage flow rate with respect to the plane tip geometry.

Review History:

Received: Dec.04, 2019

Revised: Jan. 16, 2020

Accepted: Jan. 26, 2020

Available Online: Feb. 19, 2020

Keywords:

Axial turbine

External cooling

Squealer

Film-cooling effectiveness

Aerodynamic performance

1. Introduction

Film-cooling is one of the most effective methods to protect gas turbine components against high thermal loads and reduce blade tip temperature. Squealer tip can help to resist the tip leakage flow by the back-pressure created by cavity vortices between the rims. Moreover, squealer reduces aerodynamic loss and heat transfer to the blade tip [1,2]. Nho et al. [3] studied the impact of tip gap on the heat transfer coefficient in the squealer tip. Cheng et al. [4] carried out a numerical study to predict the cooling performance on the blade tip surface with various film-cooling hole configurations.

In comparison with Plane Tip configuration, due to the presence of highly complex flow structures inside the squealer cavity, the cooling performance near the blade tip region requires further investigations. In this study, the effects of various blowing ratios on the blade tip film-cooling effectiveness and heat transfer coefficient were investigated both experimentally and numerically.

2. Test Set-up and Experimental Method

Experiments are performed in a low-speed linear cascade consist of five blades. Tables 1 and 2 show the detailed specifications for the blade dimensions and test conditions respectively.

The steady-state heat transfer technique was applied to measure adiabatic wall temperature. An Infrared Thermometer was used to measure the adiabatic wall temperature

Table 1. Geometrical parameters of cooled blade

Parameter	Value	Unit
Design Inlet Angle	30	deg.
Design Outlet Angle	69.5	deg.
Stagger Angle	38.5	deg.
Axial Chord	139.8	mm
Blade Height	136	mm
Gap size	4	mm
Rim Height	4	mm
Tip Holes Number	10	-
Cooling Hole Diameter	1.6	mm

Table 2. Test Conditions

	BR=0.5	BR=0.75	BR=1.0	BR=1.5
Re_∞	1.6×10^5	1.6×10^5	1.2×10^5	0.8×10^5
V_c	10	15	15	15

distribution of squealer tip. Experiments were carried out at four different blowing ratios and the density ratio was considered 1.0 for all cases. The film-cooling effectiveness and heat transfer coefficient are defined, as follows:

*Corresponding author's email: taghavi@iust.ac.ir



$$\eta = \frac{T_{\infty} - T_{aw}}{T_{\infty} - T_{c,exit}} \quad (1)$$

$$h = \frac{q}{T_{aw} - T_w} \quad (2)$$

3. Uncertainty Analysis

As illustrated in Eq. (1), the experimental uncertainty for film-cooling effectiveness mainly results from the measured precision of mainstream, coolant and adiabatic wall temperatures. Consequently, the total uncertainty of Film-Cooling effectiveness is determined to be 5.931%.

4. Numerical Simulation

A numerical study has been conducted in this study to determine the heat transfer coefficient on the blade tip surface. A two-equation turbulence model (k-ε) was performed in the calculations [5].

Three different computational grids, namely coarse, medium, and fine, have been employed to determine an optimum grid resolution. Fig. 1 illustrates that the medium grid is in good agreement with the experiment. The medium computational grid for the squealer tip geometry is depicted in Fig. 2.

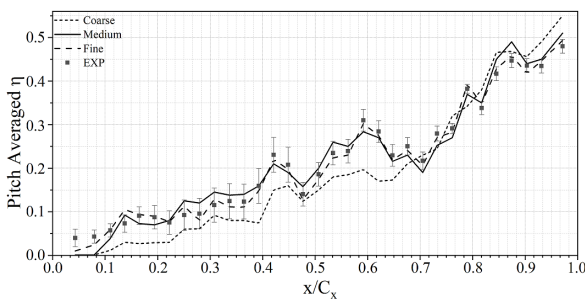


Fig. 1. Comparison between pitch-averaged film-cooling effectiveness obtained by the k-ε model using different grid resolutions and experimental data at BR = 1.0

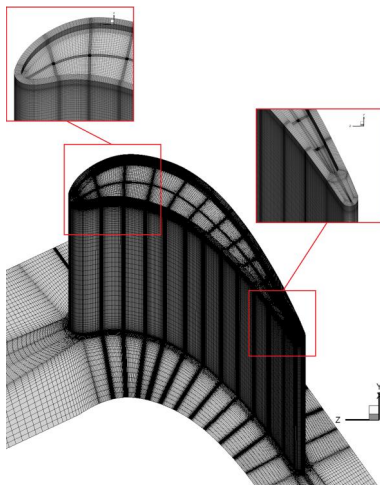


Fig. 2. Schematic view of computational mesh for squealer tip

5. Results and Discussion

Fig. 3 presents the distribution of film-cooling effectiveness for the Squealer tip. Further increase in coolant momentum results in more uniform film Effectiveness over the cavity surface.

The leakage flow rate at the tip gap is shown in Fig. 4. Compared to the plane tip, the squealer tip has better performance in reducing the flow rate within the tip gap.

The comparison of the overall averaged heat transfer coefficient for both geometries are presented in Fig. 5. The plane tip showed a higher averaged heat transfer coefficient. Generally, the heat transfer coefficient decreased as the blowing ratio increased.

6. Conclusions

The experimental test results showed that at lower blowing ratios, film-cooling effectiveness was high at downstream of the cooling holes due to attachment of coolant jet to the cavity surface. The numerical results showed that compared to Plane tip, Squealer tip demonstrates a better Aerodynamic performance. Furthermore, when the blowing ratio increases to 1.5, the coolant jet lift-off results in a higher heat transfer coefficient.

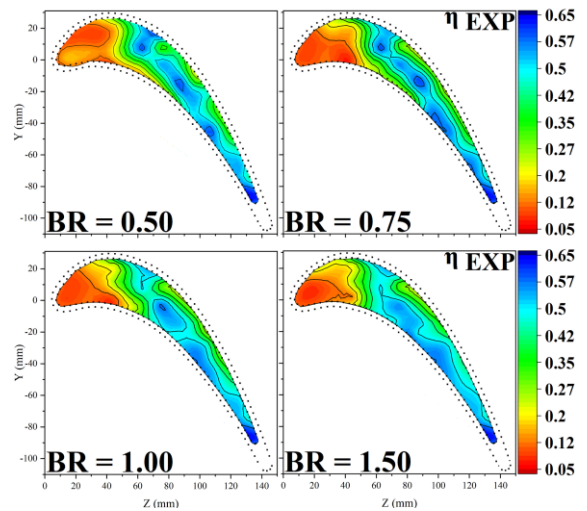


Fig. 3. Film-cooling effectiveness contours on squealer tip at four different blowing ratios.

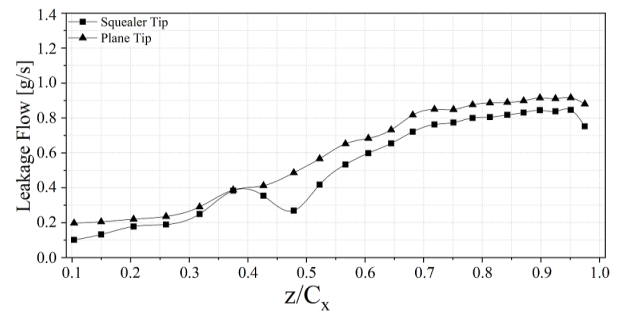


Fig. 4. Tip leakage flow rate of the plane tip and squealer through the tip gap

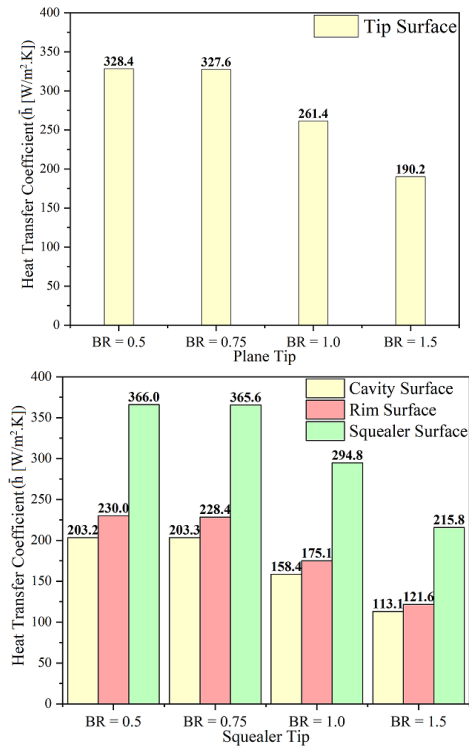


Fig. 5. Area-averaged heat transfer coefficient for the plane tip and squealer tip geometries

References

- [1] F. Cheng, J. Zhang, H. Chang, J. Zhang, Investigations of film-cooling effectiveness on the squealer tip with various film-hole configurations in a linear cascade, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 117 (2018) 344-357.
- [2] L. Kavurmacioglu, H. Maral, C.B. Senel, C. Camci, Performance of partial and cavity type squealer tip of a HP turbine blade in a linear cascade, *International Journal of Aerospace Engineering*, (2018).
- [3] Y. Nho, Y. Lee, J. Kwak, Effects of tip shape on the gas turbine blade tip heat transfer, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 26(2) (2012) 305-312.
- [4] F. Cheng, H. Chang, J. Zhang, X. Tian, Effect of film-hole configuration on film-cooling effectiveness of squealer tips, *Journal of Thermal Science and Technology*, 12(1) (2017).
- [5] I. Sadreghighi, *Essentials of Turbomachinery in CFD*, 2019.

HOW TO CITE THIS ARTICLE

R. Taghavi-Zenouz, P. Peikani, A. Akbarzadeh, *Experimental and Numerical Investigation of Film Cooling Effectiveness on Squealer Tip of a Turbine Blade*, *Amirkabir J. Mech Eng.*, 53(3) (2021) 363-366.

DOI: [10.22060/mej.2020.3827](https://doi.org/10.22060/mej.2020.3827)





تحقیق تجربی و عددی ضریب اثربخشی خنک کاری لایه‌ای در نوک پره توربین دارای اسکویلر

رضا تقوی زنونز^{۱*}، پاتنه‌آ پیکانی^۲، علی اکبرزاده^۲

۱- دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران.
۲- دانشکده مهندسی هوافضا، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران.

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۸/۰۹/۱۳
بازنگری: ۱۳۹۸/۱۰/۲۶
پذیرش: ۱۳۹۸/۱۱/۰۶
ارائه آنلاین: ۱۳۹۸/۱۱/۳۰

کلمات کلیدی:

توربین محوری
خنک کاری لایه‌ای
اسکویلر
ضریب اثربخشی
عملکرد آیرودینامیکی

خلاصه: در کار تحقیقاتی حاضر، به بررسی اثر حضور اسکویلر در بهبود عملکرد آیرودینامیکی و توزیع بار حرارتی در ناحیه نوک پره پرداخته شده است. ابتدا اثر چهار نسبت دم‌ش مختلف بر روی عملکرد خنک کاری نوک پره دارای اسکویلر به صورت تجربی و با استفاده از روش اندازه‌گیری انتقال حرارت در حالت پایا بررسی شده است. سپس با بهره‌گیری از رهیافت معادلات ناویر-استوکس به روش میانگین‌گیری رینولدز به بررسی عملکرد خنک کاری و افت‌های آیرودینامیکی در نوک پره تخت و دارای اسکویلر پرداخته شده است. نتایج حاصل از تحقیقات تجربی نشان می‌دهد در پره دارای اسکویلر، با افزایش نسبت دم‌ش، مناطق وسیع‌تری از نوک پره تحت پوشش سیال خنک‌کننده قرار می‌گیرند. نتایج شبیه‌سازی عددی نشان می‌دهد، در تمام نسبت دم‌ش‌ها، متوسط اثربخشی در سطح پروفیل پره با نوک تخت کمتر از پره دارای اسکویلر است. در پره دارای اسکویلر، با افزایش نسبت دم‌ش، مقدار متوسط ضریب انتقال حرارت در سطح پروفیل پره با نوک تخت و دارای اسکویلر به ترتیب به مقدار ۴۳٪ و ۴۴٪ کاهش پیدا کرده و متوسط ضریب اثربخشی بر روی لبه داخلی اسکویلر و سطح بالای اسکویلر به ترتیب ۲۳٪ و ۱۵٪ افزایش پیدا می‌کند. ضمناً با بالا رفتن نسبت دم‌ش، انتقال حرارت در سطوح ذکرشده کاهش پیدا می‌کند.

۱- مقدمه

با توجه به کاربرد گسترده توربین‌های گاز در زمینه‌های مختلف، از جمله تولید برق و صنعت حمل و نقل، برای دستیابی به راندمان حرارتی بالاتر و افزایش توان خالص خروجی در موتورهای توربین گاز، سازندگان در تلاش هستند تا دمای گاز داغ وارد شونده به توربین^۱ را افزایش دهند. در این راستا، تحقیقات مشترکی در زمینه ساخت آلیاژها با مقاومت حرارتی بالا، توسعه فناوری‌های ساخت پره، استفاده از پوشش سد حرارتی^۲ و روش‌های خنک کاری صورت گرفته است. یکی از رایج‌ترین و قابل اطمینان‌ترین روش‌های موجود برای محافظت از قسمت‌های مختلف توربین در برابر بارهای حرارتی بالا، استفاده از خنک کاری اجزای توربین است. در روش خنک کاری لایه‌ای، هوای خنک از سوراخ‌های کوچک بر دیواره پره تزریق شده و لایه نازکی از هوای خنک روی دیواره تشکیل می‌شود تا از پره در

برابر گازهای ورودی با دمای بالا محافظت کند. به علت وجود تنش ناشی از نیروهای گریز از مرکز و همچنین انبساط حرارتی پره در راستای شعاعی، حذف فاصله‌ی درز نوک^۳، بین پره و دیواره انتهایی^۴، به صورت کامل غیر عملی است. این جریان سبب کاهش عملکرد آیرودینامیکی پره، افزایش مقدار انتقال حرارت جابه‌جایی در قسمت نوک پره و خرابی نوک پره توربین می‌گردد. به منظور کنترل جریان نشتی از نوک پره در پره‌های بدون پوشش دو راهکار متداول، کنترل فاصله درز نوک و اصلاح هندسه نوک پره، ارائه شده است. در روش اصلاح هندسه نوک پره به منظور کاهش افت نشتی نوک طرح‌های متفاوتی از جمله وینگلت^۵ [۱] و اسکویلر^۶ [۲] برای هندسه نوک پره در نظر گرفته می‌شود. حضور اسکویلر سبب ایجاد فشار رو به

- 3 Tip clearance
- 4 Casing
- 5 Winglet
- 6 Squealer

- 1 Turbine Inlet Temperature (TIT)
- 2 Thermal Barrier Coatings (TBC)

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: taghavi@iust.ac.ir



همچنین مقدار عدد ناسلت در ناحیه لبه حمله بیشتر از حالت نوک تخت است. نتایج به دست آمده از تحقیق ایشان نشان می‌دهد که در لبه سمت فشار هندسه نوک تخت، عدد ناسلت مقدار بالایی دارد و با حرکت به سمت مکش این مقدار کاهش پیدا می‌کند که این روند ناشی از حضور حباب جدایش در سطح نوک پره است. همچنین، در پره‌های دارای اسکویئر، مقدار متوسط ناسلت پایین‌تر و توزیع آن بر روی سطوح یکنواخت‌تر است. پارک و همکاران [۸] با استفاده از روش تصعید نفتالین^۷ میزان اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای در نوک پره و سطوح داخلی لبه‌ی اسکویئر را برای سه پیکربندی سوراخ تزریق، روی کمبر، سمت فشار و سمت مکش بررسی کردند. براساس نتایج این تحقیق، اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای در ناحیه میانی نوک پره در حالاتی که سوراخ‌های تزریق بر روی خط کمبر و در سمت فشار قرار دارند بالا است و این به علت توقف خنک‌کننده در این ناحیه است. علاوه بر این، جریان چرخشی در کف حفره^۸ با جت خنک‌کننده ترکیب شده و به سمت لبه اسکویئر در سمت فشار حرکت می‌کند و این سبب بهبود اثربخشی در این ناحیه می‌گردد. در نزدیکی ناحیه لبه حمله، به علت غالب بودن جریان نشتی نوک، سیال خنک‌کننده پراکنده شده و منجر به کاهش اثربخشی در لبه‌ی حمله در نوک پره می‌شود. چنگ و همکاران [۹] به منظور مشاهده اثرات پیکربندی سوراخ‌های تزریق بر اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای، پره روتور طبقه اول توربین پرفشار جنرال الکتریک را مورد بررسی قرار دادند. رهیافت رنز مدل کا-پسیلون^۹ به منظور شبیه‌سازی اثربخشی با در نظر گرفتن ۶ پیکربندی متفاوت در نسبت دمشی واحد مورد استفاده قرار گرفت. با افزایش نسبت دمشی، متوسط اثربخشی خنک‌کاری در نوک پره افزایش پیدا می‌کند و این بهبود در اثربخشی با افزایش نسبت دمشی در پیکربندی‌هایی که در آن‌ها تجمع سوراخ‌های تزریق در ناحیه لبه حمله و در سمت مکش هستند بیشتر است.

با توجه به این که هندسه پروفیل در نوک پره بر روی ساختارهای گردابه‌ای در فاصله درز نوک، و به تبع آن بر توزیع عواملی مانند ضریب انتقال حرارت و ضریب اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای تاثیرگذار است، نتایج گزارش شده در پروفیل‌های مختلف قابل تعمیم به یکدیگر

عقب (که توسط انبساط ناگهانی و گردابه^۱ های داخل حفره^۲ و بین دو لبه اسکویئر در سمت‌های فشار و مکش تولید شده‌اند) و مانع از عبور جریان از فاصله درز نوک می‌شود و افت‌های آیرودینامیکی و بار گرمایی در نوک پره کاهش پیدا می‌کند. این نوع هندسه حساسیت کمتری در برابر تغییر عدد رینولدز جریان نسبت به نوک تخت دارند. مطالعات مفهومی اولیه خنک‌کاری لایه‌ای برای اولین بار بر روی مدل‌های ساده انجام شده‌اند. آکاریا و همکاران [۳] با مطالعه‌ی عددی روی پره مدل جنرال الکتریک^۳ و بررسی اثر فاصله درز نوک گزارش کردند که مقدار اثربخشی خنک‌کاری^۴ در مسیر عبور جت خنک‌کننده از سمت فشار به سمت مکش بالا است و این مقدار با افزایش فاصله درز نوک و نسبت دمشی^۵ افزایش می‌یابد. کریستوفر و همکاران [۴] به مطالعه تجربی عملکرد خنک‌کاری در ترکیب سوراخ‌های تزریق جریان پاک‌کننده^۶ و سوراخ‌های تزریق خنک‌کننده در سمت فشار ناحیه نوک پره پرداختند. آن‌ها نتیجه گرفتند که عملکرد سوراخ‌های تزریق خنک‌کننده سمت فشار در فاصله درز نوک کمتر بهتر از درز نوک بیشتر است. نصیر و همکاران [۵] به طور تجربی اثرات تزریق از نوک و نواحی نزدیک به نوک را در سه نسبت دمشی مختلف مورد بررسی قرار دادند. نتایج آزمایش‌های ایشان، اثر بالا رفتن نسبت دمشی بر کاهش ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی را نشان داد. رضاسلطانی و همکاران [۶] با بررسی تجربی و عددی اثر پیکربندی سوراخ‌های تزریق در نوک پره بر ضریب اثربخشی در تست‌ریگ، به این نتیجه رسیدند که در پره با نوک تخت با افزایش سرعت دوران، اثربخشی خنک‌کاری افزایش پیدا می‌کند. به منظور دست‌یابی به عملکرد خنک‌کاری بالا، در دهه‌های اخیر، پژوهش‌های بسیاری در زمینه خنک‌کاری نوک پره دارای اسکویئر انجام شده است. نو و همکاران [۷] به بررسی تجربی اثر فاصله درز نوک بر میزان ضریب انتقال حرارت در نوک پره کسکید توربین محوری پرداختند. بر اساس نتایج این تحقیق، در پره دارای اسکویئر، با افزایش فاصله درز نوک، متوسط ناسلت بر روی سطوح نوک پره افزایش می‌یابد و عدد ناسلت در لبه اسکویئر سمت مکش بیشتر از عدد ناسلت در لبه اسکویئر سمت فشار است.

- 1 Vortex
- 2 Cavity vortex
- 3 GE-E3
- 4 Film-cooling effectiveness
- 5 Blowing ratio
- 6 Purge holes

7 Naphthalene sublimation

8 Cavity

9 Reynolds-Averaged Navier–Stokes equations (RANS) - k-ε

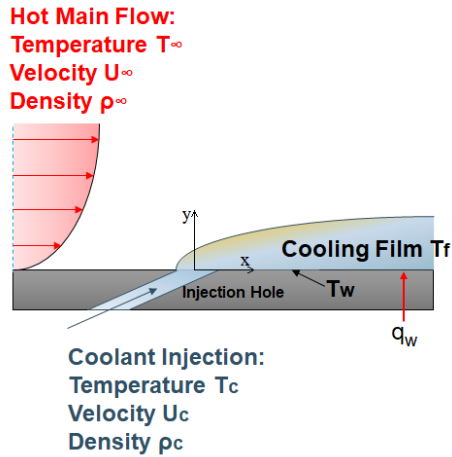


Fig. 1. Notation for the film-cooling conception

شکل ۱: طرح کلی از پروفیل دمای لایه‌مرزی در خنک‌کاری لایه‌ای

در سیال با خواص ثابت، میدان سرعت مستقل از میدان دما است. لذا، مولفه‌های سرعت از حل ناویر-استوکس به‌دست‌آمده و جزو معلومات در معادله انرژی محسوب می‌شوند. به همین علت معادله انرژی نسبت به θ خطی است. میدان دمای جریان اصلی و دمای دیواره را می‌توان با استفاده از اصل جمع آثار از حل دو مسئله‌ی مشخص به‌دست آورد:

الف) سیال با دمای θ_c تزریق می‌شود و مقدار شار گرمایی در راستای افقی صفر در نظر گرفته می‌شود.

$$q_w = 0 \quad (4)$$

دما در داخل لایه‌مرزی برابر با θ_a و دمای دیواره در این حالت برابر با دمای دیواره آدیاباتیک، θ_{aw} است.

ب) شار حرارتی محدود و مشخص در راستای X بر روی سطح اعمال می‌شود اما در این حالت دمای سیال تزریق شده برابر با دمای جریان اصلی در نظر گرفته می‌شود.

$$\theta_c = 0 \quad (5)$$

دما در داخل لایه‌مرزی برابر با است و به دمای دیواره، در این حالت دمای ایزوانرژی گفته می‌شود.

حالت الف) مبین شرایطی است که تنها انتقال حرارت به واسطه خنک‌کاری لایه‌ای، یعنی اختلاف دمای جریان اصلی و جریان تزریق شونده انجام می‌شود. لیکن، در حالت ب) انتقال حرارت تنها به واسطه شار حرارتی اعمال شده روی سطح، صورت می‌گیرد.

نیست. علاوه‌براین، در مقایسه با پره با نوک تخت، به علت وجود پیچیدگی‌ها در گردابه‌های تشکیل‌شده در داخل حفره اسکویپلر، شناخت اثرات این ساختارهای پیچیده بر روی عملکرد خنک‌کاری نواحی نزدیک به نوک پره توربین، نیازمند مطالعات بیشتری است. با توجه به موارد فوق، در مطالعه حاضر، به بررسی اثر حضور اسکویپلر در بهبود عملکرد آیرودینامیکی و توزیع بار حرارتی در ناحیه نوک پره مدل در آزمایشگاه تحقیقاتی آیرودینامیک و توربوماشین های تراکم پذیر دانشگاه علم و صنعت ایران پرداخته شده است.

۲- مبانی عملکرد خنک‌کاری لایه‌ای

به منظور پیش‌بینی توزیع دما بر روی سطح پره لازم است دمای آدیاباتیک دیواره به‌صورت یک متغیر بی‌بعد ارائه شود تا بتوان آن را با شرایط در موتور واقعی مرتبط ساخت. از این‌رو یکی از مهم‌ترین پارامترهای بی‌بعد برای ارزیابی عملکرد خنک‌کاری ضریب اثربخشی خنک‌کاری است که توسط رابطه (۱) بیان می‌شود [۱۰]:

$$\eta = \frac{T_\infty - T_{aw}}{T_\infty - T_{c,exit}} \quad (1)$$

که در آن T_{aw} و $T_{c,exit}$ به ترتیب بیان‌گر دمای آدیاباتیک دیواره و دمای سیال خنک‌کننده در نقطه‌ی خروجی سوراخ است.

توزیع دما در لایه‌مرزی آشفته در پایین‌دست سوراخ تزریق با فرض شرط حالت ماندگار، خواص سیال ثابت و با صرف‌نظر از گرمایش آیرودینامیکی از معادله انرژی به‌دست می‌آید:

$$u \frac{\partial \theta}{\partial x} + v \frac{\partial \theta}{\partial y} + w \frac{\partial \theta}{\partial z} = (\alpha + \varepsilon_H) \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} \quad (2)$$

$$\theta = T - T_\infty$$

با در نظر گرفتن مبدا مختصات در مرکز سوراخ تزریق، همانطور که در شکل ۱ نشان داده شده، شرایط مرزی حاکم بر مسئله به‌صورت زیر در نظر گرفته شده است:

$$\begin{aligned} x = 0, y = 0: \theta &= \theta_c, \theta_c = T_c - T_\infty \\ y = 0: q &= q_w \\ y = \infty: \theta &= 0 \end{aligned} \quad (3)$$

جدول ۱: مشخصات نقطه طرح پره

Table 1. Geometrical parameters of cooled blade

موسسه فون کارمن	آزمایشگاه آیرودینامیک و توربوماشین‌های تراکم‌پذیر	واحد	مشخصه‌های هندسی ردیف پره توربین محوری
۱/۴۹	۱/۳۶	-	صلبیت
۳۰	۳۰	درجه	زاویه طراحی جریان ورودی
۶۹/۵	۶۹/۵	درجه	زاویه طراحی جریان خروجی
-۳۸/۵	-۳۸/۵	درجه	زاویه استگر
۸۰	۱۸۰	میلی‌متر	طول وتر
۱۰۰	۱۳۲	میلی‌متر	ارتفاع پره

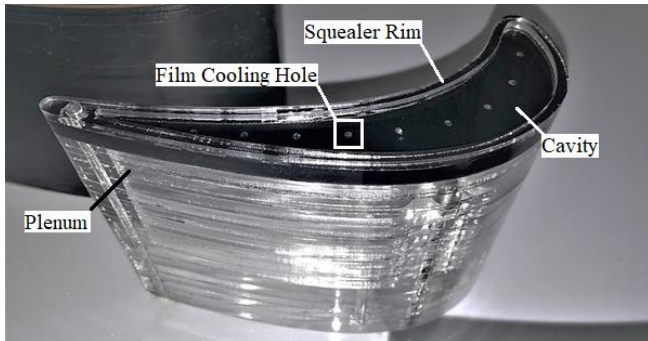


Fig. 2. Photograph of the measurement blade

شکل ۲: نمایی از پره

میدان دما برای حالت کلی از جمع دو حالت (الف) و (ب)،

$\theta = \theta_a + \theta_i$ ، به دست می‌آید. بنابراین دمای دیواره طبق رابطه (۶) محاسبه می‌شود.

$$\theta = \theta_{aw} + \theta_{iw} \quad (۶)$$

در نهایت ضریب انتقال حرارت از رابطه (۷) محاسبه می‌گردد.

$$h_f = \frac{q_f}{(T_{aw} - T_w)} \quad (۷)$$

طبق رابطه (۷)، مشاهده می‌شود که ضریب انتقال حرارت برای سیال با خواص ثابت مستقل از دمای جریان اصلی و دمای جریان خنک‌کننده است.

نسبت دمش معیاری برای سنجش مقدار سرعت و میزان سیال خنک‌کننده مورد استفاده برای تولید فیلم خنک‌کننده روی سطح پره است. نسبت دمش به وسیله‌ی معادله (۸) بیان می‌شود [۱۱].

$$BR = \frac{\rho_c U_c}{\rho_\infty U_\infty} \quad (۸)$$

که در آن، ρ_∞ و ρ_c به ترتیب بیان‌گر چگالی سیال خنک‌کننده و جریان اصلی U_c ، kg/m^3 و نیز سرعت سیال خنک‌کننده و جریان اصلی m/s است.

۳- مدل و تجهیزات آزمایشگاهی

۳-۱- مدل آزمایشگاهی

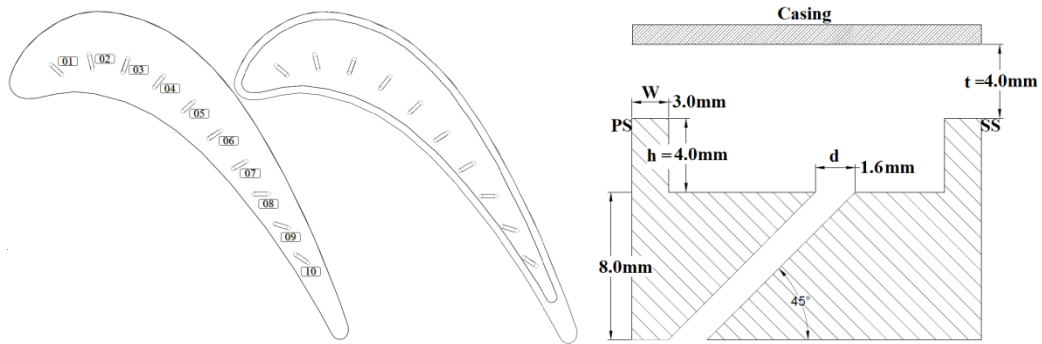
پره آزمون در این پژوهش مطابق با هندسه‌ی استفاده شده در موسسه فون کارمن^۱ [۱۲] جهت محاسبات حرارتی و خنک‌کاری است. طول وتر اصلی در این مقاله ۸۰ میلی‌متر گزارش شده است و این طول به‌منظور تطابق با ابعاد تونل باد در آزمایشگاه تحقیقاتی

1 Von-Karman Institute (VKI)

آیرودینامیک و توربوماشین‌های تراکم‌پذیر با مقیاس ۲/۲۵ برابر به مقدار ۱۸۰ میلی‌متر افزایش یافته است. مشخصه‌هایی مانند زاویه برخورد و زاویه خروج از لبه فرار برابر با مقادیر طراحی در مرجع [۱۲] است. مشخصه‌های طراحی در مرجع [۱۲] و مقادیر لحاظ شده در این پژوهش در جدول ۱ آورده شده است. به‌منظور ساخت، راستای اسپن پره به بخش‌های مختلف با طراحی خاص بر حسب نیاز جای‌گیری اتصالات پیچ و مهره و کانال عبور سیال خنک‌کن^۲ تقسیم بندی شده است. برای ساخت پره از ورق پلکسی‌گلس^۳ به ضخامت ۸ میلی‌متر استفاده شده است. علت استفاده استقامت بالا و مقاومت بالای آن در برابر هدایت حرارتی است. پس از طراحی و برش لیزر پروفیل هر مقطع، پروفیل‌ها به ترتیب به یکدیگر چسبانده شده‌اند. پس از آماده شدن پره، با استفاده از دریل حفره‌های تزریق بر سطح نوک پره ایجاد شده‌اند. در پژوهش حاضر، نسبت ارتفاع اسکویئر به اسپن پره ۳ درصد در نظر گرفته شده است، با این احتساب از ورق پلکسی‌گلس به ضخامت ۴ میلی‌متر به منظور ساخت پروفیل اسکویئر استفاده شده است. قطعه نهایی در شکل ۲ نشان داده شده است. یک ردیف سوراخ خنک‌کاری بر روی خط کمبر پروفیل نوک

2 Plenum

3 Plexiglas (Perspex)



شکل ۳. موقعیت و راستای سوراخ‌های تزریق بر روی پروفیل نوک پره مدل (سمت راست) و ابعاد ناحیه نوک پره (سمت چپ)
(Fig. 3. Schematic views of plane tip and squealer tip (Right), detailed geometrical dimensions for squealer tip (Left)

است. جهت یکنواخت سازی و افزایش سرعت در دهانه‌ی تونل از یک نازل به طول ۶۰ سانتی‌متر استفاده شده است. سطح مقطع نازل در ورودی به شکل مربع و مقطع خروجی این نازل به شکل مستطیل به ابعاد $۴۵/۶ \times ۱۳/۶$ سانتی‌متر و نسبت همگرایی سه است. پروفیل‌های استفاده شده در نازل از تابع درجه سه بوده تا جریان به صورت ملایم وارد محفظه آزمون شود. تحقیقات تجربی حاضر در محفظه‌ی آزمون کسکید خطی توربین محوری که شامل ۵ پره و ۴ گذرگاه کامل عبور جریان صورت گرفته است. با توجه به این‌که پره‌ی شماره‌ی ۳، همان پره‌ی اصلی مورد آزمایش است، ساخت گذرگاه یکسان در بالا و پایین این پره به منظور مشاهده‌ی اثرات در بالادست و پایین دست جریان کفایت کرده و نیازی به ایجاد فاصله‌ی درز نوک بر روی پره‌های شماره ۱ و ۵ نیست.

۳-۳- تجهیزات داده برداری دما

در انجام آزمایشات تجربی، به منظور بررسی عملکرد خنک کاری لایه‌ای به داده‌هایی از قبیل دمای جریان اصلی، دمای دیواره و دمای جریان تزریقی نیاز است. از این رو به منظور اندازه‌گیری دما در این سه ناحیه از دو وسیله اندازه‌گیری دما، دمانگار مادون قرمز^۱ و ترموکوپل

پره تعبیه شده است. در شکل ۳ محل قرارگیری سوراخ‌ها و راستای تزریق آن‌ها نشان داده شده است. هندسه سوراخ تزریق استوانه‌ای بوده با زاویه ۴۵ درجه نسبت به سطح حفره و قطر سوراخ‌ها $۱/۶$ میلی‌متر در نظر گرفته شده است. گام و فاصله حفره‌ها از یکدیگر ده برابر قطر سوراخ است. با وجود پلنیوم، طول سوراخ‌های تزریق بلند و شش برابر قطر سوراخ در نظر گرفته شده تا از توسعه یافتگی جریان خنک‌کننده به هنگام تزریق بر روی سطح پره اطمینان حاصل گردد. موقعیت و راستای سوراخ‌های تزریق برای دو هندسه پره با نوک تخت و پره دارای اسکوییلر و مشخصه‌های هندسی ابعاد اسکوییلر در شکل ۳ مشخص شده است.

۳-۲- مشخصات تونل باد و محفظه آزمون

تونل باد مورد استفاده در این پژوهش از نوع دمشی مدار باز بوده و دارای مقاطع مربعی به ابعاد $۴۵/۶ \times ۴۵/۶$ سانتی‌متر است. شکل ۴ نمایی از این تونل را که در آزمایشگاه آیرودینامیک و توربوماشین‌های تراکم‌پذیر مستقر است، را نشان می‌دهد. عدد ماخ جریان هوا در این تونل باد در محدوده مادون صوت و جریان تراکم‌ناپذیر است. محدوده سرعت تونل با استفاده از شیر تراثل به صورت مکانیکی قابل تنظیم



شکل ۴: تونل باد دمشی مورد استفاده در آزمون‌های تجربی

شکل ۴: تونل باد دمشی مورد استفاده در آزمون‌های تجربی

1 Infrared Thermometer

جدول ۲: سرعت جریان اصلی و جریان ثانویه متناظر با چهار نسبت دمش موردنظر

Table 2. Test conditions

نسبت دمش ۱/۵۰	نسبت دمش ۱/۰	نسبت دمش ۰/۷۵	نسبت دمش ۰/۵۰	واحد	
۸۰۰۰۰	۱۲۰۰۰۰	۱۶۰۰۰۰	۱۶۰۰۰۰	-	عدد رینولدز جریان اصلی
۱۵	۱۵	۱۵	۱۰	متر بر ثانیه	سرعت جریان خنک‌کننده

شرایط آزمایشگاه آئرو دینامیک به ترتیب $9/806 \text{ m}^2/\text{s}$ و kg/m^3 $1/05$ محاسبه شده است. در جدول ۲ سرعت جریان اصلی (تونل باد) و سرعت جریان خنک‌کننده (ثانویه) به منظور دستیابی به نسبت دمش‌های مورد نظر آورده شده است.

۴- آزمون محاسبه ضریب اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای

با استفاده از حل تشابهی معادله انرژی برای سیال با خواص ثابت،

$$\eta = \frac{T_{\infty} - T_{aw}}{T_{\infty} - T_{c,exit}} = f\left(\frac{x_{wall}}{L}, \frac{y_{wall}}{L}, Re_{\infty}, BR\right) \quad (10)$$

در حالتی که شار حرارتی بر روی دیواره وجود ندارد (شرایط دیواره آدیاباتیک)، پارامترهای موثر بر ضریب اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای توسط اکرت^۲ [۱۳] به صورت رابطه (۱۰) به دست آمده است.

همانطور که در رابطه (۱۰) نشان داده شده است، ضریب اثربخشی مستقل از دمای جریان خنک‌کننده و جریان اصلی است؛ بنابراین نتایج آزمایشات حالت $T_c < T$ مشابه نتایج آزمایشات در حالت $T_c > T$ است. در پژوهش‌های تجربی بسیاری جریان تزریق شونده گرم شده است [۱۴]. از این‌رو در پژوهش حاضر به منظور سادگی کار و با در نظرگیری مسائل اقتصادی دمای جریان اصلی برابر با دمای

نوع کا استفاده شده است. برای محاسبه ضریب اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای، دمای سیال تزریقی در هنگام خروج از سوراخ با استفاده از ترموکوپل اندازه گرفته می‌شود. سپس با استفاده از دمانگار مادون قرمز دمای محلی آدیاباتیک دیواره در نقاط مورد نظر در نوک پره اندازه گرفته می‌شود. دقت دمانگار مادون قرمز در بازه ۲۰ تا ۳۰۰ درجه سلسیوس مقدار $\pm 1/0$ درجه سلسیوس و دقت ترموکوپل نوع کا در بازه ۴۰- تا ۱۰۰۰ درجه سلسیوس مقدار $\pm 0/5$ درجه سلسیوس توسط سازندگان گزارش شده است.

سنجش مقادیر فشار استاتیک و کل در ورودی محفظه کسکید و در خروجی هیتز جریان ثانویه به منظور محاسبه‌ی سرعت جریان اصلی و جریان خنک‌کننده (ثانویه) در حالات مختلف آزمایش با استفاده از لوله پیتوت^۱ انجام شده است. سرعت سیال با توجه به

$$V = \sqrt{\frac{\rho_{oil} \times g \times (P_t - P_s) \times 2}{\rho_{air}}} \quad (9)$$

اختلاف فشار استاتیک و کل از رابطه (۹) محاسبه می‌شود.

در رابطه (۹)، ρ_{oil} چگالی گازوئیل و برابر با مقدار kg/m^3 $835/16$ است. همچنین مقادیر ثابت گرانج و چگالی هوا در

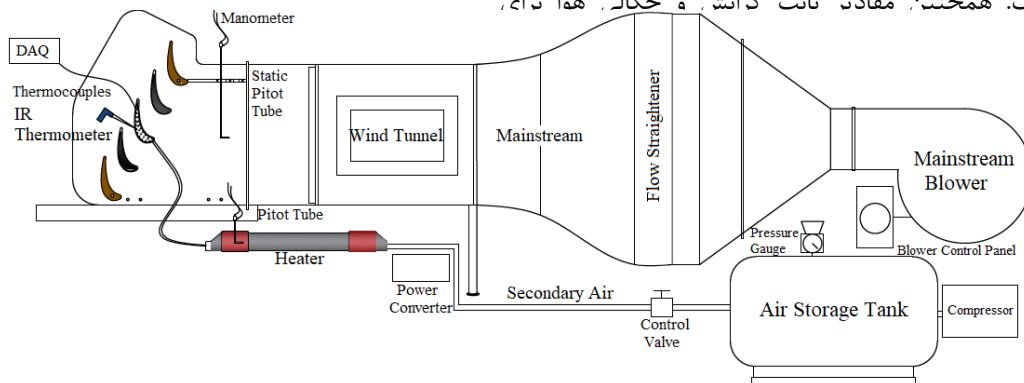


Fig. 5. Schematic diagram of the experimental film-cooling set-up

شکل ۵: طرحواره‌ای از سیستم آزمایشگاهی

آشفتگی کا-اپسیلون قابل دسترسی در نرم‌افزار انسیس سی‌اف‌ایکس^۳ ۱۹/۰ به منظور اندازه‌گیری اثربخشی آدیاباتیک خنک‌کاری لایه‌ای و ضریب انتقال حرارت در نوک پره‌ی کسکید توربین محوری استفاده شده است. با توجه به اینکه اهداف اصلی در این شبیه‌سازی مطالعه توزیع ضریب انتقال حرارت در ناحیه نوک پره، مشاهده گردابه ناشی نوک و بررسی اثرات آن بر جریان گذرگاهی و بار حرارتی به هنگام تغییر هندسه نوک می‌باشد، استفاده از مدل آشفتگی دو معادله‌ای کا-اپسیلون انتخاب مناسبی برای شبیه‌سازی جریان‌های چرخشی و توزیع انتقال حرارت در داخل حفره اسکویئر است [۱۷ و ۱۸]. برای انجام محاسبات از یک رایانه ۱۶ هسته‌ای واقع در انستیتو توربین گاز دانشگاه علم و صنعت ایران استفاده شده است. با استفاده از تغییر پارامترهای خنک‌کاری مانند نسبت دمش به مقادیر ۰/۵، ۰/۷۵، ۱/۰ و ۱/۵، آیرودینامیک، انتقال حرارت و نحوه رشد و توسعه گردابه ناشی از حضور جریان خنک‌کاری لایه‌ای در قسمت نوک پره و نواحی نزدیک به نوک پره مورد بررسی قرار گرفته است.

۱-۵- شبکه‌بندی حل و استقلال حل از شبکه

شبکه‌بندی دامنه حل با استفاده از نرم‌افزار انسیس آی‌سی‌ای‌ام ۱۹/۰ انجام شده است. به منظور ارزیابی شبکه محاسباتی برای حالت پره دارای اسکویئر سه شبکه درشت، متوسط و ظریف ظریف به ترتیب با ۱/۱۶۵/۷۴۵، ۴/۳۸۸/۲۹۸ و ۱۱/۵۸۷/۸۱۵ تعداد سلول شش وجهی در نظر گرفته شده است. در جدول ۳ تعداد سلول شش‌وجهی متناظر با سه شبکه محاسباتی مذکور و مقایسه متوسط ضریب اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای بر روی سطح حفره در نسبت دمش واحد آورده شده است. شبکه محاسباتی متوسط در مقاله حاضر به عنوان شبکه انتخاب شده است که در شکل ۶ قابل مشاهده است. همچنین به منظور صحت‌سنجی این انتخاب، مقایسه‌ای بین نتایج متوسط اثربخشی خنک‌کاری به‌دست آمده از شبیه‌سازی‌های سه شبکه در مقایسه با نتایج تجربی برای نسبت دمش واحد انجام شده است. همانطور که در شکل ۷ نشان داده شده است، نتایج به‌دست آمده از شبیه‌سازی‌ها با شبکه‌های متوسط و ظریف تطابق خوبی با نتایج تجربی داشته‌اند. همچنین نتایج این دو شبکه تنها در ناحیه لبه حمله و لبه فرار تفاوت‌های جزئی با یکدیگر دارند. همچنین شکل

محیط در نظر گرفته شده و جریان ثانویه گرم شده است. در شکل ۵ طرح‌واره‌ای از سیستم آزمایشگاهی آورده شده است.

۱-۴- تحلیل عدم قطعیت

بررسی صحت و دقت نتایج حاصل از مطالعات تجربی انجام شده در پژوهش حاضر با استفاده از تحلیل خطا به روش مفات^۱ [۱۵] صورت گرفته است. در ابتدا تخمین و برآورد خطا برای مقادیر اندازه‌گیری شده در طول مطالعات تجربی انجام شده و سپس به تحلیل و بررسی عدم قطعیت ضریب اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای در طی محاسبات انتقال حرارت پرداخته شده است. همانطور که در بخش‌های پیشین گفته شد، فرمول مورد استفاده در محاسبه ضریب اثربخشی خنک‌کاری تابعی از دمای دیواره، دمای سیال خنک‌کننده و دمای جریان اصلی است. مقادیر مربوط به خواص فیزیکی هوا و گازوئیل داخل مانومتر از جدول خوانده شده‌اند و به‌طور معمول مقدار

$$u_{\eta} = \sqrt{u_{\infty}^2 + u_c^2 + u_{aw}^2 + u_p^2 + u_H^2 + u_{\rho}^2 + u_{IR}^2 + u_k^2} \quad (11)$$

۳ درصد (± 0.03) عدم قطعیت نسبی برای این مقادیر در نظر گرفته می‌شود. با استفاده از رابطه مجموع مربعات^۲ مطابق با رابطه (۱۱) عدم قطعیت برابر با ۵/۹۳۱ درصد به‌دست آمده است.

در رابطه (۱۱)، $u_k, u_{IR}, u_{\rho}, u_H, u_p, u_{aw}, u_c, u_{\infty}$ به ترتیب بیانگر مقادیر عدم قطعیت متناظر با اندازه‌گیری دمای جریان اصلی، دمای سیال خنک‌کننده، دمای دیواره آدیاباتیک، فشار کمپرسور رفت و برگشتی (برای تامین جریان ثانویه استفاده شده است)، ارتفاع گازوئیل در مانومتر، چگالی هوا و گازوئیل، دامنگار مادون قرمز و ترموکوپل است.

۵- روش شبیه‌سازی عددی

در پژوهش حاضر، میزان اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای و ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی در نوک پره‌ی توربین گاز با بهره‌گیری از رهیافت معادلات ناویر-استوکس به روش میانگین‌گیری رینولدز بررسی شده است [۱۶]. در شبیه‌سازی رنز در پژوهش حاضر، از مدل

1 Robert J. Moffat

2 Root-Sum-Square (RSS) method

جدول ۳: مقایسه شبکه‌های محاسباتی

Table 3. Comparison of different grid resolutions for squealer tip case

متوسط ضریب اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای	تعداد سلول شش وجهی	شبکه محاسباتی
۰/۱۷۸۵۴	۱/۱۶۵/۷۴۵	درشت
۰/۱۹۸۵۲	۴/۳۸۸/۲۹۸	متوسط
۰/۲۰۰۸۹	۱۱/۵۸۷/۸۱۵	ظریف

نوک پره برابر با ۱۳ است. حل دامنه شبکه‌بندی شده در شرایط پایا صورت گرفته است و شرط همگرایی معادلات رسیدن باقیمانده^۱ به عدد 1×10^{-6} تنظیم شده است.

۵-۲- شرایط مرزی

به منظور به حداقل رساندن گرادیان‌های ناخواسته در جهت جریان فاصله‌ی ورودی جریان به دامنه از لبه‌ی حمله پره ۱۸۰ میلی‌متر (۱/۳ برابر وتر محوری) و همچنین فاصله‌ی خروجی جریان از دامنه‌ی محاسباتی تا لبه‌ی فرار پره‌ی هدف ۲۵۰ میلی‌متر (۱/۸ برابر وتر محوری) در نظر گرفته شده است. به منظور کاهش هزینه‌های محاسباتی، فقط یک گذرگاه پره در راستای گام^۲ مدل شده است و به

جدول ۴: خطای مطلق و نسبی در نواحی مختلف سطح حفره اسکویپلر
Table 4. Absolute and relative experimental errors on film-cooling effectiveness

متوسط ضریب اثربخشی بر روی سطح حفره	خطای مطلق	درصد خطای نسبی
ناحیه لبه حمله	۰/۰۱۷	٪ ۲۰/۳
ناحیه میانی وتر	۰/۰۱۶	٪ ۸/۲
ناحیه لبه فرار	۰/۰۲۲	٪ ۶/۶

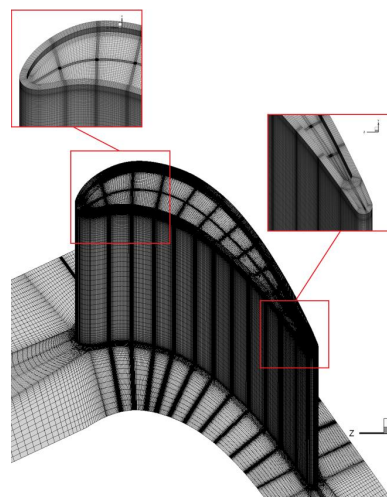


Fig. 6. Schematic view of computational meshes for squealer tip

شکل ۶: نمایی از شبکه محاسباتی متوسط پره دارای اسکویپلر

۷ نشان می‌دهد که نتایج به‌دست آمده از هر سه شبکه دارای روند یکسانی در طول وتر پره هستند. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که ریز کردن شبکه محاسباتی تاثیر زیادی بر نتایج انتقال حرارت نخواهد داشت. در جدول ۴ میانگین خطای مطلق و درصد خطای نسبی در سه ناحیه از سطح حفره آورده شده است. همانطور که از جدول ۴ پیدا است، به علت حضور ساختارهای پیچیده گردابه‌ای در ناحیه لبه حمله نتایج تجربی ضریب اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای مقادیر بیشتری نسبت به نتایج عددی نشان می‌دهد، که دلیل آن را می‌توان دقت نسبتاً پایین مدل توربولانسی انتخاب شده، بیان کرد. مقدار بیشینه y^+ بر روی سطح پره کمتر از ۳۳ و مقدار متوسط y^+ در ناحیه

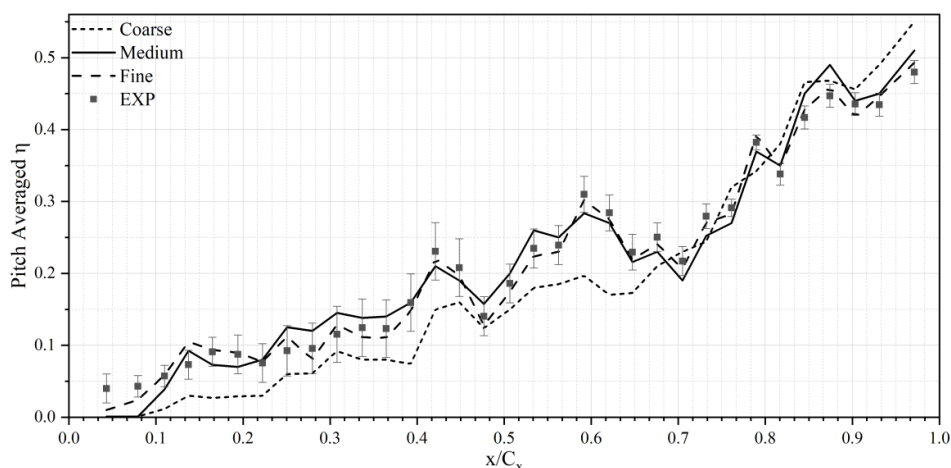


Fig. 7. Comparison between pitch-averaged film-cooling effectiveness obtained by the $k-\epsilon$ model using different grid resolutions and experimental data at $BR = 1.0$

شکل ۷: مقایسه ضریب اثربخشی متوسط به‌دست آمده توسط مدل کا-اِپسیلون برای شبکه‌های مختلف و همچنین با نتایج آزمایش تجربی در راستای وتر پره در نسبت دم‌ش واحد

- 1 RMS residual
- 2 Pitch-wise blade passage

جدول ۵. شرایط مرزی
Table 5. Boundary conditions

مقدار	واحد	توضیحات	مرز
۷۰	درجه سلسیوس	دما	ورودی کسکید
متوسط > ۵٪	-	شدت اغتشاشات	
۲۰، ۱۵، ۱۰	متر بر ثانیه	سرعت جریان اصلی	
۰	پاسکال	فشار مرجع	خروجی کسکید
-	-	آدیاباتیک، شرط عدم لغزش	سطح پره
-	-	آدیاباتیک (جهت محاسبه ضریب اثر بخشی)	سطح ناحیه نوک پره
۱۰۰۰	وات بر مترمربع	شار حرارتی ثابت (جهت محاسبه ضریب انتقال حرارت)	
-	-	آدیاباتیک	دیواره‌های کسکید
۳۰	درجه سلسیوس	دما	ورودی سیال خنک کننده
۱۵، ۱۰	متر بر ثانیه	سرعت جریان ثانویه	

نتایج عددی برای دو هندسه نوک تخت و نوک دارای اسکویئر به تحلیل و بررسی اثرات هندسه و نسبت دمش‌های مختلف بر عملکرد خنک کاری لایه‌ای و انتقال حرارت در ناحیه نوک پره توربین پرداخته شده است.

۶-۱- نتایج آزمایش‌های تجربی

در شکل ۸ نتایج حاصل از آزمایش‌های تجربی در چهار نسبت دمش ۰/۵، ۰/۷۵، ۱/۰ و ۱/۵ آورده شده است. به‌طور کلی در همه حالات مشاهده می‌شود که سوراخ‌های ۱ و ۲ که نزدیک به لبه حمله

مرزهای بالا و پایین شرط مرزی پریودیک انتقالی اعمال شده است. شرط مرزی در ورودی دامنه سرعت ورودی، در خروج فشار خروجی و دو طرف پره نیز شرط دیواره در نظر گرفته شده است. جدول ۵ بیانگر خلاصه‌ای از شرایط مرزی استفاده شده است.

۶- نتایج و بحث

در این قسمت به ارائه نتایج حاصل از مطالعات تجربی و عددی در پژوهش حاضر پرداخته شده است. در بخش اول، نتایج آزمایش‌های تجربی مرتبط با پره با نوک اسکویئر آورده شده است. در ادامه با ارائه

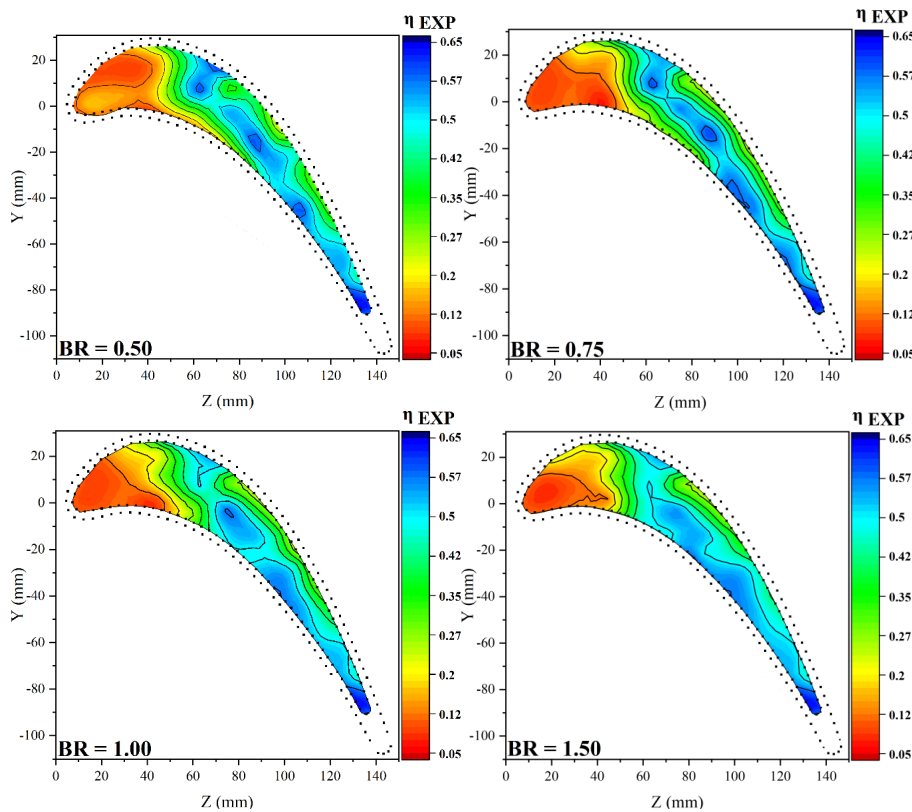


Fig. 8. Film cooling effectiveness contours on squealer tip at different blowing ratios

شکل ۸: کانتور توزیع ضریب اثر بخشی خنک کاری در چهار نسبت دمش

لبه حمله قرار گرفته‌اند و عملکرد خنک‌کاری در این نواحی به‌صورت قابل توجهی بهبود پیدا کرده است. هرچند نواحی نزدیک به لبه حمله در سمت فشار همچنان در معرض بار حرارتی ناشی از برخورد جریان داغ نشتی و گردابه حفره قرار دارند. رفتار اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای در سطح حفره اسکویئر با نتایج مطالعات تجربی در مراجع [۸ و ۱۶] همخوانی دارد.

۲-۶- نتایج شبیه‌سازی عددی

در ادامه نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی در دو هندسه پره با نوک تخت و پره دارای اسکویئر آورده شده است.

۲-۶-۱- مدل بدون خنک‌کاری لایه‌ای

در این بخش به بررسی عملکرد آیرودینامیکی در پره با هندسه نوک متفاوت بدون تزریق سیال خنک‌کننده پرداخته شده است. ضریب افت فشار کل یکی از مهم‌ترین کمیت‌های آیرودینامیکی در

$$C_{p0} = \frac{P_{1,t} - P_t}{P_{1,t} - P_{2,s}} \quad (12)$$

پیش‌بینی عملکرد آیرودینامیکی پره به شمار می‌رود. ضریب افت فشار کل از رابطه (۱۲) محاسبه می‌شود:

در شکل ۹ کانتور ضریب افت فشار کل در صفحه واقع در پشت پره به فاصله ۵٪ از لبه فرار در دو هندسه پره با نوک تخت و پره دارای اسکویئر نشان داده شده است. این کانتورها نمایانگر

قرار دارند تاثیر زیادی در افزایش ضریب اثربخشی لبه حمله سطح حفره نداشته‌اند. همچنین ناحیه بین خط میانی کمبر و سمت فشار پره تحت پوشش فیلم خنک‌کننده قرار گرفته و در برابر بارهای گرمایی محافظت می‌شوند. جریان اصلی به هنگام عبور از فاصله درز نوک از قسمت جلویی اسکویئر در سمت فشار و مکش لبه حمله پره، با سطح حفره برخورد می‌کند، جریان ثانویه را به سمت مکش پره حرکت می‌دهد و باعث می‌شود جریان خنک‌کننده پوشش کمی در این ناحیه ایجاد کند؛ این امر منجر به کاهش ضریب اثربخشی خنک‌کاری در قسمت جلویی سطح حفره تا فاصله نزدیک به ۳۰٪ از لبه حمله پره می‌شود. همانطور که در شکل ۸ نشان داده شده است، مقدار بیشینه ضریب اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای بلافاصله در نواحی نزدیک به سوراخ قابل حصول است.

در نسبت دمش‌های پایین، به علت چسبندگی جریان تزریق شده بر روی سطح، ضریب اثربخشی خنک‌کاری در ناحیه میانی پره تا لبه فرار افزایش یافته است. با افزایش نسبت دمش به بیشتر از ۱/۰، به دلیل بلند شدن جت‌های تزریق شونده از روی سطح، مقدار بیشینه ضریب اثربخشی بر روی سطح کاهش پیدا می‌کند؛ از طرف دیگر، با افزایش نسبت دمش، توزیع ضریب اثربخشی بر روی سطح حفره در نواحی میانی وتر تا نزدیک به لبه فرار پره یکنواخت‌تر می‌شود و به علت اختلاط شدید جریان خنک‌کننده و جریان داغ نشتی نوک نواحی بیشتری از سطح حفره تحت پوشش سیال خنک‌کننده قرار گرفته است. با بالا رفتن نسبت دمش نواحی نزدیک به لبه حمله در سمت مکش پره تحت پوشش جت‌های تزریق شونده از سوراخ‌های

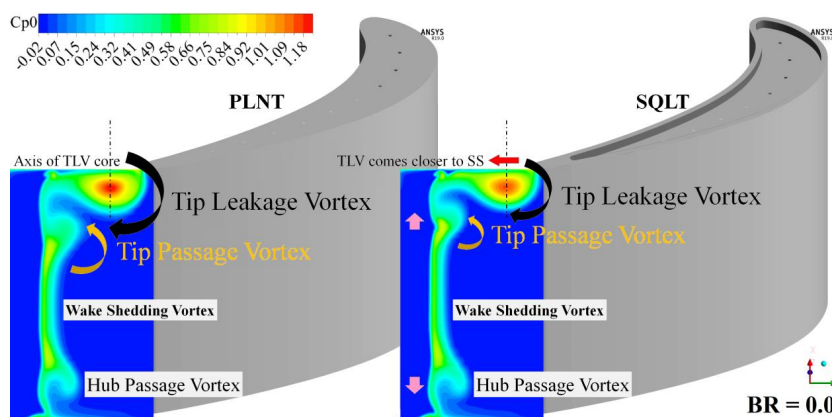


Fig. 9. Contour of total pressure loss coefficient at the exit plane for BR = 0.0

شکل ۹: کانتور ضریب افت فشار کل محلی در صفحه به فاصله ۵٪ از لبه فرار در حالت بدون تزریق خنک‌کننده

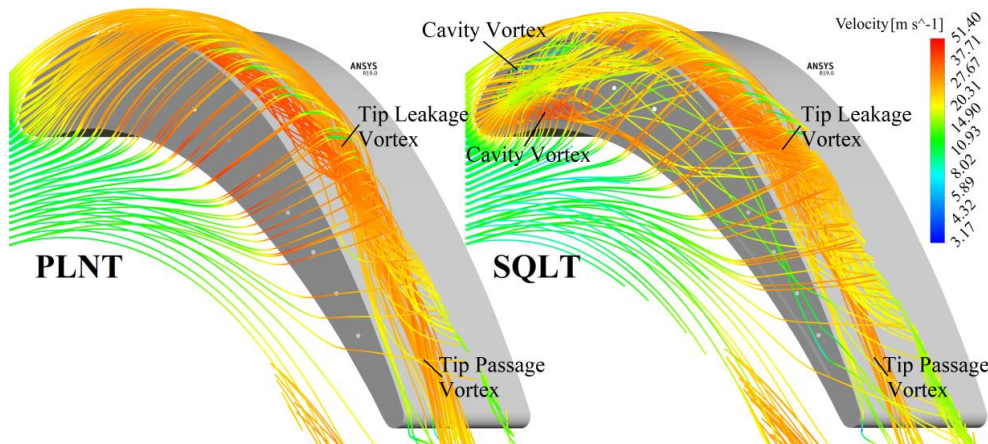


Fig. 10. Streamlines within the tip gap for two tip configurations (no film-cooling)
 شکل ۱۰. خطوط جریان در فاصله درز نوک در دو هندسه نوک تخت و نوک دارای اسکوییلر

محوری پره رسم شده است. همانطور که از نمودار دیده می‌شود، به علت وجود اختلاف فشار استاتیک در دو سمت فشار و مکش نرخ جریان نشستی از فاصله درز نوک در هندسه‌های نوک تخت و دارای اسکوییلر از ابتدای پره تا ۹۵٪ از وتر محوری روند افزایشی یکسان و تقریباً مشابه داشته است. همچنین شکل ۱۱ نشان می‌دهد که پره دارای اسکوییلر عملکرد بهتری در کاهش دبی جریان نشستی نوک نسبت به هندسه نوک تخت داشته است. در نزدیکی لبه فرار نرخ جریان گذرنده از درز نوک مقداری کاهش پیدا کرده است که این امر ناشی از نزدیک شدن مقدار فشار استاتیک در سمت فشار و مکش پره به یکدیگر است. در مرجع [۲۳] برای روند تغییرات نرخ جریان درز نوک در طول وتر پره نتایج مشابهی به دست آمده است.

۶-۲-۲- اثر بخشی خنک کاری لایه‌ای

در پره با نوک تخت، سیال خنک‌کننده بعد از تزریق مستقیماً به سمت مکش پره هدایت می‌شود و اثر آن در پایین دست سوراخ تزریق گسترش پیدا می‌کند و در سایر قسمت‌های نوک پره اثر بخشی

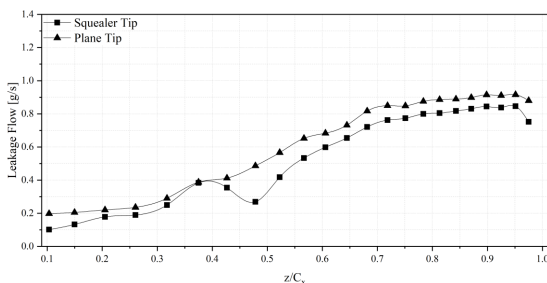


Fig. 11. Tip leakage flow rate of the plane tip and squealer through the tip gap

شکل ۱۱: مقایسه نرخ جریان نشستی از فاصله درز نوک در هندسه مختلف نوک پره تخت و نوک پره دارای اسکوییلر

ساختارهای گردابه‌ای از جمله: گردابه نشستی نوک^۱، گردابه جریان نوک^۲، گردابه‌های پشت پره^۳ و گردابه گذرگاهی دیواره^۴ است.

با توسعه گردابه نعل اسبی در پایین دست پره، لایه مرزی بر روی سطح دیواره کسکید تحت تاثیر قرار می‌گیرد. به علت اختلاف فشار عرضی، یک گردابه گذرگاهی در نزدیکی دیواره تشکیل می‌شود و در قسمت پایین دست پره، در لبه فرار، گردابه‌هایی مشاهده می‌شود. به دلیل بالا بودن شدت آشفتگی گردابه نشستی نوک، گردابه گذرگاهی نوک به سمت بالا (نوک پره) کشیده می‌شود [۱۹].

همانطور که از شکل ۹ مشخص است، حضور اسکوییلر در قسمت نوک پره سبب کاهش محسوس اندازه گردابه نشستی نوک نسبت به هندسه نوک تخت شده است. به دنبال آن تضعیف قابل توجه قدرت گردابه در قسمت هسته (مرکز) در هندسه دارای اسکوییلر قابل مشاهده است [۲۰ و ۲۱]. به علت پایین بودن ممنتیم جریان نشستی نوک و اثر انسداد مضاعف ناشی از لبه‌های اسکوییلر در سمت فشار و سمت مکش بر روی جریان نشستی از نوک، گردابه نشستی نوک در پره دارای اسکوییلر به سمت مکش پره نزدیک می‌شود [۲۲]. ساختارهای گردابه‌ای در ناحیه درز نوک با استفاده از نمایش خطوط جریان در شکل ۱۰ آورده شده‌اند.

یکی از اهداف استفاده از هندسه اسکوییلر در نوک پره‌های توربین، کاهش نرخ دبی جرمی جریان نشستی از فاصله درز نوک است. در نمودار شکل ۱۱ نرخ جریان نشستی از فاصله نوک در راستای وتر

- 1 Tip leakage vortex
- 2 Tip passage vortex
- 3 Wake shedding vortex
- 4 Hub passage vortex

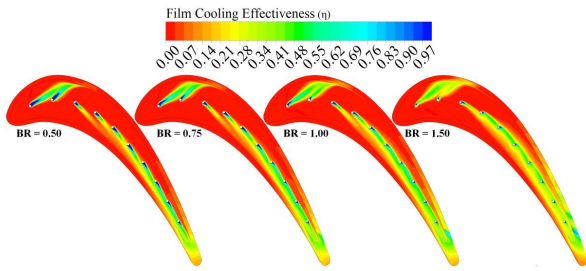


Fig. 13. Film cooling effectiveness distribution on blade tip surface for the squealer tip

شکل ۱۳: کانتور توزیع اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای در پره با نوک دارای اسکوییلر

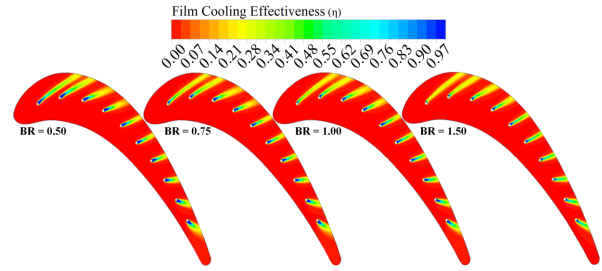


Fig. 12. Film cooling effectiveness distribution on blade tip surface for the plane tip

شکل ۱۲: کانتور توزیع اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای در پره با نوک تخت

با افزایش نسبت دمش ضریب اثربخشی و مناطق تحت پوشش فیلم خنک‌کننده بر روی سطح حفره افزایش پیدا می‌کند. رفتار ضریب اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای با نتایج به‌دست آمده در مراجع [۲۴] و [۲۵] همخوانی دارد.

همانطور که در شکل ۱۴ نشان داده شده است، در تمام نسبت دمش‌ها، متوسط اثربخشی خنک‌کاری در سطح پروفیل نوک پره با نوک تخت کمتر از هندسه پره با نوک دارای اسکوییلر است. با افزایش نسبت دمش از ۰/۵ به ۰/۷۵، متوسط اثربخشی در پره با نوک تخت افزایش پیدا می‌کند. سپس با افزایش نسبت دمش تا مقادیر بالاتر از ۰/۷۵، به علت جدا شدن جت خنک‌کننده از سطح، ضریب اثربخشی به میزان ۶٪ کاهش پیدا می‌کند.

در پره دارای اسکوییلر، متوسط اثربخشی لایه‌ای در سطوح داخلی لبه‌ی اسکوییلر کمتر از سایر قسمت‌های نوک پره است و با افزایش نسبت دمش، متوسط ضریب اثربخشی بر روی لبه داخلی اسکوییلر و سطح بالای اسکوییلر به ترتیب ۲۳٪ و ۱۵٪ افزایش پیدا می‌کند.

۲-۲-۳- ضریب انتقال حرارت

شکل ۱۵ توزیع ضریب انتقال حرارت در پره با نوک تخت را

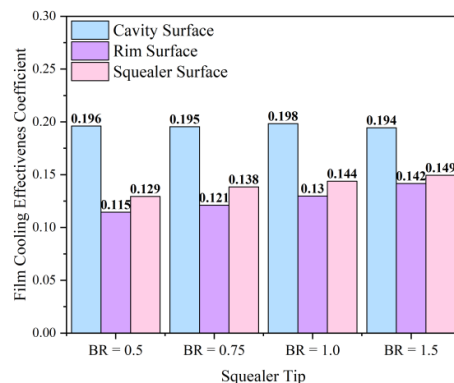
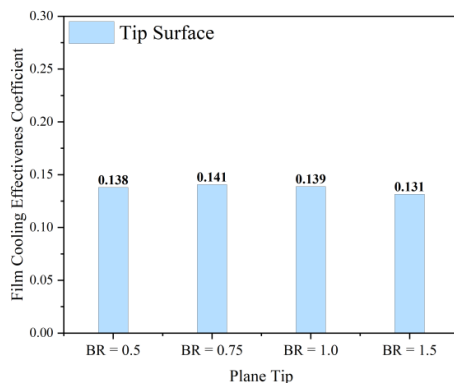


Fig. 14. Area-averaged film cooling effectiveness for the plane tip and squealer tip geometries

شکل ۱۴: مقایسه متوسط ضریب اثربخشی در نوک پره تخت (سمت راست) و نوک پره دارای اسکوییلر (سمت چپ) در چهار نسبت دمش

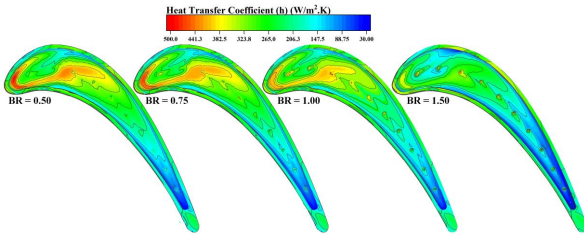


Fig. 16. Heat transfer coefficient distribution on blade tip surface for the squealer tip

شکل ۱۶: کانتور توزیع ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی در پره با نوک دارای اسکویپلر

نسبتا بالا تا میانه وتر پره در راستای خط الحاق مجدد جریان را در برمی‌گیرند. با افزایش نسبت دممش توزیع ضریب انتقال حرارت در سطح حفره افزایش پیدا کرده و از بار حرارتی نواحی نزدیک به لبه حمله کاسته می‌شود. به نظر می‌رسد که افزایش نسبت دممش سبب کاهش ضریب انتقال حرارت در سطح حفره و در نزدیکی لبه حمله می‌شود. هرچند که این کاهش ضریب انتقال حرارت به اندازه حالت پره با نوک تخت نیست.

همانطور که در شکل ۱۷ نشان داده شده است، با افزایش نسبت دممش، مقدار متوسط ضریب انتقال حرارت در سطح پروفیل پره‌های نوک تخت و نوک دارای اسکویپلر به ترتیب به مقدار ۴۳٪ و ۴۴٪ کاهش پیدا می‌کند. در تمام نسبت دممش‌ها، متوسط ضریب انتقال حرارت در سطح پروفیل نوک پره با نوک تخت بسیار بیشتر از هندسه دارای اسکویپلر است. تحلیل و بررسی متوسط ضریب انتقال حرارت در نوک پره دارای اسکویپلر نشان می‌دهد که در اثر ورود و شتاب‌گیری جریان ناشی در فاصله درز نوک، متوسط ضریب انتقال حرارت در بالای اسکویپلر و سطح داخلی لبه اسکویپلر به صورت قابل توجهی بیشتر از سایر نواحی است و با بالا رفتن نسبت دممش، انتقال حرارت در سطوح ذکر شده کاهش پیدا می‌کند.

۷- نتیجه‌گیری

در مقاله حاضر، عملکرد خنک‌کاری لایه‌ای در ناحیه نوک پره کسکید توربین محوری واقع در آزمایشگاه تحقیقاتی آیرودینامیک و توربوماشین‌های تراکم پذیر دانشگاه علم و صنعت به صورت تجربی مورد مطالعه قرار گرفته است. با استفاده از روش اندازه‌گیری انتقال حرارت حالت پایا، توزیع ضریب اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای در چهار نسبت دممش ۰/۵، ۰/۷۵، ۱/۰ و ۱/۵ بر روی سطح نوک پره بررسی شده است. سپس، به منظور بررسی عملکرد خنک‌کاری و درک بهتر

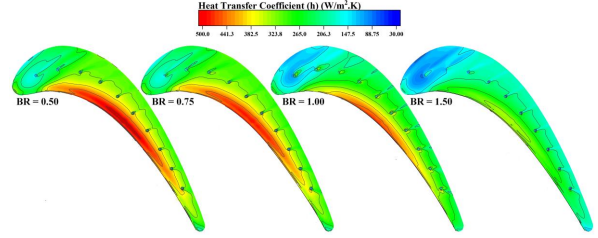


Fig. 15. Heat transfer coefficient distribution on blade tip surface for the plane tip

شکل ۱۵: کانتور توزیع ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی در پره با نوک تخت

در چهار نسبت دممش مختلف نشان می‌دهد. در نزدیکی لبه حمله نواحی دارای ضریب انتقال حرارت پایین مشاهده می‌شود. هنگام ورود جریان داغ ناشی به فاصله درز نوک، به علت جدایی جریان در لحظه عبور از لبه سمت فشار پره و سپس الحاق مجدد در ناحیه نزدیک به سمت فشار پره، ضریب انتقال حرارت از میانه وتر تا لبه فرار افزایش پیدا می‌کند. اثر واضح و مشخص افزایش نسبت دممش، کاهش ضریب انتقال حرارت در نوک پره، به ویژه در نواحی نزدیک به سمت فشار است. علاوه بر این، گردابه‌های نعل اسبی در بالادست هر سوراخ تزریق قابل مشاهده است. در پایین‌دست سوراخ‌های خنک‌کاری ضریب اثربخشی کاهش پیدا می‌کند و در نواحی مابین سوراخ‌های تزریق به دلیل شتاب‌گیری جریان ضریب انتقال حرارت کمی بالاتر است. با افزایش نسبت دممش، به علت اثر انسداد جریان، ضریب انتقال حرارت در نوک پره تخت کاهش پیدا می‌کند.

شکل ۱۶ توزیع ضریب انتقال حرارت در سطح حفره پره دارای اسکویپلر را نشان می‌دهد. در اثر برخورد گاز ناشی به سطح حفره و چرخش آن در نواحی نزدیک به لبه حمله، انتقال حرارت در این نواحی افزایش پیدا می‌کند. از آنجایی که نسبت دممش به نوعی بیانگر ممنتم جت تزریق شونده به سطح حفره است، تعامل بین جریان ناشی و جت خنک‌کننده در فاصله درز نوک، به صورت قابل توجهی بر روی توزیع ضریب انتقال حرارت در نوک پره تاثیر می‌گذارد. در حالتی که خنک‌کاری لایه‌ای بر روی سطح وجود ندارد، در اثر قدرت زیاد گردابه داخل حفره و عدم حضور فیلم خنک‌کننده، انتقال حرارت در راستای خط برخورد جریان ناشی نوک بر روی سطح حفره بسیار زیاد است. تزریق سیال خنک‌کننده با ایجاد انسداد در برابر جریان ناشی از نوک و کاهش قدرت گردابه در داخل حفره سبب یکنواخت تر شدن توزیع انتقال حرارت در سطح حفره می‌گردد [۲۶]. در نسبت دممش‌های پایین (۰/۵ و ۰/۷۵) نواحی دارای توزیع انتقال حرارت

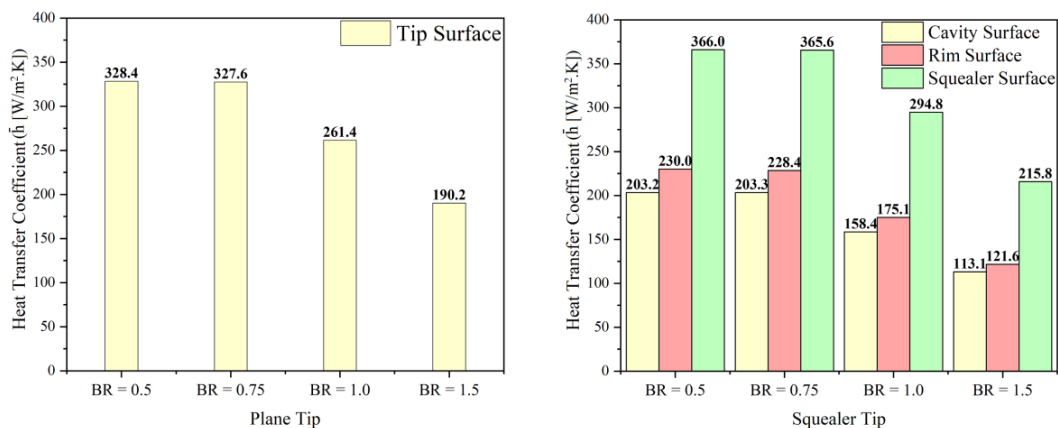


Fig. 17. Area-averaged heat transfer coefficient for the plane tip and squealer tip geometries

شکل ۱۷: مقایسه متوسط ضریب انتقال حرارت در نوک پره تخت (سمت راست) و نوک پره دارای اسکوئیلر (سمت چپ) در چهار نسبت دمش

حالتی که تزریق انجام نمی‌شود، اندازه و قدرت گردابه ناشی از نوک در پره با نوک تخت بیشتر از پره دارای اسکوئیلر است. در پره با نوک اسکوئیلر، هندسه نوک پره تاثیر به‌سزایی در توزیع ضریب اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای بر روی سطح پروفیل پره داشته است؛ و این به علت تعامل جریان ناشی و جریان خنک‌کننده و تشکیل ساختارهای گردابه‌ای پیچیده در ناحیه درز نوک پره، است. حضور اسکوئیلر سبب افزایش ضریب اثربخشی در نواحی بین کمبر و سمت فشار پره و همچنین افزایش ضریب انتقال حرارت در ناحیه لبه حمله پره می‌شود. در مقایسه با هندسه نوک تخت، پره دارای اسکوئیلر عملکرد آیرودینامیکی بهتری در کاهش دبی جریان ناشی درز نوک دارد.

تشکر و قدردانی

کار تحقیقاتی حاضر تحت حمایت‌های مالی و پشتیبانی آزمایشگاه تحقیقاتی آیرودینامیک و توربوماشین‌های تراکم‌پذیر دانشگاه علم و صنعت ایران انجام شده است. لذا بدین وسیله از تمامی مسئولین ذیربط قدردانی می‌گردد.

فهرست علائم

علائم انگلیسی

BR نسبت دمش
 C_p ضریب افت فشار کل
 C_x وتر محوری پره، mm
 d فاصله درز نوک، mm

مشخصه‌های فیزیکی جریان ناشی نوک شبیه‌سازی عددی برای پره با هندسه نوک تخت و دارای اسکوئیلر انجام شده است.

• مطالعات تجربی در پره دارای اسکوئیلر نشان داد که جت‌های خنک‌کننده توسط ساختارهای گردابه‌ای در داخل حفره به طرف لبه سمت فشار هدایت می‌شوند و پوشش دهی نسبتاً خوبی را برای نواحی بین خط کمبر و سمت فشار پره از قسمت میانی تا انتهای پره فراهم می‌آورد. همچنین، در نسبت دمش‌های کم، به علت پایین بودن ممنتوم جت خنک‌کننده و زاویه تزریق متمایل، سیال خنک‌کننده به سطح چسبیده و اثربخشی خنک‌کاری در پایین دست سوراخ‌های تزریق افزایش می‌یابد. متوسط اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای بر روی حفره‌ی اسکوئیلر در نسبت دمش ۱/۰ به مقدار بیشینه خود می‌رسد. همچنین، در نسبت دمش ۱/۵ به علت بلند شدن جت خنک‌کننده از روی سطح، مقدار بیشینه‌ی اثربخشی خنک‌کاری کاهش پیدا می‌کند و در اثر اختلاط شدید جت تزریق شونده و جریان درز نوک، مناطق وسیع‌تری از میانه وتر تا لبه فرار تحت پوشش سیال خنک‌کننده قرار می‌گیرد.

• نتایج شبیه‌سازی عددی نشان داد که در هندسه نوک تخت فقط نواحی بین کمبر و سمت مکش پره تحت پوشش سیال خنک‌کننده قرار می‌گیرند. با افزایش نسبت دمش، به دلیل جدایش جت خنک‌کننده از روی سطح، ضریب اثربخشی در پایین دست سوراخ‌های تزریق کاهش پیدا می‌کند. به علت الحاق مجدد جریان ناشی در سمت فشار، ضریب انتقال حرارت در این نواحی بیشتر از سایر قسمت‌های نوک تخت است. با افزایش نسبت دمش ضریب انتقال حرارت بر روی سطح کاهش پیدا می‌کند. علاوه بر این، در

ارتفاع اسکوییلر، mm	h	گازوئیل oil
ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی، W/m^2K	h	فشار کمپرسور رفت و برگشتی P
اختلاف دمای محلی و دمای مرجع، C°	t	استاتیک s
شار حرارتی، W/m^2	q	کل t
اسپین پره، m	S	دیواره w
دمای استاتیک، C°	T	چگالی گازوئیل ρ
سرعت جریان، m/s	U	جریان اصلی ∞
عدم قطعیت	u	

کلمات مخفف

مؤلفه سرعت در راستای x، m/s	u	تجربی EXP
مؤلفه سرعت در راستای y، m/s	v	معادلات میانگین‌گیری شده ناویر-استوکس RANS
مؤلفه سرعت در راستای z، m/s	w	پره با نوک تخت PLNT
مختصات کارتیزین	x	سمت فشار پره PS
مختصات کارتیزین	y	پره با نوک دارای اسکوییلر SQLT
فاصله بی‌بعد اولین سلول +y	$+y$	سمت مکش پره SS
مختصات کارتیزین	z	

علائم یونانی

چگالی، kg/m^3	ρ
ضریب اثربخشی خنک‌کاری لایه‌ای	η
ضریب پخش گرمایی، s/m^2	α
ضریب اصطکاک جریان آرام، s/m^2	εH

زیرنویس

ورودی کسکید	۱
خروجی کسکید	۲
هو	air
آدیاباتیک دیواره	aw
سیال خنک‌کننده	c
خروجی سوراخ تزریق	exit
خنک‌کاری لایه‌ای	f
ارتفاع گازوئیل	H
دمانگار مادون قرمز	IR
ایزوانرژتیک دیواره	iw
ترموکوپل	K

- [1] S.W. Lee, S.U. Kim, K.H. Kim, Aerodynamic performance of winglets covering the tip gap inlet in a turbine cascade, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 34 (2012) 36-46.
- [2] S. Naik, C. Georgakis, T. Hofer, D. Lengani, Heat transfer and film cooling of blade tips and endwalls, *Journal of Turbomachinery*, 134(4) (2012) 041004.
- [3] S. Acharya, H. Yang, S.V. Ekkad, C. Prakash, R. Bunker, Numerical simulation of film cooling on the tip of a gas turbine blade, in: *ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air*, American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, 2002, pp. 1051-1062.
- [4] J. Christophel, K.A. Thole, F. Cunha, Cooling the Tip of a Turbine Blade Using Pressure Side Holes—Part II: Heat Transfer Measurements, *J. Turbomach.*, 127(2) (2005) 278-286.
- [5] H. Nasir, S.V. Ekkad, R.S. Bunker, Effect of tip and pressure side coolant injection on heat transfer distributions for a plane and recessed tip, *Journal of Turbomachinery*, 129(1) (2007) 151-163.
- [6] M. Rezasoltani, K. Lu, M.T. Schobeiri, J.-C. Han, A combined experimental and numerical study of the

- [17] K. He, Investigations of film cooling and heat transfer on a turbine blade squealer tip, *Applied Thermal Engineering*, 110 (2017) 630-647.
- [18] I. Sadreghighi, *Essentials of Turbomachinery in CFD*, 2019.
- [19] H. Li, X. Su, X. Yuan, Entropy Analysis of the Flat Tip Leakage Flow with Delayed Detached Eddy Simulation, *Entropy*, 21(1) (2019) 21.
- [20] L. Kavurmacioglu, H. Maral, C.B. Senel, C. Camci, Performance of partial and cavity type squealer tip of a HP turbine blade in a linear cascade, *International Journal of Aerospace Engineering*, 2018 (2018).
- [21] W. Li, W.-y. Qiao, K.-f. Xu, H.-l. Luo, Numerical simulation of tip clearance flow passive control in axial turbine, *Journal of Thermal Science*, 17(2) (2008) 147-155.
- [22] H. Ma, L. Wang, Experimental study of effects of tip geometry on the flow field in a turbine cascade passage, *Journal of Thermal Science*, 24(1) (2015) 1-9.
- [23] H. Maral, C.B. Senel, L. Kavurmacioglu, C. Camci, Aerothermal performance of partial and cavity squealer tip in a linear turbine cascade, in: *Proceedings of the 2nd International Conference on Advances in Mechanical Engineering*, Istanbul, Turkey, 2016.
- [24] J.S. Kwak, J.-C. Han, Heat transfer coefficients and film cooling effectiveness on the squealer tip of a gas turbine blade, *Journal of Turbomachinery*, 125(4) (2003) 648-657.
- [25] Z. Zhou, S. Chen, W. Li, S. Wang, Thermal performance of blade tip and casing coolant injection on a turbine blade with cavity and winglet-cavity tip, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 130 (2019) 585-602.
- [26] J. Kim, W. Seo, M. Bang, S.H. Kim, S.M. Choi, H.H. Cho, Effect of Shelf Squealer Tip Configurations on Film Cooling Effectiveness, in: *ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, 2018.
- turbine blade tip film cooling effectiveness under rotation condition, *Journal of Turbomachinery*, 137(5) (2015) 051009.
- [7] Y.C. Nho, Y.J. Lee, J.S. Kwak, Effects of tip shape on the gas turbine blade tip heat transfer, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 26(2) (2012) 305-312.
- [8] J.S. Park, D.H. Lee, D.-H. Rhee, S.H. Kang, H.H. Cho, Heat transfer and film cooling effectiveness on the squealer tip of a turbine blade, *Energy*, 72 (2014) 331-343.
- [9] F. Cheng, H. Chang, J. Zhang, X. Tian, Effect of film-hole configuration on film-cooling effectiveness of squealer tips, *Journal of Thermal Science and Technology*, 12(1) (2017) JTST0004-JTST0004.
- [10] E. Eckert, Analysis of film cooling and full-coverage film cooling of gas turbine blades, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 106(1) (1984) 206-213.
- [11] D.G. Bogard, K.A. Thole, Gas turbine film cooling, *Journal of propulsion and power*, 22(2) (2006) 249-270.
- [12] H. Consigny, B. Richards, Short duration measurements of heat-transfer rate to a gas turbine rotor blade, *Journal of Engineering for Power*, 104(3) (1982) 542-550.
- [13] E. Eckert, Similarity analysis of model experiments for film cooling in gas turbines, *Wärme-und Stoffübertragung*, 27(4) (1992) 217-223.
- [14] O. Hassan, I. Hassan, Experimental investigations of the film cooling effectiveness of a micro-tangential-jet scheme on a gas turbine vane, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 61 (2013) 158-171.
- [15] R.J. Moffat, Describing the uncertainties in experimental results, *Experimental thermal and fluid science*, 1(1) (1988) 3-17.
- [16] F.-n. Cheng, J.-z. Zhang, H.-p. Chang, J.-y. Zhang, Investigations of film-cooling effectiveness on the squealer tip with various film-hole configurations in a linear cascade, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 117 (2018) 344-357.

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

R. Taghavi-Zenouz, P. Peikani, A. Akbarzadeh, *Experimental and Numerical Investigation of Film Cooling Effectiveness on Squealer Tip of a Turbine Blade*, *Amirkabir J. Mech Eng.*, 53(3) (2021) 1521-1536.

DOI: [10.22060/mej.2020.3827](https://doi.org/10.22060/mej.2020.3827)

