



## توسعه مدل ارزیابی عمر خستگی-خزشی پره توربین گاز تحت بارهای ترمومکانیکی در چارچوب مکانیک آسیب محیط پیوسته

بیژن محمدی<sup>\*</sup>، سیدعلی هاشمی تبار

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

### تاریخچه داوری:

دریافت:  
بازنگری:  
پذیرش:  
ارائه آنلاین:

### کلمات کلیدی:

ارزیابی عمر  
توربین گاز  
ترمومکانیکی  
مکانیک آسیب محیط پیوسته  
ساعات عملکردی معادل

**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 می‌شوند. آسیب به‌صورت توأمان رخ می‌دهد، لذا لازم است اثرات آن‌ها و برهم‌کنش این دو مکانیزم در کنار هم مورد توجه قرار گیرد. به منظور دستیابی به این هدف، مدل ویسکوپلاستیک چپوش که قابلیت مدل‌سازی رفتار آلیاژهای نیکل را داراست به‌کار گرفته می‌شود. روابط رشد آسیب خستگی و خزشی ارائه شده توسط چپوش و کاجانوف به مدل ویسکوپلاستیک اضافه شده و در نهایت مدل کامل بدست آمده توسط یومت به نرم‌افزار المان محدود آباکوس معرفی می‌شود. صحت‌سنجی کد توسعه داده شده در تحلیل و ارزیابی 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 به‌صورت میزان ساعات کارکرد، تعداد دفعات روشن شدن توربین و ساعات عملکردی معادل بیان و بحث می‌شود. مقایسه نتایج حاصل از این تحلیل با میزان عمر معمول پره‌های توربین در این کلاس کاری نشان‌گر کاربردی بودن این مدل و روش به‌کار گرفته شده می‌باشد.

### ۱- مقدمه

حرارتی و خستگی پرچرخه را تجربه می‌کند و توربین به‌طور عمده در معرض خزش و خستگی کم‌چرخه به‌صورت توأمان خواهد بود که به نام آسیب ترمومکانیکی شناخته می‌شود. 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، گاسوامی [۳] در سال ۱۹۹۵، ژانگ و همکاران [۴] در سال ۱۹۹۸، هگ‌میجر و همکاران [۵] در سال ۲۰۰۰ و همچنین ریحانی و همکاران [۶] در سال ۲۰۱۳ اشاره کرد. نکته قابل توجه در این روش، در نظر نگرفتن اثرات برهم‌کنش 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 برهم‌کنش مورد توجه قرار می‌گیرد، لذا روش‌های تخمین عمر خستگی و خزش کلاسیک که معمولاً به‌صورت روش‌هایی بر پایه تنش و یا کرنش ارائه شده است، در این حوزه قابل استفاده نخواهد

یک توربین گاز از بخش‌ها و قطعات بسیار متنوعی تشکیل شده است که با توجه به نوع عملکرد و ماموریت خود تحت مکانیزم‌های آسیب‌زای مکانیکی و حرارتی قرار می‌گیرند. 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 به‌صورت توأمان قرار می‌دهد، لذا توجه به هر حوزه به‌صورت مجزا نمی‌تواند تصویر دقیقی از عمر قطعات آن ایجاد کند. در حالت کلی یک توربین گاز به دو بخش داغ و سرد تقسیم می‌شود (شکل ۱). بخش سرد شامل ورودی هوا و کمپرسور بوده می‌باشد. عمده آسیب‌های این بخش از نظر فیزیکی خوردگی، سایش و از حیث مکانیکی خستگی خواهد بود. بخش داغ شامل محفظه احتراق، توربین و نازل خروجی است. به علت افزایش بسیار شدید دما که ناشی از فرایند احتراق است، این بخش در معرض آسیب‌های مکانیکی متنوعی قرار می‌گیرد. بخش محفظه احتراق آسیب‌های خزشی، شوک‌های

<sup>\*</sup> نویسنده عهده‌دار مکاتبات: bijan\_mohammadi@iust.ac.ir

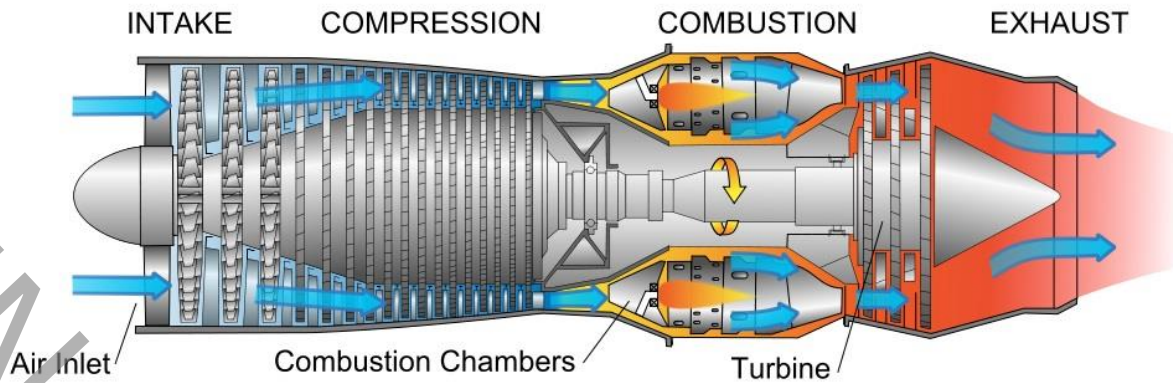


Fig. 1. Gas turbine hot and cold sections [1]

شکل ۱: نواحی داغ و سرد یک توربین گاز [۱]

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 دوره‌های 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:

$$\dot{\epsilon} = \dot{\epsilon}^e + \dot{\epsilon}^l \quad (1)$$

بود. پارامتر آسیب که اولین بار توسط کاجانوف [۷] در سال ۱۹۷۲ ارائه شد، توانایی تجمیع آسیب‌های ناشی از خستگی و خزش را در حین فرایند بارگذاری و به صورت فعال دارا می‌باشد. چپوش [۸] در سال ۱۹۸۹ اولین بار مدل الاستو ویسکوپلاستیک 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 [۱۳] 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 عمدتاً 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 عملکردی معادل نامیده می‌شود، انجام نشده است.

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 علی‌رغم ارائه مدل چپوش به منظور شبیه‌سازی آلیاژهای نیکل و همچنین همکاری چپوش با بخش‌های هسته‌ای فرانسه، نه در تحقیقات

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

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

$$\dot{p} = \left\langle \frac{|\sigma - X| - R - k}{1-D} \frac{1}{Z} \right\rangle^n \quad (10)$$

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.

$$dD = dD_c + dD_f \quad (11)$$

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

$$dD_f = \left[ 1 - (1 - D_f)^{\beta+1} \right]^{1-\alpha} \frac{A_{II} - S_{IP}(\bar{S}_H)}{M^*(\bar{S}_H)(1 - S_{eq\ max})} \times \left[ \frac{A_{II}}{M^*(\bar{S}_H)(1 - D_f)} \right]^\beta dN \quad (12)$$

پارامتر  $A_{II}$  تنش برشی موثر،  $\bar{S}_H$  تنش هیدرواستاتیکی میانگین و  $S_{eq\ max}$  تنش موثر بیشینه است. پارامترهای  $S_{IP}$  و  $M^*$  به صورت زیر محاسبه می‌شوند. همچنین پارامترهای  $\alpha$  و  $\beta$  ضرایب مادی هستند.

$$S_{IP} = S_{IP0} (1 - 3b_P \bar{S}_H) \quad (13)$$

$$M^* = M_0^* (1 - 3b_M \bar{S}_H) \quad (14)$$

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

$$\dot{p} = \left\langle \frac{J(S' - X') - R - k}{Z} \right\rangle^n \quad (3)$$

$$J(S' - X') = \sqrt{\frac{3}{2}} (S' - X') : (S' - X') \quad (4)$$

$$\dot{X} = \frac{2}{3} a \dot{\varepsilon}^I - c X \dot{p} \quad (5)$$

$$\dot{R} = b (Q - R) \dot{p} \quad (6)$$

در روابط (۱) تا (۶)،  $\dot{\varepsilon}$  ماتریس نرخ کرنش است.  $\dot{\varepsilon}^e$  و  $\dot{\varepsilon}^I$  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 می‌کند. متغیر  $R$  نیز نشان‌دهنده سخت‌شوندگی ایزوتروپیک می‌باشد.  $k$  تنش تسلیم اولیه و  $a$ ،  $b$ ،  $c$  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 می‌شوند [۱۵]:

$$\dot{\varepsilon}^I = \dot{p} \cdot \text{sgn}(\sigma - X) = \left\langle \frac{|\sigma - X| - R - k}{Z} \right\rangle^n \text{sgn}(\sigma - X) \quad (7)$$

$$\dot{X} = a \dot{\varepsilon}^I - c X |\dot{\varepsilon}^I| \quad (8)$$

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

جدول ۱: ترکیبات شیمیایی آلیاژ وسپ‌آلوی [۱۱]

Table 1. Chemical composition of Waspaloy

عنصر	Ni	Cr	Co	Mo	Ti	Fe	Al	Si	Mn	C	Zr	B
درصد وزنی	۵۶	۱۹	۱۳/۵	۴/۳	۳	۲	۱/۵	۰/۱۵	۰/۱	۰/۰۸	۰/۰۵	۰/۰۰۶

در رابطه (۲۰) پارامترهای  $\alpha$  و  $\beta_h$  پارامترهای مادی هستند. این رابطه در حالت تک‌محوره به صورت زیر ساده می‌شود:

$$dD_c = \left(\frac{\sigma}{A}\right)^r (1-D)^{-k} dt \quad (21)$$

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

$$dD = dD_c + dD_f = \left(\frac{\sigma}{A}\right)^r (1-D)^{-k} dt \quad (22)$$

$$dD = \left\{ (1-D)^{-k} \int_0^t \left(\frac{\sigma}{A}\right)^r dt + [1-(1-D)^{\beta+1}]^{\alpha(\sigma_{max}, \bar{\sigma})} \left[ \frac{\sigma_{max} - \bar{\sigma}}{M(\bar{\sigma})(1-D)} \right]^{\beta} \right\} dN \quad (23)$$

در شکل ۲ مراحل انجام این فرایند که توسط یومت<sup>۱</sup> انجام می‌شود، 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 ۰/۵۱ میلی‌متر و طول موثر ۲ میلی‌متر انجام شده است. نمونه از جنس آلیاژ وسپ‌آلوی<sup>۲</sup> می‌باشد. ترکیبات شیمیایی وسپ‌آلوی در جدول ۱ نمایش داده شده است. میانگین اندازه دانه‌ها در این آلیاژ برابر ۶۴ میکرون است و الکترون‌گرافی آن بیانگر ریزساختاری متشکل از ذرات کرومی شکل  $\gamma$  و ماتریس یکنواخت است. اندازه ذرات  $\gamma$  در حالت متوسط برابر ۴۹ میکرون بوده و ریزساختار ماده در دمای ۶۵۰ درجه سانتی‌گراد تا ۱۰۰۰ ساعت بدون تغییر باقی می‌ماند. نحوه اعمال بار به این صورت است

پارامترهای  $b_p$ ،  $b_M$  و  $M_0^*$  ضرایب مادی هستند.  $S_{1P0}$  نیز حد استحکام خستگی ماده می‌باشد. این رابطه در حالت تک‌بعدی ساده شده و به صورت روابط (۱۵) تا (۱۸) نوشته خواهد شد [۱۷ و ۱۸]:

$$dD_f = [1-(1-D)^{\beta+1}]^{\alpha(\sigma_{max}, \bar{\sigma})} \left[ \frac{\sigma_{max} - \bar{\sigma}}{M(\bar{\sigma})(1-D)} \right]^{\beta} dN \quad (15)$$

$$\alpha(\sigma_{max}, \bar{\sigma}) = 1 - \alpha \frac{\sigma_{max} - \sigma_1(\bar{\sigma})}{\sigma_u - \sigma_{max}} \quad (16)$$

$$\sigma_1(\sigma) = \sigma_{10} + \left(1 - b \frac{\sigma_{10}}{\sigma_u}\right) \bar{\sigma} \quad (17)$$

$$M(\bar{\sigma}) = M_0 \left(1 - b \frac{\bar{\sigma}}{\sigma_u}\right) \quad (18)$$

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

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

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

$$\chi_{(t)}^c = \alpha \sigma_0 + \beta_h \sigma_h + (1 - \alpha - \beta_h) \sigma_{eq} \quad (20)$$

1 UMAT  
2 Waspaloy

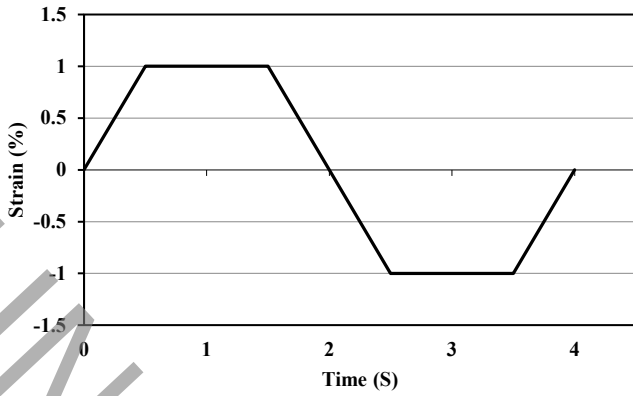


Fig. 3. Applied loading to modal

شکل ۳: نمودار کرنش اعمالی به قطعه وسپالوی

جدول ۲: خواص مادی ویسکوپلاستیک وسپالوی در دمای ۶۵۰ درجه سانتی‌گراد [۱۱ و ۱۹]

Table 2. Viscoplastic material parameters for Waspaloy at 650 °C

مقدار	پارامتر	مقدار	پارامتر
۱۱/۰	$n$	۱۸۱/۳	$E$ (GPa)
۳/۴	$b$	۰/۳	$\nu$
۱۶۰۰/۰	$a1$ (MPa)	۴۲۰/۰	$K$ (MPa)
۲۸۰۰۰۰/۰	$C1$	۶۰۰/۰	$Z$ (MPa.s) <sup>1/n</sup>
۳۶۰/۰	$a2$ (MPa)	-۱۰۰	$Q$ (MPa)
۱۸۰۰/۰	$C2$		

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

Table 3. Fatigue and creep material parameters for Waspaloy at 650 °C

مقدار	پارامتر	مقدار	پارامتر
۲۲۰۶/۰	$M_0$	۰/۱	$\alpha$
۲۰۱۳/۰	$A$ (MPa)	۶/۸	$\beta$
۲۰/۰	$k$	۱۰۸۹/۰	$\sigma_{UTS}$ (MPa)
۱۵/۸	$r$	۳۰۲/۰	$\sigma_{10}$ (MPa)

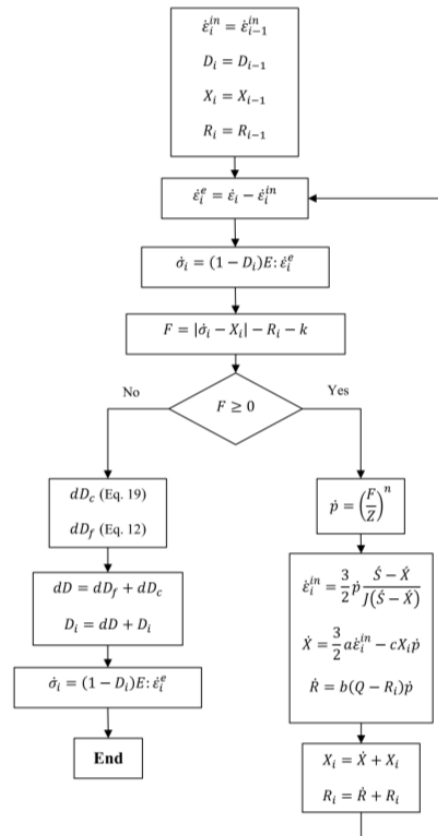


Fig. 2. Simplified flowchart of the computational method using UMAT

شکل ۲: فلوجارت مراحل تحلیل توسط یومت

که یک انتهای قطعه در سه راستا مقید شده و انتهای دیگر آن تحت جابجایی قرار می‌گیرد. نمودار کرنش اعمالی به قطعه در شکل ۳ آمده است. مقدار بیشینه کرنش اعمالی ۱/۸، ۱/۲ و ۱/۴ درصد می‌باشد [۱۱]. خواص مادی ویسکوپلاستیک وسپالوی در دمای ۶۵۰ درجه سانتی‌گراد 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 ۷۰ 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 در شکل 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

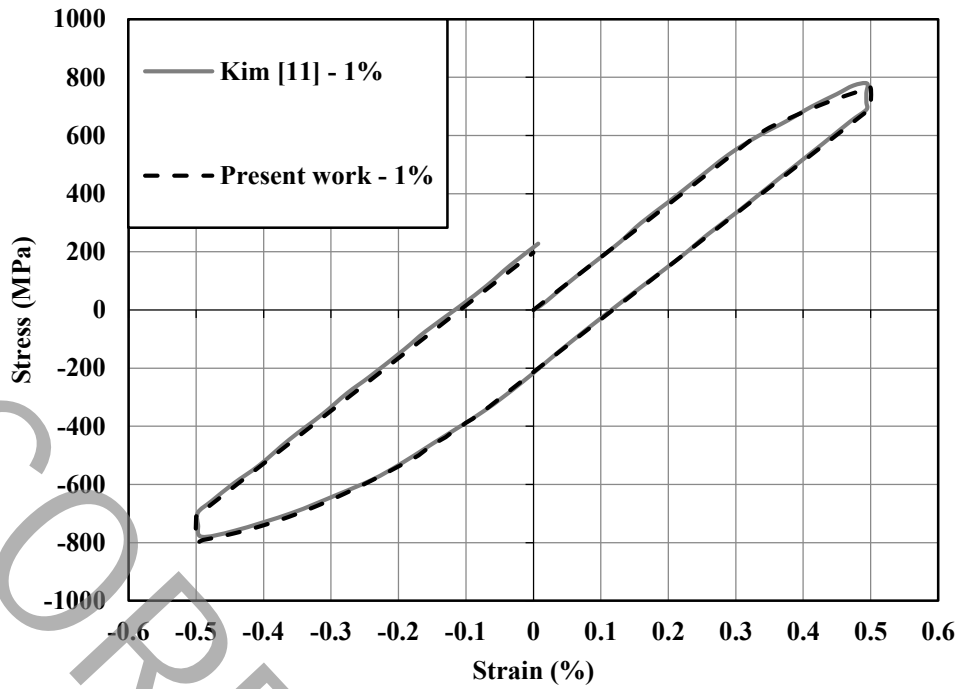


Fig. 4. Hysteresis loop for Waspaloy at the stabilized cycle under 1.0% total strain range

شکل ۴: نمودار تنش-کرنش سیکل پایدار شده برای کرنش ۱ درصد [۱۱]

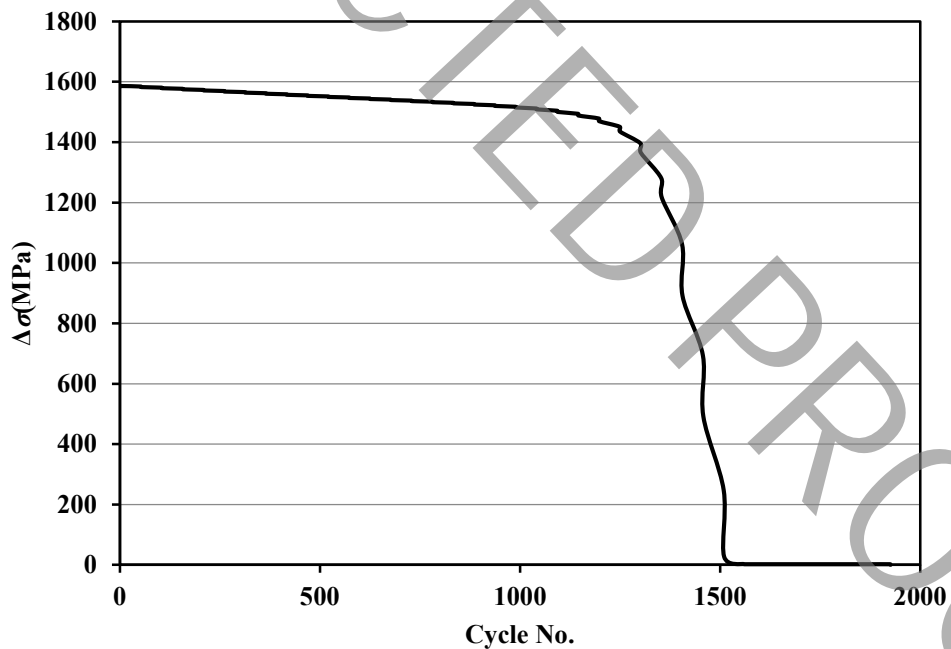


Fig. 5. Stress amplitude reduction due to damage under 1.0% total strain range

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

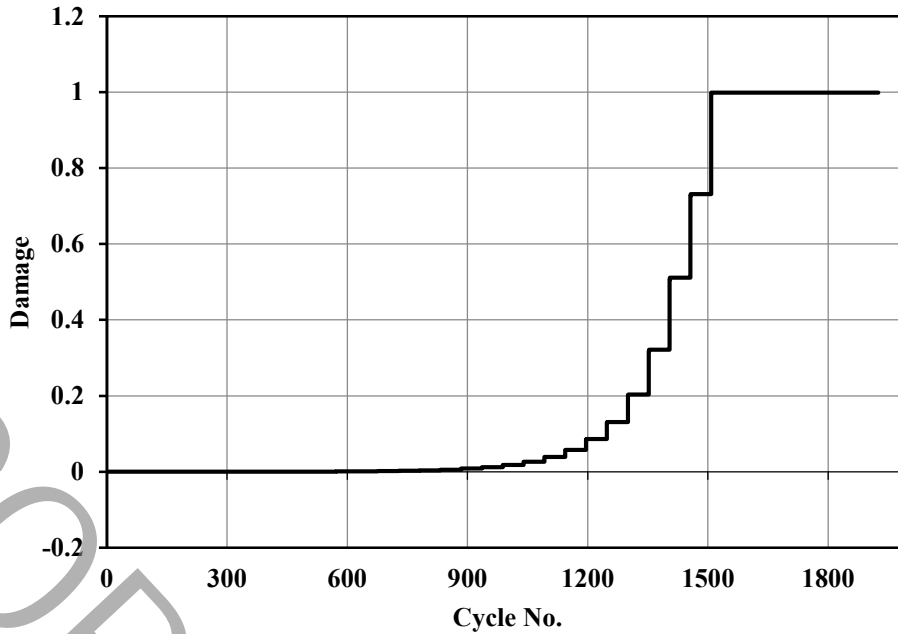


Fig. 6. Predicted damage accumulation under 1.0% total strain range

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

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 وسپ‌آلوی انجام شده

جدول ۴: عمر محاسبه شده تحت درصد کرنش‌های متفاوت

Table 4. Predicted lifetime under various total strain ranges

عمر - $N_f$	درصد کرنش
۳۷۴۴	۰/۸
۱۵۶۴	۱
۱۲۳۵	۱/۲
۱۱۰۰	۱/۴

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 سیکل بعد از هر ۵ سیکل می‌باشد. مقدار آسیب خزشی ایجاد شده در نقطه شکست قطعه برابر ۰/۰۰۳۵ است که نمایانگر غلبه آسیب خستگی 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 ثابت<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 ۰/۸، ۱/۲ و ۱/۴ تغییر می‌کند. 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

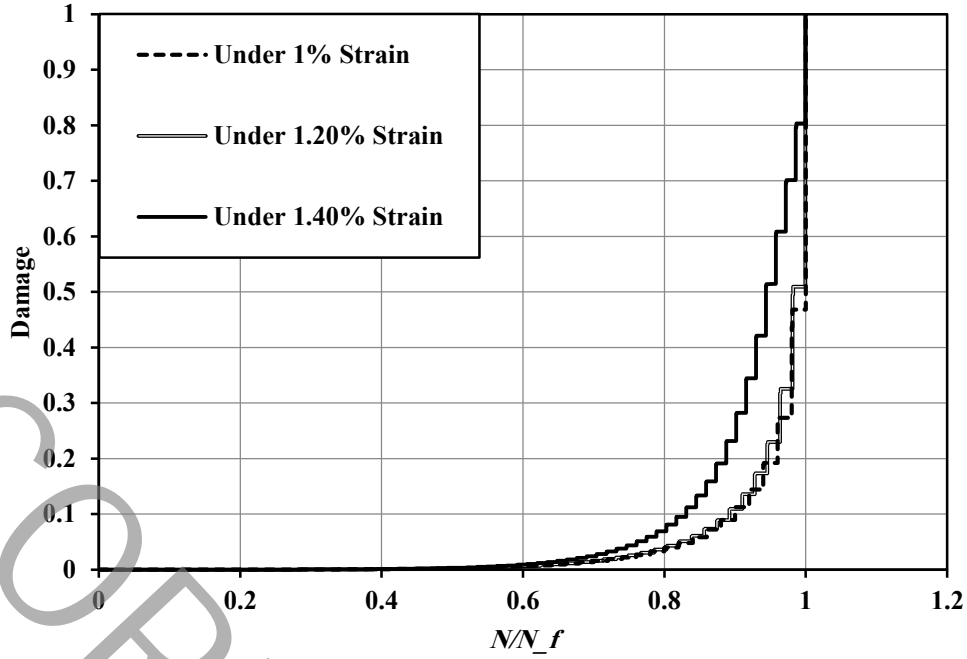


Fig. 7. Predicted damage accumulation under various total strain ranges

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

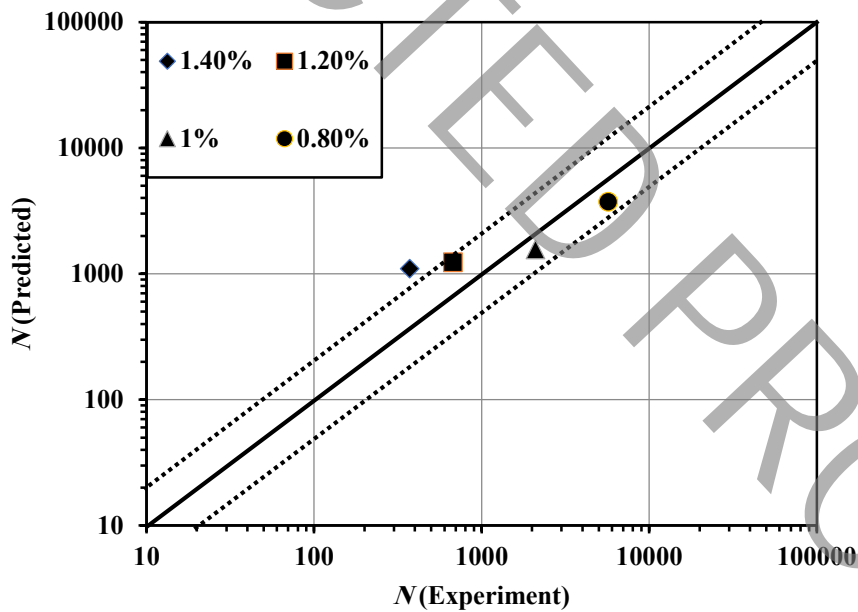


Fig. 8. Comparison between experimental and predicted lifetimes

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



جدول ۵: نتایج حاصل از بررسی استقلال از شبکه

Table 5. Result of the mesh sensitivity analysis

اندازه المان (میلی متر)	تعداد المان	تنش بیشینه (مگاپاسکال)
۳	۱۳۱۶۷	۶۳۲
۲	۲۸۳۳۷	۶۳۶
۱	۱۴۱۹۸۹	۶۳۶

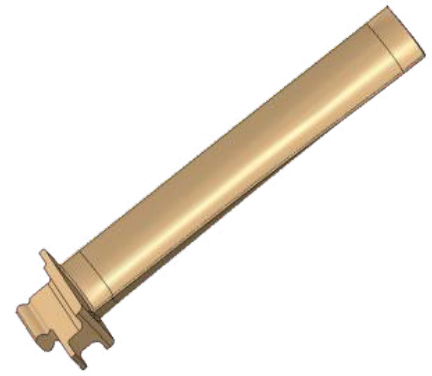


Fig. 9. Turbine blade model

شکل ۹: مدل نمونه پره توربین

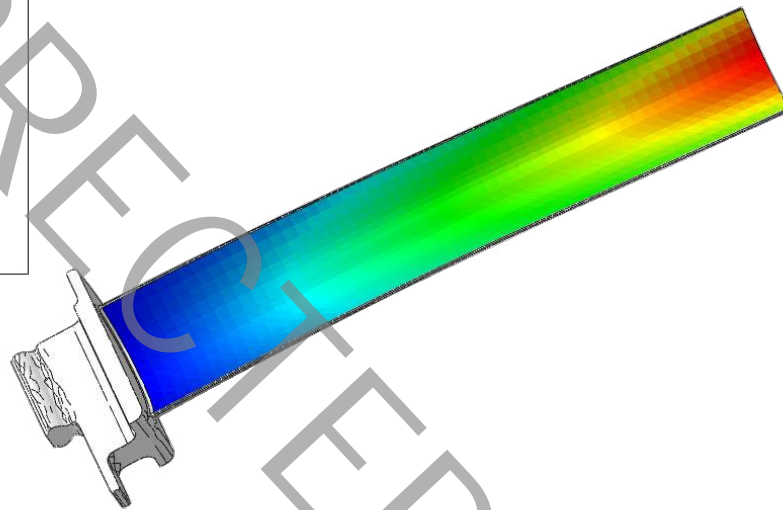
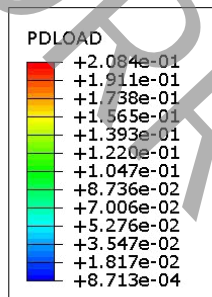


Fig. 10. Pressure profile on the inner side of the blade (MPa)

شکل ۱۰: فشار روی سطح داخلی پره (واحد مگاپاسکال)

تدریجی به مقدار بیشینه خود می‌رسد. 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 توربین‌های 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 C3D10، 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 ۱، 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 به صورت 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 می‌شود. سرعت دورانی اعمال شده روی پره برابر ۳۶۰۰ دور بر دقیقه است که به صورت تدریجی از مقدار صفر تا بیشینه در طول زمان ۱۰ دقیقه افزایش می‌یابد. مقدار فشار روی سطح داخلی پره نیز در روندی

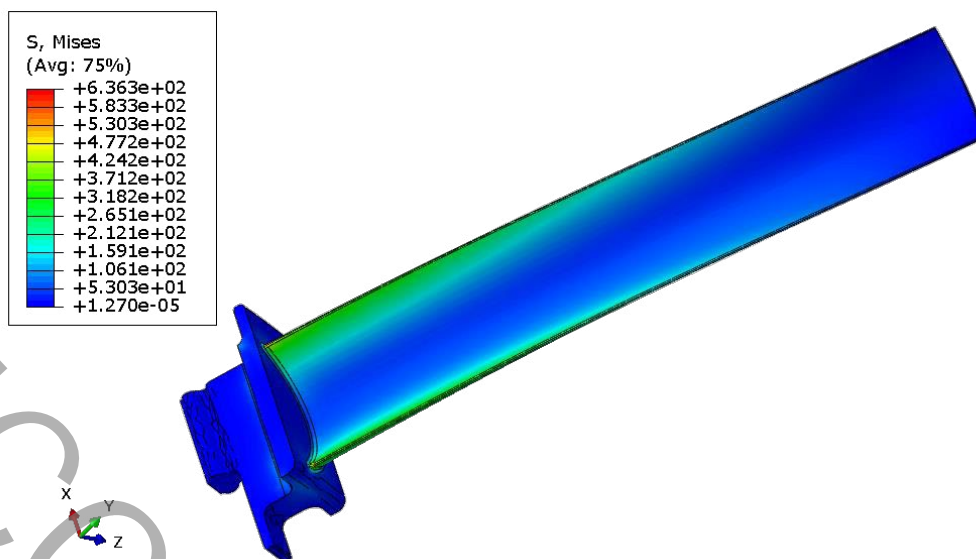


Fig. 11. Stress counter on the turbine blade (MPa)

شکل ۱۱: طیف تنش بیشینه در پره (برحسب مگاپاسکال)

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 به صورت تفکیک شده نشان می‌دهد. همان‌گونه که در جدول ۶ مشاهده می‌شود میزان آسیب ناشی از خستگی در محدوده‌های زمانی مختلف تقریباً 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 می‌شود.

مطابق جدول ۶ 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 تقریباً 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 به صورتی 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 معمولاً

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 می‌شود که بیش‌ترین مقدار تنش در ریشه پره در دو انتهای محل اتصال آن به ریشه و محل جایگیری آن در دیسک ایجاد شده است. پس از آن در لبه پره محل ایجاد بیش‌ترین تنش می‌باشد. پس از تحلیل تنش، مرحله ارزیابی مقدار آسیب ایجاد شده تحت اثر خستگی 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 می‌کند و میزان آسیب ایجاد شده در هر تحلیل، نسبت بین آسیب ناشی از خزش و خستگی و میزان عمر پره 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 می‌شود 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

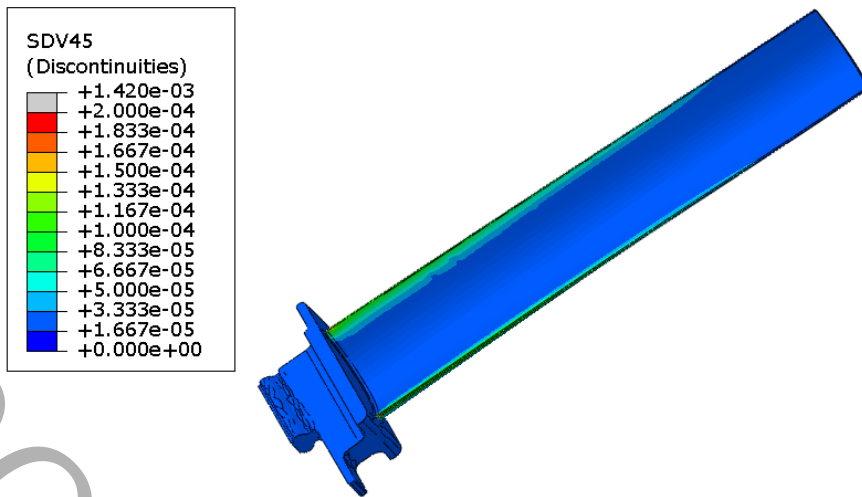


Fig. 12. Creep damage counters for the 30-minute operation time

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

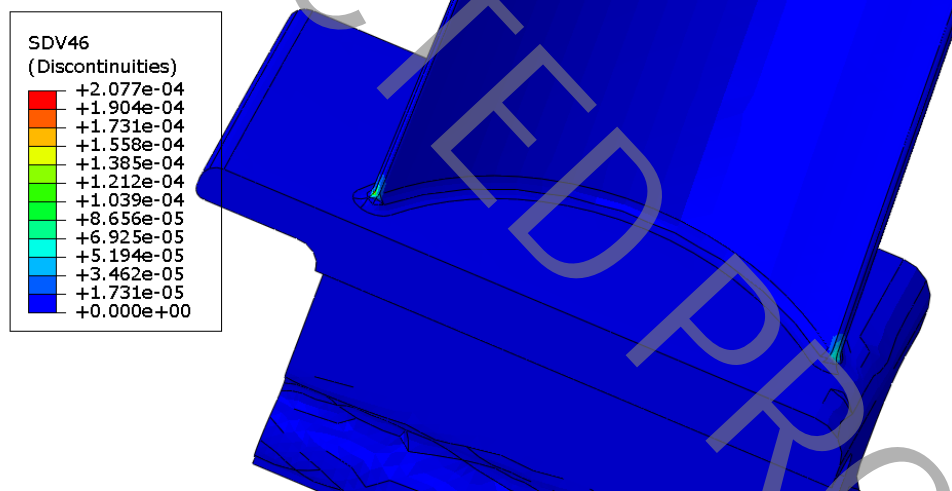


Fig. 13. Fatigue damage counters for the 30-minute operation time

شکل ۱۳: طیف پارامتر آسیب ناشی از خستگی در بازه زمانی ۳۰ دقیقه

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

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

زمان ثبات	آسیب خزشی ( $D_c$ )	آسیب خستگی ( $D_f$ )	$D_f/D_c$
۱۰ دقیقه	۰/۰۰۰۰۰۲۸۴	۰/۰۰۰۰۰۴۰۵۴	۱۴/۲۷
۳۰ دقیقه	۰/۰۰۰۰۰۲۴۷۲	۰/۰۰۰۰۰۴۰۷۱	۱/۶۴
۱ ساعت	۰/۰۰۰۰۰۹۸۱۸	۰/۰۰۰۰۰۴۰۷۶	۰/۴۲
۵ ساعت	۰/۰۰۰۰۰۴۵۳	۰/۰۰۰۰۰۴۱۲۹	۰/۱۰

جدول ۷: میزان عمر محاسبه شده در هر حالت تحلیل

Table 7. Predicted lifetimes for various operation times

زمان ثبات	آسیب کل ( $D$ )	عمر (ساعت عملکردی)	عمر (روشن و خاموش شدن)
۱۰ دقیقه	۰/۰۰۰۰۰۴۳۳۸	۳۸۴۲	۲۳۰۵۲
۳۰ دقیقه	۰/۰۰۰۰۰۸۵۴۳	۷۶۴۱	۱۵۲۸۳
۱ ساعت	۰/۰۰۰۰۱۳۸۹۴	۷۱۹۷	۷۱۹۷
۵ ساعت	۰/۰۰۰۰۰۴۹۴۲۹	۱۰۱۱۵	۲۰۲۳

اقدامات بعدی نظیر بازرسی، تعمیر، تعویض و... خواهد بود. با در نظر گرفتن تحلیل انجام شده در بازه ۱ ساعته تعداد دفعات مجاز روشن و خاموش شدن توربین حدود ۷۲۰۰ است که در صورت روشن بودن توربین به مدت ۱ ساعت در هر بار، میزان ساعات عملکردی آن ۷۲۰۰ ساعت خواهد بود. اما به طور مثال چنانچه در هر بار روشن شدن توربین تنها ۱۰ دقیقه از آن استفاده شود میزان عمر توربین به عدد ۳۸۴۲ ساعت کاهش پیدا می‌کند. دلیل این امر میزان آسیب ناشی از خستگی است که در هر بار روشن شدن توربین ایجاد می‌شود و مقدار ۲۳۰۵۲ دفعه روشن شدن نیز گویای همین مسئله است. بنابراین اگرچه در زمان‌های کوتاه امکان روشن و خاموش شدن توربین افزایش می‌یابد اما در نهایت ساعات عملکردی کاهش خواهد یافت. نتایج بدست آمده از تحلیل ۵ ساعت این مسئله را به شکل

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 نسبتاً بیشتری از آسیب خستگی را در اختیار توربین گاز قرار می‌دهد. جدول ۷ میزان آسیب کلی در هر حالت و همچنین عمر محاسبه شده برای هر حالت را نمایش می‌دهد. مطابق جدول ۷ عمر هر قطعه در توربین گاز به دو صورت بیان می‌شود. یک بار به صورت اعلام تعداد ساعات قابل قبول برای کارگرد توربین و بار دیگر به صورت تعداد روشن و خاموش شدن‌های توربین گاز. این دو نوع از بیان متناظر یکدیگر خواهند بود به این صورت که هر کدام زودتر فرا رسد معیار

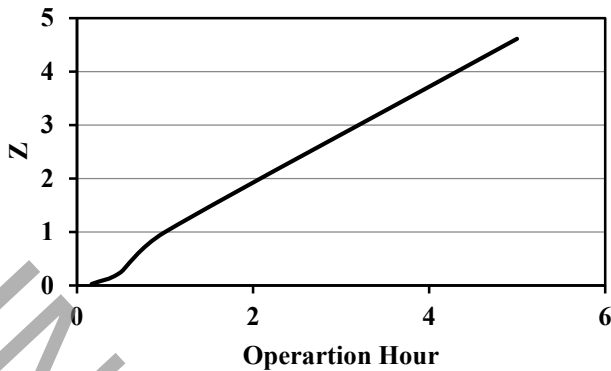


Fig. 15. Z coefficient variation due to operation times

شکل ۱۵: تغییرات ضریب Z برحسب زمان عملکردی

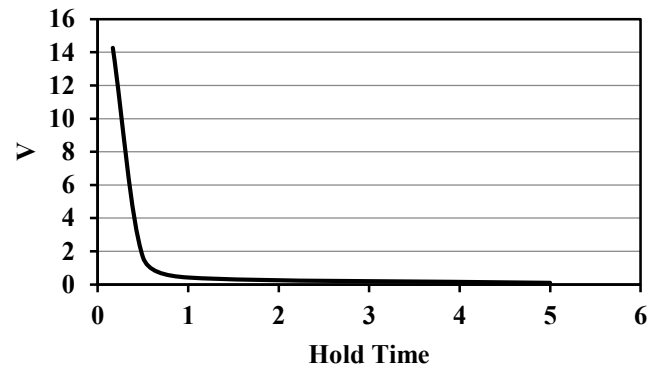


Fig. 14. V coefficient variation due to operation times

شکل ۱۴: تغییرات ضریب V برحسب زمان عملکردی

بارگذاری خاص که به عنوان مینا و مرجع در نظر گرفته می‌شود، اثر روشن 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 می‌کنند، به صورت ضربی از ساعات کارکرد عادی توربین محاسبه شده و در نهایت یک عدد به عنوان ساعت عملکردی معادل توربین اعلام شود. بنابراین ساعات کارکرد عادی توربین با ضریب ۱ از این مقدار کسر می‌شود درحالی‌که عملکردهای دیگر بر مبنای ضرایب مخصوص به خود محاسبه می‌شوند. همچنین در صورتی که توربین با توانی بالاتر یا پایین‌تر از حالت مینا فعالیت داشته باشد، ضریب مخصوصی در میزان عمر آن اعمال خواهد شد. مقدار این ساعت عملکردی معادل در یک بیان به صورت (۲۴) ارائه می‌شود [۲۱]:

$$EOH = (S \cdot V + OH) \cdot Z + RB \cdot W + T \cdot Y \quad (24)$$

در این رابطه OH ساعت کارکرد مینا، 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 هر کدام از این عملکردها می‌باشد. در تحلیل‌های انجام شده در این تحقیق بخش کارکرد با 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 می‌گیرد. ضریب V نشان‌دهنده نسبت آسیب

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. همان‌طور که پیش‌تر 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 معمولاً ساعات کارکردی توربین‌ها بالاست و بنابراین تعداد روشن و خاموش شدن‌ها کاهش می‌یابد. در این حالت عموماً توربین‌ها تمام زمان عملکردی خود را استفاده کرده و عملاً محدوده عمر توربین متأثر 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 معمولاً هر روشن و خاموش شدن معادل ۱۰ ساعت کارکرد در نظر گرفته می‌شود که با در نظر گرفتن عوامل و مکانیزم‌های دیگر آسیب زا در توربین این مقدار قابل دسترسی می‌باشد [۲۱].

#### ۴- محاسبه ساعت عملکردی معادل

نوع دیگری از بیان عمر قطعات توربین گاز به ساعات عملکردی معادل<sup>۱</sup> معروف است. در این روش تلاش می‌شود بر اساس یک نوع و زمان‌بندی

2 Start  
3 Run Back Load  
4 Trip

1 Equivalent Operation Hour (EOH)

توربین میزان ۲۳/۵۱ ساعت به عنوان عملکرد عادی ۱ ساعته در نظر گرفته می‌شود. 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 می‌شود. مشاهده می‌شود که در حالی که توربین مجموعاً 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- جمع‌بندی

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 چپوش 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 وسپ‌آلوی 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 عملکرد 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

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  $V$  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 ۰/۰۲۸، ۰/۶۱۴ و ۴/۶۱۳ خواهد بود. روابط زیر نحوه محاسبه پارامترهای  $V$  و  $Z$  را مشخص کرده است:

$$V = \frac{D_f}{D_c} \quad (25)$$

$$Z = \frac{D_c}{D_{c(1hour)}} \quad (26)$$

نمودار تغییرات ضریب  $V$  برحسب زمان ثابت 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 می‌گردد، 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 می‌شود. در مقابل ضریب  $Z$  تنها به مجموع ساعات کارکرد وابسته است و تعداد روشن و خاموش شدن‌ها در محاسبه آن در نظر گرفته نمی‌شود.

با به‌دست آوردن این دو ضریب در هر ساعت عملکردی خاص می‌توان مقدار ساعت عملکردی معادل را محاسبه کرد. به این ترتیب برای عملکرد ۱ ساعت براساس رابطه (۲۴) مقدار ۱/۴۲ ساعت محاسبه می‌شود. 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

- [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 Temperature*, 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 Material & 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 (عملاً بازه‌های عملکردی برابر ۱۰ دقیقه باشد) ساعت عملکردی معادل برابر ۴۳۳/۱۲ ساعت خواهد بود.
- منابع**
- [1] 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