



Predicting the Creep–Fatigue life of a high-pressure gas turbine blade considering Fluid–Structure interaction

Ali Zolfaghari, Amir Reza Shahani*, Narges Asadpour

Department of Mechanical Engineering, K. N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran.

ABSTRACT: To study the multiaxial low-cycle creep-fatigue life of high-pressure turbine blades, a multiaxial low-cycle fatigue life prediction model based on a new critical plane damage parameter is presented in this paper. First, by performing a three-dimensional thermal-structural coupling analysis of high-pressure turbine blades, the stress and strain distributions under different loadings including centrifugal force, thermal loading, and aerodynamic loading were obtained. Then, the multiaxial low-cycle fatigue life prediction model and the Larson-Miller equation were applied to predict the fatigue life and creep life of the blade separately. In addition, to investigate the fatigue damage mechanism in creep-fatigue interaction under high temperature conditions, the experimental methods available in previous studies were applied, and the creep-fatigue interaction life prediction model was also developed simultaneously. Furthermore, the results of creep-fatigue life prediction indicated that in case of considering the creep-fatigue interaction, the life of the gas turbine blade was reduced by 43.7%, compared to the case where the interaction was not considered. Also, the maximum fatigue damage was concentrated at point A and the maximum creep damage was concentrated at point B. Finally, the results revealed that the multiaxial low-cycle fatigue life prediction model was reasonable and the creep-fatigue interaction should not be ignored.

Review History:

Received: Oct. 19, 2025

Revised: Feb. 02, 2026

Accepted: Feb. 08, 2026

Available Online: Feb. 13, 2026

Keywords:

High Pressure Gas Turbine Blade

Creep Fatigue

Fluid–Structure Interaction

Conjugate Heat Transfer

CFD and FEM Simulations

1- Introduction

Turbine blades are critical components of aero engines, and their structural integrity directly affects engine safety, reliability, and service life [1]. During operation, blades experience complex loading conditions, including low-cycle fatigue caused by cyclic thermal–mechanical loads and creep damage induced by sustained centrifugal forces at elevated temperatures. The combined effects of harsh service environments, multiaxial stress states, material properties, and manufacturing processes significantly complicate fatigue and creep failure mechanisms, making life prediction challenging [2-5]. Although extensive research has been conducted on fatigue and creep life prediction, a comprehensive and universally applicable model has not yet been established [6-10]. Existing approaches, such as equivalent strain, energy-based, and critical plane methods, exhibit limitations in accurately capturing multiaxial fatigue behavior and creep–fatigue interaction effects [11-16]. Consequently, accurate evaluation of creep–fatigue interaction remains a key challenge in turbine blade life assessment, motivating the development of improved multiaxial life prediction models for engineering applications.

2- Methodology

In the present study, comprehensive fluid flow and heat transfer analyses were conducted using ANSYS, in which a computational domain fully consistent with the turbine blade geometry was established. A conjugate heat transfer (CHT) framework was implemented at the fluid–structure interface, accounting for heat conduction within the fluid and convective heat transfer across the fluid–structure boundary. Subsequently, the blade surface temperature distributions, defined in terms of spatial coordinates and corresponding temperature values, were exported to ABAQUS and employed as thermal boundary conditions for the structural heat conduction analysis. Following this step, thermal and centrifugal loads were applied to the structural model, and the resulting stress fields were obtained. Overall, the stress analysis was performed within a one-way fluid–structure interaction paradigm. The service life of turbine blades subjected to complex thermo-mechanical loading conditions depends not only on the local stress and strain states at the evaluation locations but also on the corresponding temperature levels. Based on the blade temperature distribution and stress–strain responses during the primary operating cycle, together with experimentally observed failure statistics under service conditions, critical evaluation locations were identified for

*Corresponding author's email: shahani@kntu.ac.ir



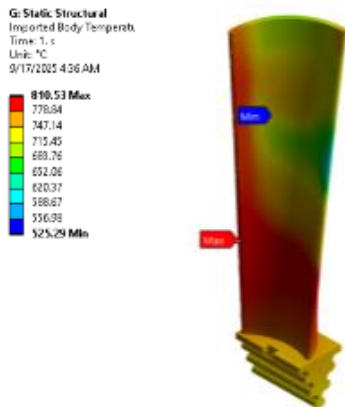


Fig. 1. Blade temperature contour.

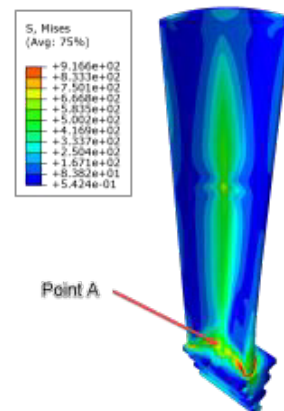


Fig. 2. Blade stress contours

the investigation of fatigue damage mechanisms. Point A corresponds to the location of maximum stress at the edge plate, whereas point B represents the location of maximum strain within the blade body (figure 1 & 2 & 3). Subsequently, the fatigue life of the gas turbine blade at evaluation points A and B was predicted using critical plane-based fatigue models and the results were compared with available experimental data. Finally, the creep-fatigue life of the gas turbine blade was evaluated both with and without considering creep-fatigue interaction effects.

3- Result & Discussion

Table 1 demonstrates that the fatigue life predicted by the modified Shang–Di–Guang equation yields the most conservative estimates, whereas the Smith–Watson–Topper (SWT) model provides the highest fatigue life values. In contrast, the Shang–Di–Guang equation predicts intermediate fatigue life results. Among the considered models, the fatigue life predicted using the modified Shang–Di–Guang equation exhibits the closest agreement with the experimental data. The results further indicate that, as reported in Table 1, the minimum fatigue life occurs at the blade root. Consequently, this region should be regarded as a critical component in the inspection, maintenance, and optimization of turbine blades.

Tables 2 and 3 present the creep-fatigue life of the gas turbine blade at the selected evaluation points. A comparison of the fatigue life at point B between Tables 2 and 3 clearly indicates that incorporating creep-fatigue interaction effects lead to a significant reduction in the predicted turbine blade life. The results demonstrate that, when creep-fatigue interaction is considered, the turbine blade life decreases by approximately 43.7% compared with the case in which such interaction effects are neglected. These findings highlight that the inclusion of creep-fatigue interaction has a substantial impact on the life reduction of turbine blades and therefore should be explicitly incorporated into life prediction models as well as maintenance and inspection planning strategies.

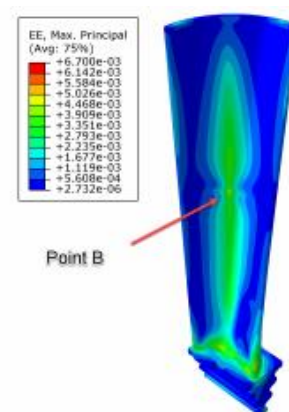


Fig. 3. Blade strain contours

4- Conclusion

In this study, a comprehensive model for predicting the low-cycle fatigue life and creep interaction fatigue of high-pressure gas turbine blades are presented. The proposed model is developed based on a new multi-axis critical plane damage parameter and considers the simultaneous effects of thermal, centrifugal and aerodynamic loadings in real turbine operating conditions. With the help of coupled fluid-structure-thermal numerical analysis in ANSYS and ABAQUS software, the stress, strain and temperature distribution in the blade were extracted and critical points were determined. The results indicated that the maximum equivalent stress and strain were about 916 MPa and 0.0067, respectively, and the most damage was concentrated in the tenon area. Based on the proposed model, the blade fatigue life was estimated to be about 2692 hours and about 1515 hours considering the creep-fatigue interaction, which indicates a 43.7% reduction in life due to the creep-fatigue interaction. These results indicate

Table 1. Determination of blade life based on 3 methods.

Assessment position in blade	SWT (life cycles)	Shang-Di-Guang (life cycles)	Modified Shang-Di-Guang (life cycles)	Experiment life cycles [34]
A	13966	10853	7367	7542
B	17820	13848	9400	8358

Table 2. Determination of blade creep-fatigue life.

Assessment position	Single-cycle fatigue damage	Single-cycle creep damage	Total damage	Actual life h
A	1.357×10^{-4}	2.52×10^{-4}	3.87×10^{-4}	4306.6
B	1.064×10^{-4}	5.13×10^{-4}	6.19×10^{-4}	2692.5

Table 3. Determination of blade creep-fatigue life considering interaction

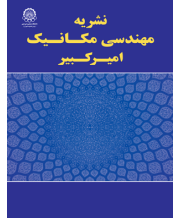
Assessment position	Single-cycle fatigue damage	Single-cycle creep damage	Creep fatigue Interactive damage	Total damage	Actual life h
A	1.357×10^{-4}	2.52×10^{-4}	5.49×10^{-4}	9.39×10^{-4}	1780
B	1.064×10^{-4}	5.13×10^{-4}	4.806×10^{-4}	1.1×10^{-3}	1515

that ignoring the creep-fatigue interaction can lead to an overestimation of the component life. Overall, the proposed model is able to accurately predict the actual blade behavior under complex operating conditions and can be applied as a basis for optimizing the design, inspection, and maintenance planning of gas turbines.

References

- [1] H. Gao, C. Fei, G. Bai, L. Ding, Reliability-based low-cycle fatigue damage analysis for turbine blade with thermo-structural interaction, *Aerospace science and technology*, 49 (2016) 289-300.
- [2] A. Kolagar, N. Tabrizi, M. Cheraghzadeh, M. Shahriari, Failure analysis of gas turbine first stage blade made of nickel-based superalloy, *Case studies in engineering failure analysis*, 8 (2017) 61-68.
- [3] R. Mishra, V. Nandi, R. Raghavendra Bhat, Failure Analysis of High-Pressure compressor blade in an aero gas turbine engine, *Journal of Failure Analysis and Prevention*, 18(3) (2018) 465-470.
- [4] R. Mishra, J. Thomas, K. Srinivasan, V. Nandi, R.R. Bhatt, Failure analysis of an un-cooled turbine blade in an aero gas turbine engine, *Engineering Failure Analysis*, 79 (2017) 836-844.
- [5] A. Mokaberi, R. Derakhshandeh-Haghighi, Y. Abbaszadeh, Fatigue fracture analysis of gas turbine compressor blades, *Engineering Failure Analysis*, 58 (2015) 1-7.
- [6] T. Brendel, E. Affeldt, J. Hammer, C. Rummel, Temperature gradients in TMF specimens. Measurement and influence on TMF life, *International journal of fatigue*, 30(2) (2008) 234-240.
- [7] N. Bychkov, V. Lukash, Y.A. Nozhnitsky, A. Perchin, A. Rekin, Investigations of thermomechanical fatigue for optimization of design and production process solutions

- for gas-turbine engine parts, *International journal of fatigue*, 30(2) (2008) 305-312.
- [8] O. Mallet, H. Kaguchi, B. Ilschner, F. Meyer-Olbersleben, K. Nikbin, F. Rézaï-Aria, G. Webster, Influence of thermal boundary conditions on stress-strain distribution generated in blade-shaped samples, *International journal of fatigue*, 17(2) (1995) 129-134.
- [9] R. Wang, K. Jiang, F. Jing, D. Hu, Thermomechanical fatigue failure investigation on a single crystal nickel superalloy turbine blade, *Engineering Failure Analysis*, 66 (2016) 284-295.
- [10] R. Wang, F. Jing, D. Hu, In-phase thermal–mechanical fatigue investigation on hollow single crystal turbine blades, *Chinese journal of aeronautics*, 26(6) (2013) 1409-1414.
- [11] F. Ellyin, B. Valaire, High-strain multiaxial fatigue, (1982).
- [12] D. Ji, M.-H. Shen, D. Wang, J. Ren, Creep-fatigue life prediction and reliability analysis of P91 steel based on applied mechanical work density, *Journal of Materials Engineering and Performance*, 24(1) (2015) 194-201.
- [13] J. Morrow, Cyclic plastic strain energy and fatigue of metals, in: *Internal friction, damping, and cyclic plasticity*, ASTM International, 1965, pp. 45-87.
- [14] S. Suman, A. Kallmeyer, J. Smith, Development of a multiaxial fatigue damage parameter and life prediction methodology for non-proportional loading, *Fracture and Structural Integrity*, 10(38) (2016) 224-230.
- [15] Z.-R. Wu, X.-T. Hu, Y.-D. Song, Multiaxial fatigue life prediction for titanium alloy TC4 under proportional and nonproportional loading, *International Journal of Fatigue*, 59 (2014) 170-175.
- [16] T. Yokobori, H. Yamanouchi, S. Yamamoto, Low cycle fatigue of thin-walled hollow cylindrical specimens of mild steel in uni-axial and torsional tests at constant strain amplitude, *International Journal of Fracture Mechanics*, 1(1) (1965) 3-13.



تخمین عمر خزشی خستگی پره توربین گازی فشار بالا با در نظر گرفتن اندرکنش سیال سازه

علی ذوالفقاری، امیررضا شاهانی*، نرگس اسدپور

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران.

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۴۰۴/۰۷/۲۷
بازنگری: ۱۴۰۴/۱۱/۱۳
پذیرش: ۱۴۰۴/۱۱/۱۹
ارائه آنلاین: ۱۴۰۴/۱۱/۲۴

کلمات کلیدی:

پره توربین گازی فشار بالا
خزش-خستگی
اندرکنش سیال سازه
انتقال حرارت مزدوج

شبیه‌سازی اجزا محدود و دینامیک
سیالات محاسباتی

خلاصه: برای مطالعه عمر خزش-خستگی کم‌چرخه چندمحوره در پره‌های توربین فشار بالا، یک مدل پیش‌بینی عمر خستگی کم‌چرخه چندمحوره بر اساس یک پارامتر جدید آسیب صفحه بحرانی در این پژوهش ارائه شده است. ابتدا، با انجام تحلیل کوپل حرارتی-سازه‌ای سه‌بعدی پره‌های توربین فشار بالا، توزیع تنش و کرنش تحت بارگذاری‌های مختلف شامل نیروی گریز از مرکز، بارگذاری حرارتی و بارگذاری آیرودینامیکی به دست آمد. سپس، مدل پیش‌بینی عمر خستگی کم‌چرخه چندمحوره و معادله لارسون میلر برای پیش‌بینی عمر خستگی و عمر خزشی پره به‌طور جداگانه به کار گرفته شدند. علاوه بر این، برای بررسی مکانیزم آسیب خستگی در اندرکنش خزش-خستگی تحت شرایط دما بالا، از روش‌های تجربی موجود در مطالعات پیشین استفاده شد و مدل پیش‌بینی عمر اندرکنش خزش-خستگی نیز به‌طور هم‌زمان توسعه یافت. در ادامه، نتایج پیش‌بینی عمر خزش-خستگی نشان داد عمر پره توربین گازی با در نظر گرفتن اندرکنش خزش-خستگی نسبت به حالتی که اندرکنش لحاظ نشده است به میزان ۴۳/۷ درصد کاسته شده است. در نهایت، نتایج آشکار ساخت مدل پیش‌بینی عمر خستگی کم‌چرخه چندمحوره منطقی بوده و اندرکنش خزش-خستگی نباید نادیده گرفته شود.

۱- مقدمه

پره‌های توربین، به‌عنوان یکی از اجزای حیاتی موتورهای هوایی، به طور مستقیم ایمنی و عمر مفید کل موتور را تعیین می‌کنند [۱]. این پره‌ها نه تنها دچار آسیب‌های خستگی کم‌چرخه ناشی از بارگذاری‌های چرخه‌ای و تغییرات دما در هنگام راه‌اندازی و خاموشی می‌شوند، بلکه تحت تأثیر آسیب‌های خزشی ناشی از بار گریز از مرکز در دمای بالا در شرایط پایا نیز قرار می‌گیرند. تعداد زیاد پره‌های توربین نیز احتمال وقوع آسیب‌های خستگی را افزایش می‌دهد. پایداری این پره‌ها به طور مستقیم بر عملکرد، دوام و قابلیت اطمینان موتور هوایی تأثیر می‌گذارد. عواملی نظیر ویژگی‌های خاص مواد، فرآیندهای ساختاری، محیط‌های کاری بسیار سخت و اثرات متقابل بارگذاری‌های پیچیده [۱-۵]، مکانیزم‌های خرابی خستگی در پره‌های توربین را بسیار پیچیده می‌کنند و پیش‌بینی عمر این پره‌ها را دشوار می‌سازند. مساله دقت پیش‌بینی عمر خستگی پره‌های توربین تاکنون به طور مؤثر حل نشده است از اینرو آسیب‌های خستگی از عوامل بسیار مهم در طراحی، ساخت

و بهره‌برداری پره‌های موتور هوایی هستند.

مکانیسم‌های آسیب خزش و خستگی و روش‌های پیش‌بینی عمر برای پره‌های توربین تحت شرایط پیچیده تنش، به‌طور گسترده‌ای مورد مطالعه قرار گرفته‌اند (به‌عنوان مثال، مراجع [۶-۱۰]). روش‌های پیش‌بینی عمر خستگی عمدتاً بر کرنش-معادل، روش انرژی و روش صفحه بحرانی تمرکز دارند. در این میان، روش کرنش معادل برای بارگذاری چندمحوره از بارگذاری تک‌محوره معادل استفاده می‌کند و با ترکیب آن با معادله تک‌محوره کافین-مانسون، عمر را پیش‌بینی می‌کند. یوکوبوری [۱۱] برای اولین بار نظریه کرنش-معادل را ارائه کرد این نظریه شامل مدل کرنش اصلی ماکزیمم، مدل کرنش معادل فون میسز و مدل کرنش برشی ماکزیمم بود. این روش رابطه فیزیکی واضحی بین کرنش معادل و عمر خستگی ندارد و اثرات متقابل تنش-کرنش و عوامل بارگذاری را نادیده می‌گیرد. مورو [۱۲] روش انرژی را مطرح کرد و اوسترگرن [۱۳] برای اولین بار آن را برای پیش‌بینی عمر خستگی تک‌محوره به کار برد. گارود [۱۴] و الین

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: shahani@kntu.ac.ir



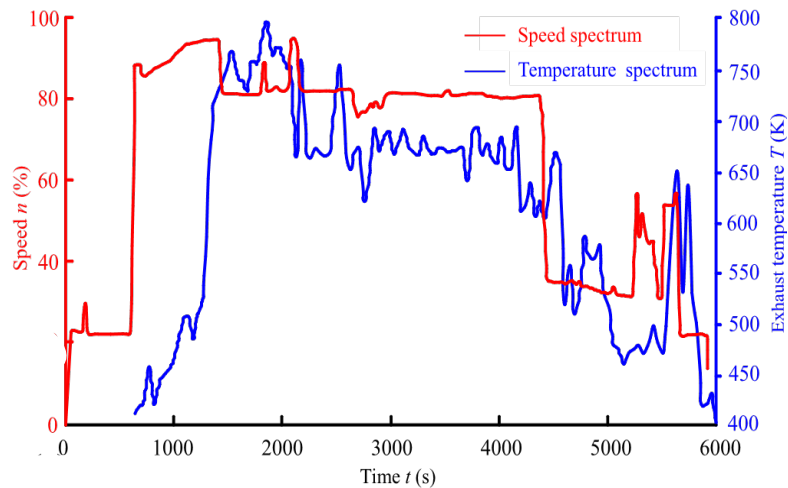
را به صورت جداگانه محاسبه می‌کرد. روش مکانیک آسیب در تعیین متغیر آسیب در پیش‌بینی عمر واقعی با دشواری‌های قابل توجهی روبه‌رو است، این امر منجر به پیچیدگی معادلات تکامل آسیب شده و به طور مستقیم بر دقت پیش‌بینی عمر اثر می‌گذارد. مدل مکانیک شکست، عمر خستگی را به دو بخش عمر جوانه‌زنی ترک و گسترش ترک تقسیم کرده و عمر خزشی را از طریق معرفی پارامتر شکست خزشی (انتگرال C^*) محاسبه می‌نماید. در عین حال، روش‌های آماری چندمتغیره و شبکه عصبی به دلیل محدودیت داده‌های پارامتری مواد در کاربردهای مهندسی محدود هستند. شایان ذکر است که روش رابطه پارامتر سنتی تاکنون پرکاربردترین مدل در حوزه هواضا بوده، که به دو روش تجمع خطی آسیب و روش کرنش-کنترل تقسیم می‌شود. روش اول بر اساس روش تجمع خطی آسیب مینر [۲۴] و رابینسون [۲۵] بنا شده، و به دلیل سادگی و کاربردی بودن به‌طور گسترده‌ای در مهندسی مورد استفاده قرار می‌گیرد. متأسفانه، اگرچه بیشتر تحقیقات در مورد عمر پره‌های توربین بر عمر خزش-خستگی و عمر خستگی ترمومکانیکی متمرکز بوده است (مانند مراجع [۲۶-۲۸])، مکانیسم اندرکنش خزش-خستگی به دلیل پیچیدگی اندرکنش خزش-خستگی نامشخص و مبهم باقی مانده است. علاوه بر این، روش جمع آثار خطی آسیب خستگی و آسیب خزشی، اندرکنش خزش-خستگی را نادیده گرفته است. همچنین، برخی از مدل‌های پیش‌بینی عمر خزش-خستگی به‌طور کلی پیچیده بوده و نیاز به محاسبات گسترده‌ای دارند، این امر منجر به کاهش کاربرد این مدل‌ها در مهندسی شده و برای مواد موجود به‌طور کلی نمی‌توانند به‌صورت رضایت‌بخشی اعمال شوند. در نتیجه، واماندگی ناشی از اندرکنش خزش-خستگی برای عمر پره‌های توربین از اهمیت زیادی برخوردار است، لذا نیاز به بررسی اندرکنش خزش-خستگی جهت ارزیابی دقیق عمر وجود دارد. سوسمل و همکاران، به‌صورت جامع به بررسی کمی از عملکرد معیارهای صفحه بحرانی مبتنی بر تنش، شامل معیار فیندلی^۲، روش کارپینتری اسپاگنولی^۳ و روش منحنی وولر اصلاح‌شده^۴ در ارزیابی استحکام خستگی اتصالات جوش کاری‌شده آلومینیومی و فولادی پرداختند. آنها این معیارها را در کنار روش‌های تحلیل تنش شامل تنش نامی^۵، تنش نقطه داغ^۶، تنش شیار مؤثر^۷ و نظریه فواصل بحرانی نقطه‌ای^۸ آزمایش کردند. آزمایش‌ها تحت بارگذاری چندمحوره

[۱۵] به ترتیب یک مدل پیش‌بینی عمر خستگی چندمحوره و نظریه انرژی کرنش پلاستیک را بر اساس تحقیقات کارود ارائه دادند. علاوه بر این، لی و همکاران [۱۶] مجموع انرژی کرنش الاستیک و پلاستیک را به‌عنوان پارامتر آسیب خستگی در نظر گرفتند. به دلیل گسترش پیوسته سطح آسیب در داخل ماده طی فرآیند بارگذاری چرخه‌ای، مجموع انرژی اتلاف شده و تعداد چرخه‌ها غیرخطی بودند، این امر باعث شد مکانیسم واماندگی خستگی چندمحوره به‌درستی بازتاب داده نشود و روش انرژی در کاربردهای مهندسی محدود شود. در ادامه، براون و میلر [۱۷، ۱۸] روش صفحه بحرانی را پیشنهاد کردند که فرض می‌کند شروع و گسترش ترک در صفحه بحرانی رخ می‌دهد و کرنش برشی ماکزیمم و کرنش نرمال در صفحه کرنش برشی ماکزیمم به‌عنوان پارامترهای آسیب در نظر گرفته می‌شود. با این حال، مدل کی-بی-ام [۱۹] از دامنه کرنش برشی ماکزیمم و دامنه کرنش نرمال به‌عنوان پارامترهای آسیب استفاده کرد و به‌طور همزمان با آزمایش راستی‌آزمایی شد. پس از آن، فاطمی و سوشی [۲۰] مدل فاطمی-سوشی را بر اساس کی-بی-ام ارائه دادند که در آن بازه کرنش برشی ماکزیمم و تنش نرمال در صفحه‌ای با بازه کرنش برشی ماکزیمم به‌عنوان پارامترهای آسیب برای واماندگی مواد، مورد استفاده قرار گرفتند. مدل اسمیت-واتسون-تاپر [۲۱] که مدل ترکیبی اسمیت، واتسون و تاپر است، بازه کرنش نرمال ماکزیمم و تنش نرمال ماکزیمم در صفحه با کرنش نرمال ماکزیمم را به‌عنوان پارامترهای آسیب در نظر گرفت. در این مدل، واماندگی خستگی ناشی از گسترش ترک بوده که عمود بر کرنش اصلی ماکزیمم است.

در سال‌های اخیر، بسیاری از پژوهشگران، از جمله شانگ دی گوانگ [۲۲] و یو ژنگ‌یونگ [۲۳]، مدل‌هایی را که بر اساس مدل معمول صفحه بحرانی بنا شده بودند، بازبینی و بهبود داده و برخی مدل‌های جدید پیش‌بینی عمر خستگی چندمحوره را استنتاج کرده‌اند. اگرچه مطالعات گسترده‌ای، انواع مختلفی از مدل‌های پیش‌بینی عمر را پیشنهاد نمودند؛ اما به دلیل پیچیدگی مسائل خستگی، تاکنون مدل جامع و جهانی برای پیش‌بینی عمر خستگی ارائه نشده است. پژوهشگران در بسیاری از کشورها مدل‌های مختلف پیش‌بینی عمر خزش-خستگی را برای مکانیسم‌های واماندگی مختلف ارائه کرده‌اند. این مدل‌های نظری عمدتاً شامل روش رابطه پارامتر سنتی^۱، روش تحلیلی خستگی، روش مکانیک آسیب، روش مکانیک شکست، روش آماری چندمتغیره و روش شبکه عصبی و غیره هستند. در این میان، روشی تحلیلی برای مود تنش-کنترل به کار می‌رفت، که آسیب خزشی و آسیب خستگی

2. Findley
3. Carpinteri-Spagnoli) CS(
4. Modified Wohler Curve Method
5. Nominal stress
6. Hot- spot stress
7. Effective notch stress
8. Theory of Critical Distances-Point Method

1. Traditional parameter relationship



شکل ۱. نمودار بارگذاری چرخه‌ای [۳۱].

Fig. 1. Cyclic loading diagram

برای بازرسی‌های ادواری، نگهداری منظم و بهینه‌سازی عملکرد در طول سرویس فراهم می‌کند.

۲- مبانی تحلیل نظری

پره‌های توربین فشار بالا در سرعت‌های بالا کار می‌کنند و در معرض خستگی کم‌چرخه، خزش-خستگی در دمای بالا و آسیب ناشی از اندرکنش خزش-خستگی قرار دارند. تنش‌های بالای ایجاد شده طی فرآیند برخاست و فرود موجب جوانه‌زنی ترک در ریشه پره و واماندگی آن می‌شود. برای اطمینان از ایمنی و عملکرد پرواز، براساس دستورالعمل‌های طراحی موتور هواپیما وجود ترک‌های خستگی در پره‌های توربین مجاز نیست، این امر بدان معنی است که عمر خستگی کم‌چرخه پره‌های توربین در شرایط عملیاتی واقعی، معادل با عمر جوانه‌زنی ترک در نظر گرفته می‌شود. شرایط عملیاتی موتور هواپیما مطابق شکل ۱ با استفاده از روش جریان بارانی^۵، به یک چرخه اصلی و چهار چرخه ثانویه تقسیم می‌شود که در جدول ۱ و شکل ۲ نمایش داده شده است [۳۱].

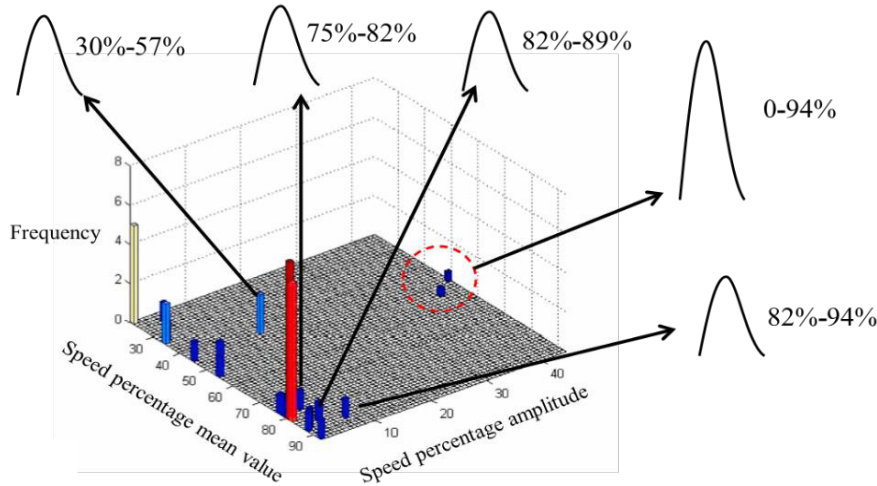
تحلیل طیف سرعت موتور هواپیما نشان می‌دهد، دامنه سرعت چرخه اصلی در طول فرآیند برخاست و فرود به شدت نوسان می‌کند و تنش چرخه‌ای که به پره اعمال می‌شود، باعث تغییر شکل الاستوپلاستیک پرها شده و در نهایت منجر به آسیب خستگی کم‌چرخه می‌شود. در طول فرآیند پرواز در حالت کروز، دامنه سرعت تغییرات اندکی دارد و چرخه‌های ثانویه معمولاً

با دامنه ثابت^۱ و دامنه متغیر^۲ انجام شد. مشخص شد که ترکیب وولر اصلاح‌شده با تنش نقطه داغ دقیق‌ترین پیش‌بینی‌های عمر خستگی را ارائه داد [۲۹]. جوی و همکاران، مدل جدیدی برای تخمین عمر واماندگی خزشی مواد بر اساس تنش و دما ارائه دادند. مدل آنها بر دو جزء اساسی حداقل نرخ خزش^۳ و قانون مانکمن-گرانته^۴ استوار است. همچنین نرخ خزش وابسته به تنش است و امکان در نظرگیری تغییرات حداقل نرخ خزش در طیف وسیعی از دما و تنش را فراهم می‌کند. مشخص شد مدل ارائه شده برای فلزات مختلف نتایج مناسبی نشان می‌دهد [۳۰].

در این پژوهش، یکی از پره‌های توربین فشار بالا به عنوان موضوع تحقیق انتخاب شده است. از طریق تحلیل نظری، شبیه‌سازی عددی و تحقیقات تجربی، اثر بار چندمحوره بر عمر خستگی کم‌چرخه پره توربین و اندرکنش خزش-خستگی به طور کامل مورد بررسی قرار گرفته و یک مدل خستگی کم‌چرخه چندمحوره بر اساس یک پارامتر جدید آسیب صفحه بحرانی پیشنهاد شده است. علاوه بر این، مدل پیش‌بینی عمر خستگی کم‌چرخه چندمحوره و معادله لارسون میلر برای پیش‌بینی عمر خستگی و عمر خزشی در موقعیت‌های ارزیابی‌شده روی پره به کار گرفته شده‌اند. سپس، مکانیزم آسیب اندرکنش خزش-خستگی از طریق روش‌های مختلف تجربی مورد بررسی قرار گرفته است، این امر مرجع مناسبی

1. Constant amplitude
2. Variable amplitude
3. Minimum creep rate
4. Monkman-Grant

5. Rain flow counting



شکل ۲. طیف بارگذاری و روش شمارش جریان بارانی: روش شمارش جریان بارانی [۳۱].

Fig. 2. Loading spectrum and rain flow counting method: Rain flow counting method

جدول ۱. چرخه های بارگذاری اصلی^۱ و ثانویه^۲ (سرعت زاویه ای به مقدار ۱۴۴۶۰ دور بر دقیقه است) [۳۲].

Table 1. Main cycle and sub cycle loading (n is an angular speed of 14460 rpm).

آمار فراوانی	محدوده دامنه سرعت	سیکل
۱	۰-۹۴٪n	چرخه اصلی
۲	۳۰٪n-۵۷٪n-۳۰٪n	سیکل ثانویه ۱-
۱	۷۵٪n-۸۲٪n-۷۵٪n	سیکل ثانویه ۲-
۱	۸۲٪n-۸۹٪n-۸۲٪n	سیکل ثانویه ۳-
۱	۸۲٪n-۹۶٪n-۸۲٪n	سیکل ثانویه ۴-

¹ Main cycle

² Sub cycle

$$\Delta \varepsilon_t = \frac{\sqrt{2}}{3} [(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2 + (\varepsilon_1 - \varepsilon_3)^2]^{1/2} \quad (2)$$

قابل چشم پوشی هستند، زیرا تأثیر کمی بر عمر خستگی پره دارند.

۲-۱ مدل های تخمین عمر خستگی کم چرخه

در محاسبه عمر خستگی کم چرخه پره توربین فشار بالا، نظریه کافین-مانسون به عنوان مبنای نظری مدل پیش بینی عمر بر اساس معیار تسلیم فون میسر مورد استفاده قرار می گیرد [۳۳]:

$$\frac{\Delta \varepsilon_t}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (1)$$

پره های توربین در شرایط دما، فشار و سرعت بالا کار می کنند؛ بعلاوه، در اثر جرم خودشان تحت تنش های کششی، ارتعاشی و حرارتی قرار می گیرند. متاسفانه معادله (۱) تنها در شرایط چرخه های متقارن کاربرد دارد، این موضوع منجر به در نظر گرفتن اثر تنش متوسط طی دوره کارکرد واقعی می شود. در نهایت، با اصلاح تنش متوسط، معادله اصلاح شده مورو به دست می آید [۳۴].

$$\begin{aligned} & \left[\varepsilon_n^* \right]^2 + \frac{1}{3} \left(\frac{\Delta \gamma_{max}}{2} \right)^2 \left] \frac{1}{2} = \\ & \frac{(\sigma'_f - \sigma_m)^2}{E} (2N_f)^{2b} \\ & + (\sigma'_f - \sigma_m) \varepsilon'_f (2N_f)^{b+c} \end{aligned} \quad (5)$$

با در نظر گرفتن بارگذاری چندمحوره و تأثیر تنش متوسط، مدل نظری پیش‌بینی عمر خستگی کم‌چرخه چندمحوره پره توربین به صورت ترکیبی از معادله اصلاح‌شده مورو و مدل اسمیت-واتسون-تاپر به دست می‌آید، این مدل به فرم معادله (۶) است [۳۲].

$$\begin{aligned} & \sigma_{n,max} \left[\varepsilon_n^* \right]^2 + \frac{1}{3} \left(\frac{\Delta \gamma_{max}}{2} \right)^2 \left] \frac{1}{2} = \\ & \frac{(\sigma'_f - \sigma_m)^2}{E} (2N_f)^{2b} \\ & + (\sigma'_f - \sigma_m) \varepsilon'_f (2N_f)^{b+c} \end{aligned} \quad (6)$$

نتایج نشان می‌دهند که تنش نرمال، بازه کرنش نرمال و برشی در صفحه بحرانی آسیب ماکزیمم، اثر مستقیمی بر عمر خستگی چندمحوره دارند. بنابراین، حاصل ضرب تنش نرمال ماکزیمم (σ_{max}) و دامنه کرنش معادل جدید به‌عنوان پارامتر جدید آسیب خستگی (d) در نظر گرفته می‌شود. در رابطه (۶) صفحه بحرانی بر اساس بیشترین مقدار پارامتر آسیب خستگی تعیین شده و اثر تنش متوسط نیز لحاظ می‌شود.

۲-۲- مدل‌های تخمین عمر خزشی

عمر خزشی پره به دما، سطح تنش و زمان نگهداری بار بستگی دارد. ساختار پره بسیار پیچیده است و اعوجاج^۴ مشخصی بین جهت طولی^۵ و جهت وتر^۶ وجود دارد، و حضور برخی نقایص ریز ساختاری، محاسبه دقیق میادین تنش-کرنش و دما را حین عملکرد پره دشوار می‌سازد. بنابراین، ایجاد یک مدل نظری پیش‌بینی عمر خزشی که بتواند عمر را به‌طور دقیق و عملی

$$\frac{\Delta \varepsilon_t}{2} = \frac{\sigma'_f - \sigma_m}{E} (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (3)$$

معادله اصلاح‌شده مورو برای بارگذاری تک‌محوره قابل استفاده است، اما در شرایط بارگذاری چندمحوره پره‌های توربین کاربرد ندارد. اسمیت، واتسون و تاپر^۱ دریافتند، بازه کرنش نرمال و تنش نرمال در صفحه بحرانی پره توربین، دو عامل کلیدی در جوانه‌زنی ترک هستند. بر این اساس، مدل پیش‌بینی عمر اسمیت-واتسون-تاپر بر پایه معادله کافین-مانسون برای واماندگی کششی^۲ ارائه شد [۳۲].

$$\begin{aligned} & \sigma_{n,max} \frac{\Delta \varepsilon_{n,max}}{2} = \\ & \frac{(\sigma'_f)^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma'_f \varepsilon'_f (2N_f)^{b+c} \end{aligned} \quad (4)$$

آزمایش‌های بارگذاری چندمحوره بسیارزادی نشان داده‌اند، بازه کرنش نرمال و برشی در صفحه بحرانی آسیب ماکزیمم^۳، منجر به ایجاد ترک‌های خستگی چندمحوره می‌شوند. معادله اسمیت-واتسون-تاپر تأثیر تنش برشی، بازه کرنش برشی و تنش متوسط در صفحه بحرانی را در نظر نمی‌گیرد، این امر باعث دقت پایین در پیش‌بینی عمر پره می‌شود. برای در نظر گرفتن تأثیر جامع بازه کرنش نرمال و برشی، پارامتر آسیب خستگی شانگ دی‌گوانگ معرفی شده است. این پارامتر مستقل از مسیر بارگذاری بوده و بازه کرنش نرمال و برشی ماکزیمم را در صفحه بحرانی آسیب ماکزیمم در نظر می‌گیرد. بازه کرنش معادل جدید به‌طور هم‌زمان اثر تقویت اضافی ناشی از بارگذاری چندمحوره نامتناسب را نیز لحاظ می‌کند. این بازه کرنش معادل در نهایت در معادله (۵) ادغام می‌شود [۳۲].

4. Distortion
5. Span
6. Chord

1. Smith, Watson & Topper
2. Tensile failure
3. Maximum critical damage plane

هوا را بهبود می‌بخشد. صفحه لبه^۲، باعث کاهش تمرکز تنش شده و از ورود گازهای دما بالا به قطعات مقاوم به حرارت مانند دیسک توربین جلوگیری می‌کند. اتصال ریشه^۳، پره را به دیسک توربین متصل کرده و باعث کاهش تنش تماسی و افزایش انتقال حرارت می‌شود. از این رو تحلیل دما در پره حائز اهمیت می‌باشد.

برای تحلیل رفتار پره توربین در شرایط عملیاتی، از یک مدل اندرکنش حرارتی-سازه‌ای با رویکرد اندرکنش یک‌طرفه استفاده شده است. در این رویکرد، ابتدا تحلیل دینامیک سیالات محاسباتی شامل معادلات جریان و حرارت در سیال به کمک روش انتقال حرارت مزدوج حل شده و سپس نتایج توزیع دما و فشار روی سطح پره به مدل سازه‌ای منتقل و تحلیل انتقال حرارت در پره انجام می‌شود. در این پژوهش اثر تغییرشکل سازه بر میدان جریان در نظر گرفته نشده و تغییرشکل‌ها کوچک فرض شده‌اند.

۲-۵- معادلات ناحیه جامد

مواد تحت بارگذاری استاتیکی و دینامیکی در دماهای بالا دچار تغییرات ابعادی ناشی از تنش‌های گرمایی علاوه بر تنش‌های مکانیکی خواهند شد؛ دمای بالا اغلب شامل دماهای بالاتر از $\frac{1}{3}$ نقطه ذوب ماده می‌باشد، در این دما تغییر شکل‌های ایجاد شده ناشی از گرما قابل ملاحظه هستند. تعیین رفتار مواد در برابر تنش‌های اعمالی اولین قدم برای تعیین عمر و درنهایت طراحی قطعات می‌باشد. این پاسخ بر مبنای نرخ کرنش به شکل زیر تعریف می‌شود [۳۸]:

$$\dot{\epsilon} = F(\sigma, T, S) \quad (12)$$

این معادله به عنوان معادله بنیادین شناخته شده و دما و آنروپی تعریف کننده پارامترهای مربوط به ریزساختار ماده هستند که در مهندسی مکانیک به عنوان متغیر داخلی شناخته می‌شوند [۳۸]. کرنش کل به کمک رابطه زیر محاسبه می‌شود [۳۸]:

$$\epsilon_t = \epsilon_{me} + \epsilon_{th} \quad (13)$$

در این جا $\dot{\epsilon}_t$ کرنش کل، $\dot{\epsilon}_{me}$ کرنش ناشی از بارهای مکانیکی و $\dot{\epsilon}_{th}$

محاسبه نماید، از اهمیت بالایی برخوردار است. پیش‌بینی عمر خزشی پره معمولاً با استفاده از روش لارسون-میلر انجام می‌شود [۳۵].

$$P = T(\log t_b + C) / 100000 \quad (7)$$

$$T = (9 \times \theta / 5 + 32) + 460 \quad (8)$$

$$\log \sigma = a_0 + a_1 P + a_2 P^2 + a_3 P^3 \quad (9)$$

۲-۳- مدل‌های تخمین عمر خزش-خستگی

عمر خستگی کم‌چرخه و عمر خزشی در پره‌های توربین فشار بالا اهمیت زیادی دارند، در اینجا مدل تجمع خطی آسیب برای ترکیب آسیب خستگی کم‌چرخه (عدم وابستگی به زمان) و آسیب خزش (وابسته به زمان) استفاده می‌شود [۳۶].

$$D_f + D_c = \sum \frac{n_i}{N_f} + \sum \frac{\Delta t_i}{t_b} = D \quad (10)$$

اگر $D \neq 1$ باشد، اندرکنش بین خستگی و خزش وجود دارد، در غیر این صورت اندرکنش وجود ندارد [۳۲]. به منظور نمایش اندرکنش خزش-خستگی و بررسی مکانیسم و ماندگی قطعه، لاگنبرگ و همکاران [۳۷] مدلی اصلاح‌شده برای تجمع خطی آسیب پیشنهاد کردند، در این مدل ضریب برهمکنش (B) معرفی می‌شود تا شدت اندرکنش خزش-خستگی را در مقیاس کلان بیان نماید.

$$\sum \frac{n_i}{N_f} + B \left(\sum \frac{n_i}{N_f} + \sum \frac{\Delta t_i}{t_b} \right)^2 + \sum \frac{\Delta t_i}{t_b} = I \quad (11)$$

۲-۴- مدل‌سازی عددی پره توربین گاز (کوپل سازه حرارت)

پره توربین معمولاً از سه بخش اصلی تشکیل شده است: بدنه پره^۱، وظیفه تبدیل انرژی گاز به انرژی مکانیکی را بر عهده دارد و جهت جریان

1. Blade Body

2. Edge Plate

3. Tenon

گرش حرارتی می‌باشد.

$$h=h(P,T) \quad h^* = h + \frac{1}{2}U^2, \quad (18)$$

معادلات (۱۹) و (۲۰) به ترتیب معادله حالت و معادله ظرفیت گرمایی ویژه هستند.

$$P=P(P,T) \quad (19)$$

$$C_P=C_P(P,T), \quad (20)$$

هنگامی که دمای یک جسم الاستیک تغییر می‌کند و به دلیل محدودیت‌های داخلی و خارجی، تنش‌هایی در جسم ایجاد می‌شود. براساس معادلات زیر برهم‌نهی تأثیر دما، تنها تفاوت در معادله فیزیکی بین مسئله الاستیک و مسئله الاستیک حرارتی است [۳۹]:

$$\sigma_{ij} = 2G\varepsilon_{ij} + (\kappa\varepsilon_{kk} - \alpha\Delta T)\delta_{ij} \quad (14)$$

$$\alpha = \frac{E}{1-2\nu}, \quad G = \frac{E}{2(1+\nu)}, \quad \kappa = \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)},$$

۲-۶- مدل ناحیه سیال

با فرض تراکم‌پذیر بودن گاز در اطراف پره توربین موتور هواپیما، جریان پایدار پره در شرایط عملیاتی واقعی از قوانین بقای جرم، مومنتوم و انرژی پیروی می‌کند [۴۰].

گاز در دامنه سیال اطراف پره تراکم‌پذیر بوده و معادله (۱۵) مربوط به پیوستگی سیال است.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(P\bar{U}) = 0 \quad (15)$$

مؤلفه‌های سرعت گاز مطابق معادله (۱۶) از معادله بقای مومنتوم پیروی می‌کنند.

$$\frac{\partial(P\bar{U})}{\partial t} + \nabla(P\bar{U} * \bar{U}) = \quad (16)$$

$$\nabla(-P\delta + \mu(\nabla\bar{U} + (\nabla\bar{U})^T)) + S_M = 0$$

با صرف نظر از اتلاف ویسکوزیته گاز در دامنه سیال اطراف پره، بقای انرژی مطابق معادله (۱۷) برقرار است.

$$\frac{\partial(P\bar{h}^*)}{\partial t} - \frac{\partial P}{\partial t} + \nabla(P\bar{U}h^*) = \quad (17)$$

$$\nabla(\lambda\nabla T) + \nabla(\mu\nabla\bar{U} + \nabla\bar{U}^T - \frac{2}{3}\nabla\bar{U}\delta\bar{U}) + S_E$$

معادلات گاز ایده‌آل:

$$P = \frac{w(P+P_{ref})}{RT} \quad (21)$$

۲-۷- مدل جریان توربولانس

جریان گاز، در میدان جریان خارجی پره توربین، آشفتگی و پیچیده می‌باشد. مدل آشفتگی کا-اِپسیلون^۱ که توسط لندِر و اسپالدینگ پیشنهاد شده، مدلی ساده و استاندارد است که می‌تواند مسئله جریان‌های آشفتگی با عدد رینولدز بالا را به طور مؤثر حل کند. این مدل به دلیل دقت و پایداری بالا، به طور گسترده در توصیف وضعیت آشفتگی گاز در کاربری‌های صنعتی مورد استفاده قرار گرفته است، اما برای پیش‌بینی جریان‌های پیچیده با گرادیان فشار قوی عملکرد مناسبی ندارد. در سال‌های اخیر، پژوهشگران مدل کا-اِپسیلون را از طریق افزودن عبارت اضافی R_ε اصلاح کرده و مدل کا-اِپسیلون برپایه نظریه بازبهنجارشده^۲ [۴۱] و همچنین مدل کا-اِپسیلون تحقیق‌پذیر^۳ [۴۲] را با اصلاح چرخش گردابه‌ها توسعه داده‌اند. در این پژوهش، برای تحلیل ویژگی‌های جریان پیرامون پره، از مدل کا-امگا با انتقال تنش برشی^۴ [۴۳] استفاده شده است که با افزودن یک تابع ترکیبی انتقالی، عملکرد بهتری در شبیه‌سازی جریان‌های پیچیده مانند موج ضربه‌ای و جریان‌های با گرادیان فشار معکوس دارد.

معادلات مدل توربولانسی کا-امگا با انتقال تنش برشی در ادامه ذکر

1. $k - \varepsilon$
2. $RNG k - \varepsilon$
3. $Realizable k - \varepsilon$
4. $k - \omega(SST)$

می‌شوند [۴۴]:

در زمان‌هایی که $v_i = \frac{\mu_i}{\rho}$ باشد از تابع مختلط دوم استفاده می‌کنیم تا خطاهای ناشی از جریان آزاد^۳ را از بین ببرد. تابع آمیختگی دوم^۴:

انرژی جنبشی:

$$F_2 = \tanh\left[\left\{\max\left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta'\omega y}, \frac{500v}{y^2\omega}\right)\right\}^2\right] \quad (۲۷)$$

$$\frac{\partial(\rho_f k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_f u_i k)}{\partial x_i} = P_k + \beta' \rho_f k \omega + \frac{\partial}{\partial x_i} [(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_i}] \quad (۲۲)$$

فرکانس امگا:

یک محدودکننده مطابق معادله (۲۸) برای مدل توربولانسی SST اعمال می‌شود تا از ایجاد تلاطم در مناطق راکد جلوگیری کند.

$$P_k = \min\left(\mu_t \frac{\partial u_j}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right), 10\beta' \rho_f k \omega\right) \quad (۲۸)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho_f \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_f u_i \omega)}{\partial x_i} &= \alpha \rho_f s^2 - \beta \rho_f \omega^2 \\ &+ \frac{\partial}{\partial x_i} [(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_i}] \\ &+ 2(1 - F_1) \rho_f \sigma_\omega \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \end{aligned} \quad (۲۳)$$

تابع آمیختگی^۱:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 5.9, \beta_2 = 0.0828, \\ \beta_1 &= 3.40, \beta' = 0.09, \\ \sigma_{\omega 2} &= 0.856, \sigma_{k 2} = 1, \\ \sigma_{\omega 1} &= 0.5, \sigma_{k 1} = 0.85, \alpha_2 = 0.44, \end{aligned} \quad (۲۹)$$

$$F_1 = \tanh\left[\left\{\min\left[\max\left(\frac{\sqrt{k}}{\beta'\omega y}, \frac{500v}{y^2\omega}\right), \frac{4\rho\sigma_\omega k}{CD_{k\omega} y^2}\right]\right\}^4\right] \quad (۲۴)$$

۲-۸- مدل انتقال حرارت مزدوج

اساس روش انتقال حرارت مزدوج، کوپل نواحی جامد و سیال از طریق پایستگی انرژی می‌باشد. طبق مطالعات انجام شده از جمله پژوهش یورک روش انتقال حرارت مزدوج به‌طورکلی برای اجرای کوپل نواحی جامد و سیال به صورت کارآمد مورد استفاده قرار می‌گیرد [۴۵]. یکی از روش‌های تحلیل انتقال حرارت مزدوج، بر مشخصات دمایی مرز واحد که توسط سلول مجاور در طرف دیگر مرز مشخص می‌شود، تمرکز دارد؛ طی هر تکرار از حل دمای مرز جامد و سیال دما به گونه‌ای تنظیم می‌شود که شار حرارتی محاسبه شده در سمت سیال دقیقاً شار حرارتی محاسبه شده در سمت جامد را متعادل نماید. این اجرای مبتنی بر دمای مرز جامد و سیال بسیار پایدار و کارآمد است؛ در پژوهش حاضر این روش در شبیه‌سازی تمام‌مقیاس به کار گرفته شده است [۴۶].

$$CD_{k\omega} = \max\left(2\sigma_\omega \frac{1}{\omega^2} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10}\right) \quad (۲۵)$$

$$\beta = F_1 \beta_1 + (1 - F_1) \beta_2$$

$$\alpha = F_1 \alpha_1 + (1 - F_1) \alpha_2$$

محدود کننده ویسکوزیته گردابی^۲:

$$v_t = \frac{\alpha_1 k}{\max(\alpha_1 \omega, s F_2)} \quad (۲۶)$$

3. Freestream
4. Second blending function:

1. Blending function
2. Eddy-viscosity

$$c_p = a_0 + a_1 T + a_2 T^2 + a_3 T^3 + a_4 T^4$$

$$a_3 = -3.3917446 \times 10^{-9}, a_2 = 5.141114 \times 10^{-6} \quad (33)$$

$$a_1 = 0.2365234, a_0 = 957.110256,$$

$$a_4 = -6.0929646 \times 10^{-12}$$

۴- خواص ماده برای پره توربین گاز

ماده $DZ125$ یکی از پیشرفته‌ترین آلیاژهای جهت‌دار جامد شده است و به دلیل استحکام عالی در برابر دمای بالا، خستگی حرارتی و قابلیت ریخته‌گری، به‌طور گسترده در ساخت پره‌های توربین مورد استفاده قرار می‌گیرد.

۴-۱- مشخصات آلیاژ $DZ125$

برای پره‌های توربین، از سوپرآلیاژ پایه نیکل $DZ125$ با ساختار جهت‌دار جامد شده^۱ و چگالی^۳ $\rho = 8.48 \times 10^3 \text{ kg / m}^3$ استفاده شده است. این آلیاژ دارای ساختار ستونی کریستالی رسوب‌سخت‌شونده^۲ است که در برابر دمای بالا و خستگی حرارتی مقاومت دارد. خواص حرارتی و مکانیکی این آلیاژ در دماهای مختلف در راهنمای مواد هوافضای چین^۳ [۴۸] ارائه شده است (جدول ۲)، همچنین ترکیب شیمیایی آلیاژ و ثابت‌های خزش و خستگی در جدول ۳ و جدول ۴ آورده شده‌اند.

۵- شبیه‌سازی عددی

در این مقاله تحلیل سیالاتی و انتقال حرارت به کمک نرم‌افزار انسیس انجام پذیرفت، به شکلی که یک دامنه متناسب با پره با شرایط مرزی مذکور در بخش ۵-۱، در نظر گرفته شد. تحلیل انتقال حرارت مزدوج در سطح مشترک سیال-سازه به‌صورتی که انتقال حرارت هدایت در سیال و همرفت در سطح مشترک سیال-سازه برقرار باشد اجرا شد؛ در ادامه مقادیر دمای سطح پره، به‌صورت پارامترهای مختصات و دما به نرم‌افزار آباکوس برای تحلیل انتقال حرارت هدایت در سازه منتقل شد. پس از آن با اعمال بار حرارتی و گریز از مرکز (از بار ائرو دینامیک به دلیل اثرات ناچیز آن صرف‌نظر

معادله (۳۰) به‌عنوان معادله بقای انرژی مورد استفاده قرار گرفته است [۴۰].

$$\frac{\partial(\rho_s c_p T)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x}(\lambda \frac{\partial T}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\lambda \frac{\partial T}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\lambda \frac{\partial T}{\partial z}) + S_E \quad (30)$$

۳- خواص سیال

گازها به‌عنوان سیالات تراکم‌پذیر شناخته می‌شوند، به این معنی که با تغییر فشار و دما، حجم و چگالی آن‌ها تغییر می‌کند. در حالی که گازهای ایده‌آل (یا کامل) به‌عنوان سیالاتی تعریف می‌شوند که در آن‌ها لزجت صفر و رفتار آن‌ها تحت شرایط ایده‌آل قابل پیش‌بینی است، گازهای واقعی معمولاً رفتار پیچیده‌تری دارند و تحت تأثیر عوامل مختلفی مانند دما و فشار قرار می‌گیرند. در نتیجه، معادله ساترلند و نظریه‌های مرتبط با گازهای ایده‌آل و سیالات تراکم‌پذیر به درک عمیق‌تری از رفتار گازها و طراحی سیستم‌های مرتبط کمک می‌کند. این ارتباطات به‌ویژه در مهندسی شیمی، مکانیک سیالات و ترمودینامیک از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است [۴۷].

در این مقاله سیال، گاز ایده‌آل در نظر گرفته می‌شود اما ویسکوزیته دینامیکی و هدایت حرارتی بر اساس فرمول ساترلند برای تغییر خواص با دما به صورت زیر مشخص شده است [۴۷]:

$$\mu(T) = \mu_0 \left(\frac{T}{T'} \right)^{\frac{3}{2}} + \left(\frac{T' + M}{T + M} \right) \quad (31)$$

$$M = 110.56 \quad T' = 273.11 \text{ K},$$

$$\mu_0 = 1.7894 \times 10^{-5} \text{ Pa.s},$$

$$K(T) = \lambda_0 \left(\frac{T}{T'} \right)^{\frac{3}{2}} + \left(\frac{T' + S_f}{T + S_f} \right) \quad (32)$$

$$S = 194 \text{ K} \quad T' = 273.11 \text{ K}, \quad \lambda_0 = 0.02116 \frac{\text{W}}{\text{m.K}}$$

1. Directionally Solidified
2. Precipitation hardening directionally solidified columnar crystal super-alloy
3. Consulting China Aviation Materials Manual

جدول ۲. خواص ماده در دماهای مختلف [۴۸].

Table 2. Materials specifications at different temperatures.

۹۰۰	۸۰۰	۷۰۰	۶۰۰	۵۰۰	۴۰۰	۳۰۰	۲۰۰	$T(^{\circ}\text{C})$
۲۶,۴	۲۴/۶	۲۲/۵	۲۰/۳	۱۸	۱۵/۶	۱۳/۱	۱۰/۷	$\lambda(\text{w/m}^{\circ}\text{C})$
-	۹۰۰	۸۰۰	۷۰۰	۶۰۰	۵۰۰	۲۵۰	۲۰	$T(^{\circ}\text{C})$
-	۱۳۵	۱۳۹,۵	۱۴۵,۵	۱۵۱,۵	۱۶۱,۵	۱۶۸	۱۷۶,۵	$E(\text{GPa})$
-	۰/۴۳۵	۰/۴۳	۰/۴۳	۰/۴۱۵	۰/۴۱	۰/۴۰۵	۰/۴۱	μ
-	-	۹۵۰	۹۰۰	۸۵۰	۷۶۰	۷۰۰	۲۰	$T(^{\circ}\text{C})$
-	-	۷۴۰	۸۵۰	۱۰۳۰	۱۲۱۰	۱۲۲۰	۱۳۲۰	$\sigma_b(\text{MPa})$
-	-	۴۵۵	۵۸۰	۹۰۵	۹۵۵	۹۳۰	۹۸۵	$\sigma_{0.2}(\text{MPa})$
-	۹۰۰-۲۰	۸۰۰-۲۰	۷۰۰-۲۰	۶۰۰-۲۰	۵۰۰-۲۰	۴۰۰-۲۰	۳۰۰-۲۰	$T(^{\circ}\text{C})$
-	۱۵/۰۶	۱۴/۵۵	۱۴/۰۴	۱۳/۵۳	۱۳/۲۶	۱۲/۸۶	۱۲/۴۵	$\alpha(10^{-6} * ^{\circ}\text{C}^{-1})$

جدول ۳. ترکیبات شیمیایی آلیاژ [۴۸].

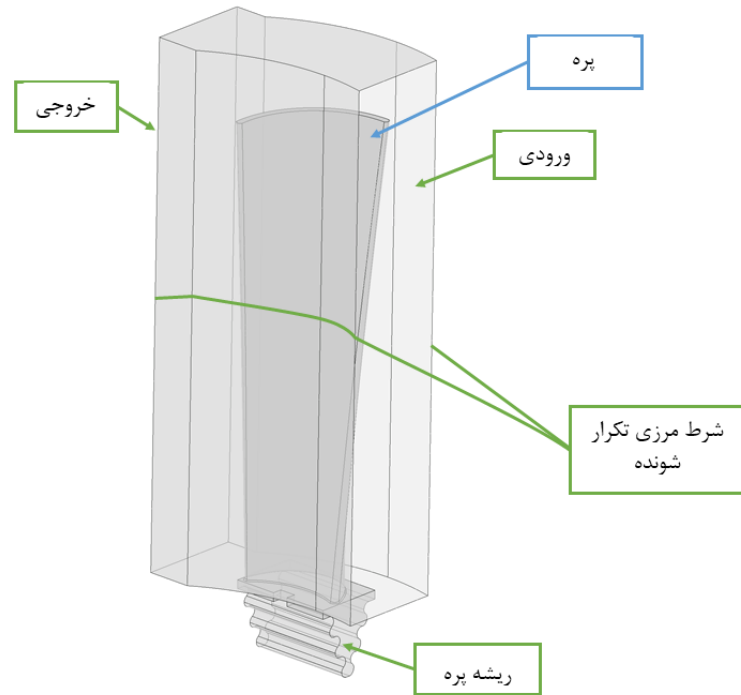
Table 3. Chemical compositions of the alloy

C	Cr	Ni	Co	W	Mo	Al	Ta	Hf	Ti
۰/۰۷~۰/۱۲	۸/۴~۹/۴	Bal.	۹/۵~۱۰/۵	۶/۵~۷/۵	۱/۵~۲/۵	۴/۸~۵/۴	۳/۵~۴/۱	۱/۲~۱/۸	۰/۸

جدول ۴. ثوابت خزش و خستگی در دمای ۸۵۰ درجه سانتی‌گراد [۴۸].

Table 4. Creep and fatigue constants at 850(°C).

a_3	a_2	a_1	a_0	C	ثوابت خزش
-۶۳/۸۳۴۷۰	۳۱/۴۵۲۱۶	-۸/۱۹۲۶۴۷	۴/۲۲۵۴۴۹	۱۴/۱۴۷	
	c	b	ϵ'_f	$\sigma'_f(\text{MPa})$	ثوابت خستگی
	-۰/۵۸۷	-۰/۱۰۵	۳/۱۲	۱۸۵۵	



شکل ۳. دامنه سیال به همراه هندسه پره.

Fig. 3. Fluid domain including the blade geometry.

استفاده می‌کند تا در حافظه و زمان محاسباتی صرفه‌جویی شود. گذرگاه گاز داغ، توسط صفحات تناوبی محدود شده و ناحیه گرمایش آیرودینامیکی خارج از پره را ایجاد می‌کند. دو مرز تناوبی تقریباً مطابق با خط مرکزی انحنا^۲ پره^۳ هستند و برای نزدیک شدن چیدمان واقعی پره‌ها در کسکید، صفحات تناوبی با فاصله دوره تناوب پره^۴ از یکدیگر در جهت عمود به جریان ترسیم شده‌اند. ورودی با یک طول وتر^۵ از لبه حمله^۶ و خروجی نیز با یک طول وتر از لبه فرار^۷ پره جدا می‌شود [۴۹].

۵-۲- شرایط مرزی

شرایط مرزی تحقیق حاضر در جدول ۵ و به صورت شماتیک در شکل ۴ نشان داده شده است. در ورودی، فشار و توزیع دمایی مطابق شکل ۵، در خروجی، فشار و دما، درمرز مشترک سیال سازه تبادل شار حرارتی و دیواره های اطراف دامنه مرز تکرار شونده دارند؛ با توجه به شکل ۲ و بررسی جریان

3. Curvature centerline (chord line)
4. Blade Pitch
5. Chord length
6. Leading edge
7. Trailing edge

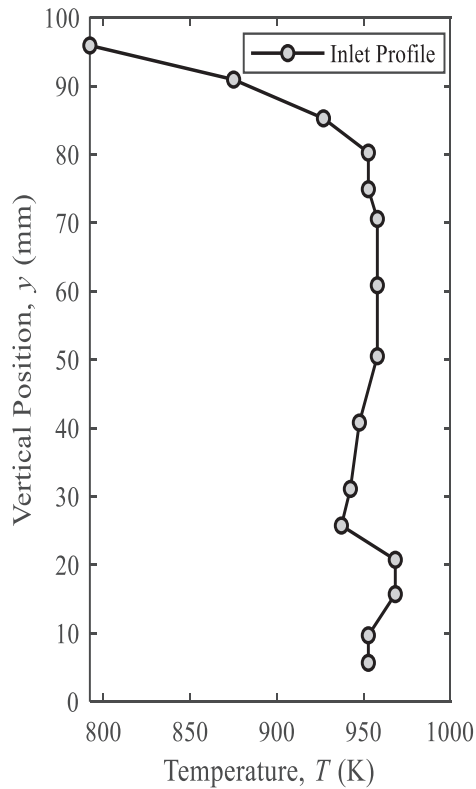
شده است) نتایج تحلیل تنش بدست آمد (این تحلیل به صورت متوالی^۱ انجام پذیرفت). به صورت کلی می‌توان گفت تنش حاصل با در نظر گرفتن اندرکنش یکطرفه سیال-سازه محاسبه شده است.

۵-۱- هندسه دامنه محاسباتی و پره

در این مقاله هندسه یک پره متحرک مربوط به یک توربین گاز فشار بالا مورد بررسی قرار گرفت؛ هندسه پره همراه با ناحیه محاسباتی سیال اطراف پره در شکل ۳ نمایش داده شده است.

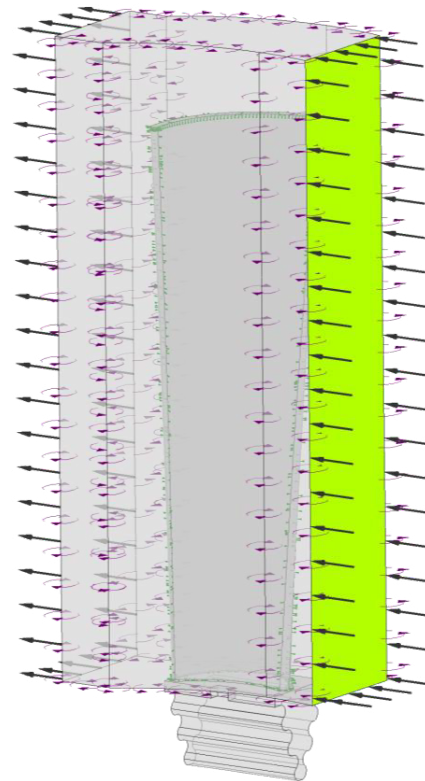
برای مدل‌سازی گذرگاه میان پره‌ها از شرایط مرزی تکراری یا پریودیک^۲ استفاده شده است. شرط مرزی پریودیک هنگامی استفاده می‌شود که با یک مقدار ثابت جابجایی و یا دوران در جهت مشخص پارامترهای مربوط به جریان عیناً تکرار شود، برای این مسئله لازم است، علاوه بر هندسه شرایط مرزی نیز تکرار شود. در این مدل فیزیکی با توجه به تناوب هندسه ساختاری، مدل عددی حاضر از شرایط پریودیک برای شبیه‌سازی کل کسکید پره

1. Sequentialy
2. Periodic



شکل ۵. شرط مرزی ورودی دما برحسب مختصه شعاعی پره.

Fig. 5. Inlet temperature boundary condition in terms of blade radial coordinate.



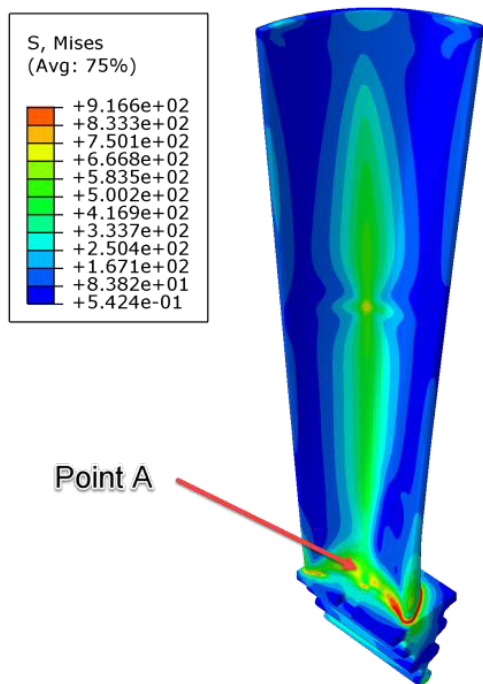
شکل ۴. اعمال شرایط مرزی.

Fig. 4. Applying boundary conditions.

جدول ۵. شرایط مرزی پره توربین گاز.

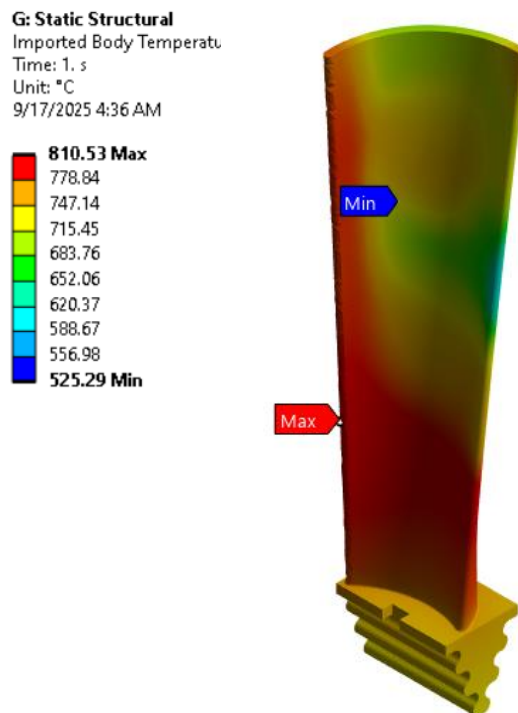
Table 5. Boundary conditions of the fluid domain of the gas turbine blade.

مقدار	نوع شرط مرزی	مرز	طبقه‌بندی
۱/۳ مگاپاسکال	فشار ودما	ورودی	سیال
شکل ۵		خروجی	
۰/۹۵ مگاپاسکال	فشار ودما	خروجی	
۵۲۶/۸۵ درجه سانتی‌گراد	ضریب انتقال حرارت	دیواره	
۲۰ وات بر مترمربع کلومین	تکیه‌گاه گیردار	ریشه	جامد
-	سرعت زاویه‌ای	پره	
۱۴۲۳/۲۹ رادیان بر ثانیه	وارد کردن بار	سطح پره	اندرکنش یک‌طرفه سیال-سازه
بار حرارتی			



شکل ۷. کانتور تنش پره.

Fig. 7. Blade stress contours.



شکل ۶. کانتور دمای پره.

Fig. 6. Blade temperature contour.

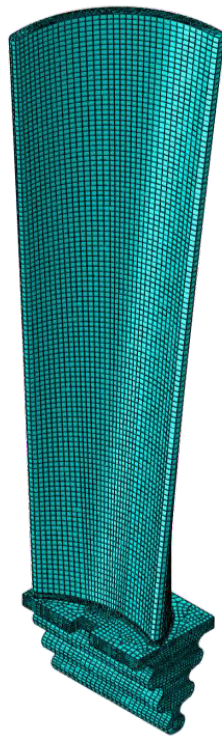
شکل ۷ و شکل ۸ به ترتیب نشان می‌دهد که حداکثر تنش معادل در نقطه (الف) برابر با ۹۱۶/۷ مگاپاسکال و تنش معادل در نقطه (ب) ۸۰۰ مگاپاسکال، همچنین کرنش در این نقطه بیشینه و برابر ۰/۰۰۶۷ است. تنش بیشینه در ریشه پره (صفحه فشار) رخ داده، و علت این پدیده، نوع اتصال ریشه به شیار است که مانند یک تیر یک سرگیردار عمل می‌کند. باتوجه به خواص مکانیکی آلیاژ $DZ125$ ، و نتایج تحلیل عددی در نقطه (الف) با دمای ۸۱۰ درجه سانتی‌گراد و بیشینه تنش ۹۱۶ مگاپاسکال، براساس جدول ۲ استحکام تسلیم برای این دما برابر با ۹۲۷ مگاپاسکال بوده، لذا مقدار حداکثر تنش معادل کمتر از استحکام تسلیم ماده است، از اینرو در پره تغییر شکل پلاستیک نخواهیم داشت. حداکثر کرنش معادل در میانه‌ی طول سطح فشاری پره رخ می‌دهد. بنابراین، ریشه پره و میانه طول سطح فشاری پره، نواحی با ریسک بالا برای خستگی کم‌چرخه و واماندگی خزشی هستند. این نواحی به‌عنوان مهم‌ترین بخش‌های ارزیابی استحکام و پیش‌بینی عمر پره در نظر گرفته می‌شوند.

بارانی بیشترین آسیب مربوط به چرخه اصلی بوده، از اینرو سرعت دوران برابر ۹۴ درصد سرعت پرواز (۱۴۴۶۰ دور بر دقیقه) به‌عنوان مبنای کار لحاظ شده است.

۵-۳- تحلیل نتایج

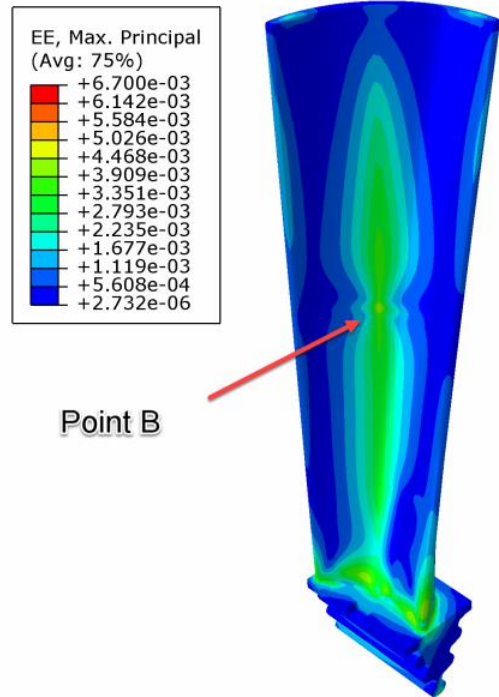
تحلیل انتقال حرارت مزدوج در سطح مشترک سیال-سازه، و تحلیل سازه‌ای با بارگذاری‌های گریز از مرکز و حرارتی پره توربین انجام شد. توزیع‌های دما، تنش و کرنش پره در چرخه اصلی پرواز تحت شرایط کاری معمول به ترتیب در شکل ۶، شکل ۷ و شکل ۸ نمایش داده شده‌اند.

کانتور دما در شکل ۶ نمایش داده شد و بیشینه دمای حاصل از تحلیل انتقال حرارت، ۸۱۰ درجه سانتی‌گراد بوده که در ناحیه حدودی، یک‌چهارم از طول پره قرار دارد؛ از آنجایی که انتقال حرارت تشعشع در دماهای بالاتر از ۹۰۰ درجه سانتی‌گراد رخ می‌دهد از تحلیل انتقال حرارت تشعشع صرف‌نظر شده است. الگوی تغییر دما به‌گونه‌ای است که از مرکز به سمت لبه‌های پره افزایش می‌یابد.



شکل ۹. شبکه‌بندی پره در تحلیل سازه.

Fig. 9. Blade meshing in the structural analysis.



شکل ۸. کانتور کرنش پره.

Fig. 8. Blade strain contours.

و از سمت مکش پره به نقطه $X = 0.06$ می‌رسد که موقعیت لبه حمله را نشان می‌دهد. در شکل ۱۳ نوسان ایجاد شده در طول $C = 0.25$ حاکی از احتمال رخداد جدایش جریان می‌باشد که در لبه فرار رخ می‌دهد. برای بررسی همگرایی تنش، در ناحیه بحرانی پره تنش‌های شعاعی مورد بررسی قرار گرفت. به این ترتیب که روی ناحیه بحرانی یک مسیر تعریف و برای تعداد المان‌های مختلف تحلیل تکرار شد. نتایج تنش شعاعی روی مسیر بحرانی در شکل ۱۴ برای تعداد المان‌های مختلف مورد ارزیابی قرار گرفت و ترسیم شد. نمودار نشان می‌دهد مقادیر تنش شعاعی همگرا شده است، لذا برای کلیه تحلیل‌ها از ۵۷۳۵۸ المان استفاده شد.

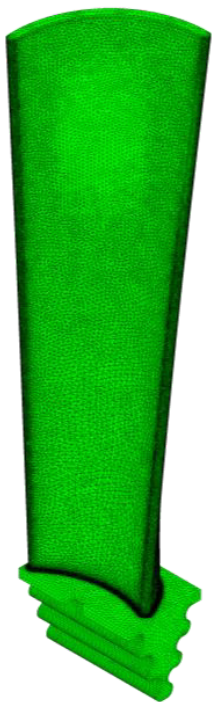
۵-۵- تعیین موقعیت‌های حساس پره

عمر پره توربین تحت تأثیر بارگذاری‌های پیچیده، نه تنها به تنش و کرنش در موقعیت ارزیابی بستگی دارد، بلکه به دمای همان موقعیت نیز وابسته است. براساس نتایج توزیع دما و تنش-کرنش پره در چرخه اصلی و همچنین آمار خرابی‌های تجربی در محیط عملیاتی، دو موقعیت (الف) و (ب)

۵-۴- بررسی همگرایی نتایج

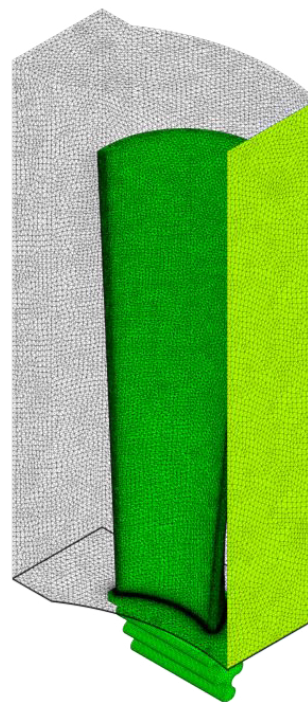
برای بدست آوردن نتایج رضایت بخش در تحلیل، بررسی همگرایی شبکه برای انتخاب اندازه المان بهینه مورد نیاز است. برای تولید شبکه محاسباتی مناسب باید حساسیت نتایج چندین شبکه با تعداد المان‌های متفاوت بررسی گردد و حل مستقل از شبکه بدست آید. شبکه‌بندی پره در تحلیل سازه با المان مکعبی، دامنه پره با المان مثلثی و پره در تحلیل انتقال حرارت با المان مثلثی به ترتیب در شکل ۹، شکل ۱۰ و شکل ۱۱ نمایش داده شده است.

تحلیل سیال با ۳۰۶۲۴۲۸ المان به همگرایی مطلوب رسید و نتایج تحلیل فشار و دما به ترتیب در شکل ۱۲ و شکل ۱۳ نمایش داده شده است. در این نمودار دما و فشار برحسب طول منحنی میانی پره ترسیم شده است (منظور از طول منحنی میانی طول منحنی گذرنده از برخورد صفحه میانی در راستای ارتفاع دامنه سیال با سطح بیرونی پره می‌باشد). در این نمودار نقطه $X = 0$ موقعیت لبه حمله را نشان می‌دهد که از سمت فشار به نقطه $X = 0.03$ می‌رسد که موقعیت لبه فرار بوده و سپس از لبه فرار



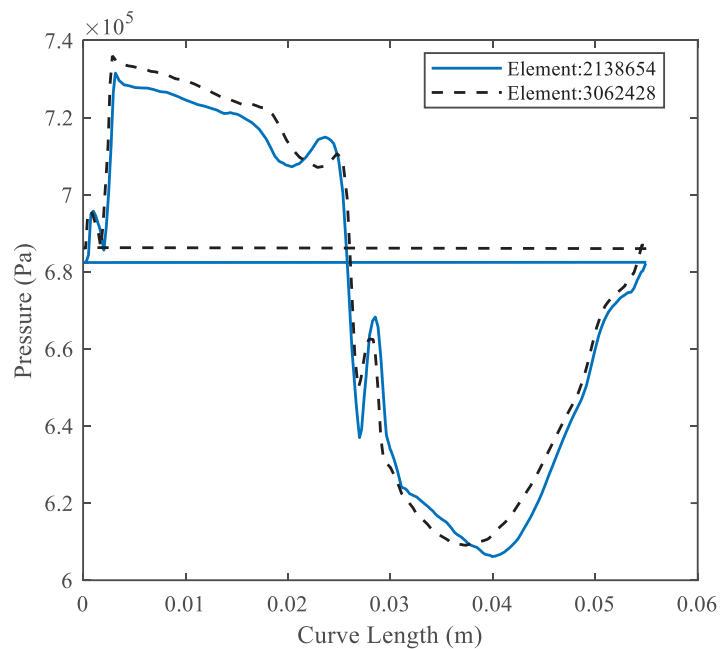
شکل ۱۱. شبکه‌بندی پره در تحلیل انتقال حرارت.

Fig. 11. Blade meshing in the heat transfer analysis.



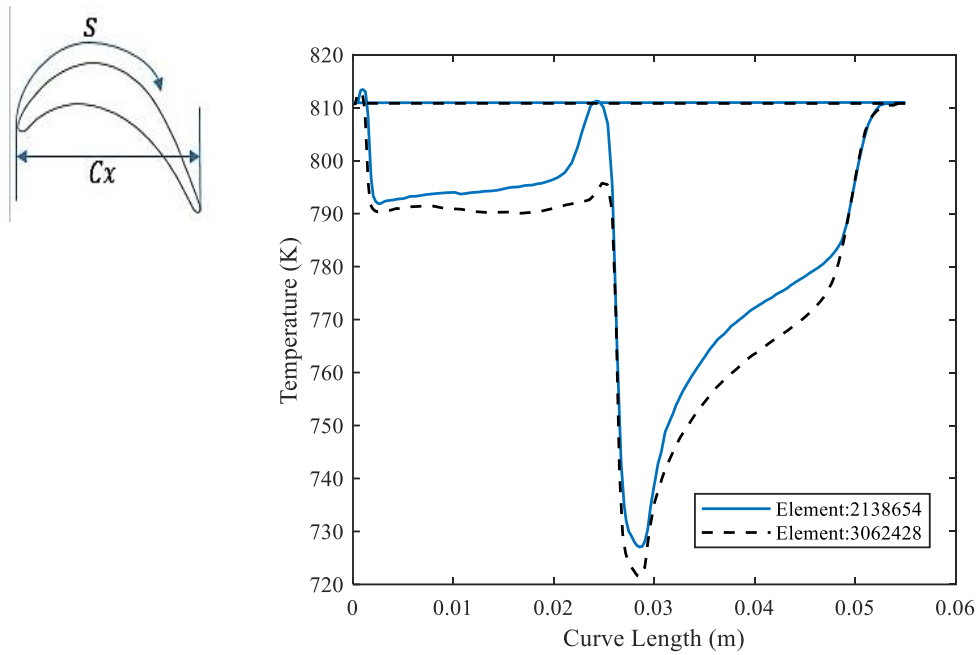
شکل ۱۰. شبکه‌بندی دامنه پره.

Fig. 10. Meshing of the blade domain.



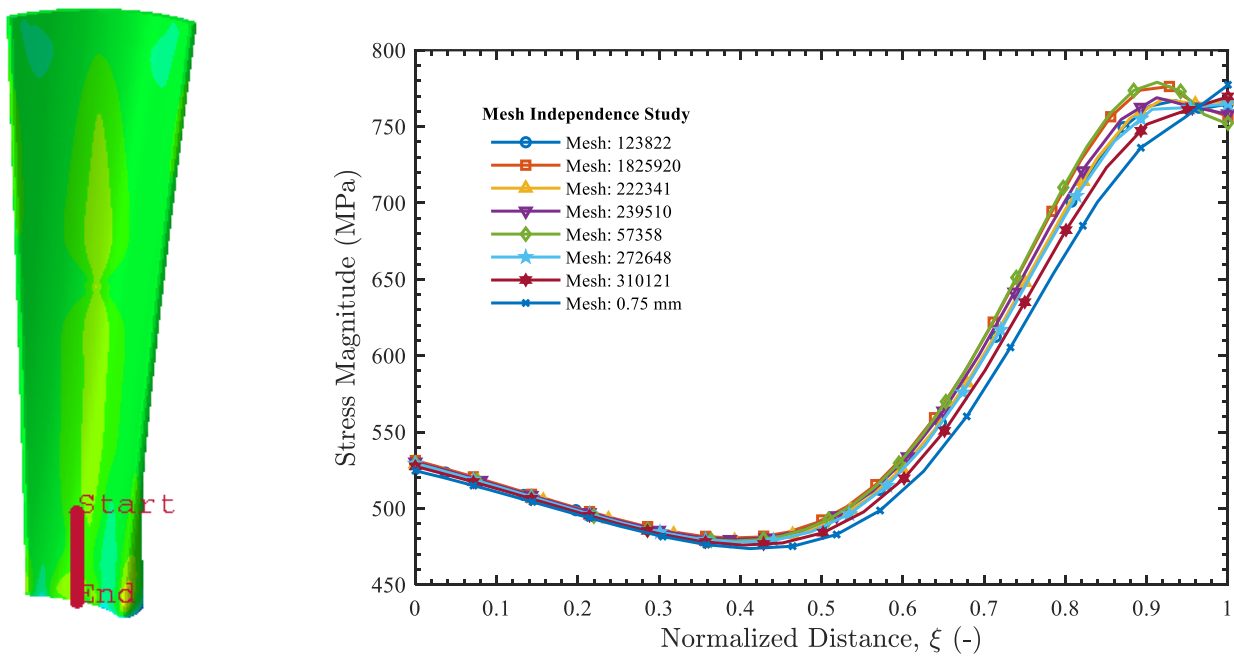
شکل ۱۲. بررسی استقلال از شبکه (توزیع فشار اطراف پره جامد).

Fig. 12. Mesh Independence Investigation (Pressure Distribution Around Solid Blade).



شکل ۱۳. بررسی استقلال از شبکه (توزیع دما اطراف پره جامد).

Fig. 13. Mesh independence investigation (temperature distribution around solid blade).



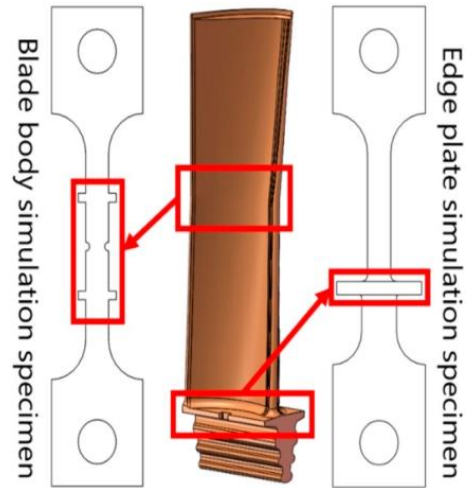
شکل ۱۴. بررسی استقلال از شبکه (توزیع تنش در راستای شعاعی اطراف پره جامد).

Fig. 14. Mesh independence investigation (stress distribution in the radial direction around the solid blade).

جدول ۶. مقادیر تنش، دما و کرنش در طی چرخه بارگذاری.

Table 6. Stress, temperature and strain values during the loading cycle

نقطه	کرنش	تنش معادل (MPa)	دما (°C)
نقطه (الف)	۰/۰۰۴۱	۹۱۶	۸۱۰
نقطه (ب)	۰/۰۰۶۷	۸۰۰	۷۹۶



شکل ۱۵. نمونه‌های آزمایشگاهی مطابق شرایط پره [۳۲].

Fig. 15. Laboratory samples according to blade conditions.

در شکل ۱۶ و شکل ۱۷ نمایش داده شده‌اند. براساس این تحلیل، مشخص شد، مقدار و توزیع میدان تنش در نمونه‌های شبیه‌سازی شده بر اساس مشخصات پره به درستی شرایط موقعیت‌های بحرانی پره را نمایش می‌دهند. ناحیه بیشینه تنش در نمونه پایه پره، نقطه (الف) در پره (شکل ۷) و نقطه بیشینه تنش در نمونه بدنه پره، نقطه (ب) در پره (شکل ۸) را نمایندگی می‌کنند. از اینرو، از داده‌های تجربی نمونه‌های شبیه‌سازی شده در آزمایش خستگی و خزش-خستگی، به عنوان عمر خستگی و خزش-خستگی نواحی بحرانی پره بهره گرفته شد [۳۲].

برای تعیین عمر خستگی نواحی بحرانی پره (نقاط (الف) و (ب))، آزمایش خستگی با شکل موج دوزنقه‌ای با شرایط ذیل روی نمونه بدنه پره و پایه پره انجام شده است. زمان نگهداری بار برابر با ۸/۰ ثانیه، زمان یک چرخه یک ثانیه، فرکانس یک هرتز و نسبت تنش صفر، در جدول ۷ اطلاعات ذکر شده است. همچنین برای تعیین عمر خزش-خستگی از چهار طیف بار مختلف که از تحلیل اجزا محدود تعیین شدند استفاده شد. در جدول ۸ برای هر چهار طیف بار، زمان نگهداری، زمان یک چرخه و بیشینه بار نمایش داده شده‌اند [۳۲].

با توجه به جدول ۸، هرچه زمان نگهداری بار در یک سیکل طولانی‌تر باشد، تعداد چرخه‌ها تا واماندگی کمتر شده؛ از طرفی در چرخه‌های مشابه هرچه دما بالاتر باشد عمر کوتاه‌تر خواهد شد. لذا زمان نگهداری بار و دما عوامل مهمی هستند که بر عمر خزش-خستگی اثر می‌گذارند، به طوری که با افزایش زمان نگهداری بار و دما، عمر به وضوح کاهش خواهد یافت.

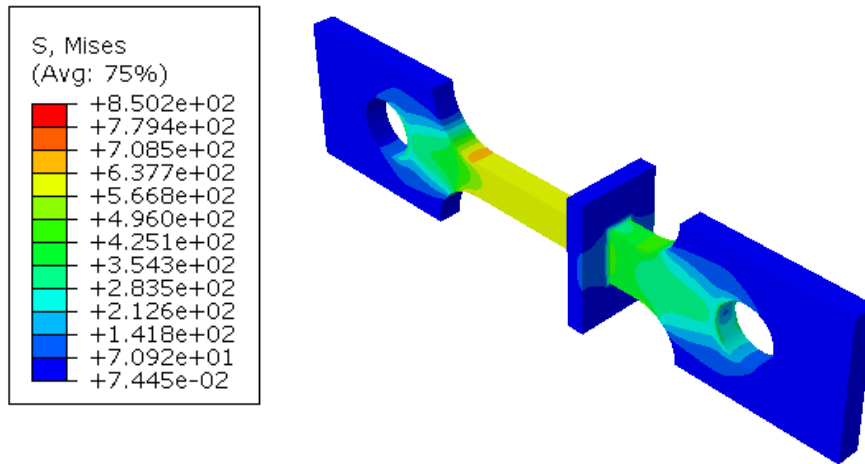
به عنوان نقاط ارزیابی برای مطالعه مکانیزم آسیب خستگی انتخاب شدند. نقطه (الف) موقعیت تنش بیشینه در ریشه پره^۱ و نقطه (ب) موقعیت کرنش بیشینه در بدنه پره^۲ می‌باشد، این نقاط در شکل ۱۵ نشان داده شده‌اند.

۶- طراحی آزمایش برای مطالعه مکانیزم آسیب خزش-خستگی

برای شبیه‌سازی شرایط عملیاتی واقعی پره در محیط کاری آن، روشی مستقیم و کارآمد برای مطالعه مکانیزم آسیب خزش-خستگی به کار گرفته شد، این روش شامل نمونه‌برداری از نواحی مختلف پره [۵۰] است. این فرآیند نیازمند طراحی مناسب فیکسچر و نمونه‌های شبیه‌سازی شده مشابه با پره است [۳۲].

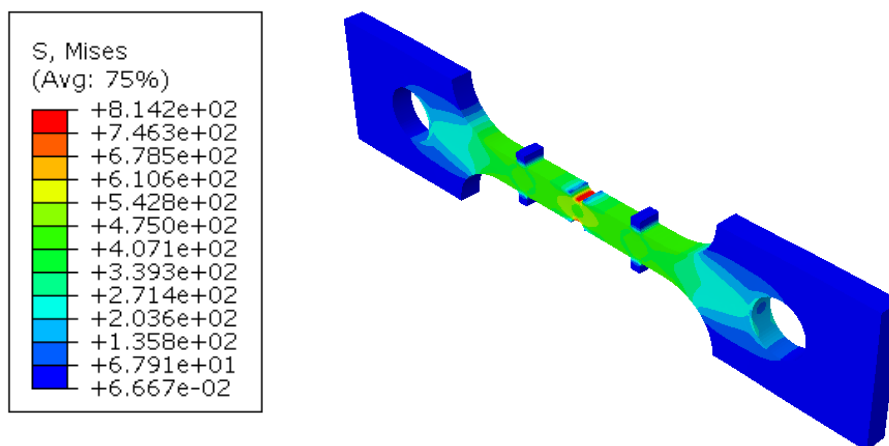
مطابق با این اصول، نمونه‌ها با ویژگی‌های پره طراحی و در شکل ۱۵ نمایش داده شده‌اند. از طریق تحلیل اجزا محدود در نمونه‌های مذکور مشخص شد، با اعمال نیروی ۱۴ کیلو نیوتون مقدار تنش ماکزیمم (σ_{max}) در نمونه پایه پره، ۸۵۰/۲ مگاپاسکال و با اعمال نیروی ۱۰ کیلو نیوتون مقدار تنش ماکزیمم (σ_{max}) در نمونه بدنه پره، ۸۱۴/۲ مگاپاسکال می‌شود. این نتایج نشان داد، توزیع میدان تنش در نمونه‌های شبیه‌سازی شده براساس ویژگی‌های پره کاملاً مشابه با موقعیت‌های ارزیابی در پره واقعی است، که

1. Edge plate
2. blade body



شکل ۱۶. کانتور توزیع تنش در نمونه پایه پره.

Fig. 16. Edge plane stress distribution contour



شکل ۱۷. کانتور توزیع تنش در نمونه بدنه پره.

Fig. 17. Blade body stress distribution contours

جدول ۷. نتایج آزمایش نمونه‌های شبیه‌سازی برای طیف بارگذاری مختلف [۳۲].

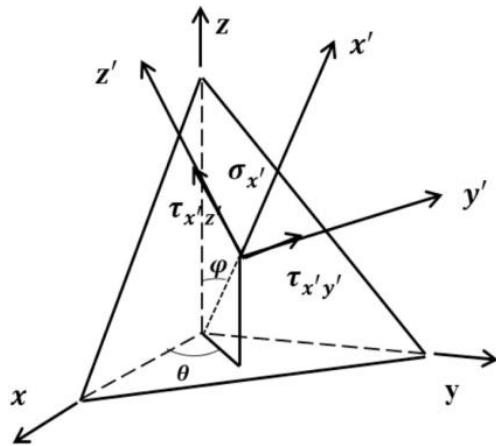
Table 7. Experimental results of the simulated specimens under different loading spectra.

مدل	طیف بار	مقدار نیرو (کیلو نیوتون)	زمان سیکل (ثانیه)	دمای آزمایش (درجه سانتی‌گراد)	درصد زمان نگره داری بار ثابت	زمان نگه‌داری بار ثابت (ثانیه)	زمان واماندگی (دقیقه)	تعداد سیکل
پایه پره	۱	۱۴	۱	۲۵	٪۸۰	۰/۸	۱۲۵/۷	۷۵۴۲
بدنه پره	۲	۱۰					۱۳۹/۳	۸۳۵۸

جدول ۸. نتایج آزمایش نمونه‌های شبیه‌سازی برای طیف بارگذاری مختلف [۳۲].

Table 8. Experimental results of the simulated specimens under different loading spectra.

مدل	طیف بار	مقدار نیرو (کیلو نیوتون)	زمان سیکل (ثانیه)	دمای آزمایش (درجه سانتی‌گراد)	درصد زمان نگه‌داری بار ثابت	زمان نگه‌داری بار ثابت (ثانیه)	زمان واماندگی (دقیقه)	تعداد سیکل
پایه پره	۱	۱۲	۳	۷۶۰	٪۸۰	۲/۴	۵۳/۱	۱۰۶۲
بدنه پره	۲	۸.۵	۳	۸۵۰	٪۲۵	۰/۷۵	۹۷/۸	۱۹۵۶
	۳				٪۸۰	۲/۴	۴۶/۵	۹۳۰
	۴				٪۲۰	۰/۶	۱۰۹/۳	۲۱۸۶



شکل ۱۸. تنش و کرنش روی هر صفحه.

Fig. 18. Stress and strain on each plane

۷- مدل آسیب صفحه بحرانی برای بارگذاری چندمحوره

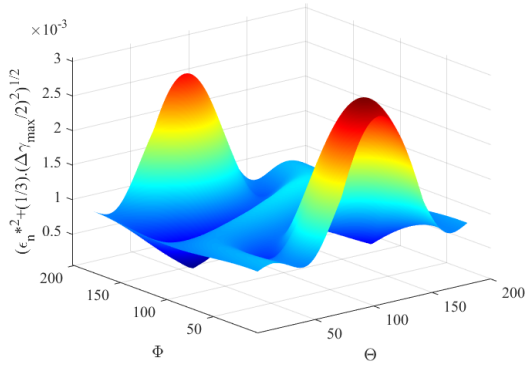
تانسورهای تنش-کرنش (معادله (۳۴)) بر اساس تحلیل اجزا محدود در شبیه‌سازی کوپلینگ حرارتی-سازه‌ای در موقعیت‌های ارزیابی پره (نقاط الف) و (ب)) تعیین شدند [۳۸].

$$\sigma = \begin{pmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{pmatrix} \varepsilon = \begin{pmatrix} \varepsilon_x & \gamma_{xy} & \gamma_{xz} \\ \gamma_{yx} & \varepsilon_y & \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} & \gamma_{zy} & \varepsilon_z \end{pmatrix} \quad (34)$$

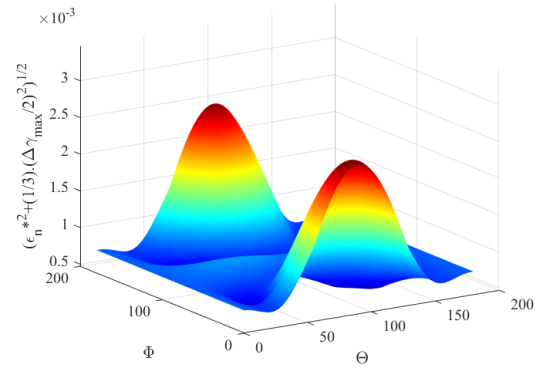
به منظور تعیین مولفه‌های تنش در صفحه‌ای دلخواه (شکل ۱۸) از تبدیلات در معادله (۳۵) و همچنین معادله (۳۶) استفاده شد [۳۸].

$$\begin{pmatrix} a_{11} = \cos\theta \sin\phi & a_{12} = \sin\theta \sin\phi & a_{13} = \cos\phi \\ a_{21} = -\sin\theta & a_{22} = \cos\phi & a_{23} = 0 \\ a_{31} = -\cos\theta \cos\phi & a_{32} = -\sin\theta \cos\phi & a_{33} = \sin\phi \end{pmatrix} \quad (35)$$

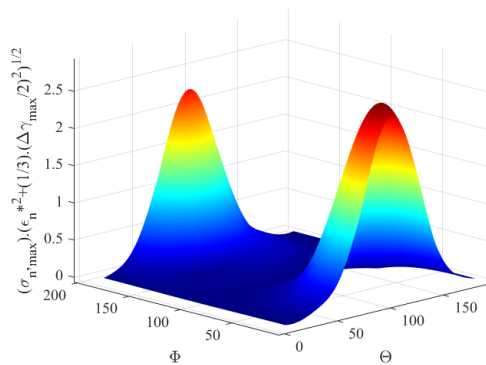
$$\begin{pmatrix} \sigma_{x'} \\ \sigma_{y'} \\ \sigma_{z'} \\ \tau_{x'y'} \\ \tau_{y'z'} \\ \tau_{x'z'} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} a_{11}^2 & a_{12}^2 & a_{13}^2 & 2a_{11}a_{12} & 2a_{12}a_{13} & 2a_{11}a_{13} \\ a_{21}^2 & a_{22}^2 & a_{23}^2 & 2a_{21}a_{22} & 2a_{22}a_{23} & 2a_{21}a_{23} \\ a_{31}^2 & a_{32}^2 & a_{33}^2 & 2a_{31}a_{32} & 2a_{32}a_{33} & 2a_{31}a_{33} \\ a_{11}a_{21} & a_{12}a_{22} & a_{13}a_{23} & a_{12}a_{21} + a_{11}a_{22} & a_{13}a_{22} + a_{12}a_{23} & a_{13}a_{21} + a_{11}a_{23} \\ a_{21}a_{31} & a_{22}a_{32} & a_{23}a_{33} & a_{22}a_{31} + a_{21}a_{32} & a_{23}a_{32} + a_{22}a_{33} & a_{23}a_{31} + a_{21}a_{33} \\ a_{11}a_{31} & a_{12}a_{32} & a_{13}a_{33} & a_{12}a_{31} + a_{11}a_{32} & a_{13}a_{32} + a_{12}a_{33} & a_{13}a_{31} + a_{11}a_{33} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{xz} \end{pmatrix} \quad (36)$$



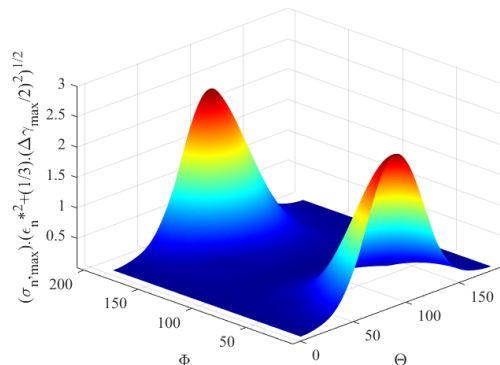
نقطه (الف) معادله (۵)



نقطه (ب) معادله (۵)



نقطه (الف) معادله (۶)



نقطه (ب) معادله (۶)

شکل ۱۹. نمودار سه بعدی آسیب بر حسب زاویه θ و φ .

Fig. 19. 3D diagram of damage by angle θ , φ .

۸- تحلیل خستگی چندمحوره

براساس شبیه‌سازی اجزا محدود کوپلینگ حرارتی-سازه‌ای و آمار واماندگی‌های تجربی، نقاط ارزیابی (بحرانی) (الف) و (ب) تعیین شده و تانسورهای تنش و کرنش برای صفحات مختلف محاسبه شدند. در ادامه دیاگرام‌های سه بعدی مقادیر آسیب (d) در نقاط (الف) و (ب) بر حسب θ و φ ترسیم شدند و در شکل ۱۹ نمایش داده شده‌اند. جدول ۹ و ۱۰ نشان می‌دهند، عمر خستگی براساس معادله (۶) (شانگ دی گوانگ اصلاح شده) محافظه کارانه‌ترین عمر، معادله اسمیت-واتسون-تاپر بیشترین عمر، همچنین معادله (۵) (شانگ دی گوانگ) مقادیر عمر میانی را ارائه می‌دهند. عمر پیش‌بینی شده براساس معادله (۶) نزدیک‌ترین نتایج به مقادیر تجربی را داراست. نتایج نشان می‌دهد طبق جدول ۹ عمر خستگی در ریشه پره

به علاوه، مولفه‌های کرنش در ماتریس (۳۶) با مولفه‌های تنش جایگزین شدند تا مؤلفه‌های کرنش در یک صفحه دلخواه محاسبه شوند. صفحه تعیین شده در $\theta=0$ و $\varphi=0$ در نواحی بحرانی پره به عنوان اولین صفحه بحرانی گرفته شد، همچنین تنش و کرنش روی نخستین صفحه بحرانی تحت شرایط بارگذاری به دست آمد؛ صفحه بحرانی صفحه‌ای است که بیشینه‌ی آسیب را متحمل شده از اینرو، به منظور تعیین صفحه‌ای که بیشینه آسیب به آن وارد شده است، مقدار پارامتر آسیب در گام‌های یک درجه‌ای از θ و φ تعیین و صفحه با بیشینه پارامتر آسیب (d_{max}) مشخص شد. برای یافتن پارامتر آسیب بیشینه بر حسب θ و φ از کدنویسی در نرم‌افزار متلب استفاده شد. زاویه بین تصویر کرنش نرمال در صفحه $x-y$ با محور x ، θ و زاویه آن با محور z ، φ نامیده شده است.

جدول ۹. تعیین عمر بر اساس ۳ روش در پره.

Table 9. Determination of blade life based on 3 methods.

نقطه تحلیل در پره	عمر(سیکل) (اسمیت-واتسون-تاپر)	عمر(سیکل) معادله ۵	عمر(سیکل) معادله ۶	عمر تجربی(سیکل) [۳۲]
نقطه (الف)	۱۳۹۶۶	۱۰۸۵۳	۷۳۶۷	۷۵۴۲
نقطه (ب)	۱۷۸۲۰	۱۳۸۴۸	۹۴۰۰	۸۳۵۸

جدول ۱۰. زمان واماندگی بر اساس ۳ روش در پره.

Table 10. Failure time based on 3 methods in the blade.

نقطه تحلیل در پره	عمر(سیکل) (اسمیت-واتسون-تاپر)	عمر(سیکل) معادله ۵	عمر(سیکل) معادله ۶	زمان تا واماندگی (تجربی-دقیقه)[۳۲]
نقطه (الف)	۲۳۲/۷۶	۱۸۰/۸۸	۱۲۲/۷۸	۱۲۵/۷
نقطه (ب)	۲۹۷	۲۳۰/۸	۱۵۶/۶۶	۱۹۳/۳

به مقادیر تجربی را نشان می‌دهند، مقادیر عمر به دست آمده از معادله (۶) به عنوان مبنای کار قرار گرفت و در جدول ۱۱ آمده است، همچنین آسیب خستگی یک سیکل با استفاده از رابطه $\frac{n_i}{N_f}$ در جدول ۱۱ تعیین شد که در آن n_i تعداد چرخه‌های طی شده و N_f تعداد چرخه‌ها تا واماندگی براساس معادله (۶) است.

۹- تحلیل خزش-خستگی

همانطور که پیشتر اشاره شد مقدار آسیب خستگی یک چرخه از رابطه $\frac{n_i}{N_f}$ تعیین می‌شود که در آن n_i تعداد چرخه‌های طی شده و N_f تعداد چرخه‌ها تا واماندگی براساس معادله (۶) است، همچنین آسیب خزشی هر سیکل از رابطه $\frac{\Delta t}{t_b}$ به دست می‌آید به نحوی که Δt زمان هر چرخه و t_b مقدار محاسبه شده از معادله (۷) براساس مقادیر تعیین شده‌ی تنش و دما در نقاط (الف) و (ب) پره توربین است.

مقادیر آسیب خزشی و خستگی در موقعیت‌های ارزیابی (بحرانی)(الف) و (ب) پره توربین در جدول ۱۲ ذکر شده‌اند، همچنین نسبت آسیب خزشی به آسیب خستگی برای نقاط (الف) و (ب) به ترتیب برابر $1/86$ و $4/82$ و نسبت

کمترین مقدار را داراست لذا این ناحیه بایستی به عنوان یک جزء کلیدی در بازرسی، نگهداری و بهینه‌سازی پره توربین مورد توجه قرار گیرد.

در مقایسه با موقعیت ارزیابی (ب)، موقعیت ارزیابی (الف) تنش بالاتر و عمر خستگی پایین‌تری دارد، از اینرو عمر خستگی پره با ناحیه ارزیابی (الف) کنترل می‌شود و مقدار آن برابر ۷۳۶۷ چرخه است (جدول ۹). با توجه به اینکه هر ماموریت کاری هواپیما ۱۰۰ ساعت است عمر خستگی پره توربین براساس نقطه (الف) برابر ۱۲۲۷۸ ساعت خواهد بود. با اشاره به اینکه آسیب ناشی از چرخه اصلی نسبت به آسیب چرخه‌های ثانویه بسیار بزرگ‌تر است و همچنین پیش‌بینی عمر براساس چرخه‌های ثانویه مقادیر بسیار بزرگی ارائه می‌دهد، در پژوهش حاضر تمرکز بر چرخه اصلی قرار گرفت و از چرخه‌های ثانویه در محاسبات صرف نظر شد. با در نظر گرفتن موارد مذکور تنها چرخه اصلی در محاسبه آسیب مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفت و آسیب خزشی و خستگی چرخه اصلی در نقاط (الف) و (ب) در جدول ۱۱ ذکر شده‌اند. با در نظر گرفتن این موضوع که در محاسبه عمر نقاط ارزیابی (بحرانی) پره، نتایج به دست آمده از معادله (۶) (شانگ دی گوانگ اصلاح شده) نزدیک‌ترین مقادیر

جدول ۱۱. عمر خستگی کم چرخه و آسیب خستگی تک چرخه در موقعیت ارزیابی پره.

Table 11. Low-cycle fatigue life and single-cycle fatigue damage at blade assessment position.

بازه نسبی سرعت	عمر در نقطه ارزیابی(الف) (سیکل)	عمر در نقطه ارزیابی(ب) (سیکل)	آسیب کل در نقطه ارزیابی(الف) در تک سیکل	آسیب کل در نقطه ارزیابی(ب) در تک سیکل
$0.94/n - 0$	۷۳۶۷	۹۴۰۰	$1/0.64 \times 10^{-4}$	$1/357 \times 10^{-4}$

جدول ۱۲. تعیین عمر خزش-خستگی پره.

Table 12. Determination of blade creep-fatigue life.

نقطه تحلیل در پره	آسیب خستگی تک سیکل	آسیب خزشی تک سیکل	آسیب کل	عمر واقعی(ساعت)
نقطه (الف)	$1/357 \times 10^{-4}$	$2/52 \times 10^{-4}$	$3/87 \times 10^{-4}$	۴۳۰۶/۶
نقطه (ب)	$1/0.64 \times 10^{-4}$	$5/13 \times 10^{-4}$	$6/19 \times 10^{-4}$	۲۶۹۲/۵

دماهای مختلف استخراج و در شکل ۱۴ نمایش داده شدند.

$$D = \sum \frac{n_i}{N_j} + 2.97 \left(\sum \frac{n_i}{N_j} * \sum \frac{\Delta t_i}{t_b} \right)^{\frac{1}{2}} + \sum \frac{\Delta t_i}{t_b} = 1 \quad (37)$$

$$D = \sum \frac{n_i}{N_j} + 1.95 \left(\sum \frac{n_i}{N_j} * \sum \frac{\Delta t_i}{t_b} \right)^{\frac{1}{2}} + \sum \frac{\Delta t_i}{t_b} = 1 \quad (38)$$

در جدول ۱۳ عمر محاسبه شده براساس روابط (۳۷) و (۳۸) بیان شده است. از این جدول مشهود است عمر خزش-خستگی پره توربین گازی براساس موقعیت ارزیابی (ب) تعیین شده و مقدار آن برابر با ۱۵۱۵ ساعت است.

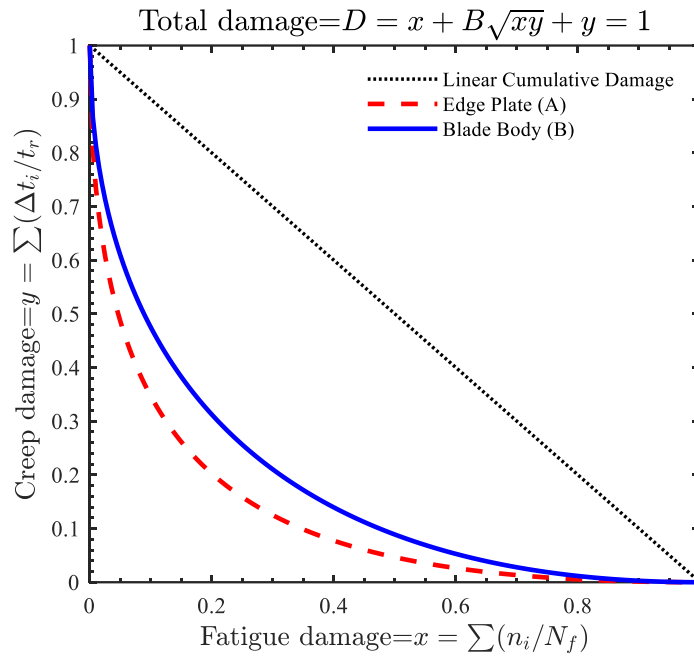
مدل تجمع خطی آسیب زمانی که تنها خستگی و یا تنها خزش رخ دهد، پیش‌بینی دقیق‌تری ارائه می‌دهد. اما زمانی که خستگی و خزش به‌طور هم‌زمان رخ می‌دهند، آسیب اندرکنش خزش-خستگی غالب شده و مدل اندرکنش پیش‌بینی دقیق‌تری ارائه می‌دهد.

با مقایسه عمر نقطه (ب) از جدول ۱۲ و جدول ۱۳ مشهود است

آسیب خزشی به آسیب کل به ترتیب برابر $1/65$ و $2/82$ می‌باشد. موارد مذکور نشان می‌دهد آسیب خزشی غالب است. در حقیقت، عمر مفید پره‌های توربین گازی با عمر ناحیه‌ی ارزیابی سنجیده می‌شود که کمترین عمر را نشان می‌دهد. از آنجایی که براساس جدول ۱۲ عمر خزش-خستگی پره توربین گازی در نقطه ارزیابی (ب) مقدار کمتری دارد لذا نقطه (ب) به منزله کنترل‌گر عمر پره در نظر گرفته می‌شود. عمر کاری پره توربین براساس نظریه تجمع خطی آسیب و عمر خزش-خستگی برابر با $2692/5$ ساعت است.

بر اساس تحلیل جامع ارائه‌شده، ضریب اندرکنش (ب) بین خزش و خستگی با استفاده از معادله (۱۱) مورد بررسی قرار گرفت و محاسبه شد. در نهایت، مدل‌های پیش‌بینی عمر با در نظر گرفتن اندرکنش بین خزش و خستگی به‌دست آمدند.

با قرار دادن مقادیر آسیب خزش-خستگی هر سیکل (تعیین شده در جدول ۱۲) و همچنین تعداد سیکل‌ها (براساس جدول ۸) در معادله (۱۱) مقادیر ضریب اندرکنش در نقاط (الف) و (ب) تعیین شدند. مقدار ضریب اندرکنش در دمای 810 درجه سانتی‌گراد (نقطه الف) برابر با $2/97$ و در دمای 796 درجه سانتی‌گراد (نقطه ب) برابر با $1/95$ به دست آمد. سپس، معادلات (۳۷) و (۳۸) مربوط به مدل‌های غیرخطی پیش‌بینی عمر در



شکل ۲۰. نمودار اندرکنش خزشی خستگی.

Fig. 20. Fatigue creep interaction diagram

جدول ۱۳. تعیین عمر خزش-خستگی پره با در نظر گرفتن اندرکنش.

Table 13. Determination of blade creep-fatigue life considering interaction.

عمر واقعی (ساعت)	آسیب کل	آسیب اندرکنش خزشی خستگی تک سیکل	آسیب خزشی تک سیکل	آسیب خستگی تک سیکل	نقطه تحلیل در پره
۱۷۸۰	$9/36 \times 10^{-4}$	$5/49 \times 10^{-4}$	$2/52 \times 10^{-4}$	$1/357 \times 10^{-4}$	نقطه (الف)
۱۵۱۵	$1/1 \times 10^{-3}$	$4/8.6 \times 10^{-4}$	$5/13 \times 10^{-4}$	$1/0.64 \times 10^{-4}$	نقطه (ب)

۱۰- نتیجه گیری

در این پژوهش یک مدل جامع برای پیش‌بینی عمر خستگی کم‌چرخه و اندرکنش خزش-خستگی پره‌های توربین گازی فشار بالا ارائه شده است. مدل پیشنهادی بر پایه یک پارامتر جدید آسیب صفحه بحرانی چندمحوره توسعه یافته و آثار هم‌زمان بارگذاری‌های حرارتی و گریز از مرکز را در شرایط واقعی کار توربین لحاظ می‌کند. به کمک تحلیل عددی کوپل‌شده‌ی سیال-سازه-حرارتی در نرم‌افزارهای

در نظر گرفتن اندرکنش خزش-خستگی عمر پره توربین را به صورت قابل توجهی کاهش می‌دهد. نتایج نشان می‌دهد با در نظر گرفتن اندرکنش خزش-خستگی عمر پره توربین ۴۳/۷ درصد نسبت به حالتی که اندرکنش خزش-خستگی در نظر گرفته نشده باشد کاهش می‌یابد. از این جهت، بررسی اندرکنش خزش و خستگی تأثیر چشم‌گیری بر کاهش عمر پره‌های توربین دارد و باید در مدل‌های پیش‌بینی عمر و برنامه‌ریزی تعمیر و نگهداری لحاظ شود.

خزش و خستگی است. این نتایج بیانگر آن است که صرف نظر کردن از اثر متقابل خزش و خستگی می‌تواند منجر به برآورد بیش از واقع عمر اجزا شود. در مجموع، مدل پیشنهادی قادر است رفتار واقعی پره در شرایط کاری پیچیده را پیش‌بینی کرده و می‌تواند به عنوان مبنایی برای بهینه‌سازی طراحی، بازرسی و برنامه‌ریزی تعمیرات توربین‌های گازی مورد استفاده قرار گیرد.

انسیس و آباکوس، توزیع تنش، کرنش و دما در پره استخراج و نقاط بحرانی تعیین شد. نتایج نشان داد بیشینه تنش و کرنش معادل به ترتیب حدود ۹۱۶ مگاپاسکال و ۰/۰۰۶۷ بوده و بیشترین آسیب در ناحیه ریشه پره متمرکز است.

بر پایه مدل ارائه‌شده، عمر خزش-خستگی پره حدود ۲۶۹۲ ساعت و با در نظر گرفتن اندرکنش خزش-خستگی حدود ۱۵۱۵ ساعت برآورد شد که نشان‌دهنده کاهش ۴۳/۷ درصدی عمر در اثر اندرکنش

۱۱- فهرست علائم

علائم انگلیسی	
a_0, a_1, a_2, a_3	ضرایب ماده
C	ثابت وابسته به ماده
$CD_{k\omega}$	ضریب مربوط به نرخ اتلاف انرژی جنبشی توربولانس در مدل $k - \omega$
c_p	گرمای ویژه
E	مدول الاستیسیته GPa
F_I	تابع ترکیب برای انتقال از منطقه نزدیک دیواره به منطقه آزاد
h^*	آنتالپی ویژه
k	انرژی جنبشی توربولانس
$K(T)$	هدایت حرارتی
M	پارامتر اضافی مربوط به ویژگی‌های خاص ماده یا شرایط محیطی
N_f	عمر خستگی
n_i	تعداد چرخه‌های اعمالی
P	پارامتر لارسن-میلر
علائم یونانی	
$\Delta \varepsilon_t$	بازه کرنش اصلی ماکزیمم
σ_{ij}	تانسور تنش محلی
σ'_f	ضریب استحکام خستگی MPa
ε_{kk}	اتساع
δ_{ij}	نماد کرونگر
G	مدول برشی مواد
E	مدول الاستیسیته
β'	ضریب میرایی انرژی جنبشی توربولانس
σ	تنش متوسط (MPa)
ε'_f	ضریب شکل‌پذیری خستگی
ε_n^*	بازه کرنش نرمال پیشرو ^۳
$\Delta \varepsilon_{n,max}$	بازه کرنش نرمال ماکزیمم در صفحه‌ای است که بازه کرنش نرمال ماکزیمم در آن رخ می‌دهد
P_k	تولید انرژی جنبشی توربولانس به وسیله تنش‌های برشی
P_{ref}	فشار مرجع
R	ثابت جهانی گازها است
S	تانسور نرخ کرنش
S_f	ثابت ساترلند
SE	ترم منبع انرژی داخلی در جامد
SM	ترم منبع مومنتوم
T	دمای مطلق (R)
t_b	زمان واماندگی خزشی (rh)
u	مؤلفه‌های سرعت
w	جرم مولکولی گاز
y	فاصله از دیواره یا مقیاس طولی در جریان
$\Delta \varepsilon_{eq}$	بازه کرنش معادل جدید
ε_{ij}	تانسور کرنش محلی
ρ_s	چگالی جامد
ΔT	تغییرات دما
κ	مدول حجمی مواد
ν	نسبت پواسون
α	ضریب انبساط حرارتی
ρ_f	چگالی سیال
$\Delta \gamma_{max}$	بازه کرنش برشی MPa
c_p	ظرفیت گرمایی ویژه
λ	ضریب رسانایی حرارتی
Δt_i	زمان نگهداری در بار ثابت

تنش نرمال ماکزیمم در صفحه‌ای است که بازه کرنش نرمال ماکزیمم در آن رخ می‌دهد	$\sigma_{n,max}$	نرخ اتلاف انرژی جنبشی توربولانس	ω
ویسکوزیته دینامیکی سیال	μ	ویسکوزیته آشفتگی	μ_t
ویسکوزیته دینامیکی گاز در دمای مرجع	μ_0	ضرایب مدل	α, β
عدد پراتل برای انرژی جنبشی توربولانس	σ_k	ویسکوزیته سینماتیکی سیال	ν_t
عدد پراتل برای نرخ اتلاف انرژی جنبشی توربولانس	σ_{ω}^2		
بالانویس			
توان استحکام خستگی	b	توان شکل‌پذیری خستگی	c

³ Forward strain range

for gas-turbine engine parts, International journal of fatigue, 30(2) (2008) 305-312.

- [8] O. Mallet, H. Kaguchi, B. Ilschner, F. Meyer-Olbersleben, K. Nikbin, F. Rézai-Aria, G. Webster, Influence of thermal boundary conditions on stress-strain distribution generated in blade-shaped samples, International journal of fatigue, 17(2) (1995) 129-134.
- [9] R. Wang, K. Jiang, F. Jing, D. Hu, Thermomechanical fatigue failure investigation on a single crystal nickel superalloy turbine blade, Engineering Failure Analysis, 66 (2016) 284-295.
- [10] R. Wang, F. Jing, D. Hu, In-phase thermal-mechanical fatigue investigation on hollow single crystal turbine blades, Chinese journal of aeronautics, 26(6) (2013) 1409-1414.
- [11] T. Yokobori, H. Yamanouchi, S. Yamamoto, Low cycle fatigue of thin-walled hollow cylindrical specimens of mild steel in uni-axial and torsional tests at constant strain amplitude, International Journal of Fracture Mechanics, 1(1) (1965) 3-13.
- [12] J. Morrow, Cyclic plastic strain energy and fatigue of metals, in: Internal friction, damping, and cyclic plasticity, ASTM International, 1965, pp. 45-87.
- [13] D. Ji, M.-H. Shen, D. Wang, J. Ren, Creep-fatigue life prediction and reliability analysis of P91 steel based on applied mechanical work density, Journal of Materials Engineering and Performance, 24(1) (2015) 194-201.
- [14] S. Suman, A. Kallmeyer, J. Smith, Development of a

منابع

- [1] H. Gao, C. Fei, G. Bai, L. Ding, Reliability-based low-cycle fatigue damage analysis for turbine blade with thermo-structural interaction, Aerospace science and technology, 49 (2016) 289-300.
- [2] A. Kolagar, N. Tabrizi, M. Cheraghzadeh, M. Shahriari, Failure analysis of gas turbine first stage blade made of nickel-based superalloy, Case studies in engineering failure analysis, 8 (2017) 61-68.
- [3] R. Mishra, V. Nandi, R. Raghavendra Bhat, Failure Analysis of High-Pressure compressor blade in an aero gas turbine engine, Journal of Failure Analysis and Prevention, 18(3) (2018) 465-470.
- [4] R. Mishra, J. Thomas, K. Srinivasan, V. Nandi, R.R. Bhatt, Failure analysis of an un-cooled turbine blade in an aero gas turbine engine, Engineering Failure Analysis, 79 (2017) 836-844.
- [5] A. Mokaberi, R. Derakhshandeh-Haghighi, Y. Abbaszadeh, Fatigue fracture analysis of gas turbine compressor blades, Engineering Failure Analysis, 58 (2015) 1-7.
- [6] T. Brendel, E. Affeldt, J. Hammer, C. Rummel, Temperature gradients in TMF specimens. Measurement and influence on TMF life, International journal of fatigue, 30(2) (2008) 234-240.
- [7] N. Bychkov, V. Lukash, Y.A. Nozhnitsky, A. Perchin, A. Rekin, Investigations of thermomechanical fatigue for optimization of design and production process solutions

- m ple x co ns tan t an d variable am plitude m ultiaxial fatigue lo adin g.
- [25] R.-Z. Wang, J. Wang, J.-G. Gong, X.-C. Zhang, S.-T. Tu, C.-C. Zhang, Creep-fatigue behaviors and life assessments in two nickel-based superalloys, *Journal of Pressure Vessel Technology*, 140(3) (2018) 031405.
- [26] L. Chen, Y. Liu, L. Xie, Power-exponent function model for low-cycle fatigue life prediction and its applications–Part II: Life prediction of turbine blades under creep–fatigue interaction, *International journal of fatigue*, 29(1) (2007) 10-19.
- [27] A. Koster, A. Alam, L. Rémy, A physical-base model for life prediction of single crystal turbine blades under creep-fatigue loading and thermal transient conditions, in: *European structural integrity society*, Elsevier, 2002, pp. 203-212.
- [28] R. Wang, B. Zhang, D. Hu, K. Jiang, J. Mao, F. Jing, A critical-plane-based thermomechanical fatigue lifetime prediction model and its application in nickel-based single-crystal turbine blades, *Materials at High Temperatures*, 36(4) (2019) 325-334.
- [29] C.T. Ng, L. Susmel, Quantitative review of critical plane criteria and stress analysis approaches for multiaxial fatigue of welded joints, *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 48(4) (2025) 1393-1428.
- [30] J. Joy, A. Talapatra, Y. Yamamoto, M. Detrois, P.D. Jablonski, N.A. Mara, L. Capolungo, M.-T. Hoang, Prediction of Creep Rupture Time with a New Larson Miller Approach, Available at SSRN 4823390.
- [31] D. Sun, Z. Wan, Experimental study and creep-fatigue life prediction of turbine blade material DZ125 considering the nonholding effect and coupling effect of stress and high temperature, *Journal of Pressure Vessel Technology*, 146(3) (2024) 031702.
- [32] J. Huo, D. Sun, H. Wu, W. Wang, Multi-axis low-cycle creep/fatigue life prediction of high-pressure turbine blades based on a new critical plane damage parameter, *Engineering failure analysis*, 106 (2019) 104159.
- multiaxial fatigue damage parameter and life prediction methodology for non-proportional loading, *Fracture and Structural Integrity*, 10(38) (2016) 224-230.
- [15] F. Ellyin, B. Valaire, High-strain multiaxial fatigue, (1982).
- [16] Z.-R. Wu, X.-T. Hu, Y.-D. Song, Multiaxial fatigue life prediction for titanium alloy TC4 under proportional and nonproportional loading, *International Journal of Fatigue*, 59 (2014) 170-175.
- [17] D. Kulawinski, M. Hoffmann, T. Lippmann, G. Lamprecht, A. Weidner, S. Henkel, H. Biermann, Isothermal and thermo-mechanical fatigue behavior of 16Mo3 steel coated with high-velocity oxy-fuel sprayed nickel-base alloy under uniaxial as well as biaxial-planar loading, *Journal of Materials Research*, 32(23) (2017) 4411-4423.
- [18] J. Mei, P. Dong, A new path-dependent fatigue damage model for non-proportional multi-axial loading, *International Journal of Fatigue*, 90 (2016) 210-221.
- [19] A. Ince, G. Glinka, Innovative computational modeling of multiaxial fatigue analysis for notched components, *International Journal of Fatigue*, 82 (2016) 134-145.
- [20] N.R. Gates, A. Fatemi, On the consideration of normal and shear stress interaction in multiaxial fatigue damage analysis, *International Journal of Fatigue*, 100 (2017) 322-336.
- [21] F. Öztürk, J. Correia, C. Rebelo, A. De Jesus, L.S. Da Silva, Fatigue assessment of steel half-pipes bolted connections using local approaches, *Procedia Structural Integrity*, 1 (2016) 118-125.
- [22] X.-F. Zhao, D.-G. Shang, Y.-J. Sun, M.-L. Song, X.-W. Wang, Multiaxial fatigue life prediction based on short crack propagation model with equivalent strain parameter, *Journal of Materials Engineering and Performance*, 27(1) (2018) 324-332.
- [23] Z.-Y. Yu, S.-P. Zhu, Q. Liu, Y. Liu, A new energy-critical plane damage parameter for multiaxial fatigue life prediction of turbine blades, *Materials*, 10(5) (2017) 513.
- [24] Y. Wang, L. Susmel, The Modified Manson-Coffin Curve Method to estimate fatigue life time under co

- 1724.
- [42] T.-H. Shih, W.W. Liou, A. Shabbir, Z. Yang, J. Zhu, A new $k-\epsilon$ eddy viscosity model for high reynolds number turbulent flows, *Computers & fluids*, 24(3) (1995) 227-238.
- [43] T.-E.E.-V.T. Models, for Engineering Applications, FR Menter, *AIAA Journal*, 32(8) (1994) 1598-1605.
- [44] B. Facchini, A. Magi, A. Scotti Del Greco, Conjugate heat transfer simulation of a radially cooled gas turbine vane, in: *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, 2004, pp. 951-961.
- [45] W.D. York, A robust conjugate heat transfer methodology with novel turbulence modeling applied to internally-cooled gas turbine airfoils, *Clemson University*, 2006.
- [46] K. Gkaragkounis, E. Papoutsis-Kiachagias, K. Giannakoglou, The continuous adjoint method for shape optimization in Conjugate Heat Transfer problems with turbulent incompressible flows, *Applied Thermal Engineering*, 140 (2018) 351-362.
- [47] L. Hylton, M. Mihelc, E. Turner, D. Nealy, R. York, Analytical and experimental evaluation of the heat transfer distribution over the surfaces of turbine vanes, 1983.
- [48] C. Shi, Z. Zhong, D. Feng, *China superalloys handbook*, in, China Zhijian Publishing House and Standard Press of China, Beijing, 2012.
- [49] A. Kostyuk, V. Frolov, *Steam and gas turbines*, Mir Pub., 1988.
- [50] X. Yan, K. Zhang, Y. Deng, R. Sun, L. Lin, X. Zhang, The effects of DS blade' s geometry features on material' s creep strength, *Propulsion and Power Research*, 3(3) (2014) 143-150.
- [33] J. Tavernelli, L. Coffin, Experimental support for generalized equation predicting low cycle fatigue, *Journal of Basic Engineering*, 84(4) (1962) 533-537.
- [34] S. Manson, G.R. Halford, Practical implementation of the double linear damage rule and damage curve approach for treating cumulative fatigue damage, *International journal of fracture*, 17(2) (1981) 169-192.
- [35] A. Loghman, M. Moradi, Creep damage and life assessment of thick-walled spherical reactor using Larson–Miller parameter, *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 151 (2017) 11-19.
- [36] R. Wang, J. Wei, D. Hu, X. Shen, J. Fan, Investigation on experimental load spectrum for high and low cycle combined fatigue test, *Propulsion and Power Research*, 2(4) (2013) 235-242.
- [37] R. Lagneborg, R. Attermo, The effect of combined low-cycle fatigue and creep on the life of austenitic stainless steels, *Metallurgical Transactions*, 2(7) (1971) 1821-1827.
- [38] M.H. Sadd, *Elasticity: theory, applications, and numerics*, Academic Press, 2009.
- [39] Z. Zhang, W. Wang, R. Jiang, C. Kim, W. Tian, Y. Xiong, X. Zhang, Z. Mao, M.-G. Lee, Tensile behavior of single-crystal superalloy with different structured cooling holes, *International Journal of Mechanical Sciences*, 229 (2022) 107514.
- [40] E. Kianpour, N.A.C. Sidik, M.A.S.M. Bozorg, Thermodynamic analysis of flow field at the end of combustor simulator, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 61 (2013) 389-396.
- [41] S.A. Orszag, Renormalization-group analysis of turbulence, *Physical review letters*, 57(14) (1986) 1722-

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

A. Zolfaghari, A. R. Shahani, N. Asadpour, *Predicting the Creep–Fatigue life of a high-pressure gas turbine blade considering Fluid–Structure interaction*, *Amirkabir J. Mech Eng.*, 57(8) (2025) 1037-1068

DOI: [10.22060/mej.2026.24927.7909](https://doi.org/10.22060/mej.2026.24927.7909)



