

# Amirkabir Journal of Mechanical Engineering

Amirkabir J. Mech. Eng., 52(10) (2021) 729-732 DOI: 10.22060/mej.2019.15921.6229

# Developing a CDM Based Model for Creep-Fatigue Life Assessment of a Gas Turbine Blade

B. Mohammadi\*, A. Hashemitabar

Department of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran

ABSTRACT: The aim of this research is to propose a procedure for predicting the creep-fatigue life of gas turbine blade. Components in gas turbine hot section such combustion chamber and turbine get damaged under effect of thermomechanical loadings. These damages developed via fatigue and creep together, thus it is necessary to identify their interaction with each other. Chaboche's elasto-viscoplastic model which is an appropriate model for simulating the behavior of nickel alloys is used. Damage evolution rules for fatigue and creep which introduced by Chaboche and Kachanov, respectively, added to viscoplastic model and implemented in ABAQUS by developing an appropriate UMAT. After verification of developed subroutine, the creep-fatigue life of a rotor blade in last stage of a low-pressure turbine was assessed. The predicted life has presented in three ways as (1) the operating hours, (2) the number of starts and (3) the equivalent operation hours which are the common ways of announcing gas turbines life. Comparison the obtained results with common gas turbine lifetimes represents the capability and practicality of proposed model.

### **Review History:**

Received: 4 Mar. 2019 Revised: 8 May. 2019 Accepted: 16 Jun. 2019 Available Online: 25 Jun. 2019

#### **Keywords:**

Gas turbine Thermomechanical loading Continuum damage mechanics Life assessment Equivalent operation hour

#### **1-Introduction**

Gas turbines subjected to various mechanical and thermal damages due to their functionality. Recognizing these damages and their effects on each part are vital steps in a life assessment process. The turbine is the most complicated part in a gas turbine in terms of applied loadings and damages are inducing by them such as fatigue damages due to rotational loadings, creep damages by high temperature and the other damages such as fretting due to vibrations and erosion and hot corrosion due to gas collision. The major damage might be the combination of the low cycle fatigue and creep called thermomechanical damage.

Since 1975 [1] with the observation of creep-fatigue effects on metallic materials, thermomechanical damage has calculated in two different methods. In the first one, the interaction of creep and fatigue has neglected and their damages have independently considered, then at the end of process they add together. The predicted lifetime in this method is usually higher than actual life. These limitations lead researchers to propose new models in thermomechanical life assessment. In second method by utilization of damage parameter introduced by Kachanov [2] in 1986, creep and fatigue damages have calculated simultaneously and add together to consider their interaction during loading time. In the context of this method Chaboche [3] has introduced his elastic viscoplastic model for simulation of the behavior of nickel alloys in 1989 and represents equations for calculating creep and fatigue damages in 2001 [4]. Other researchers such as Kim et al. [5], Shi et al.

[6] and Wang et al. [7] also using this method in the process of gas turbine life assessment.

In the present study, a rotor blade which was made by Waspaloy and from the last stage of a heavy-industrial gas turbine has been studied. The blade subjected to thermomechanical loading, then damage has calculated for various operation times and predicted lifetimes have reported in two forms of operation hours and numbers of starts and shutdowns. This work is superior to previous researches in two areas, first in modeling a 3-Dimensional (3D) part which has all the stress components in it unlike others that studied standard sample models and second is calculating Equivalent Operation Hour (EOH) parameter for each analysis which is official term of reporting gas turbines lifetime in power generation plants. These issues have been neglected in majority of previous studies.

#### 2- Methodology

In order to simulate a creep-fatigue analysis and calculate their respective damages two kinds of equations are required. The first equation is the constative equation that represents behavior of the alloy under creep-fatigue conditions. To aim this goal Chaboche's elasto-viscoplastic model has been employed. The main equations of the developed model have been shown as Eqs. (1) to (3):

$$\dot{\varepsilon} = \dot{\varepsilon}^e + \dot{\varepsilon}^I \tag{1}$$

$$\dot{\varepsilon}^{I} = \frac{3}{2}\dot{p}\frac{S' - X'}{J(S' - X')}$$
(2)

\*Corresponding author's email: bijan mohammadi@iust.ac.ir

 $(\mathbf{i})$ (cc)

Copyrights for this article are retained by the author(s) with publishing rights granted to Amirkabir University Press. The content of this article is subject to the terms and conditions of the Creative Commons Attribution 4.0 International (CC-BY-NC 4.0) License. For more information, please visit https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode.

Operation Time	Damage (per cycle)	Lifetime (hrs.)	Lifetime (cycle)
10 min.	0.00004338	3842	23052
30 min.	0.00005843	7641	15283
1 hour	0.00013894	7197	7197
5 hour	0.00049429	10115	2023

 Table 1. Turbine characteristics

$$\dot{p} = \left\langle \frac{\frac{|S' - X'|}{1 - D} - R - k}{Z} \right\rangle^{2}$$
(3)

which  $\dot{\mathcal{E}}$  is strain rate,  $\dot{\mathcal{E}}^{e}$  and  $\dot{\mathcal{E}}^{I}$  represents elastic and inelastic strain rate, P is plastic parameter, S is deviant stress tensor and X and R represents isotropic and kinematic hardenings respectively and k is yield stress and n and Z are viscous parameters.

The second kinds of equations are damage evolution formulas that calculate creep and fatigue damage during analysis. These equations have been shown as Eqs. (4) to (6):

$$dD = dD_c + dD_f \tag{4}$$

$$dD_{c} = \left(\frac{\sigma}{A}\right)^{r} \left(1 - D\right)^{-k} dt \tag{5}$$

$$dD_{f} = \left[1 - \left(1 - D\right)^{\beta + 1}\right]^{\alpha(\sigma_{\max}, \overline{\sigma})} \left[\frac{\sigma_{\max} - \overline{\sigma}}{M(\overline{\sigma})(1 - D)}\right]^{\beta} dN \quad (6)$$

These six equations have been introduced to ABAQUS finite element software in the framework of UMAT subroutine to simulate the thermomechanical analysis of nickel-based alloys. Loading consists of a Start Operation Shutdown (SOS) cycle with various operation times that applied as pressure on internal surface of blade plus a rotational constant speed and a constant temperature. The damage of each cycle is accumulated up to end cycle.

#### **3- Results and Discussion**

Damages that produced during a cycle for each operation time have been shown in Table 1. Predicted lifetime for 1-hour case is about 7200 cycle with one-hour duration for each cycle; lead to 7200 hours blade lifetime. By reducing operation time to 10 minutes, it can be seen the number of cycles increases while the lifetime in form of hours decreases. It reflects the effects of fatigue in compression of creep in life assessment process that means short time intervals and several starts-shutdowns operations, decrease turbine life

## Table 2. Turbine characteristics

Operation Time	No. of Starts & Shutdown	EOH (hrs.)
1 hour	1	1.42
5 hour	1	23.51
5 hour	5	32.73
5 hour	30	433.12

drastically.

It is noted that the obtained results can be shown in the concept of EOH that equates damages caused by starts and shutdowns causing fatigue, with damages due to operating time, causing creep mechanism to create a basic condition. EOH parameters for some cases have shown in Table 2.

It can be seen that EOH in the first case with one hour operate and one-time start and shutdown, is equal to 1.42 EOH, means the damage caused by a one-time start and shutdown is equal to 0.42 hour of operation in normal condition. The second case shows the damage produced by 5 hours of operation is nearly 20 times greater than 1 hour and compression between second, third and fourth cases shows the effect of increasing starts and shutdowns on EOH. Again, it can be concluded that shorter operating times leading higher number of starts and shutdowns, will greatly reduce the useful life of a gas turbine.

## **4-** Conclusions

In the present work, a method based on continuum damage mechanics was presented for gas turbine life assessment. The developed method employing Chaboche's elasto-viscoplastic model to simulate fatigue and creep damages of nickelbased alloys. to consider creep-fatigue interaction during the loading, all of procedure were inserted into Abaqus solver via a UMAT subroutine. The obtained results of developed code show that with decreasing the operating time, the number of SOS cycles has increased while the total lifetime of turbine decreasing. In other hand, it can be concluded that shorter operating times leading higher number of starts and shutdowns, but will greatly reduce the total life of turbine. The EOH parameter was calculated for various investigated cases to highlight the effect of starts and shutdown on gas turbine lifetime. In addition the results show that in five hours operating with one start and shutdown the EOH is equal 23.51 hours and it can be increased to 32.73 hours with 5 starts and shutdowns. Comparison these results with common gas turbines lifetimes represent the capability and practicality of the proposed model.

#### References

- S. Majumdar, Low-Cycle Fatigue and Creep Analysis of Gas Turbine Engine Components, J. AIRCRAFT, 12(4) (1975) 376-382.
- [2] L.M. Kachanov, Introduction to continuum damage mechanics, Martinus Nijhoff Publishers, US, 1986.
- [3] J.L. Chaboche, Constitutive Equations for Cyclic Plasticity and Cyclic Viscoplasticity, International

Journal of Plasticity, 5 (1989) 274-302.

- [4] J.L. Chaboche, F. GALLERNEAU, An overview of the damage approach of durability modelling at elevated temperature, Fatigue Fract Engng Mater Struct, 24 (2001) 405-418.
- [5] T.W. Kim, D.H. Kang, J.T. Yeom, N.K. Park, Continuum damage mechanics-based creep–fatigue-interacted life prediction of nickel-based superalloy at high temperature, Scripta Materialia, 57 (2007) 1149-1152.
- [6] D. Shi, X. Hu, X. Yang, J. Liu, Continuum damage mechanism-based life prediction for Ni-based superalloy under complex loadings, Materials at High Temprature, 30(4) (2013) 287-294.
- [7] R.Z. Wang, X.C. Zhang, J.G. Gong, X.M. Zhu, S.T. Tu, C.C. Zhang, Creep-fatigue life prediction and interaction diagram in nickel-based GH4169 superalloy at 650 °C based on cycle-by-cycle concept, International Journal of Fatigue, 97(12) (2017) 114-123.

This page intentionally left blank

نشريه مهندسي مكانيك اميركبير



نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر، دوره ۵۲، شماره ۱۰، سال ۱۳۹۹، صفحات ۲۹۵۱ تا ۲۹۶۶ DOI: 10.22060/mej.2019.15921.6229

توسعه مدل ارزیابی عمر خستگی-خزشی پره توربین گاز تحت بارهای ترمومکانیکی در چارچوب مكانيك أسيب محيط ييوسته

بیژن محمدی\*، سیدعلی هاشمی تبار

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت، تهران، ایران

خلاصه: هدف از این تحقیق ارائه مدلی برای ارزیابی عمر خستگی-خزشی پره توربین گاز است. اجزای ناحیه داغ یک توربین گاز که شامل بخش توربین و محفظه احتراق است، تحت بارهای حرارتی و مکانیکی در اثر مکانیزمهای خستگی و خزش دچار آسیب می شوند. آسیب به صورت توامان رخ می دهد، لذا لازم است اثرات آنها و برهم کنش این دو مکانیزم در کنار هم مورد توجه قرار گیرد. به منظور دستیابی به این هدف، مدل ویسکوپلاستیک چبوش که قابلیت مدل سازی رفتار آلیاژهای نیکل را داراست به کار گرفته می شود. روابط رشد آسیب خستگی و خزشی ارائه شده توسط چبوش و کاچانوف به مدل ویسکوپلاستیک اضافه شده و در نهایت مدل کامل بدست آمده توسط یومت به نرم افزار المان محدود آباکوس معرفی می شود. صحت سنجی کد توسعه داده شده و در نهایت مدل عمر یک هندسه ساده بررسی خواهد شد. فرایند ارزیابی عمر برای یک نمونه پره از طبقه انتهایی یک توربین کم فشار تحت بارهای ترمومکانیکی انجام شده و متناسب با آسیبهای خستگی و خزشی ایجاد شده در پره، عمر آن به صورت میزان ساعات کار کرد، تعداد دفعات روشن شدن توربین و ساعات عملکردی معادل بیان و بحث می شود. مقایسه نتایج حاصل از این تحلیل با میزان عمر معمول پره های توربین در این کلاس کاری نشان گر کاربردی بودن این مدل و روش به کار گرفته شده می باشد.

**تاریخچه داوری:** دریافت: ۱۳۹۷/۱۲/۱۳ بازنگری: ۱۳۹۸/۰۲/۱۸ پذیرش: ۱۳۹۸/۰۴/۰۴ ارائه آنلاین: ۱۳۹۸/۰۴/۰۴

**کلمات کلیدی:** ارزیابی عمر توربین گاز مرمومکانیکی مکانیک آسیب محیط پیوسته ساعات عملکردی معادل

# ۱ – مقدمه

یک توربین گاز از بخش ها و قطعات بسیار متنوعی تشکیل شده است که با توجه به نوع عملکرد و ماموریت خود تحت مکانیزمهای آسیبزای مکانیکی و حرارتی قرار می گیرند. آگاهی از نحوه و میزان آسیب ایجاد شده تحت هر مکانیزم و در نهایت ارزیابی عمر هر قطعه هم در فرایند طراحی و هم در طول زمان استفاده از توربین گاز ضروری است. نوع عملکرد توربینهای گاز، اجزای داخلی آنها را در معرض آسیبهای فیزیکی، مکانیکی و حرارتی به صورت توامان قرار می دهد، لذا توجه به هر حوزه به صورت مجزا نمی تواند بعویر دقیقی از عمر قطعات آن ایجاد کند. در حالت کلی یک توربین گاز به دو بخش داغ و سرد تقسیم می شود (شکل ۱). بخش سرد شامل ورودی هوا و کمپرسور بوده می باشد. عمده آسیبهای این بخش از نظر فیزیکی محفظه احتراق، توربین و نازل خروجی است. به علت افزایش بسیار شدید دما که ناشی از فرایند احتراق است، این بخش در معرض آسیب های مکانیکی محفظه احتراق، توربین و نازل خروجی است. به علت افزایش بسیار شدید دما که ناشی از فرایند احتراق است، این بخش در معرض آسیب های مکانیکی

\* نویسنده عهدهدار مکاتبات: bijan\_mohammadi@iust.ac.ir

حرارتی و خستگی پرچرخه را تجربه می کند و توربین به طور عمده در معرض خزش و خستگی کمچرخه به صورت توامان خواهد بود که به نام آسیب ترمومکانیکی شناخته می شود.

آسیب ترمومکانیکی به دو روش مورد بحث و بررسی قرار گرفته است. در روش اول آسیبهای ناشی از خستگی و خزش بهصورت مجزا محاسبه شده و در انتهای فرایند ارزیابی عمر با یکدیگر جمع میشوند. از جمله کارهای انجام شده در این زمینه میتوان به تحقیقاتی مانند ماجومدار [۲] در سال ۱۹۷۲، گاوسوامی [۳] در سال ۱۹۹۵، ژانگ و همکاران [۴] در سال ۱۹۹۸، هگمیجر و همکاران [۵] در سال ۲۰۱۰ و همچنین ریحانی و همکاران [۶] در سال ۲۰۱۳ اشاره کرد. نکته قابل توجه در این روش، در نظر نگرفتن اثرات برهم کنش مکانیزمهای خستگی و خزش بهصورت فعال و همزمان با بارگذاری است که باعث میشود عمر محاسبه شده در این روشها از عمر حقیقی بیشتر باشد.

در روش دوم این برهم کنش مورد توجه قرار می گیرد، لذا روشهای تخمین عمر خستگی و خزش کلاسیک که معمولا بهصورت روشهایی بر پایه تنش و یا کرنش ارائه شده است، در این حوزه قابل استفاده نخواهد

(Creative Commons License) حقوق مؤلفین به نویسندگان و حقوق ناشر به انتشارات دانشگاه امیرکبیر داده شده است. این مقاله تحت لیسانس آفرینندگی مردمی (Creative Commons License) کی کی ایسانس آفرینندگی مردمی (Creative Commons License) دیدن فرمائید.



Fig. 1. Gas Turbine Hot and Cold Sections  $[\boldsymbol{N}]$ 

بود. پارامتر آسیب که اولین بار توسط کاچانوف [۷] در سال ۱۹۷۲ ارائه شد، توانایی تجمیع آسیبهای ناشی از خستگی و خزش را در حین فرایند بارگذاری و بهصورت فعال دارا میباشد. چبوش [۸] در سال ۱۹۸۹ اولین بار مدل الاستو ویسکوپلاسیک خود را معرفی میکند. این مدل رفتاری برای اغلب مواد استفاده شده در توربینهای گاز مناسب است. سپس در سال ۱۹۹۴ در کتاب خود [۹] مدلهای ایجاد و رشد آسیب ناشی از خستگی و خزش را معرفی میکند و در نهایت در سال ۲۰۰۱ [۱۰] تحقیقی در حوزه ارزیابی عمر خستگی-خزشی منتشر میکند. از دیگر تحقیقات انجام شده در این حوزه میتوان به کیم و همکاران [۱۱] در سال ۲۰۰۷، شی و همکاران [۱۲] در سال ۲۰۱۳ و وانگ و همکاران [۱۲] در سال ۲۰۱۶ اشاره کرد. ویژگی تمامی این کارها، انجام تحقیق بر روی هندسهای ساده و در حالت تکبعدی است، به همین دلیل اثرات حقیقی ایجاد شده بر روی اجزای توربین که عمدتا در حالت سهبعدی هستند مورد بررسی قرار نگرفته است. همچنین عمر محاسبه شده در آنها به صورت بیان متداول در حوزه توربینهای گاز که به ساعات

هدف از این تحقیق شناخت آسیبهای خزشی و خستگی وارد بر توربین، بر همکنش این دو آسیب و اثرگذاری آن بر عمر قطعات توربین است. این مهم در چارچوب آسیب محیط پیوسته پیگیری میشود و یک نمونه واقعی از پره طبقه آخر یک توربین مورد بررسی قرار میگیرد.

برتری کار انجام شده در این تحقیق نسبت به کارهای پیشین این است که علی رغم ارائه مدل چبوش به منظور شبیه سازی آلیاژهای نیکل و همچنین همکاری چبوش با بخش های هسته ای فرانسه، نه در تحقیقات

ایشان و نه در تحقیقات افراد دیگر که بر اساس مدل ایشان انجام شده، قطعات واقعی توربین همراه با در نظر گرفتن شرایط سرویس یک توربین گاز وجود ندارد. تمامی تحقیقات انجام شده در این حوزه با استفاده از شرایط محیطی و بارگذاری ساده و بر روی هندسه ساده و نمونههای استاندارد انجام شده است.

در تحقیق حاضر این مدل برای شبیهسازی فرایند خستگی-خزش بر روی یک نمونه واقعی توسعه داده شده است و شرایط هندسی و بارگذاری تا حد امکان مشابه شرایط واقعی سرویس توربین گاز در نظر گرفته شده است.

نوآوری دیگر این تحقیق ارائه عمر پره توربین در چارچوب مفهوم ساعت عملکردی معادل است. این مفهوم پایه اساسی تمامی نرمافزارهای پایش سیستم در نیروگاههای تولید انرژی است که براساس آن دورهای بازرسی و تعمیرات تعیین میشود. این بخش نیز در تمامی تحقیقات گذشته مغفول مانده است.

# ۲- مدل ارزیابی عمر خستگی-خزشی

اغلب آلیاژهای مورد استفاده در توربینهای گاز در این شرایط رفتار الاستیک ویسکوپلاستیک از خود بروز میدهند [۸ و ۱۴]. این رفتار به شکل روابط (۱) تا (۶) بیان میشود:

$$\dot{\varepsilon} = \dot{\varepsilon}^e + \dot{\varepsilon}^I \tag{(1)}$$

$$\dot{\sigma} = (1 - D)E : \dot{\varepsilon}^e = E^* : (\dot{\varepsilon} - \dot{\varepsilon}^I)$$
(9)

در این رابطه پارامتر  $E^*$  ماتریس سفتی در حالت دارای آسیب است. همچنین اثر این آسیب در محاسبه پارامتر پلاستیک وارد می شود که در رابطه (۱۰) نشان داده شده است [۱۵]:

$$\dot{p} = \left\langle \frac{\left| \sigma - X \right|}{1 - D} - R - k}{Z} \right\rangle^{n} \tag{(1)}$$

این پارامتر آسیب، خود از دو مقدار آسیب مجزا تشکیل شده است. آسیب ناشی از خستگی و آسیب ناشی از خزش. این دو مقدار در هر لحظه محاسبه شده و با یکدیگر جمع میشود. زیرنویسهای c و f به ترتیب نمایانگر آسیبهای مربوط به خزش و خستگی هستند.

$$dD = dD_c + dD_f \tag{11}$$

آسیب ناشی از خستگی به صورت تک محوره ابتدا توسط چپوش و لسن [۱۶] مطرح شد. سپس آن ها در سال ۲۰۰۱ مدل خود را برای حالت چندمحوره توسعه دادند [۱۰] و رابطه (۱۲) در همین زمینه ارائه شده است:

$$dD_{f} = \left[1 - (1 - D_{f})^{\beta + 1}\right]^{1 - \alpha} \frac{A_{II} - S_{1P}(\bar{S}_{H})}{M^{*}(\bar{S}_{H})(1 - S_{eq \ max})} \times \left[\frac{A_{II}}{M^{*}(\bar{S}_{H})(1 - D_{f})}\right]^{\beta} dN$$

$$(17)$$

پارامتر  $A_{II}$  تنش برشی موثر،  $\overline{S}_H$  تنش هیدرواستاتیکی میانگین و  $S_{II}$  تنش موثر بیشینه است. پارامترهای  $S_{1P}$  و  $M^*$  بهصورت زیر  $S_{eq\ max}$  محاسبه میشوند. همچنین پارامترهای lpha و eta ضرایب مادی هستند.

$$S_{1P} = S_{1P0} \left( 1 - 3b_P \overline{S}_H \right) \tag{17}$$

$$M^* = M_0^* \left( 1 - 3b_M \overline{S}_H \right) \tag{14}$$

$$\dot{\varepsilon}^{I} = \frac{3}{2}\dot{p}\frac{S'-X'}{J\left(S'-X'\right)} \tag{(7)}$$

$$\dot{p} = \left\langle \frac{J\left(S' - X'\right) - R - k}{Z} \right\rangle^{n} \tag{(7)}$$

$$J(S' - X') = \sqrt{\frac{3}{2}} (S' - X') : (S' - X')$$
(\*)

$$\dot{X} = \frac{2}{3}a\dot{\varepsilon}^{I} - cX\dot{p} \tag{(a)}$$

$$\dot{R} = b \left( Q - R \right) \dot{p} \tag{(8)}$$

در روابط (۱) تا (۶)،  $\dot{s}$  ماتریس نرخ کرنش است.  $\dot{s}$  و  $\dot{s}$  به ترتیب نماد نرخ کرنش الاستیک و غیرالاستیک میباشد. p متغیر پلاستیک بوده و متغیرهای S و X به ترتیب نماد ماتریسهای تنش و سختشوندگی سینماتیک است و علامت پریم بالای آن مقادیر انحرافی را مشخص می کند. متغیر R نیز نشان دهنده سختشوندگی ایزوتروپیک میباشد. k تنش تسلیم اولیه و c، b، a و Q و همچنین Z و n ضرایب مادی هستند.

این دسته روابط مشابه روابط مرسوم برای مدلهای غیرخطی الاستوپلاستیک است با این تفاوت که مقدار پارامتر پلاستیک و نحوه رشد آن در این مدل متفاوت است. در حالت تکبعدی روابط بالا به صورت زیر ساده می شوند [1۵]:

$$\dot{\varepsilon}^{I} = \dot{p} \cdot sgn\left(\sigma - X\right) = \left\langle \frac{\left|\sigma - X\right| - R - k}{Z} \right\rangle^{n} sgn\left(\sigma - X\right) \qquad (\mathsf{Y})$$

$$\dot{X} = a\dot{\varepsilon}^{I} - cX \left| \dot{\varepsilon}^{I} \right| \tag{A}$$

برای افزودن ماژول های آسیب به مدل بالا لازم است تا پارامتر آسیب تعریف شود. این پارامتر که با D نشان داده می شود در قسمت محاسبه تنش به صورت رابطه (۹) وارد خواهد شد:

Table 1. Chemical composition of Waspaloy

جدول 1: ترکیبات شیمیایی آلیاژ وسپالوی [۱۱]

В	Zr	С	Mn	Si	Al	Fe	Ti	Мо	Co	Cr	Ni	عنصر
•   • • 9	•/•۵	•/•٨	•/\	٠/١۵	١/۵	٢	٣	۴/۳	۱۳/۵	١٩	۵۶	درصد وزنی

پارامترهای  $b_{M}$  ، $b_{P}$  و  $M_{0}^{*}$  ضرایب مادی هستند.  $S_{1P0}$  نیز حد استحکام خستگی ماده میباشد. این رابطه در حالت تکبعدی ساده شده و به مصورت روابط (۱۵) تا (۱۸) نوشته خواهد شد [۱۷ و ۱۸]:

$$dD_{f} = \left[1 - (1 - D)^{\beta + 1}\right]^{\alpha(\sigma_{max},\overline{\sigma})} \left[\frac{\sigma_{max} - \overline{\sigma}}{M(\overline{\sigma})(1 - D)}\right]^{\beta} dN \quad (1\Delta)$$

$$\alpha(\sigma_{max}, \overline{\sigma}) = 1 - \alpha \frac{\sigma_{max} - \sigma_1(\overline{\sigma})}{\sigma_u - \sigma_{max}}$$
(19)

$$\sigma_{1}(\sigma) = \sigma_{10} + \left(1 - b \frac{\sigma_{10}}{\sigma_{u}}\right)\overline{\sigma}$$
(1V)

$$M\left(\bar{\sigma}\right) = M_0 \left(1 - b \frac{\bar{\sigma}}{\sigma_u}\right) \tag{1A}$$

آسیب ناشی از خزش که در مرجع [۱۰] ارائه شده از رابطه (۱۹) محاسبه میشود:

$$dD_{c} = \left(\frac{\chi_{(t)}^{c}}{A\left(T_{(t)}\right)}\right)^{r\left(T_{(t)}\right)} \left[1 - D_{c}\right]^{-k\left(T_{(t)}\right)} dt \tag{19}$$

 $\chi^c_{(t)}$  و k و k و k پارامترهای مادی وابسته به دما هستند و  $\chi^c_{(t)}$  که تنش موثر نامیده میشود در حالت کلی از رابطه (۲۰) محاسبه میشود:

$$\chi_{(t)}^{c} = \alpha \sigma_{0} + \beta_{h} \sigma_{h} + (1 - \alpha - \beta_{h}) \sigma_{eq} \qquad (\mathbf{r})$$

در رابطه (۲۰) پارامترهای lpha و  $eta_h$  پارامترهای مادی هستند. این رابطه در حالت تکمحوره بهصورت زیر ساده می شود:

$$dD_c = \left(\frac{\sigma}{A}\right)^r \left(1 - D\right)^{-k} dt \tag{71}$$

این دو رابطه آسیب به صورت زیر با یکدیگر جمع شده و مقدار آسیب کلی را تشکیل می دهند:

$$dD = dD_c + dD_f = \left(\frac{\sigma}{A}\right)^r \left(1 - D\right)^{-k} dt \qquad (\text{YY})$$

$$dD = \left\{ \left(1 - D\right)^{-k} \int_{0}^{\Delta} \left(\frac{\sigma}{A}\right)^{r} dt + \left[1 - \left(1 - D\right)^{\beta + 1}\right]^{\alpha(\sigma_{\max}, \bar{\sigma})} \left[\frac{\sigma_{\max} - \bar{\sigma}}{M(\bar{\sigma})(1 - D)}\right]^{\beta} \right\} dN \quad (\Upsilon\Upsilon)$$

در شکل ۲ مراحل انجام این فرایند که توسط یومت انجام می شود، نشان داده شده است.

# ۳- شبیهسازی و ارائه نتایج

به منظور بررسی صحت کد نوشته شده تحلیل بر روی یک قطعه نمونه با مقطع دایروی به قطر ۸/۵۱ میلیمتر و طول موثر ۲ میلیمتر انجام شده است. نمونه از جنس آلیاژ وسپاَلوی<sup>۲</sup> میباشد. ترکیبات شیمیایی وسپاَلوی در جدول ۱ نمایش داده شده است. میانگین اندازه دانهها در این آلیاژ برابر ۶۴ میکرون است و الکترون گرافی آن بیانگر ریزساختاری متشکل از ذرات کروی شکل  $\gamma$  و ماتریس یکنواخت است. اندازه ذرات  $\gamma$  در حالت متوسط برابر ۴۹ میکرون بوده و ریزساختار ماده در دمای ۶۵۰ درجه سانتی گراد تا

<sup>1</sup> UMAT (User Mateial Subroutine)

<sup>2</sup> Waspaloy

4



Table 2. Viscoplastic material parameters for Waspaloy at 650  $^\circ\mathrm{C}$ 

2

شکل ۳: نمودار کرنش اعمالی به قطعه وسپالوی

Fig. 3. Applied loading to modal

Time (S)

3

1.5

1

0.5

0

-0.5

-1

-1.5

0

1

Strain (%)

، ۶۵۰ درجه	در دمای	وسپالوى	ويسكوپلاستيك	مادى	۲: خواص	جدول '
		و ۱۹]	سانتی گراد [۱۱ و			

مقدار	پارامتر	مقدار	پارامتر
۱۱/۰	п	۳/۱۸۱	E (GPa)
٣/۴	b	٠ /٣	ν
18	al (MPa)	۴۲۰/۰	K (MPa)
۲۸۰۰۰۰/۰	C1	۶/.	Z (MPa.s) <sup>1/n</sup>
۳۶۰/۰	<i>a2</i> (MPa)	-1	Q (MPa)
18	C2		

Table 3. Fatigue and creep material parameters for Waspaloy at  $650^\circ C$ 

۶۵۰ درجه سانتی گراد	خزشی وسپالوی در دمای	خستگی و	۳: خواص	جدول
	[۱۱ و ۲۰]			

مقدار	پارامتر	مقدار	پارامتر
77 • 8/ •	M <sub>0</sub>	•/\	α
۲۰۱۳/۰	A (MPa)	۶/٨	β
۲۰/۰	k	1•19/•	$\sigma_{UTS}$ (MPa)
۱۵/۸	r	۳•۲/•	$\sigma_{10}~({ m MPa})$

شکل ۲: فلوچارت مراحل تحلیل توسط یومت

Fig. 2. Simplified flowchart of the computational method using UMAT

که یک انتهای قطعه در سه راستا مقید شده و انتهای دیگر آن تحت جابجایی قرار می گیرد. نمودار کرنش اعمالی به قطعه در شکل ۳ آمده است. مقدار بیشینه کرنش اعمالی ۰۱٬۸ ۲، ۱/۲ و ۱/۴ درصد میباشد [۱۱]. خواص مادی ویسکوپلاستیک وسپاًلوی در دمای ۶۵۰ درجه سانتی گراد در جدول ۲ و خواص مادی آسیب خستگی و خزشی نیز در جدول ۳ قابل مشاهده است.

شکل ۴ نمودار تنش – کرنش را برای سیکل پایدار شده تحت کرنش ۱ درصد نشان میدهد. مقدار تنش در نقاط کمینه و بیشینه سیکل پس از ثابت شدن کرنش اعمال شده، تحت اثر رهاشدن تنش دچار کاهش میشود. این مقدار کاهش چیزی در حدود ۲۰ مگاپاسکال است. همچنین دامنه تنش ایجاد شده در قطعه کاهش پیدا میکند. این کاهش در طول زمان بارگذاری به تدریج و با افزایش میزان آسیب ایجاد شده در قطعه رخ میدهد. کاهش دامنه تنش درشکل ۵ مقدار دامنه تنش برحسب تعداد سیکل را نمایش میدهد. در انتهای بارگذاری با رسیدن مقدار آسیب به ۱ میزان تنش به صفر کاهش مییابد. تعداد سیکلهای بارگذاری تا رسیدن مقدار آسیب به عدد ۱





Fig. 4. Hysteresis loop for Waspaloy at the stabilized cycle under 1.0% total strain range



شکل ۵: دامنه تنش برحسب تعداد سیکل در کرنش ۱ درصد

Fig. 5. Stress amplitude reduction due to damage under 1.0% total strain range



**شکل ۶:** رشد آسیب تحت کرنش ۱ درصد و بازه زمانی ۱ ثانیه

Fig. 6. Predicted damage accumulation under 1.0% total strain range

در کرنش ۱ درصد در حدود ۱۵۰۰ سیکل به دست آمده است. شکل ۶ نمودار رشد آسیب تا رسیدن به نقطه واماندگی را برحسب تعداد سیکل به نمایش میگذارد. مقدار رشد آسیب تا حدود ۹۰۰ سیکل روند کندی دارد، اما پس از این نقطه شتاب بیشتری گرفته و بعد از حدود ۶۰۰ سیکل به نقطه نهایی که عدد ۱ است میرسد. ناپیوستگیها و پلههای ایجاد شده در نمودار ناشی از فرایند پرش سیکلی است که در گذشته به آن اشاره شد. در این نمودار مقدار پرش ۵۰ سیکلی است که در گذشته به آن اشاره شد. در این نمودار مقدار بر آسیب خزشی ایجاد شده بر آسیب خزشی است. این مشاهده طبق انتظار میباشد زیرا آسیب خزشی در بازه ثابت بودن کرنش رشد میکند و به دلیل کوچک بودن مقدار زمان ثبات<sup>۱</sup> در این تحلیل که ۲ ثانیه است، آسیب خزشی فرصت رشد نخواهد داشت و مکانیزم خستگی عمر نهایی قطعه را تعیین میکند.

در مرحله دوم کرنش اعمالی به قطعه بین اعداد ۰،/۰، ۲/۲ و ۱/۴ تغییر می کند. نمودار رشد آسیب برحسب تعداد سیکل برای این درصد کرنشها در شکل ۷ قابل مشاهده است. قابل ذکر است میزان رشد آسیب تحت کرنش ۰/۸ درصد به علت تفاوت در میزان پرش سیکلی در این نمودار نمایش داده

1 Hold Time

نشده است. مقدار عمر محاسبه شده برای هر تحلیل یعنی پارامتر  $N_f$  در جدول ۴ قابل مشاهده است. مقایسه این مقادیر با نتایج ارائه شده در مرجع [۱۱] و تعیین مقدار خطای آنها در شکل ۸ آورده شده است.

پس از صحتسنجی کد توسعه داده شده، بررسی روی یک پره واقعی در آخرین ردیف از یک توربین کمفشار در یک مجموعه توربین گاز انجام شده است. طول این پره ۱۵۰ سانتیمتر و عرض انحنای آن ۳ سانتیمتر میباشد. مدل این پره در شکل ۹ قابل مشاهده است.

خواص مادی استفاده شده برای پره، مطابق ماده وسپالوی انجام شده

## Table 4. Predicted lifetime under various total strain ranges

# جدول ۴: عمر محاسبه شده تحت درصد کرنشهای متفاوت

– N <sub>f</sub>	درصد کرنش
۳۷۴۴	• /٨
1084	١
١٢٣۵	١/٢
11	١/۴



**شکل ۷:** نمودار رشد آسیب تحت کرنش ۱، ۱/۲ و ۱/۴ درصد

Fig. 7. Predicted damage accumulation under various total strain ranges



**شکل ۸:** مقایسه عمر محاسبه شده و عمر حاصل از آزمایش [۱۱]

Fig. 8. Comparison between experimental and predicted lifetimes

Table 5. Result of the mesh sensitivity analysis

شبكه	از	استقلال	بررسى	از	حاصل	نتايج	:۵	جدول
------	----	---------	-------	----	------	-------	----	------

تنش بیشینه (مگاپاسکال)	تعداد المان	اندازه المان (میلیمتر)
877	18181	٣
878	78777	٢
848	141978	١

**شکل ۹:** مدل نمونه پره توربين

Fig. 9. Turbine blade model



(واحد مگاپاسکال) شکل ۱۰: فشار روی سطح داخلی پره (واحد مگاپاسکال) (Fig. 10. Pressure profile on the inner side of the blade (MPa

تدریجی به مقدار بیشینه خود می سد. پروفیل این بارگذاری روی مدل در شکل ۱۰ قابل مشاهده است. زمان بندی بارگذاری به صورت ۱۰ دقیقه حالت شروع به کار توربین، زمان معینی در حالت کارکرد و ۱۰ دقیقه زمان خاموش شدن است. این مقدار برای توربین های مختلف از ۸ دقیقه تا ۱۳ دقیقه متغیر است که مقدار میانگین در نظر گرفته شده است. المان بندی مدل به صورت تعداد ۲۸۳۳۷ المان با اندازه ۲ میلی متر از نوع ۱۰۰ CTD، مرتبه دو و انتگرال کامل انجام شده است. این تعداد المان پس از بررسی حساسیت به مش برای قطعه انتخاب شده است. این بررسی در سه حالت المان با اندازه ۱۰ ۲ و ۳ است. این خواص مادی در جداول ۲ و ۳ آورده شده است. بارگذاری پره شامل بار ناشی از برخورد گاز به پره (که بهصورت فشار روی سطح داخلی پره انجام شده است)، سرعت دورانی ناشی از حرکت توربین و دمای روی سطح پره است. به علت نبود اطلاعات مادی لازم در دماهای مختلف برای ماده استفاده شده در مدل دمای سطح پره ثابت و به مقدار ۶۵۰ درجه سانتی گراد در نظر گرفته می شود. سرعت دورانی اعمال شده روی پره برابر ۳۶۰۰ دور بر دقیقه است که بهصورت تدریجی از مقدار صفر تا بیشینه در طول زمان ۱۰ دقیقه افزایش می یابد. مقدار فشار روی سطح داخلی پره نیز در روندی



(Fig. 11. Stress counter on the turbine blade (MPa

میلیمتر انجام شده است. نتایج حاصل از بررسی استقلال از شبکه در جدول ۵ آمده است.

پروفیل تنش مایسز در حالت بارگذاری بیشینه در شکل ۱۱ نمایش داده شده است. مشاهده می شود که بیش ترین مقدار تنش در ریشه پره در دو انتهای محل اتصال آن به ریشه و محل جایگری آن در دیسک ایجاد شده است. پس از آن در لبه پره محل ایجاد بیشترین تنش میباشد. پس از تحليل تنش، مرحله ارزيابي مقدار آسيب ايجاد شده تحت اثر خستگي و خزش قرار دارد. در این بخش ۴ تحلیل انجام شده است. در این تحلیلها زمان قرار داشتن پره تحت تنش بیشینه تغییر میکند. این مقدار بین ۱۰ دقیقه، ۳۰ دقیقه، ۱ ساعت و ۵ ساعت تغییر می کند و میزان آسیب ایجاد شده در هر تحلیل، نسبت بین اُسیب ناشی از خزش و خستگی و میزان عمر یره توربین با توجه به مقدار آسیب ایجاد شده بررسی شده است.شکل ۱۲ طیف آسیب ایجاد شده ناشی از خزش در تحلیل ۳۰ دقیقه را نشان میدهد. شکل ۱۳ نیز آسیب خستگی را در همین تحلیل به نمایش میگذارد. با مقایسه شکل ۱۲ و ۱۳ در نحوه توزیع آسیب ناشی از خستگی و خزش مشاهده می شود که در هر دو مکانیزم بیشینه آسیب ایجاد شده در ریشه پره رخ میدهد. هرچند به علت دمای اعمال شده روی پره مقدار آسیب خزشی که در تعامل با هر دو عامل تنش و دما بوده در بخشهای بالایی پره در دو لبه آن نیز گسترش پیدا کرده است. اما آسیب ناشی از خستگی وابستگی

مستقیم به دما نداشته و تنها در همان محل ریشه باقی مانده است. جدول ۶ میزان آسیب ناشی از خستگی و خزش را در تحلیلهای انجام شده بهصورت تفکیک شده نشان میدهد. همان گونه که درجدول ۶ مشاهده می شود میزان آسیب ناشی از خستگی در محدودههای زمانی مختلف تقریبا یکسان است. دلیل این امر این است که آسیب ناشی از خستگی مشمول مرور زمان نشده و مستقل از آن است. بلکه تنها به دامنه تنش اعمال شده بر پره بستگی دارد و از آن جهت که این میزان بیشینه تنش در تمام حالات تحلیل شده یکسان بود در نتیجه آسیب یکسانی ایجاد شده است. آسیب خزشی در مقابل، همانگونه که انتظار میرفت با افزایش محدوده زمانی تنش ثابت، افزایش مییابد و باعث تغییر در نسبت بین این دو پارامتر آسیب می شود.

مطابق جدول <sup>ع</sup>، در محدوده زمانی ۱۰ دقیقه مقدار آسیب ناشی از خزش بسیار کمتر از آسیب خستگی است و با رسیدن به حدود ۳۰ دقیقه این دو مقدار آسیب تقریبا برابر میشود. و پس از آن میزان آسیب خزشی بیش از آسیب خستگی خواهد بود. این نتایج به معنی آن است که اگر زمانبندی روشن شدن توربین گاز بهصورتی باشد که بازه زمانی روشن بودن آن کمتر از ۳۰ دقیقه باشد، مکانیزم غالب برای ایجاد واماندگی در بخش پره توربین مکانیزم خستگی است و در زمانهای بالاتر از ۳۰ دقیقه مکانیزم غالب خزش خواهد بود. این مسئله با توجه به تفاوت در نحوه ایجاد خرابی و ترک ناشی از خستگی یا خزش، نحوه مقابله با خرابیها و عوامل دیگر باعث شده تا معمولا



شکل ۱۲: طیف پارامتر آسیب ناشی از خزش در بازه زمانی ۳۰ دقیقه

Fig. 12. Creep damage counters for the 30-minute operation time





Fig. 13. Fatigue damage counters for the 30-minute operation time

Table 6. Predicted creep and fatigue damage for various operation times

$D_f/D_c$	آسیب خستگی ( <b>D</b> _f)	آسیب خزشی ( <b>D</b> <sub>c</sub> )	زمان ثبات
14/21	•/••••	•/••••••	۱۰ دقیقه
1/84	•/••••	•/••••٢۴٧٢	۳۰ دقیقه
•/47	•/••••	•/••••٩٨١٨	۱ ساعت
•/)•	•/••••	•/••• 454	۵ ساعت

جدول ۶: میزان آسیب ناشی از خستگی و خزش در محدودههای زمانی مختلف

Table 7. Predicted lifetimes for various operation times

عمر	عمر	(D) 15		
(روشن و خاموش شدن)	(ساعت عملکردی)	اسيب ص (ط)	رهان تباك	
۲۳۰۵۲	۳۸۴۲	•/•••••	۱۰ دقیقه	
۱۵۲۸۳	V841	•/•••• እልዮ۳	۳۰ دقیقه	
۷۱۹۷	۲۱۹۲	•/•••١٣٨٩۴	۱ ساعت	
۲۰۲۳	1.110	•/••• \$9\$79	۵ ساعت	

جدول ٧: میزان عمر محاسبه شده در هر حالت تحلیل

در نیروگاهها ترجیح بر آن باشد که تعداد روشن و خاموش شدنهای توربین گاز به حداقل رسیده و توربین گاز حداکثر زمان فعال بودن خود را در حالت عملکردی طی کند. دلیل دیگر این ترجیح در روند رشد آسیب تحت خزش و خستگی است به صورتی که نرخ رشد آسیب ناشی از خزش پس از مدتی به دلیل فرایند رهاشدن تنش کاهش یافته و عمر نسبتا بیشتری از آسیب خستگی را در اختیار توربین گاز قرار می دهد. جدول ۷ میزان آسیب کلی در هر حالت و همچنین عمر محاسبه شده برای هر حالت را نمایش می دهد. مطابق جدول ۷ عمر هر قطعه در توربین گاز به دو صورت بیان می شود. یک بار به صورت اعلام تعداد ساعات قابل قبول برای کارگرد توربین و بار دیگر به صورت تعداد روشن و خاموش شدن های توربین گاز. این دو نوع از بیان متانظر یکدیگر خواهند بود به این صورت که هر کدام زودتر فرا رسد معیار

اقدامات بعدى نظير بازرسى، تعمير، تعويض و... خواهد بود.

با در نظر گرفتن تحلیل انجام شده در بازه ۱ ساعته تعداد دفعات مجاز روشن و خاموش شدن توربین حدود ۲۲۰۰ است که در صورت روشن بودن توربین به مدت ۱ ساعت در هر بار، میزان ساعات عملکردی آن ۲۲۰۰ ساعت خواهد بود. اما به طور مثال چنان چه در هر بار روشن شدن توربین تنها ۱۰ دقیقه از آن استفاده شود میزان عمر توربین به عدد ۳۸۴۲ ساعت کاهش پیدا می کند. دلیل این امر میزان آسیب ناشی از خستگی است که در هر بار روشن شدن توربین ایجاد می شود و مقدار ۲۳۰۵۲ دفعه روشن شدن نیز گویای همین مسئله است. بنابراین اگرچه در زمان های کوتاه امکان روشن و خاموش شدن توربین افزایش می یابد اما در نهایت ساعات عملکردی کاهش





بارگذاری خاص که به عنوان مبنا و مرجع در نظر گرفته می شود، اثر روش و خاموش شدن توربین، اضافه بار و یا افزایش بیش از حد دما و خاموش شدن ناگهانی ماشین و دیگر عواملی که عملکرد توربین را از حالت عادی خارج می کنند، به صورت ضریبی از ساعات کار کرد عادی توربین محاسبه شده و در نهایت یک عدد به عنوان ساعت عملکردی معادل توربین اعلام شود. بنابراین ساعات کار کرد عادی توربین با ضریب ۱ از این مقدار کسر می شود درحالی که عملکردهای دیگر برمبنای ضرایب مخصوص به خود محاسبه می شوند. همچنین در صورتی که توربین با توانی بالاتر یا پایین تر از حالت مبنا فعالیت داشته باشد، ضریب مخصوصی در میزان عمر آن اعمال خواهد شد. مقدار این ساعت عملکردی معادل در یک بیان به صورت (۲۴)

 $EOH = (S \cdot V + OH) \cdot Z + RB \cdot W + T \cdot Y \tag{(14)}$ 

در این رابطه OH ساعت کارکرد مبنا، S تعداد روشن شدن<sup>۲</sup>، RB تعداد کارکرد با بار معکوس<sup>۳</sup> و T تعداد خاموش شدنهای ناگهانی<sup>۴</sup> است. ضرایب V، Z، W و Y نیز ضرایب مخصوص به هرکدام ازین عملکردها میباشد. در تحلیلهای انجام شده در این تحقیق بخش کارکرد بار معکوس (RB) و خاموش شدن ناگهانی (T) در نظر گرفته نشده و از آن صرفنظر میشود. بنابراین تنها ارتباط بین تعداد روشن شدنها (S) و عملکرد معمولی توربین (OH) مورد بحث قرار می گیرد. ضریب V نشان دهنده نسبت آسیب



شکل ۱۴: تغییرات ضریب V برحسب زمان عملکردی Fig. 14. V coefficient variation due to operation times

دیگری نشان میدهد. دفعات مجاز روشن و خاموش شدن توربین از ۷۲۰۰ دفعه به عدد ۲۰۲۳ کاهش پیدا کرده است، اما در مقابل ساعات عملکردی آن به میزان ۱۰۱۱۵ ساعت رسیده است. همان طور که پیش تر اشاره شد، به منظور استفاده بیشتر و بهتر از توربین گاز ترجیح بر این است که دورههای روشن بودن توربین گاز افزایش یافته و از روشن و خاموش شدنهای بیمورد و غیر ضروری جلوگیری شود.

چگونگی تعامل این دو موضوع در نحوه استفاده از توربین گاز بسته به مطلوب استفاده کننده متغیر است. در نیروگاههای تولید انرژی معمولا ساعات کارکردی توربینها بالاست و بنابراین تعداد روشن و خاموش شدنها کاهش مییابد. در این حالت عموما توربینها تمام زمان عمکلردی خود را استفاده کرده و عملا محدوده عمر توربین متاثر از مکانیزم خزش خواهد بود.

در تحلیل حاضر تنها اثر دو عامل خستگی و خزش در میزان آسیب بررسی گردیده و بنابراین بررسی (جدول ۶) با تقسیم عمر محاسبه شده از مقادیر آسیب خستگی و خزش به طور مجزا، مقدار آسیب ناشی از روشن و خاموش شدن نسبت به زمان عملکردی حدود ۳ برابر بدست آمده است. در حالت کلی معمولا هر روشن و خاموش شدن معادل ۱۰ ساعت کارکرد در نظر گرفته می شود که با در نظر گرفتن عوامل و مکانیزم های دیگر آسیب زا در توربین این مقدار قابل دسترسی می باشد [۲۱].

# ۴- محاسبه ساعت عملکردی معادل

نوع دیگری از بیان عمر قطعات توربین گاز به ساعات عملکردی معادل معروف است. در این روش تلاش می شود بر اساس یک نوع و زمان بندی

<sup>2</sup> Start

<sup>3</sup> Run Back Load

<sup>4</sup> Trip

<sup>1</sup> Equivalent Operation Hour (EOH)

ایجاد شده ناشی از یک بار روشن شدن توربین در مقابل ساعات معینی از کارکرد عادی آن است. ضریب Z نیز نمایانگر ارتباط آسیب ایجاد شده تحت عملکردی عادی توربین در ساعات مختلف به نسبت ساعت مبنا است [۲۱].

به طور مثال اگر تحلیل ۱ ساعت به عنوان عملکرد مبنا در نظر گرفته شود مقدار OH برابر ۱ خواهد بود. ضریب ۷ برابر نسبت آسیب ایجاد شده ناشی از خزش (عملکرد عادی) به آسیب ناشی از خستگی (روشن شدن توربین) خواهد بود که برابر مقدار ۲/۴ خواهد بود. ضریب Z نیز نسبت آسیب ایجاد شده در حالت عملکردی عادی (خزش) در ساعات مختلف کارکرد است. برای کارکرد ۱ ساعت این ضریب ۱ و برای کارکردهای ۱۰ دقیقه، ۳۰ دقیقه و ۵ ساعت به ترتیب ۲/۰۲۸، ۲/۱۶/۰ و ۴/۶۱۳ خواهد بود. روابط زیر نحوه محاسبه پارامترهای ۷ و Z را مشخص کرده است:

$$V = \frac{D_f}{D_c} \tag{7a}$$

$$Z = \frac{D_c}{D_{c(1hour)}} \tag{Y9}$$

نمودار تغییرات ضریب V برحسب زمان ثبات در شکل ۱۴ و نمودار تغییرات ضریب Z برحسب زمان عملکردی در شکل ۱۵ آمده است. لازم به ذکر است مقدار ضریب V مطابق بازه عملکردی بین هر روشن و خاموش شدن محاسبه می گردد، به طور مثال اگر توربین در حالت کلی ۱۰ ساعت روشن باشد و هر یک ساعت خاموش و روشن شود، ضریب V مطابق تحلیل انجام شده برای ۱ ساعت محاسبه می شود. در مقابل ضریب Z تنها به مجموع ساعات کارکرد وابسته است و تعداد روشن و خاموش شدنها در محاسبه آن در نظر گرفته نمی شود.

با بهدست آوردن این دو ضریب در هر ساعت عملکردی خاص می توان مقدار ساعت عملکردی معادل را محاسبه کرد. به این ترتیب برای عملکرد ۱ ساعت براساس رابطه (۲۴) مقدار ۱/۴۲ ساعت محاسبه می شود. یعنی به ازای هر ۱ ساعت کارکرد توربین معادل ۱/۴۲ ساعت از عمر معادل توربین (عملکرد عادی) کاسته خواهد شد.

در یک مثال دیگر اگر توربین به میزان ۵ ساعت کارکرد داشته باشد و در طول این ۵ ساعت تنها ۱ بار روشن شده باشد مقدار ساعت عملکردی معادل ۲۳/۵۱ ساعت خواهد بود. به این معنی که به ازای ۵ ساعت عملکرد

توربین میزان ۲۳/۵۱ ساعت به عنوان عمکلرد عادی ۱ ساعته در نظر گرفته می شود. در نهایت اگر در طول ۵ ساعت توربین ۳۰ بار روشن و خاموش شده و در هر بار تنها ۱۰ دقیقه عملکرد داشته باشد، مقدار ساعت عملکردی معادل آن از رابطه (۲۴) مقدار ۴۳۳/۱۲ ساعت محاسبه می شود. مشاهده می شود که در حالی که توربین مجموعا ۵ ساعت روشن بوده است اما مقدار ساعت عملکردی برابر ۴۳۳ ساعت محاسبه شده است. دلیل این امر این است که در طول این ۵ ساعت توربین ۳۰ بار روشن و خاموش شده است و این فرایند آسیب زیادی به آن وارد کرده است.

# ۵– جمع بندی

در این تحقیق مدلی برای ارزیابی عمر قطعات توربین گاز تحت اثر فرایندهای خستگی و خزش ارائه شد. در ابتدا مدل ویسکوپلاستیک همراه با آسیب چبوش معرفی شد. این مدل برای شبیهسازی رفتار آلیاژهای نیکل که ماده اصلی در ساختار توربینهای گاز است مناسب است. پس از آن فرایند ارزیابی عمر بر روی یک قطعه نمونه ساده از جنس وسپالوی انجام شد تا صحت یومت نوشته شده حاصل گردد. به همین منظور نمودارهای تنش-کرنش و رشد آسیب استخراج شده و با نتایج موجود مقایسه گردید. در مرحله نهایی ارزیابی عمر بر روی یک نمونه واقعی پره توربین انجام شد. میزان آسیب ایجاد شده روی پره تحت اثر خزش و خستگی در بازههای زمانی ۱۰ دقیقه، ۳۰ دقیقه، ۱ ساعت و ۵ ساعت مورد بررسی و بحث قرار گرفته و عمر این قطعه به شکل تعداد ساعات عملکردی، تعداد دفعات روشن شدن توربین و همچنین میزان ساعات عملکردی معادل بیان شد. میزان عمر پره توربین در حالت عملکرد ۱ ساعته حدود ۷۲۰۰ ساعت بدست آمده که متناظر با همان ۷۲۰۰ بار روشن و خاموش شدن میباشد. با افزایش یا کاهش ساعت عملکردی میزان عمر پره تغییر میکند. در حالتی که بازههای زمانی عمکلرد ۱۰ دقیقه است عمر پره به ۳۸۴۲ ساعت کاهش یافته و در مقابل دفعات مجاز روشن و خاموش شدن آن به مقدار ۲۳۰۵۲ دفعه افزایش مییابد. در حالتی که بازه عملکردی ۵ ساعت است تعداد دفعات مجاز روشن و خاموش شدن به مقدار ۲۰۲۳ کاهش یافته اما در مقابل ساعات عملکردی ۱۰۱۱۵ شده است. این مسئله نمایانگر این است که بهترین روند استفاده از توربین گاز، بازههای زمانی بلند مدت و کمترین دفعات روشن و خاموش شدن است. ساعت عملکردی معادل محاسبه شده نیز این نتیجه را تایید میکند. در بازه ۱ ساعته ساعت عملکردی معادل برابر ۱/۴۲ ساعت بوده و در بازه زمانی ۵ ساعته برابر ۲۳/۵ ساعت محاسبه شده است. در حالی که اگر در توربین

- [10] J.L. Chaboche, F. GALLERNEAU, An overview of the damage approach of durability modelling at elevated temperature, Fatigue Fract Engng Mater Struct, 24 (2001) 405-418.
- [11] T.W. Kim, D.H. Kang, J.T. Yeom, N.K. Park, Continuum damage mechanics-based creep–fatigue-interacted life prediction of nickel-based superalloy at high temperature, Scripta Materialia, 57 (2007) 1149-1152.
- [12] D. Shi, X. Hu, X. Yang, J. Liu, Continuum damage mechanism-based life prediction for Ni-based superalloy under complex loadings, Materials at High Temprature, 30(4) (2013) 287-294.
- [13] R.Z. Wang, X.C. Zhang, J.G. Gong, X.M. Zhu, S.T. Tu, C.C. Zhang, Creep-fatigue life prediction and interaction diagram in nickel-based GH4169 superalloy at 650 °C based on cycle-by-cycle concept, International Journal of Fatigue, 97(12) (2017) 114-123.
- [14] J.L. Chaboche, A review of some plasticity and viscoplasticity constitutive theories, International Journal of Plasticity, 24 (2008) 1642-1693.
- [15] A. AMBROZIAK, P. KŁOSOWSKI, THE ELASTO-VISCOPLASTIC CHABOCHE MODEL, TASK QUARTERLY 10, 1 (2006) 49-61.
- [16] J.L. Chaboche, P.M. LESN, A NON-LINEAR CONTINUOUS FATIGUE DAMAGE MODEL, Fatigue. Fract. Engng. Mater. Struct., 11(1) (1988) 1-17.
- [17] F. Shen, G.Z. Voyadjis, W. Hu, Q. Meng, Analysis on the fatigue damage evolution of notched specimens with consideration of cyclic plasticity, Fatigue & Fracture of Engineering Meterial & Structure, 38 (2015) 2-14.
- [18] V. Velay, G. BERNHART, D. DELAGNES, L. PENAZZI, A continuum damage model applied to high temperature fatigue lifetime prediction of a martensitic

۵ ساعت عملکرد داشته باشد و در این بازه ۳۰ بار روشن و خاموش شود (عملا بازههای عملکردی برابر ۱۰ دقیقه باشد) ساعت عملکردی معادل برابر ۴۳۳/۱۲ ساعت خواهد بود.

# منابع

- J.S. Duncan, Airplane Flying Handbook, FAA-H-8083-3A, U.S. Department of Transportation, Oklahoma, 2016.
- [2] S. Majumdar, Low-Cycle Fatigue and Creep Analysis of Gas Turbine Engine Components, J. AIRCRAFT, 12(4) (1975) 376-382.
- [3] T. Goswami, Creep-Fatigue Life Prediction A Ductility Model, High Temperature Materials and Processes, 14(2) (1995) 101-114.
- [4] W.Z. Zhuang, N.S. Swansson, Thermo-Mechanical Fatigue Life Prediction: A Critical Review, DSTO Aeronautical and Maritime Research Laboratory, Australia, 1998.
- [5] R. Hagmeijer, A. de Boar, H.J. ten Hoeve, N.H. Huisman, J.C. Kok, G.A. Kool, M.F. Koolloos, W.P. Visser, S. Woldendrop, W.B. de Wolf, Toward Integrated Analysis of Gas Turbine Components for Life Prediction, National Aerospace Laboratory NLR, Netherlands, 2000.
- [6] M.R. Reyhani, M. Alizadeh, A. Fathi, H. Khaledi, Turbine blade temperature calculation and life estimation
  - a sensitivity analysis, Propulsion and Power Research, 2(2) (2013) 148-161.
- [7] L.M. Kachanov, Introduction to continuum damage mechanics, Martinus Nijhoff Publishers, US, 1986.
- [8] J.L. Chaboche, Constitutive Equations for Cyclic Plasticity and Cyclic Viscoplasticity, International Journal of Plasticity, 5 (1989) 274-302.
- [9] J. Lemaitre, J.L. Chaboche, Mechanics of Solid Materials, Cambridge University Press, Cambridge, 1998.

life prediction for Waspaloy, MATERIALS AT HIGH TEMPERATURES, 19(3) (2002) 153-161.

[21] J.H. Lee, TOTAL OPERATING ACTIVITIES OF GAS TURBINE COMPONENTS - TOTAL EQUIVALENT OPERATING HOURS(TEOH), THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS, Three Park Avenue, New York, N.Y. 10016-5990, 1999. tool steel, Wiley-Blackwell, 28(11) (2005) 1009-1023.

- [19] J.T. Yeom, S.J. Williams, I.S. Kim, N.K. Park, Unified Viscoplastic Models for Low Cycle Fatigue Behavior of Waspaloy, METALS AND MATERIALS International, 7(3) (2001) 233-240.
- [20] J.T. Yeom, S.J. Williams, N.K. Park, Low-cycle fatigue