



## Numerical Analysis of the Effect of Natural Convection Heat Transfer on the Gas Turbine Axial Compressor Casing

M. Valizadeh<sup>1\*</sup>, M. Behnia<sup>1</sup>, A. Shahrabi Farahani<sup>1</sup>, H. Khaledi<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Department of Compressor, Turbotec Company, Tehran, Iran

<sup>2</sup> Turbotec Company, Tehran, Iran

**ABSTRACT:** The distortion of the turbine casing in response to changes in pressure and temperature conditions takes place due to various reasons. Casing distortion decreases the efficiency by increasing the flow loss at the tip of blades and seals of the turbine. In this study, the effect of natural convection heat transfer on the compressor's casing in gas turbine was investigated. For this purpose, the fluid and solid domains were simultaneously and transiently analyzed by numerical method while applying different boundary conditions to a two-dimensional model. The results showed that due to natural convection, the temperature of the upper parts of the casing increased up to a certain time and then faced a fluctuating decrease, while the temperature of the lower parts generally decreases over time. Natural convection causes a considerable temperature difference in the casing at shutdown conditions. Also, flow turbulence in the fluid is high due to the high Rayleigh Number. Although the Rayleigh Number increases as the environment's convection transfer coefficient raises, the temperature gradient between the upper and lower casing decreases locally. To reduce the casing distortion, practical solutions of adjusting the environment's convection transfer coefficient, changing the logic of bleed valves, and improving casing insulation have been proposed.

### Review History:

Received: 20 Jun. 2018

Revised: 12 Sep. 2018

Accepted: 10 Nov. 2018

Available Online: 27 Jan. 2019

### Keywords:

Gas turbine

Axial compressor

Casing

Natural convection

### 1- Introduction

One of the serious problems in power generation plants is casing distortion, which may damage the turbine components [1]. One of the conditions causes the temperature gradient in the casing is the turbine shutdown mode. On the other hand, the critical situations at engine shutdown, for the casing, shaft and consequently the entire engine, is stopping shaft at once for any reason without barring round. In this case, due to the lack of mass flow, there is natural convection between the shaft and the casing. At the shutdown mode, it is anticipated that one of the factors causing a temperature gradient in the casing is the natural convection. Here, it is necessary to determine the temperature gradient generated solely by the natural convection heat transfer in the casing. If the generated gradient is significant, it can be concluded that natural convection is one of the major factors in casing distortion. Therefore, in this paper, the temperature gradient generated in the casing from the standpoint of the natural convection heat transfer at shutdown mode has been investigated using numerical methods in the ANSYS CFX 16 software.

### 2- Methodology

#### 2- 1- Modeling

In this study, a cross-sectional compressor casing of a gas turbine is modeled with dimensional and applied realistic boundary conditions. For this purpose, a part of the inner and

outer casing, with the shaft and the fluid between them, are modeled as concentric cylinders. In this case, due to the fact that the flow rate only exists in the early stages of the shutdown and is very low, the flow rate in the axial direction is neglected. In Fig 1, the geometry of the two-dimensional model is shown. Since the geometry and applied boundary conditions are quite symmetrical to the vertical axis, half of the geometry is modeled to accelerate the process of solution.

In order to achieve the heat distribution of the structure, it is necessary to solve the energy transfer (convection) equation in the fluid and its effect on the solid temperature should be taken into account. One of the most accurate methods is the conjugate heat transfer analysis. That is, the heat transfer equation is solved simultaneously in two solid and fluid domains, with the difference that the momentum equation is not solved in the solid domain. In this study, the turbulence model of  $k-\epsilon$  has been used. This turbulence model has high accuracy in modeling the flow both near the wall and in flow away from the wall.

In this analysis, a model without the shaft is simulated to solve steady state. Under these conditions, the constant temperature has been applied to the internal wall of the main gas. The results of solving steady mode are used as the initial condition for the main model (model with shaft). Since the process of shutting down and starting the natural convection between the components is transient, the original model is solved transiently. To solve this problem, three boundary conditions are applied to the outer casing, which are given in Table 1.

#### 2- 2- Validation

To ensure the accuracy of the numerical solution of the present

\*Corresponding author's email: nozar@ssau.ac.ir



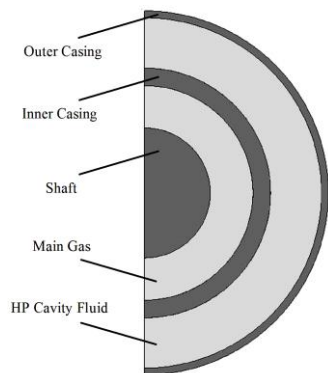


Fig. 1. Hybrid turbine model

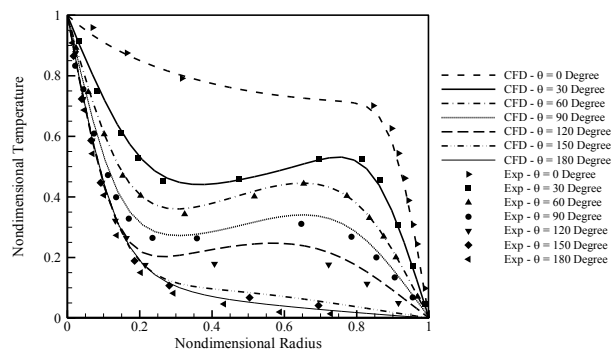


Fig. 2. The flow field and boundary conditions

Table 1. Turbine characteristics

Case	Temperature (°C)	Convection heat transfer coefficient (W/m <sup>2</sup> K)
1	30	10
2	30	30
3	30-50	10

study, a model is simulated based on the experimental results of Kuehn and Goldstein [2]. Fig. 2 shows the dimensionless temperature in terms of the dimensionless radius in several different angles for experimental results [2] and the numerical results of the present study. Angles 0 and 180 degrees represent the uppermost and lowermost points of the casing, respectively. As it is clear from Fig. 2, the results of the numerical study are in good agreement with the experimental data.

### 3- Results and Discussion

As a result of natural heat transfer, the temperature of the upper points of the casing increases to a specific time and then goes through a fluctuating decrease, while the temperature of the lower points of the casing generally decreases. In the first model, after about 4 hours, the temperature difference between the upper and lower casing reaches about 24°C, which is a significant amount. The presence of this temperature gradient causes significant distortion in the turbine casing. Due to the connection between inner and outer casings, the tip clearances is increased which increases the loss at the blade tips and seals of the turbine, decreasing the efficiency. One of the proposed solutions is changing the logic of compressor's bleed valves at shutdown [3].

To illustrate the effect of the heat transfer coefficient on the temperature gradient of the casing, the second model is analyzed. In this model, the heat transfer coefficient of the environment is tripled compared to the first model. After about 5 hours, the temperature difference reaches a maximum of 14°C. Thus, by increasing the heat transfer coefficient, the temperature gradient, in this case, is lower than the first model by about 10°C that is significant compared to the first model. Therefore, increasing the convection heat transfer coefficient on the outer casing can

be a suitable solution for reducing the temperature gradient. For this purpose, one of the methods is to use a blower for air conditioning inside the enclosure to control the heat transfer coefficient. In this case, due to the creation of forced convection around the upper casing, the temperature of the upper part of the casing is reduced and the temperature difference with the lower part decreases.

In the third model, it is assumed that the ambient temperature around of outer casing varies linearly from 30°C at a lower part to 50°C at the upper part of the casing. After 6 hours, the temperature difference reaches about 38°C. In this case, the temperature difference in the casing is about 14°C more than the first model, which is a significant amount. This result indicates the importance of proper casing insulation to minimize the effect of the environment temperature gradient around the casing. The turbine casing may have a temperature gradient due to the insufficient thermal insulation of the casing or weak insulation in the other locations. The cause of the thermal insulation loss can be poor insulation in the connections between joints and pipes to the casing, especially in the lower area of the turbine. Therefore, casing insulation should be done accurately, especially in more sensitive areas.

### 4- Conclusions

The hydrodynamic analysis of the fluid showed that Rayleigh Number, which has a decreasing trend over time, is high in terms of quantity. According to the high value of Rayleigh Number, streamlines of fluid indicated high flow turbulence. In the main gas of the compressor and the fluid of the high-pressure cavity, several vortices were generated overtimes which were displaced due to fluid's circulatory flow caused by the temperature difference of the surfaces.

This study was analyzed by applying different boundary conditions in three models. The results showed that in the first model, the temperature gradient between the upper and lower points of the casing was about 24°C. To reduce the temperature gradient in these conditions, changing the logic of bleed valves was proposed. In the second model, with an increase in the convection heat transfer coefficient, a significant reduction of 10°C was observed in the temperature gradient of the outer casing. To create this situation in the turbine enclosure, the use of air conditioning was proposed to control and adjust the forced convection heat transfer coefficient of the environment. In the third model, a temperature gradient

was applied to the temperature of the environment around the outer casing with the same heat transfer coefficient of the first model. Here, the highest degree of temperature gradient of the outer casing was about 38°C. In this model, improving the casing insulation, especially in more sensitive locations such as joints, was presented as a solution. In all three models, the upper part of the outer casing begins to experience a rise in temperature until a specific time and then begins to cool down at a low rate, while the temperature of the lower casing generally had a decreasing trend. Depending on the thermal interaction of the casing and the surrounding fluid, natural convection on its own caused a significant temperature gradient in the casing.

## References

- [1] J. McElhaney, Distortion compensation by shape modification of complex turbine geometries in the presence of high temperature gradients, in: ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air, American Society of Mechanical Engineers, 2008, pp. 91-102.
- [2] T. Kuehn, R. Goldstein, An experimental and theoretical study of natural convection in the annulus between horizontal concentric cylinders, *Journal of Fluid mechanics*, 74(4) (1976) 695-719.
- [3] M. Valizadeh, M. Behnia, A. Shahrabi Farahani, H. Khaledi, The solutions to reduction of gas turbine casing distortion, in: The 6th National Gas Turbine Conference, 2018.





## تحلیل عددی اثر انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد بر پوسته کمپرسور محوری توربین گاز

محمد ولی زاده<sup>۱\*</sup>، محسن بهنیا<sup>۱</sup>، علیرضا شهرابی فراهانی<sup>۱</sup>، هیوا خالدی<sup>۲</sup>

<sup>۱</sup>دپارتمان کمپرسور، توربو کمپرسور تک خاورمیانه، تهران، ایران.  
<sup>۲</sup>توربو کمپرسور تک خاورمیانه، تهران، ایران

### تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۷/۰۳/۳۰  
بازنگری: ۱۳۹۷/۰۶/۲۱  
پذیرش: ۱۳۹۷/۰۸/۱۹  
ارائه آنلاین: ۱۳۹۷/۱۱/۱۷

### کلمات کلیدی:

توربین گاز  
کمپرسور محوری  
پوسته  
جابه‌جایی آزاد

**خلاصه:** تغییر شکل پوسته توربین در پاسخ به تغییرات شرایط فشاری و دمایی به دلایل مختلفی به وجود می‌آید. با تغییر شکل پوسته، افت جریان در نوک پره‌ها و درزبندهای توربین افزایش یافته و بازده کاهش می‌یابد. در این تحقیق به بررسی اثر انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد بر پوسته کمپرسور توربین گاز پرداخته شده است. بدین منظور محیط سیال و جامد به صورت همزمان به صورت گذرا با روش عددی با اعمال شرایط مرزی مختلف به یک مدل دو بعدی تحلیل شده است. نتایج نشان می‌دهد که در اثر جابه‌جایی آزاد، دمای نقاط بالایی پوسته تا یک زمان مشخص افزایش یافته و پس از آن به صورت نوسانی کم می‌شود. در حالی که دمای نقاط پایین در طول زمان به طور کلی کاهش می‌یابد. جابه‌جایی آزاد باعث ایجاد اختلاف دمای قابل توجهی در پوسته در شرایط خاموشی توربین می‌شود. همچنین با توجه به مقدار بالای عدد رایلی، آشفتگی جریان در سیال زیاد است. با این که با افزایش ضریب انتقال جابه‌جایی محیط عدد رایلی افزایش می‌یابد، گرادیان دمایی بین پوسته بالا و پایین به صورت موضعی کاهش می‌یابد. برای کاهش تغییر شکل پوسته راهکارهای عملی تنظیم ضریب انتقال جابه‌جایی محیط، تغییر لاجیک شیر تخلیه و بهبود عایق‌بندی پوسته ارائه شده است.

### ۱- مقدمه

می‌باشد، عدم تقارن ضخامت فلز<sup>۳</sup> در راستای محیطی پوسته است که در معرض جریان سیال بوده و ناشی از تغییرات اثر انبساط حرارتی می‌باشد [۱]. همچنین با توجه به دو قسمت بودن پوسته، نابرابری جرم حرارتی<sup>۴</sup> پوسته نازک و فلنج‌های ضخیم می‌تواند منشأ تغییر شکل پوسته باشد. نابرابری جرم حرارتی بدین معنی است که فلنج و پوسته با نرخ‌های متفاوتی گرم و سرد می‌شوند. به عبارتی جرم زیاد فلنج باعث می‌شود که پاسخ فلنج از لحاظ حرارتی آهسته‌تر از زمان لازم برای یکنواختی پوسته باشد. تفاوت انبساط حرارتی این اجزا سبب ایجاد تنش و کرنش‌های حرارتی خواهد شد. بنابراین تنش‌ها و کرنش‌های حرارتی به وجود آمده باعث تغییر شکل پوسته می‌شوند [۲ و ۳]. میشل و همکاران [۳] یک تحلیل دو بعدی برای بررسی اثر نابرابری جرم حرارتی پوسته و فلنج‌ها بر تغییر شکل پوسته انجام دادند. مدل مورد نظر شامل یک پوسته نازک با فلنج‌های ضخیم بدون در نظر گرفتن پیچ‌ها و فیلت فلنج‌ها بود. آن‌ها دو نوع تحلیل روی مدل انجام دادند. در مورد اول پوسته در حال گرم شدن، مدل‌سازی شده که در آن قسمت بالا

پوسته توربین گاز از دو قسمت تشکیل شده است که از طریق فلنج‌ها با پیچ به هم متصل می‌شوند. یکی از مشکلات جدی در نیروگاه‌های تولید توان، تغییر شکل پوسته می‌باشد که ممکن است باعث آسیب دیدن اجزای توربین شود. مشکلات ناشی از تغییر شکل پوسته با محدود کردن تولید برق و افزایش هزینه تعمیرات، می‌تواند باعث کاهش دسترس‌پذیری<sup>۱</sup> نیروگاه شود. پوسته در طول کارکرد توربین در معرض بارهای فشاری و حرارتی قرار می‌گیرد. لذا وجود گرادیان‌های دمایی بزرگ در پوسته‌های با هندسه پیچیده که تحت تأثیر بارهای متغیر قرار دارند، محتمل است. با تغییر شکل پوسته، افت جریان در نوک پره‌ها و درزبندهای<sup>۲</sup> توربین افزایش یافته و بازده کاهش می‌یابد.

گرادیان دمایی در پوسته به دلایل مختلفی به وجود می‌آید. یکی از دلایل تغییر شکل پوسته که منشأ آن گرادیان دمایی در راستای شعاعی

- 1 Availability
- 2 Seal

\* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: valizade.mo@gmail.com

- 3 Metal Thickness Asymmetry (MTA)
- 4 Thermal mass

حقوق مؤلفین به نویسندگان و حقوق ناشر به انتشارات دانشگاه امیرکبیر داده شده است. این مقاله تحت لیسانس آفرینندگی مردمی (Creative Commons License) در دسترس شما قرار گرفته است. برای جزئیات این لیسانس، از آدرس <https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode> دیدن فرمایید.



پارامترهای دامنه و فرکانس شار اعمالی را بر رفتار حرارتی و جریان سیال بررسی کردند. گلاکپ و همکاران [۹] جریان آرام جابه‌جایی آزاد بین دو استوانه افقی را با اعمال شرط مرزی شار ثابت به استوانه‌های داخلی و خارجی به صورت دو بعدی تحلیل کردند. برای شرایط مرزی شار ثابت، عدد رایلی تصحیح شده مطابق رابطه (۱) بر اساس شار حرارتی تعریف می‌شود. آن‌ها عدد ناسلت متوسط را به صورت تابعی از عدد رایلی تصحیح شده ارائه کردند. در تحقیق انجام شده اثرات خروج از مرکز استوانه داخلی را نیز بررسی کردند. سیدی و همکاران [۱۰] نیز جریان جابه‌جایی آزاد یک نانو سیال را بین دو استوانه هم‌محور با در نظر گرفتن شار ثابت برای استوانه داخلی و دمای ثابت برای استوانه خارجی مطالعه کردند. نتایج نشان داد که با افزایش عدد رایلی، عدد ناسلت افزایش می‌یابد.

$$Ra^* = \frac{g\beta qL^4}{\alpha\nu k} \quad (1)$$

پادیلو و همکاران [۱۱] با استفاده از روش المان محدود جریان جابه‌جایی آزاد بین دو استوانه هم‌محور افقی را بررسی کردند. آن‌ها جریان را برای اعداد رایلی کوچک و متوسط تحلیل کرده و تطابق خوبی بین نتایج حل عددی با نتایج تجربی مشاهده کردند. فاروق و همکاران [۱۲] به مطالعه جریان جابه‌جایی آزاد بین دو سیلندر هم‌محور در حالت جریان آرام و جریان درهم پرداختند. مسأله به صورت دو بعدی با اعمال شرط مرزی دما ثابت و مدل توربولانسی  $k - \epsilon$  تحلیل شد.

کارهای مطالعاتی متعددی نیز برای بررسی جریان جابه‌جایی آزاد بین دو سیلندر هم‌محور با سطح مقطع‌های متفاوت سیلندر داخلی و خارجی ارائه شده است. یوان و همکاران [۱۳] به مطالعه جریان جابه‌جایی آزاد بین دو سیلندر هم‌محور با اعمال شرط مرزی دما ثابت پرداختند. در مدل آنها سیلندر خارجی دارای سطح مقطع دایروی بود. مسأله را برای چهار نوع هندسه سیلندر داخلی با سطح مقطع‌های دایره، بیضی، مربع و مثلث تحلیل کردند. موکالید و آچاریا [۱۴] انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد بین دو سیلندر هم‌محور افقی را به صورت عددی بررسی کردند. مسأله بررسی شده شامل یک سیلندر با سطح مقطع دایروی بود که در داخل یک سیلندر با سطح مقطع مربع قرار داشت. مسأله برای ابعاد و عدد رایلی‌های مختلف تحلیل شده و یک رابطه برای محاسبه عدد ناسلت متوسط به عنوان نتیجه ارائه کردند. ساکر و همکاران [۱۵] به بررسی تجربی و عددی جابه‌جایی آزاد بین دو بیضوی افقی هم‌محور پرداختند. نتایج به دست آمده نشان داد که تغییرات عدد ناسلت

و پایین پوسته به عنوان گرم‌ترین قسمت پوسته می‌باشد. مورد دوم تحلیل شرایط خاموش شدن توربین می‌باشد. نتایج تحلیل تنش نشان داد که پوسته می‌تواند در راستای افقی یا عمودی بیضی شکل شود. در طول روشن شدن و یا زمانی که در طول کارکرد قسمت بالا و پایین پوسته بسیار گرم شود، پوسته در راستای افقی بیضوی می‌شود (کوچک‌ترین قطر بیضی در راستای عمودی می‌باشد). در حالی که در اثر سرد شدن متفاوت پوسته و فلنچ‌ها در طول خاموش شدن، پوسته در راستای عمودی بیضوی می‌شود (کوچک‌ترین قطر بیضی در راستای افقی می‌باشد).

با توجه به موضوع مسأله تحقیق حاضر و نحوه مدل‌سازی، در ادامه ابتدا به بررسی تعدادی از تحقیقات انجام شده در زمینه انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد بین سیلندرها هم‌محور پرداخته شده و پس از آن مسأله تحقیق حاضر تشریح می‌شود.

داوود و همکاران [۴] مرور کامل و جامعی بر مطالعات تجربی و عددی در رابطه با انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد جریان بین استوانه‌های افقی، مایل و عمودی انجام دادند. تیرسترا و همکاران [۵] نیز یک مقاله مروری جامع بر مطالعات تجربی و عددی انجام شده بر جابه‌جایی آزاد بین دو استوانه هم‌محور افقی با شرایط مرزی دما ثابت ارائه کردند. آن‌ها نتایج تجربی و عددی را با معادلات و مدل‌های تحلیلی مربوطه مقایسه کردند.

کویین و گلدشتاین [۶] به مطالعه تجربی و عددی جابه‌جایی آزاد بین دو استوانه هم‌محور افقی پرداختند. آن‌ها آزمایش را برای دو سیال هوا و آب با اعمال شرط مرزی دما ثابت برای استوانه داخلی و خارجی انجام دادند. با تغییر عدد پرناتل و نسبت قطر به تحلیل جریان در عدد رایلی‌های مختلف پرداخته و توزیع سرعت، دما و ضریب انتقال حرارت را ارائه دادند. کویین و گلدشتاین [۷] در تحقیقی دیگر به صورت تجربی تأثیر خروج از مرکز استوانه داخلی را در عدد رایلی‌های مختلف بر انتقال حرارت جابه‌جایی دو استوانه هم‌محور افقی در شرایط مرزی دما ثابت بررسی کردند. آن‌ها نتیجه گرفتند که خروج از مرکز استوانه داخلی باعث تغییر ضریب انتقال جابه‌جایی محلی روی استوانه‌های داخلی و خارجی می‌شود ولی تغییر ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی کل کمتر از ۱۰ درصد می‌باشد. لازم به ذکر است آنها در حل عددی خواص سیال را ثابت فرض کردند.

ژانگ و همکاران [۸] به بررسی جریان ناپایای جابه‌جایی آزاد بین استوانه‌های هم‌محور پرداختند. آن‌ها یک شار حرارتی سینوسی متغیر را به عنوان شرط مرزی به استوانه داخلی اعمال کردند. یک مطالعه پارامتری با در نظر گرفتن دمای ثابت برای استوانه خارجی انجام دادند. آن‌ها تأثیر



شفط، پوسته داخلی و پوسته خارجی به صورت استوانه‌های هم‌محور در نظر گرفته شده است.

## ۲- پیاده‌سازی مدل

در این تحقیق به بررسی اثر انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد بر پوسته کمپرسور پرداخته شده است. شکل ۱ نمایی کلی از کمپرسور توربین گاز مطالعه شده را نشان می‌دهد. کمپرسور توربین گاز مورد نظر دارای ده طبقه با یک ردیف پره راهنمای ورودی<sup>۲</sup> در ابتدا و یک ردیف پره راهنمای خروجی<sup>۳</sup> در انتها می‌باشد. پوسته کمپرسور که از چهار قسمت مجزا تشکیل شده دارای دو محفظه<sup>۴</sup> بوده که به همراه جزئیات مربوطه در شکل ۱ نشان داده شده است. مقداری از جریان گاز اصلی بعد از استاتور طبقه دوم و پنجم به ترتیب وارد محفظه‌های فشار پایین و فشار بالا شده که برای خنک‌کاری و یا درزبندی قسمت‌های مختلف استفاده می‌شود. همچنین مطابق «شکل ۱» در توربین گاز مطالعه شده دو شیر تخلیه<sup>۵</sup> روی پوسته بالایی کمپرسور، یکی برای محفظه فشار پایین (BV 1) و یکی برای محفظه فشار بالا (BV 2) نصب شده‌اند [۱۷]. شیرهای تخلیه هوا هنگام بار کم کمپرسور و برای جلوگیری از به وجود آمدن پدیده سرج<sup>۶</sup> باز شده و هوای خارج شده به ورودی هوا<sup>۷</sup> هدایت می‌شود.

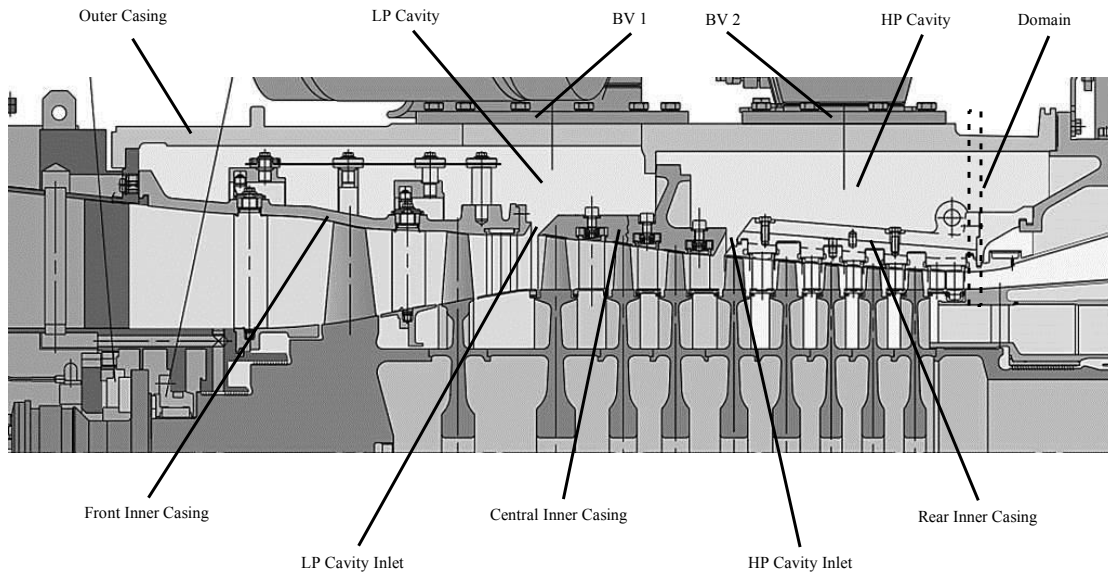
با توجه به این که دما در انتهای کمپرسور نسبت به طبقات میانی و ابتدایی بیش‌تر است، بخش انتهایی کمپرسور بعد از استاتور طبقه دهم برای بررسی انتخاب شده و تحلیل مسأله به صورت دو بعدی انجام شده است. لازم به ذکر است مطابق شکل ۱ با توجه به این که ناحیه انتخاب شده پس از پره راهنمای خروجی می‌باشد، نیازی به مدل‌سازی پره‌های کمپرسور در مسیر کمپرسور نمی‌باشد. در این‌جا از مدل‌سازی عایق روی پوسته خارجی صرف نظر شده است. همچنین پوسته داخلی و خارجی به صورت یک حلقه ساده مدل شده‌اند. مسأله تحقیق حاضر در شرایط خاموشی توربین که بعد از آن جابه‌جایی آزاد اتفاق می‌افتد بررسی شده است. بنابراین در این حالت با توجه به این که دبی فقط در اوایل خاموشی وجود داشته و مقدار آن بسیار پایین است، از دبی جریان در راستای محوری صرف نظر شده است. با توجه به این که در این مقاله هدف بررسی گرادیان دمایی ایجاد شده در راستای محیطی پوسته کمپرسور بوده و گرادیان دمایی در راستای محوری موضوع

نسبت به قطر هیدرولیکی روند صعودی-نزولی دارد. در واقع با افزایش قطر، ابتدا عدد ناسلت روند کاهشی داشته و سپس افزایش می‌یابد. جهانبخشی و همکاران [۱۶] به بررسی اثر وجود پره‌های دندانه‌ای با سطح مقطع مستطیلی روی سیلندر داخلی بر انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد بین دو سیلندر هم‌محور با اعمال شرط مرزی دما ثابت به صورت عددی پرداختند. سیلندر خارجی مدل آنها دارای سطح مقطع دایره بوده و مسأله را برای هندسه‌های مختلف سیلندر داخلی با سطح مقطع دایره، مربع و مثلث تحلیل کردند. نتایج آنها نشان داد وجود پره‌ها روی سیلندر داخلی باعث افزایش ۱۳ درصدی نرخ انتقال حرارت نسبت به حالت بدون پره می‌شود.

یکی از حالت‌هایی که در طول کارکرد توربین در پوسته گرادیان دمایی ایجاد می‌شود، حالت خاموش شدن توربین است. زمانی که توربین خاموش شده و یا تریپ بخورد، شفت توربین تا مدتی با یک مقدار دور پایین تحت عنوان دور برینگ<sup>۱</sup> می‌چرخد. این کار برای خنک شدن یکنواخت شفت و جلوگیری از تاب برداشتن آن صورت می‌گیرد. حالت دیگر وضعیتی است که با خاموشی موتور، شفت به هر دلیلی بدون دور برینگ یک دفعه متوقف شود. وضعیت اخیر حالت بحرانی‌تری برای پوسته، شفت و در نتیجه کل موتور می‌باشد. در این حالت با توجه به نبود دبی جریان، بین شفت و پوسته انتقال حرارت جابه‌جایی از نوع آزاد رخ می‌دهد. همان‌طور که اشاره شد دلایل مختلفی می‌تواند باعث ایجاد گرادیان دمایی در پوسته شود که در صورت زیاد بودن این گرادیان دمایی، پوسته بالایی و پایینی با هم اختلاف دما پیدا کرده و ممکن است پوسته را دچار تغییر شکل کند. در حالت خاموش شدن نیز پیش‌بینی می‌شود که یکی از عوامل ایجاد گرادیان دما در پوسته انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد باشد. در اینجا لازم است که مقدار گرادیان دمایی که صرفاً در اثر انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد در پوسته ایجاد می‌شود مشخص شود. در صورتی که گرادیان دمایی ایجاد شده قابل توجه باشد می‌توان نتیجه گرفت که انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد نیز به عنوان یکی از عوامل تأثیرگذار، نقش بسزایی در تغییر شکل پوسته دارد. بنابراین در این تحقیق به بررسی گرادیان دمایی ایجاد شده در پوسته از منظر انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد در حالت خاموش شدن (حالت بحرانی‌تر) با استفاده از روش‌های عددی در نرم‌افزار انسیس سی اف ایکس ۱۶ پرداخته شده است. برای این منظور مقطعی از پوسته کمپرسور یک توربین گاز با ابعاد و اعمال شرایط مرزی واقعی به صورت دو بعدی مدل شده که در آن انتقال حرارت فضای بین شفت و پوسته‌ها به صورت جابه‌جایی آزاد می‌باشد. فضای بین

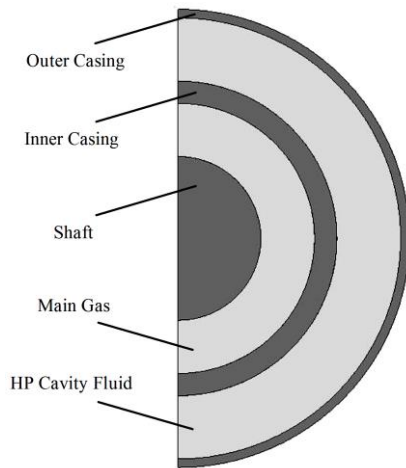
2 Inlet guide vane (IGV)  
3 Outlet guide vane (OGV)  
4 Cavity  
5 Bleed valve  
6 Surge  
7 Air intake

1 Barring



شکل ۱: کمپرسور جریان محوری توربین گاز مطالعه شده

Fig. 1. The investigated axial flow compressor of the gas turbine



شکل ۲: هندسه مقطع بررسی شده

Fig. 2. The geometry of the investigated cross section

دمای سازه اعمال گردد. روش‌های مختلفی برای انجام چنین تحلیلی وجود دارد که یکی از دقیق‌ترین روش‌ها، تحلیل انتقال حرارت همزمان<sup>۲</sup> می‌باشد. تحلیل همزمان شامل تحلیل انتقال حرارت در جامد و سیال پیرامون آن توأم می‌باشد. به این معنا که معادله انتقال حرارت به صورت همزمان در دو ناحیه جامد و سیال حل شده با این تفاوت که معادله مومنتم در جامد حل نمی‌گردد. در تحلیل عددی این تحقیق با توجه به فیزیک جریان از مدل

مورد نظر نمی‌باشد، مسأله به صورت دو بعدی حل شده است. از طرف دیگر با توجه به این که دمای پوسته کمپرسور در انتهای آن بیش‌تر از سایر نقاط می‌باشد، به بررسی قسمت انتهایی پوسته کمپرسور پرداخته شده که از لحاظ دمایی بحرانی‌تر می‌باشد. بنابراین قسمتی از پوسته داخلی و خارجی به همراه شفت و سیال بین آن‌ها به صورت چند حلقه هم‌محور به صورت دو بعدی مدل شده است. همان‌طور که در مقدمه بیان شد بررسی انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد بین حلقه‌های هم‌محور به صورت دوبعدی، متداول است.

در شکل ۲ هندسه مدل دو بعدی ساخته شده نشان داده شده است. از آن‌جا که هندسه و شرایط مرزی اعمال شده نسبت به محور عمودی کاملاً متقارن می‌باشد، برای تسریع روند حل نصف هندسه مدل شده است. مطابق شکل ۲ این مدل شامل شفت کمپرسور، پوسته داخلی، پوسته خارجی، سیال جریان گاز اصلی (هوای بین شفت و پوسته داخلی) و هوای محفظه فشار بالا (هوای بین پوسته داخلی و پوسته خارجی) می‌باشد. ابعاد هندسه بررسی شده در مقطع مورد نظر در جدول ۱ ارائه شده است. هندسه مدل با استفاده از نرم‌افزار اسپیس کلیم<sup>۱</sup> تولید شده که از بسته‌های نرم‌افزار انسیس می‌باشد. با توجه به این که پوسته کمپرسور در نقاط مختلف خود در تماس با جریان گاز اصلی می‌باشد، توزیع دما در سیال تأثیر مستقیمی بر توزیع حرارت سازه خواهد داشت. لذا به منظور دستیابی به توزیع حرارت سازه، لازم است تا معادله انتقال انرژی (جابه‌جایی) در سیال نیز حل شده و تأثیر آن بر



**Table 2. Applied boundary conditions**

مدل	دما (K)	ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی (W/m <sup>2</sup> K)
مدل اول	۳۰	۱۰
مدل دوم	۳۰	۳۰
مدل سوم	۳۰-۵۰	۱۰

جدول ۲: شرایط مرزی اعمال شده

**Table 1. Geometric dimensions of the problem**

محل	اندازه (mm)
قطر شفت	۳۹۸
قطر داخلی پوسته داخلی	۶۵۶/۷
قطر خارجی پوسته داخلی	۷۶۴/۵
قطر داخلی پوسته خارجی	۱۰۷۲
قطر خارجی پوسته خارجی	۱۱۱۳/۶

جدول ۱: ابعاد هندسی مسأله

اصلی، از مدل کردن جریان صرف نظر شده است.

بدیهی است برای مدل‌سازی حرارتی هم‌زمان جامد و سیال پوسته به روش دینامیک سیالات محاسباتی خواص ترموفیزیکی مواد نیاز است. برای دامنه سیال، ماده هوا به عنوان گاز ایده‌آل از کتابخانه نرم‌افزار به کار رفته است. با انتخاب این ماده در دامنه سیال تأثیرات تراکم‌پذیری در حل مسأله در نظر گرفته می‌شود. از طرف دیگر قسمت‌های مختلف دامنه جامد از مواد متفاوتی ساخته شده است. از آنجا که خواص این مواد در کتابخانه نرم‌افزار انسیس سی اف ایکس موجود نبوده و همچنین تابعیت دمایی دارند، لازم است تا در کتابخانه نرم‌افزار بر حسب دما تعریف شوند.

جهت حل میدان جریان در مسأله حاضر، نیاز به تولید شبکه محاسباتی در دو ناحیه سیال و جامد می‌باشد. در فرآیند تولید شبکه، تراکم شبکه‌ای ایجاد شده نزدیک دیواره‌ها در ناحیه سیال بیش از ناحیه جامد می‌باشد. زیرا در ایجاد شبکه محاسباتی در سیال لازم است اندازه شبکه در نزدیک دیواره‌ها به قدر کافی ریز باشد تا اثر گرادیان‌های شدید در لایه مرزی سرعت و دما در حل دیده شود. همچنین شبکه محاسباتی ایجاد شده در ناحیه‌های سیال و جامد با رویکردهای متفاوت و به صورت مستقل در نرم‌افزار انسیس مشر<sup>۲</sup> تولید شده است. در ادامه و در محیط حلگر، شبکه‌های محاسباتی تولید شده سیال و جامد در کنار هم قرار خواهند گرفت.

بسته به نوع مدل آشفتگی مورد استفاده در حل میدان جریان نیاز است که اولین گره<sup>۳</sup> مجاور دیواره در فاصله مناسبی از آن قرار داشته باشد. به این منظور پارامتر بی‌بعد  $y^+$  به عنوان معیاری جهت بررسی فاصله مناسب اولین گره از سطح دیواره در نظر گرفته می‌شود. پس از تولید شبکه و حل اولیه میدان جریان می‌توان مقدار این پارامتر را محاسبه و سپس در صورت لزوم تولید شبکه‌ای ریزتر در کنار دیواره در نظر گرفت. در نرم‌افزار سی اف ایکس در صورتی که از مدل آشفتگی  $k - \omega SST$  استفاده شود لازم است که

آشفتگی  $k - \omega SST$  استفاده شده است. این مدل آشفتگی، دقت بالایی در مدل کردن جریان هم در نزدیکی دیواره و هم در جریان آزاد دور از دیواره دارد.

همان‌طور که اشاره شد در حالت بحرانی، توربین به صورت ناگهانی خاموش شده و وارد دور برینگ نمی‌شود. در واقع از حالت کارکرد در دور کاری پایا، توربین یک دفعه خاموش شده و در این حالت انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد بین شفت و پوسته اتفاق می‌افتد. بنابراین ابتدا یک مدل بدون در نظر گرفتن شفت جهت حل حالت پایا شبیه‌سازی شده است. در این شرایط به دیواره داخلی جریان گاز اصلی (مرز بین شفت و گاز اصلی) شرط مرزی دما ثابت اعمال شده است. نتایج حل حالت پایا به عنوان شرط اولیه برای مدل اصلی (مدل دارای شفت) به کار رفته است. از آنجا که فرآیند خاموش شدن و شروع انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد بین اجزا ماهیت گذرا دارد، بنابراین مدل اصلی به صورت گذرا حل شده است. برای حل این مسأله به دیوار بیرونی پوسته خارجی سه حالت شرط مرزی اعمال شده که مقادیر آنها در جدول ۲ ارائه شده است. در مدل اول یک مقدار ثابت دما و ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی محیطی که توربین در آن کار می‌کند، در نظر گرفته شده است. در مدل دوم برای دیدن تأثیر ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی محیط بر گرادیان دمایی ایجاد شده در پوسته، مقدار آن سه برابر شده است. از آنجا که در فضایی که توربین کار می‌کند ممکن است یک گرادیان دمایی در محیط وجود داشته باشد، در مدل سوم فرض شده است که دمای اعمالی به پوسته خارجی به صورت خطی از پایین به بالای پوسته تغییر می‌کند. مقدار دما در پایین پوسته  $30^\circ C$  و در بالای آن  $50^\circ C$  در نظر گرفته شده است. در مدل‌های اول تا سوم با توجه به مقدار پایین دبی عبوری جریان گاز

2 ANSYS mesher

3 Node

1 Turbulence model

Table 3. Validation conditions

جدول ۳: شرایط اعتبارسنجی

مقدار پارامتر	پارامتر
$4/7 \times 10^4$	$Ra$
۰/۷	$Pr$
۰/۸	$L/D_i$

ارائه شده است. نتایج عددی با نتایج تجربی برای سیال هوا تحت شرایط ارائه شده در جدول ۳ مقایسه شده است. در تحلیل عددی نیز عدد رایلی برای بررسی شرایط سیال طبق رابطه (۲) محاسبه شده است. در رابطه (۲) طول مشخصه ( $L$ )، نصف تفاضل قطر خارجی و داخلی می‌باشد.

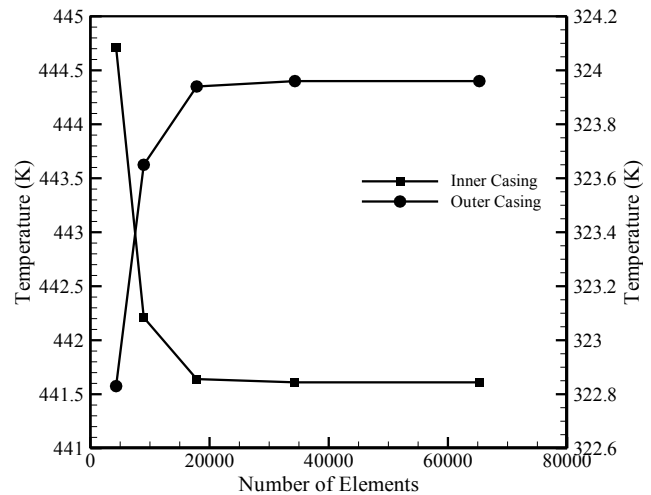
$$Ra = \frac{g\beta L^3 \Delta T}{\alpha \nu} \quad (2)$$

$$L = \frac{D_o - D_i}{2} \quad (3)$$

شکل ۴ دمای بی بعد  $\frac{T-T_o}{T_i-T_o}$  بر حسب شعاع بی بعد  $\frac{R-R_i}{R_o-R_i}$  را در چند زاویه مختلف برای نتایج تجربی [۶] و نتایج عددی تحقیق حاضر نشان می‌دهد. زاویه ۰ و ۱۸۰ درجه به ترتیب بیان‌گر بالاترین و پایین‌ترین نقطه پوسته می‌باشد. همان‌طور که از شکل ۴ مشخص است نتایج حل عددی در توافق خوبی با داده‌های تجربی می‌باشد.

#### ۴- نتایج و بحث

در این بخش از تحقیق به ارائه نتایج حاصل از حل عددی مدل شکل ۲ پرداخته شده است. مکانیزم انتقال حرارت در جریان گاز اصلی و سیال محفظه فشار بالا، جابه‌جایی آزاد بوده و در شفت و پوسته‌های داخلی و خارجی حرارت به صورت رسانش منتقل می‌شود. شکل ۵ تغییرات دما در راستای محیطی را در طول زمان برای پوسته خارجی نشان می‌دهد. زاویه ۰ و ۱۸۰ درجه به ترتیب بیان‌گر بالاترین و پایین‌ترین نقطه پوسته می‌باشد. بدیهی است با گذشت زمان در نهایت همه اجزا سرد شده تا به دمای محیط برسند. ولی آنچه که حائز اهمیت است آن است که با توجه به مکانیزم انتقال حرارت جابه‌جایی، در پوسته‌های داخلی و خارجی در راستای محیطی گرادیان



شکل ۳: بررسی استقلال نتایج از شبکه

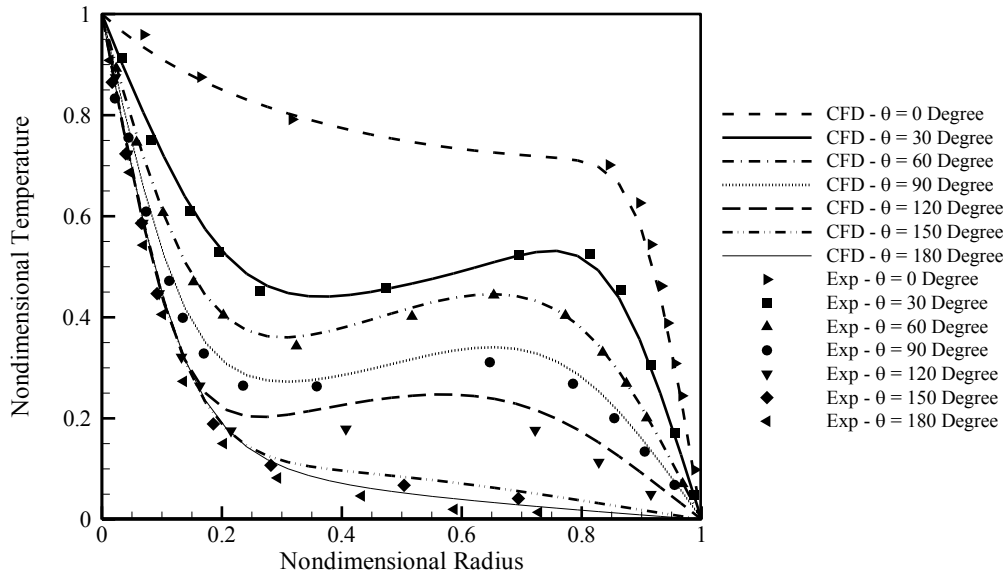
Fig. 3. Grid independency analysis results

مقدار  $y^+ \leq 300$  بوده تا استفاده از تابع دیواره معتبر باشد [۱۸]. در این تحقیق مقدار  $y^+$  در شبکه‌های محاسباتی تولید شده کمتر از ۰/۵ است. از آنجا که نتایج حاصل از حل عددی، مستقیماً تحت تأثیر شبکه‌بندی و شرایط مرزی اعمال شده می‌باشد لازم است که استقلال نتایج حل از شبکه بررسی شود. بدین منظور پنج شبکه با تعداد مش‌های مختلف تولید شده و در شرایط مرزی یکسان تحلیل شده است. فرآیند ریز نمودن سلول‌های شبکه محاسباتی مدل تا جایی ادامه داشته که پارامتر مورد بررسی مستقل از تغییرات اعمالی در شبکه شود. نمودار شکل ۳ دمای متوسط پوسته داخلی و پوسته خارجی را بر حسب تعداد سلول‌های هر یک از شبکه‌های تولید شده، نشان می‌دهد. محور عمودی سمت راست و چپ به ترتیب بیان‌گر دمای متوسط پوسته خارجی و پوسته داخلی است. مطابق شکل ۳ با افزایش تعداد المان‌های به کار رفته در ناحیه محاسباتی، مقدار دما به مقدار ثابتی میل می‌کند. بنابراین شبکه سوم با تعداد ۱۷۸۴۰ المان به عنوان شبکه مطلوب برای حل مسأله انتخاب شده است.

#### ۳- اعتبارسنجی

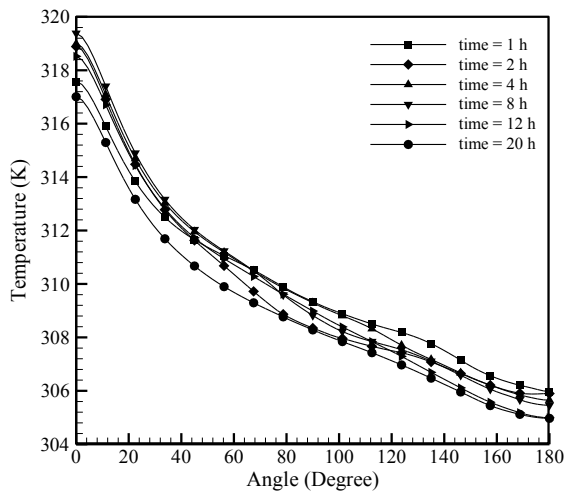
قبل از مدل‌سازی و حل مسأله اصلی، برای اطمینان از درستی حل عددی تحقیق حاضر یک مدل بر مبنای نتایج کار تجربی کوئن و گلدشتاین [۶] شبیه‌سازی شده است. همان‌طور که اشاره شد کوئن و گلدشتاین نتایج تئوری و تجربی تحلیل انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد بین دو استوانه هم‌محور افقی را برای سیال آب و هوا ارائه کردند.

کلیه ابعاد و مشخصات مدل مطالعه شده برای اعتبارسنجی در مرجع [۶]



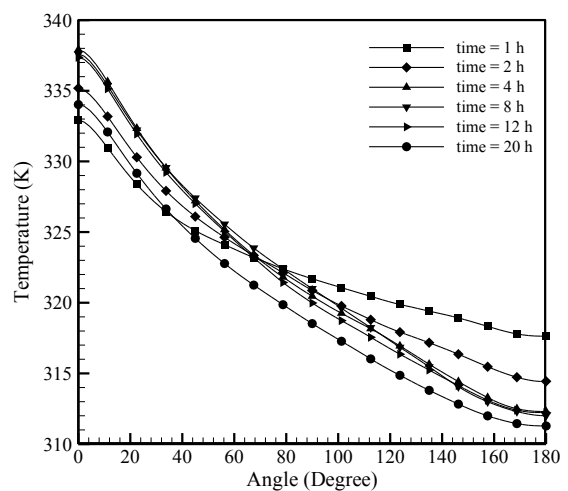
شکل ۴: مقایسه نتایج مطالعه حاضر و نتایج تجربی

Fig. 4. Comparison of the results of present study and experimental data



شکل ۶: اختلاف دمای نقاط بالا و پایین پوسته خارجی در مدل اول

Fig. 6. The temperature difference of the upper and lower points of the outer casing in the first model

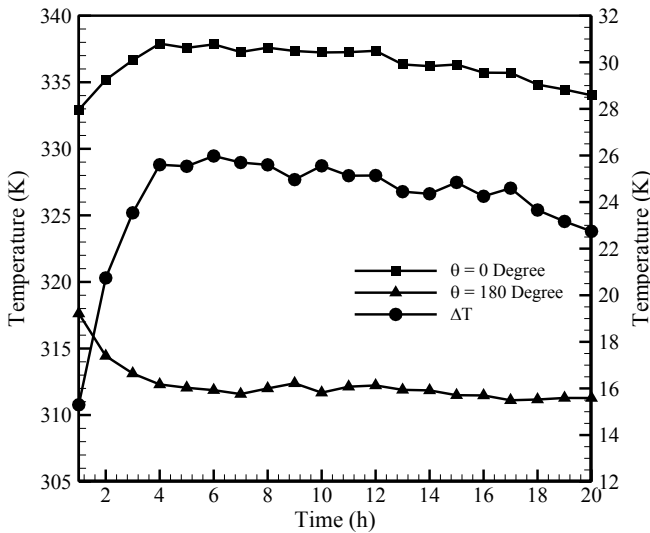


شکل ۵: تغییرات دمای پوسته خارجی در راستای محیطی مدل اول در طول زمان

Fig. 5. Circumferential temperature gradient of outer casing in the first model over time

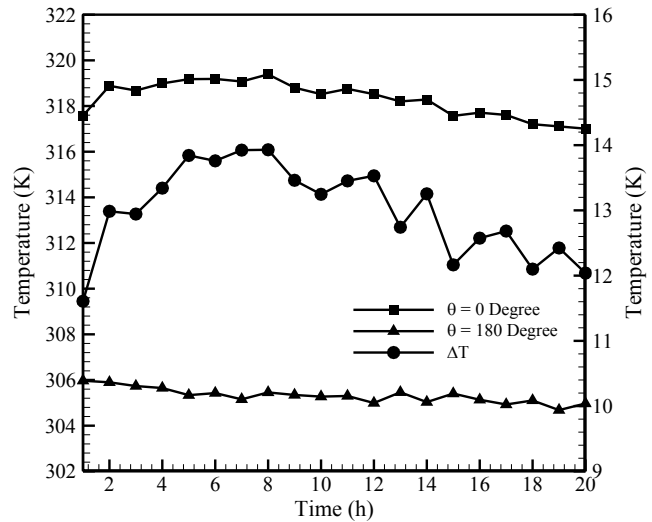
پس از گذشت حدود ۴ ساعت، اختلاف دمای بالا و پایین پوسته به  $24^{\circ}\text{C}$  می‌رسد که مقدار قابل توجهی است. وجود این گرادیان دمایی باعث ایجاد تغییر شکل قابل توجه در پوسته‌های توربین می‌گردد. با توجه به ارتباط بین پوسته داخلی و خارجی با تغییر شکل پوسته خارجی، مقدار لقی نوک پره‌ها تغییر کرده و باعث افزایش افت جریان در نوک پره‌ها و درزبندهای توربین شده و بازده کاهش می‌یابد. این مسأله باید در راه‌اندازی مجدد توربین نیز مورد توجه قرار گیرد. بنابراین با توجه به اهمیت مسأله باید راهکارهایی

دمایی به وجود آمده است. در اثر این انتقال حرارت، دمای نقاط بالایی پوسته تا یک زمان مشخص افزایش پیدا کرده و پس از آن به صورت نوسانی کم می‌شود. در حالی که دمای نقاط پایین پوسته به طور کلی کاهش می‌یابد. در شکل ۶ دمای نقطه بالا و پایین پوسته به همراه گرادیان دمایی به وجود آمده بر حسب زمان برای پوسته خارجی رسم شده است (در شکل‌های ۸، ۱۱ و ۱۲ محور عمودی سمت چپ نشان‌دهنده مقادیر دما در  $0^{\circ}$  و  $180^{\circ}$  و محور عمودی سمت راست بیان‌گر گرادیان دمایی می‌باشد). همان‌طور که مشاهده می‌شود



شکل ۸: اختلاف دمای نقاط بالا و پایین پوسته خارجی در مدل دوم

Fig. 8. The temperature difference of the upper and lower points of the outer casing in the second model



شکل ۷: تغییرات دمای پوسته خارجی در راستای محیطی مدل دوم در طول زمان

Fig. 7. Circumferential temperature gradient of outer casing in the second model over time

بیشتر شده و نسبت به قسمت پایین بیش تر خنک می شود. از این طریق تا حدودی اختلاف دمای بین قسمت بالا و پایین پوسته کاهش یافته و گرادیان دمایی کم می شود.

برای نشان دادن تأثیر ضریب انتقال حرارت بر گرادیان دمایی پوسته، مدل دوم مطابق جدول ۳ تحلیل شده است. در این مدل ضریب انتقال حرارت جابه جایی محیط نسبت به مدل اول، سه برابر شده است. شکل ۸ تغییرات دما در راستای محیطی را در طول زمان برای پوسته خارجی نشان می دهد. در شکل ۹ نیز دمای نقطه بالا و پایین پوسته به همراه گرادیان دمایی به وجود آمده بر حسب زمان برای پوسته خارجی در مدل دوم رسم شده است. همان طور که مشاهده می شود پس از گذشت حدود ۵ ساعت، اختلاف دمای بالا و پایین پوسته حداکثر به  $14^{\circ}\text{C}$  می رسد. بنابراین با افزایش ضریب انتقال حرارت، گرادیان دمایی به وجود آمده در این حالت نسبت به مدل اول حدود  $10^{\circ}\text{C}$  کمتر شده است. کاهش  $10^{\circ}\text{C}$  گرادیان دمایی نسبت به مدل اول مقدار قابل توجهی است. بنابراین افزایش ضریب انتقال حرارت جابه جایی روی پوسته خارجی می تواند راه حل مناسبی برای کاهش گرادیان دما بین قسمت بالا و پایین پوسته باشد. بدین منظور یکی از روش های کاربردی استفاده از یک دمنده برای تهویه هوای داخل اتاق توربین و کنترل ضریب انتقال حرارت جابه جایی می باشد. در شکل ۹ محل لوور<sup>۱</sup> (دریچه تهویه) اتاق یک توربین گاز نشان داده شده است [۱۹]. با توجه به دمای بیش تر قسمت بالایی پوسته نسبت به قسمت پایین، می توان زاویه

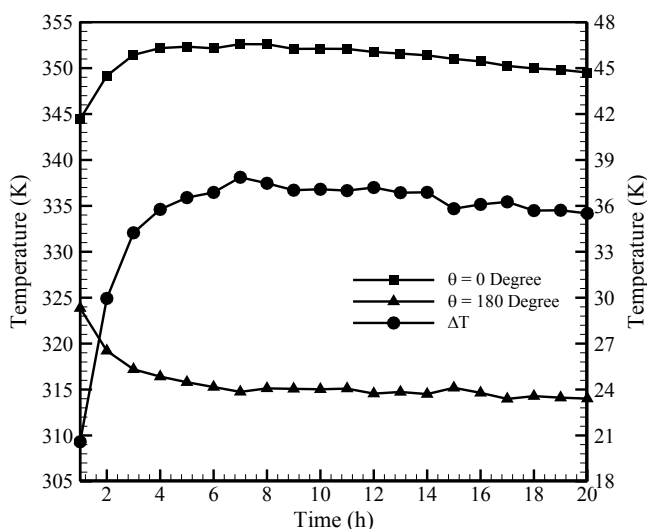


شکل ۹: دریچه تهویه اتاق یک توربین گاز

Fig. 9. Ventilation louvers of a gas turbine enclosure

برای به حداقل رساندن گرادیان به وجود آمده و تغییر شکل پوسته به کار برده شود. یکی از راهکارهای پیشنهادی تغییر لاجیک شیر تخلیه کمپرسور می باشد. در واقع پیشنهاد می شود که شیر تخلیه در اوایل خاموش شدن توربین باز شود [۱۹]. همان طور که اشاره شد دمای قسمت بالای پوسته نسبت به قسمت پایین بیش تر می باشد. باز کردن شیر تخلیه باعث می شود که هوا از درون محفظه (فشار بالای) پوسته عبور کند. مطابق شکل ۱ با توجه به موقعیت خروجی شیر در قسمت بالایی پوسته، سرعت خروج هوا در پوسته بالایی بیش تر می باشد. بنابراین ضریب انتقال حرارت در پوسته بالایی

1 Louver

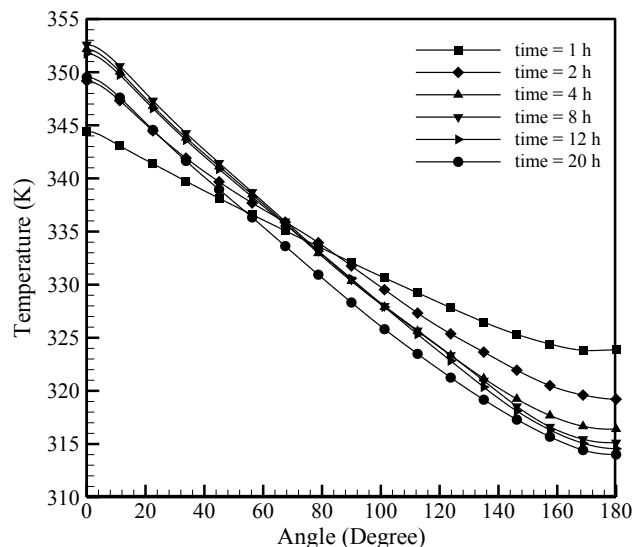


شکل ۱۱: اختلاف دمای نقاط بالا و پایین پوسته خارجی در مدل سوم

Fig. 11. The temperature difference of the upper and lower points of the outer casing in the third model

و لوله‌ها به پوسته به ویژه در ناحیه پایین توربین باشد. همان طور که نتیجه نشان می‌دهد عایق‌بندی ضعیف در پایین پوسته می‌تواند باعث ایجاد یک گرادیان دمایی از بالا به پایین پوسته شده که در اثر آن، پوسته دچار تغییر شکل می‌شود. بنابراین عایق‌بندی پوسته حتماً باید به صورت دقیق به ویژه در جاهای حساس‌تر به درستی انجام شود. با عایق‌بندی صحیح می‌توان به شرایط مدل اول که گرادیان دمایی ایجاد شده در پوسته کمتر بود، نزدیک شد.

برای مشخص شدن نحوه توزیع دما، در شکل‌های ۱۲ تا ۱۴ کانتور دمای شفت، پوسته داخلی و خارجی، سیال مسیر گاز اصلی کمپرسور و سیال محفظه فشار بالا به ترتیب در مدل‌های اول تا سوم در چند زمان مختلف ارائه شده است. در هر کدام از این شکل‌ها برای این که بتوان تغییرات دما در هر قسمت را در طول زمان مقایسه کرد برچسب هر کانتور در تمام زمان‌ها در هر مدل، یکسان در نظر گرفته شده است. همان طور که نشان داده شده با خاموش شدن توربین، شفت سرد شده و حرارت از شفت به سیال گاز اصلی منتقل می‌شود. حرارت منتقل شده با مکانیزم جابه‌جایی آزاد به پوسته داخلی می‌رسد. پوسته داخلی نیز حرارت را از طریق سیال محفظه فشار بالا با مکانیزم جابه‌جایی آزاد به پوسته خارجی منتقل می‌کند. با توجه به مکانیزم انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد و این که سطح گرم‌تر داخل سطح سردتر قرار دارد، گرادیان دمایی محیط سیال در قسمت‌های بالا نزدیک به پوسته بالایی شدیدتر بوده و دمای آن نیز نسبت به قسمت‌های پایین‌تر بیش‌تر است.



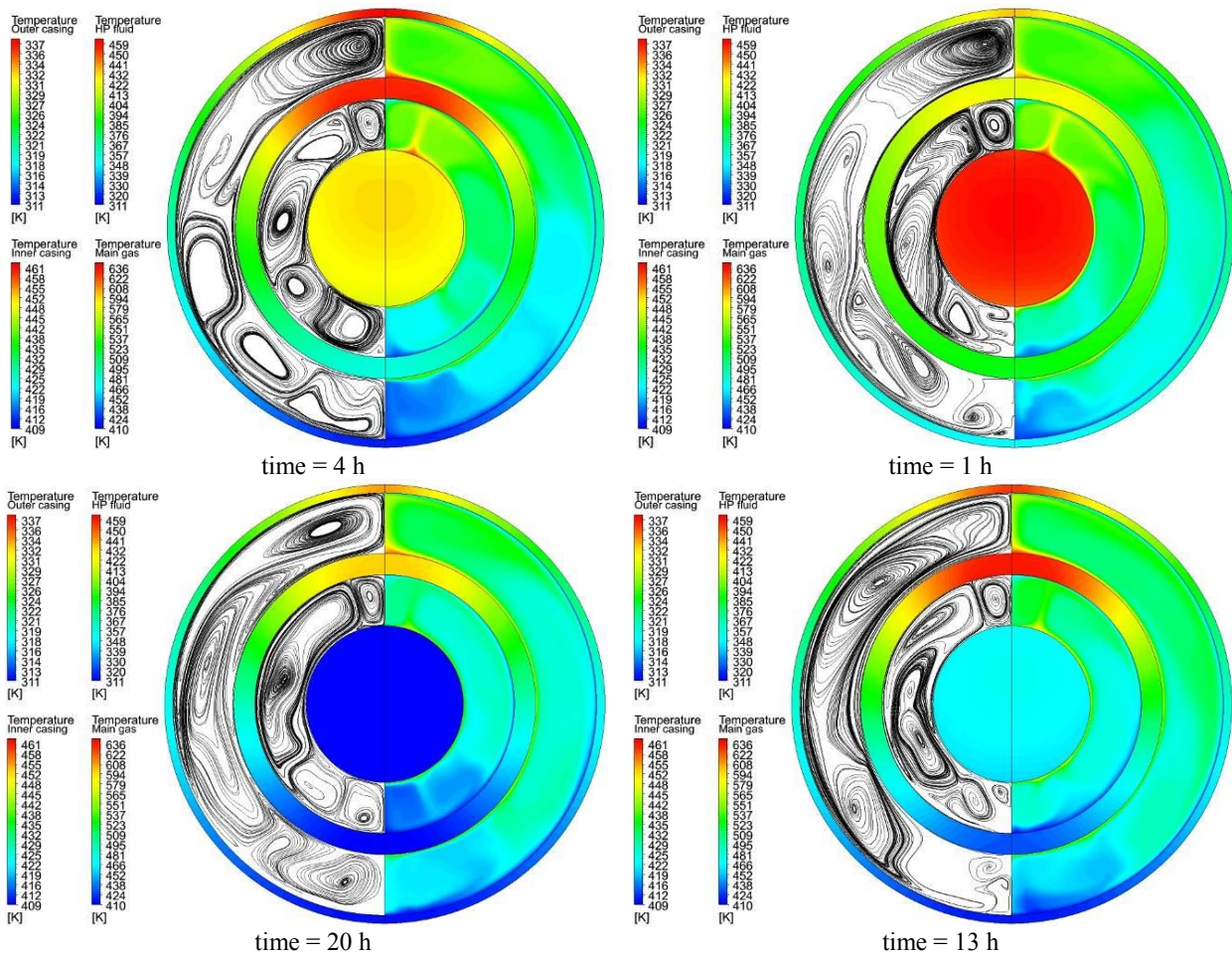
شکل ۱۰: تغییرات دمای پوسته خارجی در راستای محیطی مدل سوم در طول زمان

Fig. 10. Circumferential temperature gradient of outer casing in the third model over time

لوورها را به گونه‌ای تنظیم کرد که هوای ورودی به اتاق از طریق لوورها، به قسمت بالایی پوسته برخورد کند. در این صورت با توجه به ایجاد یک جریان جابه‌جایی اجباری در اطراف پوسته بالایی، دمای قسمت بالایی پوسته کاهش یافته و اختلاف دمای آن با قسمت پایین کم می‌شود.

همان طور که اشاره شد برای مشاهده اثر گرادیان دمای محیط بر گرادیان به وجود آمده در پوسته به بررسی مدل سوم مطابق جدول ۳ پرداخته شده است. در این مدل فرض شده است که دمای محیط پیرامون پوسته خارجی از  $30^{\circ}\text{C}$  در پایین به  $50^{\circ}\text{C}$  در بالای پوسته به صورت خطی تغییر می‌کند. شکل ۱۰ تغییرات دما در راستای محیطی را در طول زمان برای پوسته خارجی در مدل سوم نشان می‌دهد. نحوه تغییر دمای نقاط مشابه شکل ۵ می‌باشد که در قسمت مربوطه توضیح داده شد. از طرف دیگر شکل ۱۱ گرادیان دمایی به وجود آمده در پوسته خارجی را بر حسب زمان در مدل سوم نشان می‌دهد. همان طور که ملاحظه می‌شود پس از گذشت ۶ ساعت گرادیان اختلاف دمای بالا و پایین پوسته به حدود  $38^{\circ}\text{C}$  می‌رسد. در این حالت اختلاف دمای به وجود آمده در پوسته حدود  $14^{\circ}\text{C}$  نسبت به مدل اول بیشتر است که مقدار قابل توجهی است. این نتیجه نشان‌دهنده اهمیت عایق‌بندی صحیح پوسته می‌باشد تا کمترین تأثیر را از گرادیان دمای محیط اطراف بگیرد. توربین ممکن است به دلیل عایق‌بندی حرارتی ناکافی پوسته و یا عایق‌بندی ضعیف در سایر نواحی دارای گرادیان دمایی باشد. مسبب اتلاف حرارتی عایق، می‌تواند عایق‌بندی ضعیف در اتصالات بین مفصل‌ها





شکل ۱۲: کانتور دما و خطوط جریان در مدل اول

Fig. 12. Temperature contour and streamlines in the first model

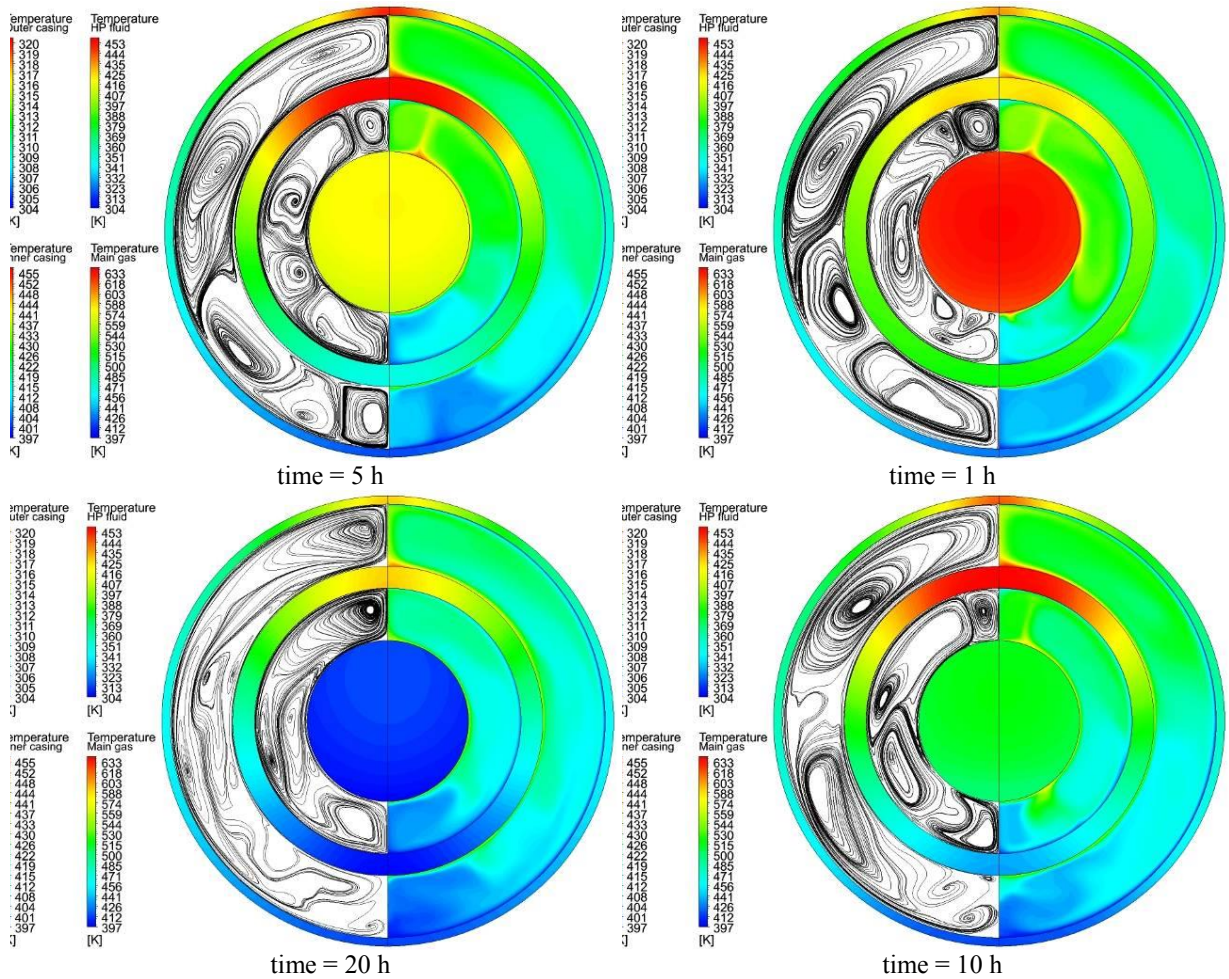
زمان در هر سه مدل نشان می‌دهد. در محاسبه عدد رایلی تفاضل دما به صورت تفاضل میانگین دمای ورودی (مرز بین پوسته داخلی و سیال محفظه فشار بالا) و میانگین دمای خروجی (مرز بین پوسته خارجی و سیال محفظه فشار بالا) بدست آمده است. مطابق شکل ۱۵ عدد رایلی با گذشت زمان در هر سه مدل روند نزولی خواهد داشت. با این حال با توجه به مقدار بالای عدد رایلی، سرعت و آشفتگی جریان بسیار زیاد است. خطوط جریان ترسیم شده در ناحیه سیال در شکل‌های ۱۲ تا ۱۴ نیز همین موضوع را نشان می‌دهد. همان طور که مشخص است با توجه به ناپایداری حرارتی چندین گردابه در محیط سیال ایجاد شده است. هسته این گردابه‌ها به دلیل فیزیک جریان ناشی از اختلاف دمای بین سطوح، جابجا می‌شود.

میانگین دمای دیواره داخلی سیال محفظه فشار بالا (سطح خارجی پوسته داخلی) و میانگین دمای دیواره خارجی آن (سطح داخلی پوسته خارجی) به ترتیب در شکل ۱۶ و شکل ۱۷ ارائه شده است. همچنین شکل ۱۸ گرادینان

همان طور که پیش‌تر نیز اشاره شد با گذر زمان ابتدا نقاط بالایی پوسته داخلی و خارجی افزایش پیدا می‌کند. سپس بعد از رسیدن دمای نقاط بالایی به بیشترین مقدار خود تحت تأثیر نحوه انتقال حرارت از سیال به پوسته، دمای نقاط بالایی روند نزولی خواهد داشت. این در حالی است که دمای نقاط پایین پوسته کاهش می‌یابد. کانتور دمای پوسته داخلی و خارجی شکل‌های ۱۲ تا ۱۴ این نتیجه را در هر سه مدل نشان می‌دهد.

در نیمه سمت چپ هر کدام از شکل‌های ۱۲ تا ۱۴ خطوط جریان در سیال گاز اصلی (بین شفت و پوسته داخلی) و سیال محفظه فشار بالا (بین پوسته داخلی و پوسته خارجی) نشان داده شده است. همان طور که مشخص است در اعداد رایلی پایین به دلیل سرعت پایین سیال عمدتاً حرارت به صورت رسانشی منتقل می‌شود. با افزایش عدد رایلی سرعت جریان و نرخ انتقال حرارت افزایش یافته و انتقال حرارت جابه‌جایی مکانیزم غالب خواهد بود. شکل ۱۵ نمودار تغییرات عدد رایلی سیال محفظه فشار بالا را بر حسب





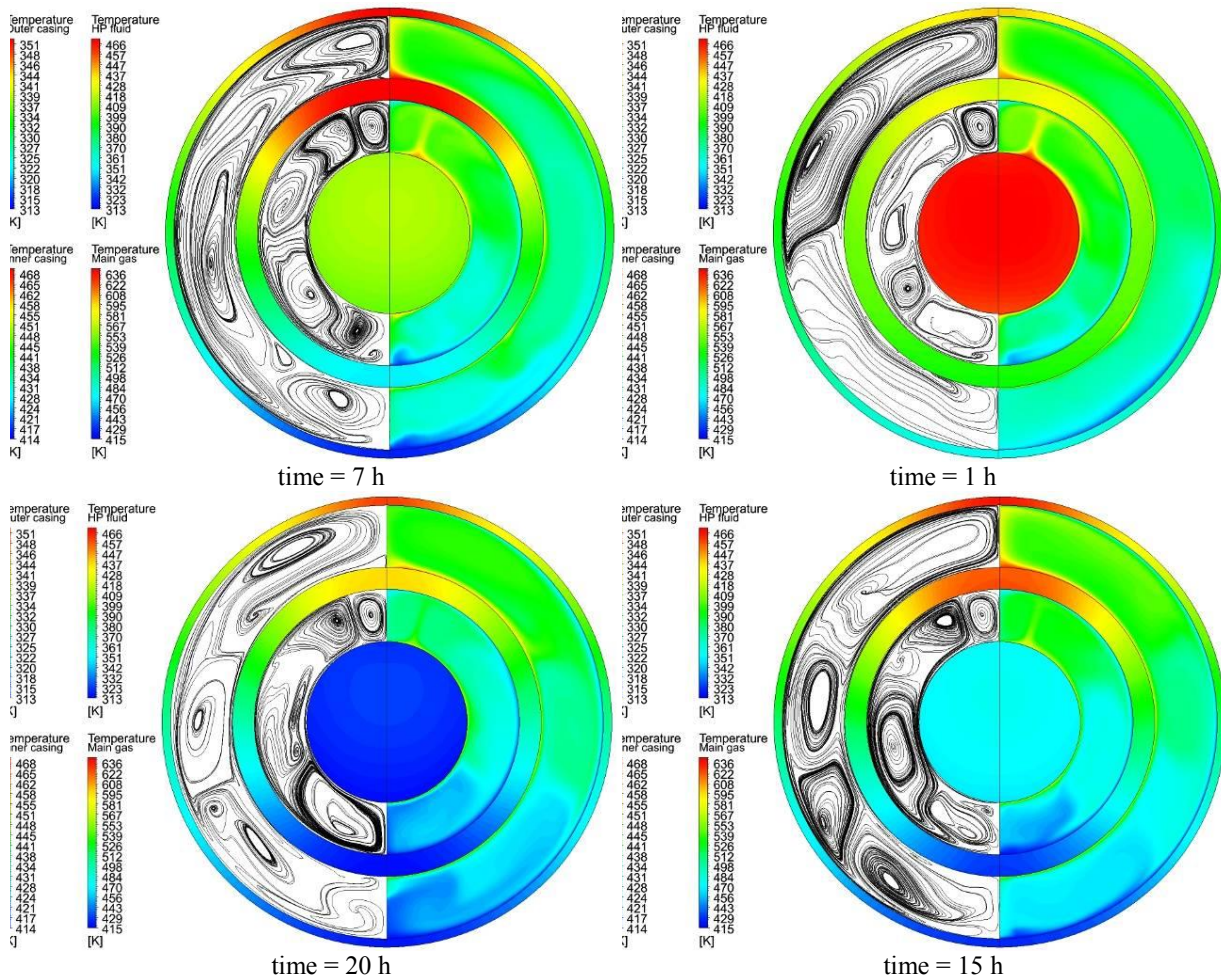
شکل ۱۳: کانتور دما و خطوط جریان در مدل دوم

Fig. 13. Temperature contour and streamlines in the second model

میانگین دمای سطح دیواره داخلی و خارجی سیال محفظه فشار بالا را نشان می‌دهد. قابل توجه است که مطابق شکل ۱۵ عدد رایلی در مدل دوم نسبت به مدل اول و سوم بیشتر است. با این حال همان طور که در بخش قبل توضیح داده شد گرادینان دمایی موضعی بین نقاط بالا و پایین پوسته خارجی در مدل دوم نسبت به مدل اول و سوم به ترتیب  $10^{\circ}C$  و  $24^{\circ}C$  کمتر است.

دلیل این مسأله آن است که مطابق شکل ۱۶ و شکل ۱۷ در مدل دوم با افزایش ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی محیط، دمای سطح داخلی و خارجی سیال محفظه فشار بالا و به دنبال آن دمای سطح خارجی پوسته خارجی در گذر زمان نسبت به مدل اول و سوم کمتر است. این موضوع نشان می‌دهد با توجه به کاهش دماها، اختلاف موضعی دمای بالا و پایین پوسته خارجی کمتر شده است. با این حال همان طور که در شکل ۱۸ نشان داده شده عدد رایلی با توجه به افزایش گرادینان میانگین دمای بین سطح داخلی و خارجی سیال محفظه فشار بالا بیشتر از مدل اول و سوم است. در واقع

میانگین دمای سطح داخلی و میانگین دمای سطح خارجی سیال نسبت به مدل اول و سوم کمتر شده که باعث بهبود وضعیت پوسته خارجی از منظر دمایی شده است. ولی با کاهش بیشتر میانگین دمای سطح خارجی نسبت به میانگین دمای سطح داخلی سیال، عدد رایلی آن نسبت به دو مدل اول و سوم بیشتر است. در انتها لازم به ذکر است تحلیل تأثیر دبی جریان بر ایجاد گرادینان دمایی ایجاد شده در پوسته‌ها، مستلزم تحلیل سه بعدی مسأله می‌باشد. پس از خاموش شدن توربین، هوای گرم بلافاصله از کمپرسور خارج شده و هوای با دمای محیط بیرون وارد می‌شود. از آنجا که کمپرسور خاموش شده، مقدار دبی ورودی به شدت کاهش می‌یابد. همچنین در این حالت روی گاز اصلی کاری انجام نمی‌شود بنابراین دمای گاز، در اثر کار کمپرسور افزایش نمی‌یابد. از طرف دیگر با توجه به این که شفت و پوسته داخلی و خارجی هنوز گرم هستند، هوای ورودی با عبور از مسیر کمپرسور با دبی بسیار پایین به دلیل



شکل ۱۴: کانتور دما و خطوط جریان در مدل سوم

Fig. 14. Temperature contour and streamlines in the third model

اثر انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد بر پوسته کمپرسور جریان محوری توربین گاز در شرایط بحرانی خاموش شدن پرداخته شد. بدین منظور یک قطاع دو بعدی از پوسته کمپرسور شامل سیال و جامد به صورت دو بعدی مدل‌سازی شد. با توجه به ماهیت انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد، مسأله به صورت گذرا تحلیل شد.

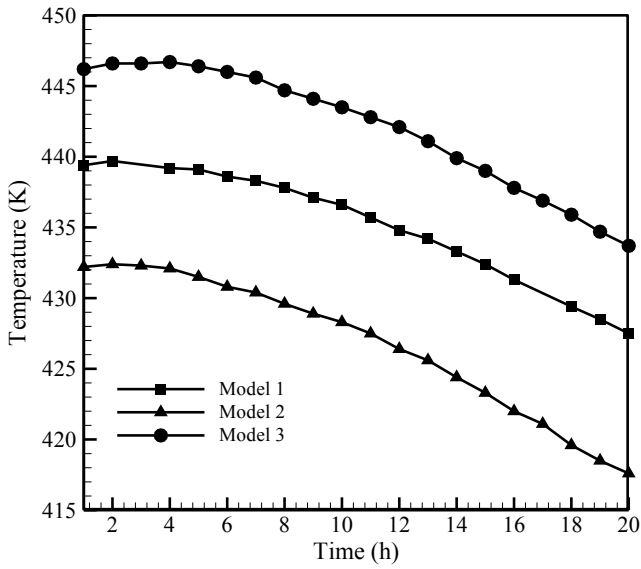
تحلیل هیدرودینامیکی سیال نشان داد عدد رایلی با این که با گذر زمان روند نزولی دارد از لحاظ کمی مقدار آن زیاد است. خطوط جریان محیط سیال با توجه به مقدار بالای عدد رایلی بیان‌گر آشفتگی زیاد جریان بود. در مسیر اصلی کمپرسور و سیال محفظه فشار بالا در طول زمان چندین گردابه به وجود آمده که به دلیل جریان گردشی سیال ناشی از اختلاف دمای سطوح جابجا می‌شود.

مسأله تحقیق حاضر با اعمال شرایط مرزی مختلف در سه حالت تحلیل

تبادل حرارت با اجزا به مقدار جزئی گرم می‌شود. بنابراین در تحقیقات آینده می‌توان جهت بررسی اثر در نظر گرفتن دبی در این تحقیق بر گرادیان دمایی ایجاد شده در پوسته و نرخ انتقال حرارت پوسته‌ها، مسأله را به صورت سه بعدی تحلیل کرد.

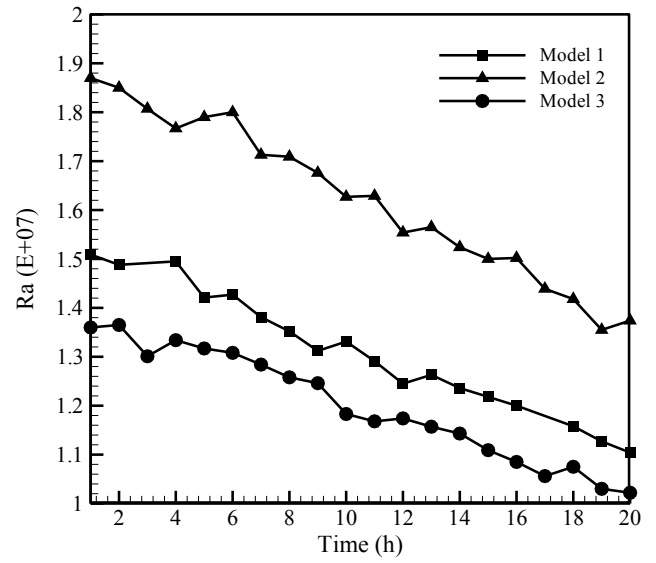
## ۵- نتیجه‌گیری

یکی از مشکلات توربین‌های صنعتی در نیروگاه‌های تولید توان، تغییر شکل پوسته است که به دلیل پاسخ توربین به تغییرات شرایط فشاری و دمایی در طول کارکرد توربین می‌باشد. عوامل مختلفی می‌تواند باعث تغییر شکل پوسته و به دنبال آن ارتعاش موتور گردد که منجر به آسیب دیدن توربین و اجزای داخلی، کاهش بازده در اثر تغییر لقی نوک پره‌ها، توقف واحد و نیز افزایش هزینه تعمیرات شود. در این تحقیق به بررسی عددی



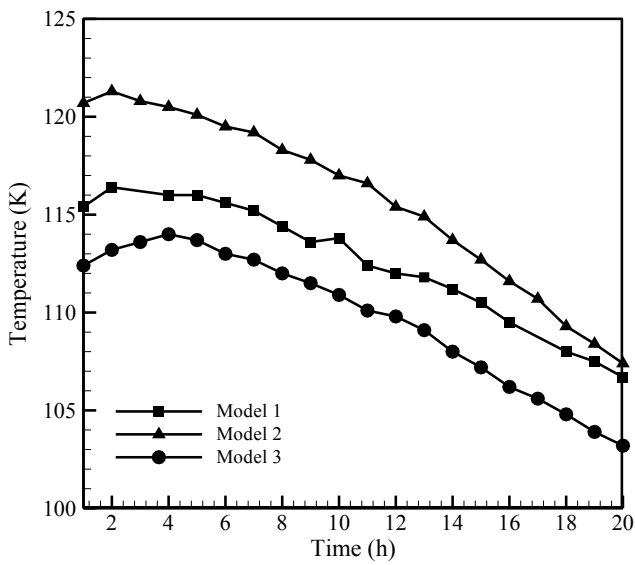
شکل ۱۶: تغییرات میانگین دمای دیواره داخلی سیال محفظه فشار بر حسب زمان

Fig. 16. The variation of the average temperature of high pressure cavity inner wall over time



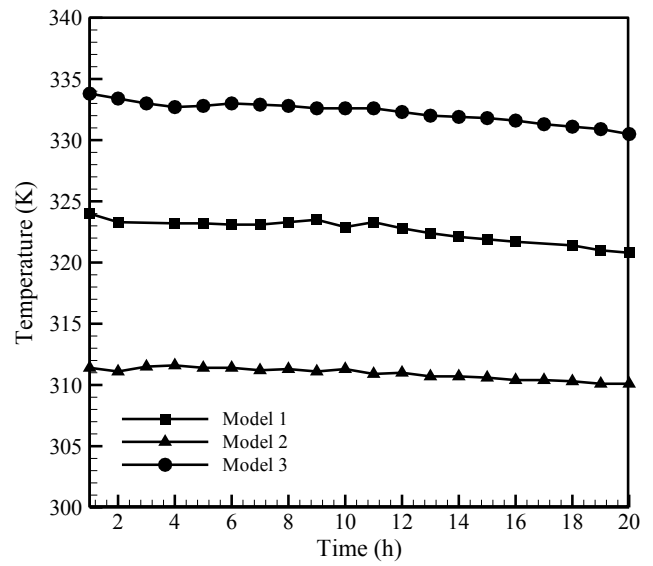
شکل ۱۵: تغییرات عدد رابلی بر حسب زمان

Fig. 15. . The variation of Rayleigh number over time



شکل ۱۸: تغییرات گرادیان دمای سطح دیواره داخلی و خارجی سیال محفظه فشار بالا بر حسب زمان

Fig. 18. The variation of the average temperature gradient of the inner and outer walls of the high pressure cavity over time



شکل ۱۷: تغییرات میانگین دمای دیواره خارجی سیال محفظه فشار بالا بر حسب زمان

Fig. 17. The variation of the average temperature of high pressure cavity outer wall over time



علائم یونانی

ضریب نفوذ گرمایی، $m^2/s$	$\alpha$
ضریب انبساط حجمی، $1/K$	$\beta$
زاویه، Degree	$\theta$
لرزش سینماتیکی، $m^2/s$	$\nu$

زیرنویس

داخلی	$i$
خارجی	$o$

منابع

- [1] J. McElhane, Distortion compensation by shape modification of complex turbine geometries in the presence of high temperature gradients, in: ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air, American Society of Mechanical Engineers, 2008, pp. 91-102.
- [2] S.S. Burdick, J.R. Hess, G.D. Mercer, G.A. Crum, J.E. Cencula, J.A. Eastman, Casing distortion control for rotating machinery, in, Google Patents, 1997.
- [3] R.D. Mitchell, H.L. Bernstein, P.L. Talley, Casing distortion of GE frame 3 gas turbines, in: ASME Turbo Expo 2003, collocated with the 2003 International Joint Power Generation Conference, American Society of Mechanical Engineers, 2003, pp. 119-127.
- [4] H. Dawood, H. Mohammed, N.A.C. Sidik, K. Munisamy, M. Wahid, Forced, natural and mixed-convection heat transfer and fluid flow in annulus: A review, International Communications in Heat and Mass Transfer, 62 (2015) 45-57.
- [5] P. Teerstra, M. Yovanovich, Comprehensive review of natural convection in horizontal circular annuli, 7th AIAA, in: ASME Joint Thermophysics and Heat Transfer Conference, Albuquerque, NM, June, pp. 15-18.

شد. نتایج نشان داد در حالت اول که دمای  $30^\circ C$  و ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی  $10 W/m^2K$  به پوسته خارجی اعمال شد، گرادیان دمایی بین نقاط بالا و پایین پوسته حدود  $24^\circ C$  شد. برای کاهش گرادیان دمایی در این شرایط، تغییر لاجیک شیر تخلیه به عنوان راهکار عملی مطرح شد. در حالت دوم با افزایش ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی محیط به  $30 W/m^2K$ ، کاهش قابل توجه  $10^\circ C$  در گرادیان دمایی پوسته خارجی مشاهده شد. برای ایجاد این وضعیت در اتاق توربین استفاده از هوای تهویه برای کنترل و تنظیم ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی اجباری محیط پیشنهاد شد. در حالت سوم یک گرادیان دمایی برای دمایی محیط اطراف پوسته خارجی با همان ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی حالت اول اعمال شد. در این حالت بیشترین مقدار گرادیان دمایی پوسته خارجی حدود  $38^\circ C$  شد. در این حالت بهبود عایق‌بندی پوسته به ویژه در محل‌های حساس‌تر مانند اتصالات، برای جلوگیری از تأثیر پوسته از گرادیان دمایی محیط و ایجاد یکنواختی دما روی سطح پوسته به عنوان راهکار ارائه شد. در هر سه حالت ناحیه بالایی پوسته خارجی تا یک زمان مشخص ابتدا افزایش دما پیدا کرده و سپس با یک نرخ پایین شروع به خنک شدن می‌کند. در حالی که دمایی پوسته پایینی به طور کلی روند نزولی داشت. با توجه به نحوه برهم‌کنش حرارتی پوسته و سیال اطراف آن، جابه‌جایی آزاد به تنهایی گرادیان دمایی قابل توجهی در پوسته ایجاد کرد.

۶- فهرست علائم

علائم انگلیسی

$D$	قطر، $m$
$g$	شتاب گرانش، $m/s^2$
$k$	ضریب انتقال حرارت رسانشی، $W/mK$
$L$	طول مشخصه، $m$
$P$	فشار، $kg/ms$
$q$	شار حرارتی، $W/m^2$
$Pr$	عدد پراتل
$R$	شعاع، $m$
$Ra$	عدد رایلی
$Ra^*$	عدد رایلی تصحیح شده
$T$	دما، $K$

- 104(4) (1982) 631-636.
- [13] X. Yuan, F. Tavakkoli, K. Vafai, Analysis of natural convection in horizontal concentric annuli of varying inner shape, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 68(11) (2015) 1155-1174.
- [14] F. Moukalled, S. Acharya, Natural convection in the annulus between concentric horizontal circular and square cylinders, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 10(3) (1996) 524-531.
- [15] R.Y. Sakr, N.S. Berbish, Natural convection heat transfer in a horizontal concentric elliptic annulus containing saturated porous media, *Journal of Porous Media*, 15(6) (2012).
- [16] A. Jahanbakhshi, A. Ahmadi Nadooshan, A. Shad, M. Farzaneh, Effects of fin presence and change the aspect ratio on natural convection in coaxial annuli, *Modares Mechanical Engineering*, 17(3) (2017) 10-18.
- [17] M. Valizadeh, M. Behnia, A. Shahrabi Farahani, The numerical investigation of stator tip sealing with honeycomb on axial flow compressor performance, *Modares Mechanical Engineering*, 18(2) (2018) 127-134.
- [18] C. Ansys, Solver theory guide, Ansys CFX Release, 11 (2006) 1996-2006.
- [19] M. Valizadeh, M. Behnia, A. Shahrabi Farahani, H. Khaledi, The solutions to reduction of gas turbine casing distortion, in: *The 6th National Gas Turbine Conference*, 2018.
- [6] T. Kuehn, R. Goldstein, An experimental and theoretical study of natural convection in the annulus between horizontal concentric cylinders, *Journal of Fluid mechanics*, 74(4) (1976) 695-719.
- [7] T.H. Kuehn, R. Goldstein, An experimental study of natural convection heat transfer in concentric and eccentric horizontal cylindrical annuli, *Journal of Heat Transfer*, 100(4) (1978) 635-640.
- [8] C. Zhang, L. Zheng, Y. Jiang, X. Zhang, Unsteady natural convection heat transfer of nanofluid in an annulus with a sinusoidally heated source, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 69(1) (2016) 97-108.
- [9] E. Glakpe, C. Watkins Jr, J. Cannon, Constant heat flux solutions for natural convection between concentric and eccentric horizontal cylinders, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 10(3) (1986) 279-295.
- [10] S. Seyyedi, M. Dayyan, S. Soleimani, E. Ghasemi, Natural convection heat transfer under constant heat flux wall in a nanofluid filled annulus enclosure, *Ain Shams Engineering Journal*, 6(1) (2015) 267-280.
- [11] E. Padilla, R. Campregher, A. Silveira-Neto, Numerical analysis of the natural convection in horizontal annuli at low and moderate Ra, *Revista de Engenharia Térmica*, 5(2) (2018) 58-65.
- [12] B. Farouk, S. Guceri, Laminar and turbulent natural convection in the annulus between horizontal concentric cylinders, *Journal of Heat Transfer*,

