

اثر تنش‌های پسماند بر رفتار خستگی قطعات دوار

عباس عصمتی (کارشناس ارشد)

غلامحسین فرهی (استاد)

دانشکده‌ی مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف

محمد صدیقی (استادیار)

دانشکده‌ی مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران

این نوشتار به بررسی اثرات تنش پسماند ناشی از ماشین‌کاری بر رفتار خستگی پره کمپرسور یک موتور توربینی می‌پردازد. از آن‌جا که کوپل تنش‌های پسماند با تنش‌های وارده و بارهای نوسانی روی عمر نمونه تأثیر دارد، ابتدا نقاط حساس تنش روی پره که از نتایج تحلیل اجزاء محدود به دست آمد، تعیین شد. سپس تنش‌های پسماند در این نقاط با استفاده از روش سوراخ‌کاری اندازه‌گیری و در ادامه تنش‌های دینامیکی وارده بر پره با توجه به فرکانس کاری و فرکانس‌های طبیعی بلیسک محاسبه شد. در نهایت عمر خستگی بلیسک با حضور و عدم حضور تنش‌های پسماند، با استفاده از نظریه‌های خستگی تخمین زده شد.

a.esmati@sazeh.co.ir
farrahi@sharif.edu
sedighi@iust.ac.ir

واژگان کلیدی: تنش‌های پسماند، خستگی، روش سوراخ‌کاری.

۱. مقدمه

آنچه که در قطعات دوار، خصوصاً در سازه‌های هوایی، مورد بررسی قرار می‌گیرد به دست آوردن عمر ایجاد ترک اولیه است. هدف این نوشتار، بررسی عمر کمپرسور یک موتور توربینی است. تحقیقات زیادی در زمینه‌ی بررسی عمر خستگی قطعات دوار حساس انجام شده است. در بررسی رفتار خستگی پره‌های یک توربین یا یک کمپرسور، عاملی به نام «بار نوسانی» بسیار مهم است؛ زیرا بارهای نوسانی از عوامل مهم ایجاد ترک اولیه و در نهایت شکست قطعات هستند. برای تعیین دامنه‌ی تنش نوسانی، پاسخ‌های تنشی تک‌پره‌های دوار^[۲] و نیز تحلیل ارتعاشی گذرا^[۵،۴] انجام شده است. مدل‌های سیستم‌های چندپره نیز توسعه یافت و به مرور ارائه شد.^[۶-۸] اگرچه اثر تنش پسماند بر عمر خستگی در کارهای زیادی مطرح و ثابت شده،^[۹] آنچه که تاکنون به‌عنوان بررسی خستگی پره‌های توربین و کمپرسور مطرح شده عبارت است از تخمین عمر بدون در نظر گرفتن اثر تنش پسماند؛^[۱۰-۱۲] چنان که در ادامه نیز خواهد آمد، در نظر نگرفتن تنش‌های پسماند در تخمین عمر خستگی سیستم‌های دوار به ایجاد خطای قابل توجهی منجر خواهد شد.

از آن‌جا که تنش‌های پسماند به‌تنهایی تأثیر چندانی بر رفتار خستگی قطعه ندارند، همراه شدن آن‌ها با تنش‌های وارده و بارهای نوسانی از اهمیت خاصی برخوردار است. بنابراین در این نوشتار ابتدا نقاط حساس تنش حاصل از تحلیل اجزاء محدود بر روی پره تعیین، و سپس تنش‌های پسماند در این نقاط به روش تجربی اندازه‌گیری می‌شود. آنگاه تنش‌های دینامیکی پره با توجه به فرکانس کاری و فرکانس‌های طبیعی بلیسک محاسبه می‌شود. در پایان نیز عمر خستگی بلیسک با در نظر گرفتن تنش‌های پسماند یا با چشم‌پوشی از آن، و با استفاده از نظریه‌های خستگی تخمین زده می‌شود.

تنش‌های پسماند در اغلب سازه‌های فلزی به دلایل مختلف و در شکل‌های متفاوت ظاهر می‌شوند. معمولاً تغییر شکل خمیری ناشی از فرایندهای ساخت، گرا دیان دما یا تغییرات ساختاری در مواد از دلایل اصلی ایجاد تنش‌های پسماند برشمرده می‌شوند. این تنش‌ها با توجه به ماهیت و نحوه‌ی توزیع‌شان قادرند بر عمر خستگی سازه‌هایی که تحت اثر بار چرخه‌یی هستند، تأثیر بگذارند.

عمر خستگی سازه‌های مکانیکی معمولاً در سه مرحله - ایجاد ترک^۱ (N_i)، رشد ترک^۲ (N_p) و شکست نهایی^۳ (NT) - بررسی می‌شود. اغلب کارهای انجام شده مطابق نمودارهای S/N بوده، و تأثیر تنش‌های پسماند نیز به‌طور آزمایشی تخمین زده شده است.

انتخاب مدل عمر خستگی یک تصمیم‌گیری مهم است. در حال حاضر چهار مدل در این زمینه مطرح است: مدل تنش - عمر، کرنش - عمر، رشد ترک و روش دومرحله‌یی. عمر یک سازه یا قطعه اغلب در دو مرحله محاسبه می‌شود: عمر ایجاد ترکی در حد یک میلی‌متر (ایجاد ترک) و عمر رشد این ترک تا مرحله‌ی شکست (رشد ترک).

اهمیت هر یک از این دو مرحله به عوامل زیادی بستگی دارد.^[۱] با تحلیل تنش - کرنش ناچ^۴ عمر ایجاد ترک اولیه^۵ را می‌توان برآورد کرد^[۱۰] و نیز می‌توان با به‌کارگیری مکانیک شکست عمر رشد ترک خستگی را تخمین زد. در نهایت کل عمر قطعه براساس رابطه‌ی ۱ قابل محاسبه خواهد بود:

$$N_T = N_i + N_p \quad (1)$$

تاریخ: دریافت ۱۳۸۶/۷/۲۴، داوری ۱۳۸۶/۱۲/۲۵، پذیرش ۱۳۸۷/۵/۸.

۲. نظریه‌ی خستگی برای تعیین ایجاد ترک اولیه

نکته‌ی مهم در تعیین قطعات حساس مهندسی، جلوگیری از ایجاد ترک اولیه است. به‌طور مثال در بلیسک روتور کمپرسور بعد از ایجاد اولین ترک، قطعه باید تعمیر و یا تعویض شود.

در این نوشتار برای تخمین عمر ایجاد ترک اولیه از نظریه‌ی کرنش محلی استفاده شده است. اگر بار وارده بر نمونه به‌صورت بار چرخه‌ی باشد، برای تحلیل خستگی نیازمند روابطی هستیم که تحت بار چرخه‌ی استخراج شده باشند. تحقیقات زیادی پیرامون این میبحث انجام شده است. برای بار نوسانی یک‌بعدی، یک حلقه‌ی هیستریزس پایدار پیشنهاد شده که دامنه‌ی تنش کلی را بر پایه‌ی مجموع کرنش‌های کشسانی و خمیری توضیح می‌دهد:

$$\frac{1}{4} \Delta \varepsilon = \frac{1}{4} \Delta \varepsilon_e + \frac{1}{4} \Delta \varepsilon_p \quad (2)$$

در این رابطه $\Delta \varepsilon$ دامنه‌ی کرنش، $\Delta \varepsilon_e$ دامنه‌ی کرنش کشسان و $\Delta \varepsilon_p$ دامنه‌ی کرنش خمیری هستند. رابطه‌ی بین دامنه‌ی تنش و دامنه‌ی کرنش خمیری از روابط استاتیکی تعمیم داده شده^[۱۳] و برای بارهای چرخه‌ی مطابق رابطه‌ی ۳ بازنویسی شده است:

$$\frac{1}{4} \Delta \varepsilon_p = \left(\frac{1}{\sqrt{K_t}} \Delta \sigma \right)^{\frac{1}{n}} \quad (3)$$

که در آن K_t' ضریب مقاومت چرخه‌ی، n' توان کرنش سختی چرخه‌ی و $\Delta \sigma$ دامنه‌ی تنش هستند. در نتیجه رابطه‌ی ۲ را می‌توان چنین بازنویسی کرد:

$$\frac{1}{4} \Delta \varepsilon = \frac{1}{4} \Delta \sigma + \left(\frac{1}{\sqrt{K_t}} \Delta \sigma \right)^{\frac{1}{n}} \quad (4)$$

مباحث مربوط به کرنش محلی^۶ و تنش محلی^۷ راه را برای حل مسائل مربوط به ایجاد ترک اولیه هموار کرد.^[۱۴] این روش بر این نکته استوار است که پاسخ خستگی موضعی قطعه در نقاط بحرانی، مثلاً در ناچ‌ها یا هر جای دیگر که مستعد ایجاد ترک اولیه است، معادل است با پاسخ خستگی هموار کوچک که در همان تنش‌ها و کرنش‌های چرخه‌ی قرار گرفته است. ارتباط بین ضرایب تمرکز تنش و کرنش موضعی مطابق رابطه‌ی ۵ تدوین شده است:^[۱۳]

$$K_t = \sqrt{\frac{E \varepsilon \sigma}{S S}} \quad \text{یا} \quad \frac{(K_t S)^2}{E} = \varepsilon \sigma \quad (5)$$

که در آن S بیان‌گر تنش اسمی، ε کرنش موضعی و σ تنش موضعی است. رابطه‌ی ۵ برای بارگذاری خستگی با استفاده از ضریب تمرکز تنش خستگی K_f همراه با دامنه‌ی تنش - کرنش‌های موضعی و اسمی، چنین بازسازی می‌شود:

$$\frac{(K_t \Delta S)^2}{E} = \Delta \varepsilon \Delta \sigma \quad (6)$$

با جایگذاری رابطه‌ی ۴ در معادله‌ی ۶ به رابطه‌ی ۷ برای استخراج تنش واقعی $(\Delta \sigma)$ دست می‌یابیم:

$$\Delta \sigma \left[\frac{1}{E} \Delta \sigma + 2 \left(\frac{1}{\sqrt{K_t}} \Delta \sigma \right)^{\frac{1}{n}} \right] = \frac{(K_f \Delta S)^2}{E} \quad (7)$$

دامنه‌ی کرنش واقعی نیز با استفاده از معادله‌ی ۶ محاسبه می‌شود. این محاسبات برای تعیین دامنه‌ی کرنش محلی انجام می‌شود که در واقع به‌عنوان ورودی برای محاسبات عمر قطعه به کار می‌رود. محاسبات خستگی قطعه با استفاده از رابطه‌ی

کافین-مانسون (رابطه‌ی ۸) محاسبه خواهد شد.^[۱۵] در این معادله عبارت اول نشان‌دهنده‌ی تأثیر قسمت کشسان دامنه‌ی کرنش و عبارت دوم مربوط به تأثیر قسمت خمیری دامنه‌ی کرنش است:

$$\frac{1}{4} \Delta \varepsilon = \frac{1}{E} \sigma_f' (2N_i)^b + \varepsilon_f' (2N_i)^c \quad (8)$$

که در آن σ_f' ضریب مقاومت خستگی، ε_f' ضریب شکل‌پذیری خستگی، b توان مقاومت خستگی و c توان شکل‌پذیری خستگی هستند. این رابطه در غیاب تنش میانگین کاربرد دارد. برای تعیین اثر تنش میانگین مطالعاتی بر فولاد انجام شده است.^[۱۷] به همین منظور نمونه‌های آزمایشی ساده تحت بار کششی و فشاری قرار گرفته و سپس تحت بار چرخه‌ی قرار گرفته‌اند و رابطه‌ی ۹ برای تعیین اثر تنش میانگین بر رفتار کرنشی تقریب زده شده است:

$$\frac{1}{4} \Delta \varepsilon_r = \frac{1}{4} \Delta \varepsilon + \frac{1}{E} \sigma_m^a \quad (9)$$

که در آن عبارت $\frac{1}{4} \Delta \varepsilon_r$ نشان‌گر دامنه‌ی کرنش معکوس معادل است. این رابطه در واقع نشان‌دهنده‌ی کرنشی معکوس‌شونده‌ی کاملی است که همان عمری را می‌دهد که نمونه تحت دامنه‌ی کرنشی $\frac{1}{4} \Delta \varepsilon$ و تنش میانگین σ_m قرار بگیرد. توان a برای آلومینیم $T4 - 2024 - 73$ برابر 0.73 و برای فولاد $SAE 4340$ برابر با 0.89 گزارش شده است.^[۱۸] پیشنهاد می‌شود که توان a برابر واحد در نظر گرفته شود و اثر تنش میانگین با اصلاح رابطه‌ی کافین - مانسون وارد شود. این اصلاح مطابق رابطه‌ی ۱۰ ارائه شده است:^[۱۹]

$$\frac{1}{4} \Delta \varepsilon = \frac{1}{E} [\sigma_f' - \sigma_m] (2N_i)^b + \varepsilon_f' (2N_i)^c \quad (10)$$

در این نوشتار اثر تنش‌های پسماند به‌عنوان تنش میانگین در محاسبات دخالت داده شده است.

۳. تحلیل استحکامی پره بلیسک روتور کمپرسور به‌منظور

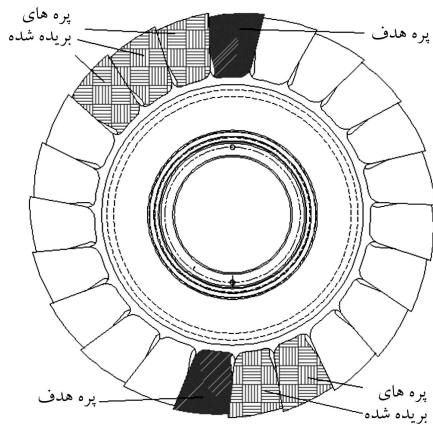
تعیین نقاط حساس تنشی

ابتدا لازم است نقاط بحرانی قطعه که در آن‌ها زوج تنش‌های پسماند و بارهای تناوبی مقدار قابل ملاحظه‌ی می‌یابند، تعیین شود. لذا در این تحقیق، مرحله‌ی اول کار به تعیین این نقاط بحرانی اختصاص یافت. نیروهای تناوبی که به پره وارد می‌شوند، شامل نیروهای دورانی و فشاری هستند. تحلیل استحکامی و ارتعاشی بلیسک روتور کمپرسور، با در نظر گرفتن نکاتی همچون پیش‌پره، فیلت پای پره، عدم تقارن پروفیل دیسک، توزیع سه‌بعدی فشار و دما روی پره و دیسک انجام شده است. برای انجام این تحلیل از روش اجزاء محدود و نرم‌افزار ANSYS استفاده شده است. به‌دلیل پیچیدگی قطعه‌ی کار، مدل‌سازی بلیسک در نرم‌افزار Unigraphic انجام شده است. شکل ۱ نتایج حاصل از مدل‌سازی و مش‌بندی بلیسک روتور کمپرسور و اجزاء آن را نشان می‌دهد.

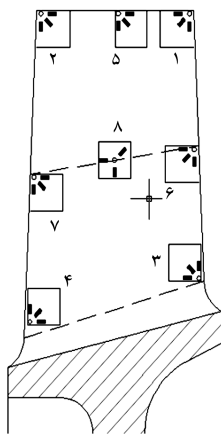
بار خارجی نوسانی وارد بر پره یک بار فشاری است. فرکانس بار وارده متناظر خواهد بود با تعداد پره‌های قاب جلو^۸ که در جلوی کمپرسور قرار دارد. با توجه به دور کمپرسور که 2850 دور در دقیقه است، این فرکانس برابر با $3 \times \frac{2850}{60} = 1425 [Hz]$ است. چون برای تحریک مسیر عبور قاب جلو معمولاً هارمونیک‌های سه و شش را بررسی می‌کنند، فرکانس‌های تحریک معادل 1425 هرتز و 2850 هرتز هستند. فرکانس ناشی از عدم بالانس بودن کمپرسور که به‌عنوان یک تحریک در نظر گرفته

۴. اندازه‌گیری تجربی تنش‌های پسماند

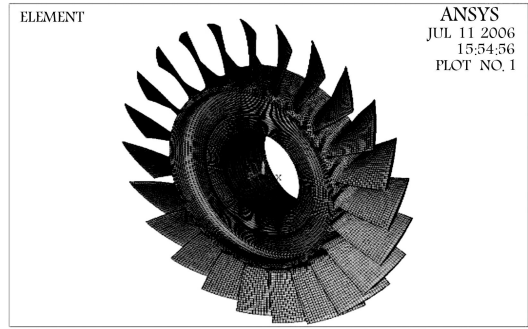
برای اندازه‌گیری تنش‌های پسماند از استاندارد *ASTM Standard Test Method E ۸۳۷-۰۱* [۲۰] قطر روزت‌های مورد استفاده در این آزمایش ۵/۱۲ میلی‌متر و قطر سوراخ ایجاد شده ۲ میلی‌متر بود. براساس این استاندارد، عمق سوراخ‌کاری مجاز ۰/۴ قطر سوراخ است و در این عمق کل کرنش رها می‌شود. اما با توجه به نازک بودن پره مورد نظر، اندازه‌گیری‌ها تا عمق ۰/۷ میلی‌متر انجام شد. با توجه به وضعیت قرارگیری پره‌ها بر روی دیسک، برای نصب روزت‌ها و ترمینال‌های مورد نیاز به منظور اندازه‌گیری تنش پسماند و انجام فرایند سوراخ‌کاری باید پره‌های کناری برداشته شوند. ذکر این نکته مهم است که چون بین دو پره فضای خالی وجود دارد و پره‌ها از طریق دیسک با هم در ارتباطند و نیز با توجه به این که دیسک برای پره‌ها مانند یک قید یک سرگیردار عمل می‌کند، لذا بریدن یک پره تأثیری بر پروفیل تنش پسماند پره قبلی نخواهد داشت. در شکل ۳ پره‌های مورد آزمایش و پره‌های جدا شده نمایش داده شده‌اند. با توجه به نتایج تحلیل اجزاء محدود در بخش قبل، تعداد ۸ نقطه‌ی حساس بر روی هر پره مورد نظر انتخاب شد. در گوشه‌ها از روزت‌های مثلثی و در وسط پره از روزت‌های حلقوی و در مجموع از ۸ روزت بر روی دو پره استفاده شد. در شکل ۴ محل استقرار روزت‌ها نشان داده شده است.



شکل ۳. پره‌های هدف و پره‌های بریده شده.



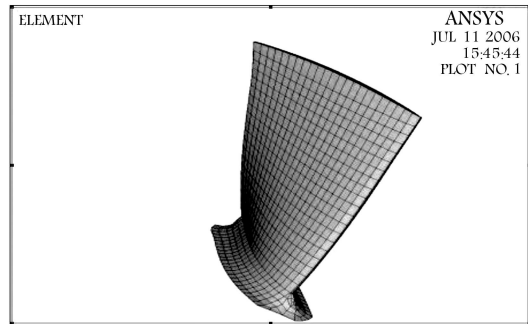
شکل ۴. محل استقرار روزت و ترمینال‌ها بر روی پره کمپرسور.



الف) مدل اجزاء محدود کامل بلیسک روتور کمپرسور؛

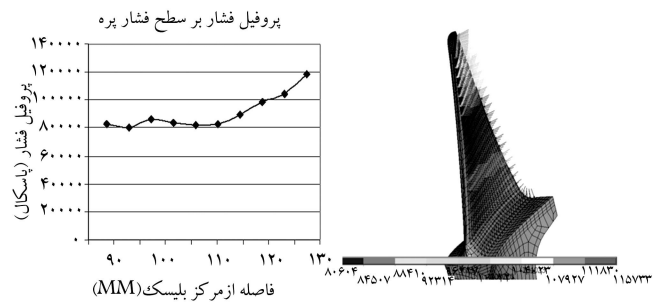


ب) مدل اجزاء محدود یک قطعه از بلیسک کمپرسور؛



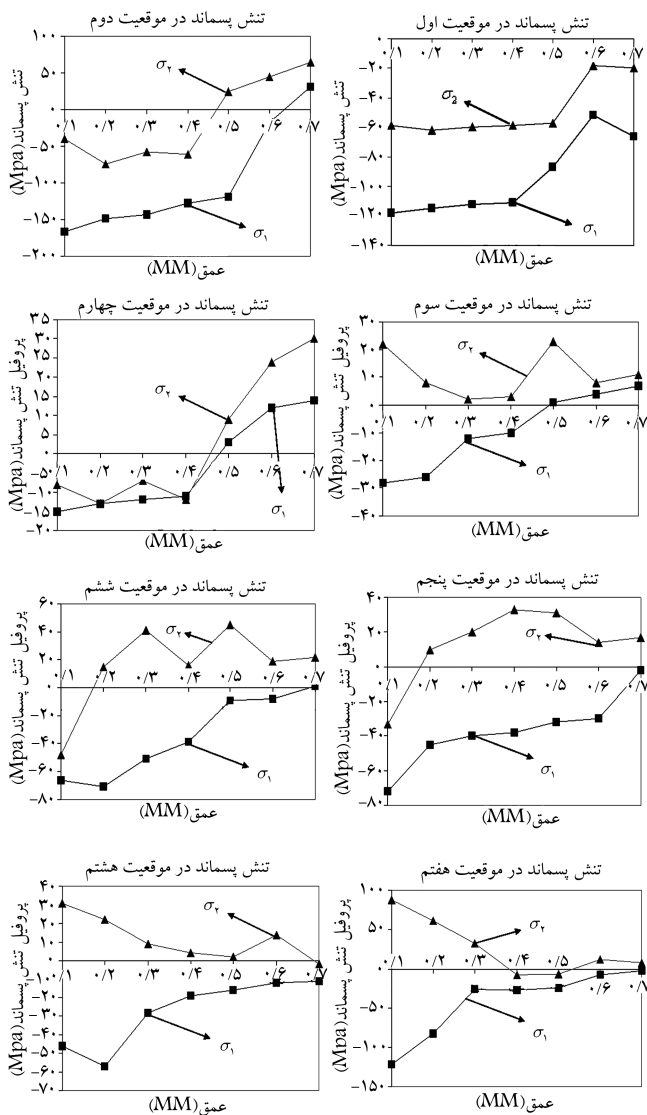
ج) مدل اجزاء محدود پره کمپرسور.

شکل ۱. مدل المان محدود بلیسک.



شکل ۲. پروفیل فشار بر روی پره کمپرسور.

می‌شود، معادل با فرکانس دوران کمپرسور یعنی ۴۷۵ هرتز است. در شکل ۲ پروفیل فشار بر روی پره برحسب فاصله از مرکز بلیسک آورده شده است. این فشار بر قسمت فشاری^۹ پره عمل می‌کند. دامنه‌ی این فشار ثابت است ولی با توجه به وجود پره‌های قاب جلو در مقابل کمپرسور، این فشار به صورت نوسانی بر کمپرسور اعمال می‌شود.



شکل ۵. پروفیل تنش پسماند در موقعیت‌های مختلف بر روی پره.

رژیم کاری Take off یعنی دورکاری 2850° دور استخراج شدند. نتایج این تحلیل در جدول ۲ ارائه شده است. یادآور می‌شود که قطر گره‌ی، خطی است که دایره گره‌ی را در دیسک در امتداد قطر به دو نیمه تقسیم می‌کند. یک شکل حالت ۱۱ می‌تواند n قطر گره‌ی داشته باشد. ضمناً هر حالت ۱۱ یا تشدید ۱۳ وضعیتی است که فرکانس طبیعی و فرکانس تحریک بر هم منطبق می‌شوند. فرکانس‌های طبیعی در رژیم کاری موتور سرد نیز در جدول ۳ آورده شده است.

همان‌طور که مشاهده می‌شود، اولین فرکانس طبیعی از خانواده‌ی قطر گره‌ی ۳ بسیار نزدیک به فرکانس کاری قطعه است. بنابراین، افتادن بلیسک در تشدید در این قطر گره‌ی محتمل است. شرایط ایجاد ترک اولیه در این فرکانس بررسی خواهد شد. مطابق شکل ۶ پیشینه‌ی تنش ناشی از دوران بلیسک کمپرسور برابر با 309 مگا پاسکال است. پروفیل تنش ناشی از فشار روی پره در شکل ۷ در حالت پایا نمایش داده شده است. تنش پیشینه در پره برابر با 96 مگا پاسکال است.

تنش دینامیکی موجود در حالت تشدید با شکل خمشی در حالت هارمونیک سوم قاب جلو ایجاد می‌شود. این تنش دینامیکی پیشینه 1.8% تنش استاتیکی ناشی از حالت هارمونیک سوم قاب جلو است. با فرض نسبت استهلاک $14/200^\circ$ ، ضریب

چنان که بیش‌تر یادآور شدیم، عمق نهایی سوراخ زده شده برابر 0.7 میلی‌متر و تعداد مراحل سوراخ‌کاری ۷ مرحله انتخاب شد. بعد از ساخت نگه‌دارنده‌ی بلیسک، عملیات سوراخ‌کاری با استفاده از یک دستگاه CNC انجام شد. به علت نازک بودن پره کمپرسور، تنش روی پره به صورت صفحه‌ی در نظر گرفته شد. برای اندازه‌گیری تنش‌های پسماند روی پره در دو جهت شعاعی و مماسی، از روابط زیر استفاده شد: [۲۰]

$$P(H) = \frac{\sigma_\theta(H) + \sigma_R(H)}{2}$$

$$Q(H) = \frac{(\sigma_\theta(H) - \sigma_R(H))}{2}$$

$$T(H) = \tau_{R\theta} \quad (11)$$

که در آن‌ها H عمق اندازه‌گیری و $P(H)$ ، $Q(H)$ و $T(H)$ تنش‌های ترکیبی در عمق H خواهند بود. برای کرنش‌های ترکیبی خواهیم داشت:

$$p(H) = \frac{\varepsilon_r(H) + \varepsilon_t(H)}{2}$$

$$q(H) = \frac{(\varepsilon_r(H) - \varepsilon_t(H))}{2}$$

$$t(H) = \frac{\varepsilon_r(H) + \varepsilon_t(H) - 2\varepsilon_\theta(H)}{2} \quad (12)$$

در رابطه‌ی ۱۲ $p(H)$ ، $q(H)$ و $t(H)$ کرنش‌های ترکیبی نامیده می‌شوند و در $\varepsilon_r(H)$ ، $\varepsilon_t(H)$ و $\varepsilon_\theta(H)$ کرنش‌های خوانده شده در عمق H نمونه هستند. تنش‌های ترکیبی با استفاده از کرنش‌های ترکیبی براساس رابطه‌ی ۱۳ به دست می‌آیند. [۲۰]

$$\bar{a}(P) = \frac{E}{1 + \nu} \{p\}$$

$$\bar{b}(Q) = E \{q\}$$

$$\bar{b}(T) = E \{t\} \quad (13)$$

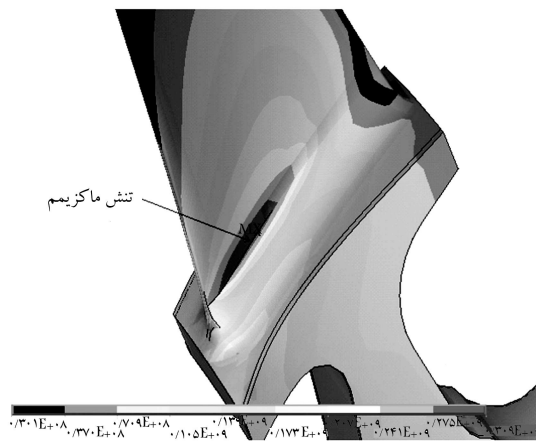
با حل معادله‌ی ۱۳ و یافتن تنش‌های ترکیبی، می‌توان به کمک رابطه‌ی ۱۴ تنش‌های اصلی را به دست آورد:

$$\sigma_{Max}, \sigma_{Min} = P(H) \pm \sqrt{Q^2(H) + T^2(H)} \quad (14)$$

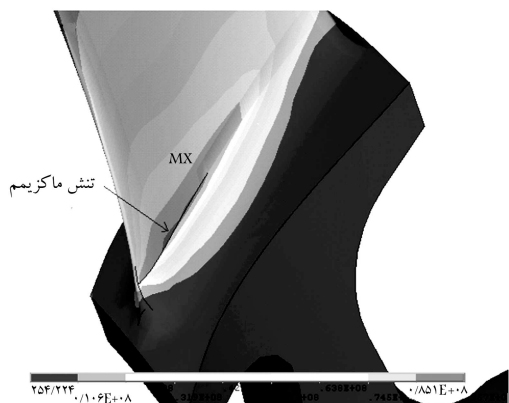
نتایج اندازه‌گیری تنش‌های پسماند در هشت نقطه‌ی روی پره در شکل ۵ نمایش داده شده است. مقادیر σ_1 و σ_2 تنش‌های اصلی در هر مرحله از سوراخ‌کاری هستند. همان‌طور که مشاهده می‌شود، اغلب تنش‌های موجود در سطح پره به صورت فشاری است.

۵. تحلیل مودال بلیسک کمپرسور در هنگام ایجاد ترک اولیه

مشخصات و داده‌های مربوط به بلیسک کمپرسور در جدول ۱ ارائه شده است. با توجه به شرایط تحریک، قطرهای گره‌ی ۱^o مربوط به تحریک‌های خارجی که برابر با ۳، ۶ و ۱۰ هستند، به همراه خانواده‌های مربوط به هر کدام، در شش فرکانس اول، در



شکل ۶. تنش فون میسس ناشی از دوران بلیسک کمپرسور.



شکل ۷. تنش فون میسس ناشی از بار فشاری.

تصحیح^{۱۵} برابر با ۲۱/۹۲ و بنابراین تنش دینامیکی در پای پره ۲۱۰ مگاپاسکال خواهد بود.^[۱۸]

۶. محاسبه عمر بلیسک

برای تخمین عمر تا ایجاد ترک اولیه بر روی بلیسک، از نظریه کرنش محلی استفاده شده است. برای محاسبه عمر بلیسک، دو حالت در نظر گرفته شده است:

- بدون در نظر گرفتن تنش‌های پسماند

با توجه به این که نرم‌افزار اجزاء محدود، به‌طور خودکار ضریب تمرکز تنش را در محاسبات در نظر می‌گیرد، مقدار K_f در رابطه ۷ برابر با واحد خواهد بود. بنابراین مقدار دامنه‌ی تنش اسمی^{۱۶} برابر با ۴۱۹/۴۸ مگاپاسکال و با استفاده از رابطه ۷، دامنه‌ی تنش محلی^{۱۷} معادل $\Delta\sigma = 414/13 [Mpa]$ خواهد شد. متعاقباً مقدار دامنه‌ی کرنش محلی با استفاده از رابطه ۶ برابر $\Delta\varepsilon = 0/005711$ به دست می‌آید. بنابراین با جایگذاری مقدار دامنه‌ی کرنش محلی در معادله ۸ مقدار عمر ایجاد ترک اولیه برابر $N_i = 4/7 \times 10^8 [Cycles]$ خواهد شد. تحت شرایط تشدید خالص و تحت فرکانس کاری ۱۴۲۵ هرتز، با توجه به کارکرد شبانه‌روزی، مقدار عمر بلیسک کمپرسور برای این تعداد چرخه معادل ۳/۸ روز است.

جدول ۱. داده‌های مربوط به بلیسک کمپرسور.

سرعت دوران عملکرد	۲۸۵۰ rpm
قطر داخلی	۳۶ mm
قطر خارجی	۱۳۵ mm
تعداد پره	۲۳
تعداد پره‌های هادی (Front Frame)	۳
خواص مواد	
نوع ماده	Al ۲۶۱۸
تنش حد نهایی	۴۴۰ MPa
تنش تسلیم	۳۷۲ MPa
مدول یانگ (E)	۷۴/۴ GPa
ضریب مقاومت سیکلی (K')	$K' = 1085 MPa$
توان سختی کرنشی سیکلی (n')	$n' = 0/12$
ضریب مقاومت خستگی (σ'_f)	$\sigma'_f = 1250 MPa$
ضریب شکل پذیری خستگی (ϵ'_f)	$\epsilon'_f = 0/0513$
توان مقاومت خستگی (b)	$b = -0/72$
توان شکل‌پذیری خستگی (c)	$c = -0/6$

جدول ۲. خانواده فرکانس‌های طبیعی قطر گره‌ی اول، سوم و ششم در رژیم کاری

.Take Off

The Frequency of each nodal diameter in Take off Regime			
Frequency Number	nodal diameter ۱	nodal diameter ۳	nodal diameter ۶
۱	۱/۲۵E-۰۲	۱۴۴۰	۱۶۲۷/۷
۲	۱۵۸۰/۶	۳۷۴۹/۶	۳۸۹۲/۲
۳	۲۸۶۷/۵	۴۱۲۱/۹	۵۵۹۱
۴	۳۹۰۵/۱	۵۸۱۹/۵	۷۳۲۴
۵	۵۷۰۱/۸	۷۵۸۰/۳	۸۱۴۲/۱
۶	۷۵۲۷/۳	۹۱۷۵/۴	۹۲۹۰/۸

جدول ۳. خانواده فرکانس‌های طبیعی قطر گره‌ی اول، سوم و ششم در رژیم کاری

موتور سرد.

The Frequency of each nodal diameter in Cold Motor Regime			
Frequency Number	nodal diameter ۱	nodal diameter ۳	nodal diameter ۶
۱	۰/۱۲۶۳۳	۱۲۷۷/۱	۱۲۹۵/۸
۲	۱۲۶۸/۹	۳۶۴۱/۹	۳۷۸۴
۳	۲۷۶۵/۱	۴۰۱۳/۶	۵۳۲۱/۷
۴	۳۷۹۷/۴	۵۵۰۸/۷	۷۲۴۵/۶
۵	۵۴۱۴/۷	۷۵۱۰/۱	۸۰۱۴/۵
۶	۷۴۶۲/۹	۸۹۹۳/۳	۹۱۰۷/۶

در واقع محاسبات فوق اهمیت در نظر گرفتن تنش‌های پسماند در تعیین عمر واقعی پره کمپرسور مورد نظر را نشان می‌دهد.

۷. نتیجه‌گیری

در این نوشتار تأثیر تنش‌های پسماند بر رفتار خستگی قطعات در مرحله‌ی ایجاد ترک اولیه بررسی شد. بدین منظور قبل از محاسبات خستگی، آنالیز مودال قطعه برای محاسبه‌ی دامنه‌ی تنش دینامیکی اسمی به منظور اطمینان از شرایط کاری قطعه انجام شد. نتایج نشان داد که کمپرسور فوق تحت شرایط کاری بسیار نزدیک به حالت رزونانس فرکانس اول کار می‌کند که این امر در دامنه‌ی تنش دینامیکی قطعه تأثیر زیادی می‌گذارد. در ادامه‌ی محاسبات خستگی بدون در نظر گرفتن تنش‌های پسماند و با منظور کردن تنش‌های پسماند بر روی قطعه انجام شد. همان‌طور که نتایج نشان دادند، مقدار عمر کمپرسور با توجه به نتایج آزمون آزمایشی با نتایج حالتی که تنش‌های پسماند در محاسبات لحاظ شده است، حدود ۴۵٪ افزایش عمر را نشان می‌دهد. بنابراین می‌توان گفت در قطعاتی که تنش پسماند قابل توجهی دارند، اثر تنش‌های پسماند در عمر قطعات بسیار تعیین‌کننده خواهد بود.

در واقع طبق محاسبات فوق، در روز چهارم ترک اولیه بر پایه‌ی پره بلیسک کمپرسور ایجاد خواهد شد. اما طبق نتایج تجربی عمر بلیسک کمپرسور برای ایجاد ترک اولیه ۶ روز است. محاسبات فوق بدون در نظر گرفتن مقدار تنش پسماند انجام شده است. بنابراین دوباره محاسبات فوق با در نظر گرفتن مقدار تنش پسماند تکرار شد.

● با در نظر گرفتن تنش‌های پسماند

با توجه به نتایج اندازه‌گیری تنش پسماند بر روی پره، مقدار تنش پسماند در پایه پره برابر با ۱۸- مگاپاسکال است. با جایگذاری این مقدار تنش پسماند در رابطه‌ی $N_i = 6.8 \times 10^6 [Cycles]$ ، مقدار عمر برای ایجاد ترک اولیه برابر با ۱۰ خواهد شد. تحت شرایط تشدید خالص و تحت فرکانس کاری ۱۴۲۵ هرتز، با توجه به کارکرد شبانه‌روزی، مقدار عمر بلیسک کمپرسور برای این تعداد چرخه معادل ۵/۵ روز به دست می‌آید.

حل فوق نشان می‌دهد که ترک اولیه در روز ششم در بلیسک کمپرسور ایجاد می‌شود. همان‌طور که مشاهده شد، با در نظر گرفتن تنش پسماند در محاسبات، مقدار عمر محاسبه شده به نتایج آزمون‌های آزمایشی بلیسک کمپرسور نزدیک‌تر شد.

پانویس

1. fatigue crack initiation
2. macroscopic crack propagation
3. final fracture
4. notch strain-stress analysis
5. low cycle fatigue
6. local strain
7. local stress
8. front frame
9. pressure side
10. nodal diameter
11. mode shape
12. mode
13. resonance
14. damping ratio
15. quality factor
16. nominal stress
17. local stress range

منابع

1. Stephens, R.I.; Fatemi, A.; Stephens, R.R., and Fuchs, H.O. *Metal fatigue in engineering*, 2nd Ed., John Wiley & Sons Inc., New York, (2001).
2. Cammett, J.T.; Prevey, P.S., and Jayaraman, N. "The effect of shot peening coverage on residual stress, cold work, and fatigue in a nickel-base superalloy", *Proc. 9th ICSP, Paris, Marne la Vallee, France, Sept. 6-9*, p. 261 (2005).
3. Rao, J.S.; Gupta, K., and Vyas, N.S. "Analytical and experimental investigations on vibratory stresses of a ro-

tating steam turbine balde under NFP excitation", *Proc. IFToMM Intl. Conf. Rotor Dynamics, Tokyo*, p.269 (1986).

4. Irretier, H. "Transient vibration of turbine baldes due to passage through partial admission and nozzle excitation resonances", *Proc. IFToMM Intl. Conf. Rotor Dynamics, Tokyo*, p. 301 (1986).
5. Vyas, N.S.; Gupta, K., and Rao, J.S., "Transient response of turbine blade", *Proc. 7th IFToMM World Congress, Sevilla, Spain*, p. 697 (1987).
6. Jones, D.I.G., and Muszynska, A. "A discrete model of a multiple balde system with interbalde slip", *Vibration of Blade Disk Assemblies, ASME*, p. 137 (1983).
7. MacBain, J.C., and Whaley, P.W. "Maximum resonant response of mistuned bladed disks". *ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, **106**, p. 218 (1984).
8. Sinha, A., and Griffin, J.H. "Effect of static friction on the forced response of frictionally damped turbine blades", *ASME Journal of Engineering For Gas Turbines and Power*, **106**, p. 65 (1984).
9. Farrahi, G.H.; Smith, D.J.; Zhu and McMahon. "Influence of residual stress on fatigue life of hot forged and shot blasted steel components", *Int. Journal of Engineering*, **15**(1), pp. 79-86 (2002).
10. Vyas, N.S.; Sidharth J., and Rao, J.S. "Dynamic stress analysis and a fracture mechanics approach to life prediction of turbine blades", *Mechanism and Machine Theory*, **32**, Issue 4, pp. 511-527 (1997).

11. David, P. Walls; Robert E. deLaneuville, and Susan E. Cunningham, "Damage tolerance based life prediction in gas turbine engine blade under vibratory high cycle fatigue", *Proc. International Gas Turbine and Aeroengin Congress and Exposition*, Texas, June 5-8 (1995).
12. Vyas, N.S., and Rao, J.S. "Fatigue life estimation procedure for a turbine blade under transient loads", *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, **116**, p. 198-206 (January 1994).
13. Nubber, H. "Theory of stress concentration for shear-strained prismatical bodies with arbitrary nonlinear stress-strain law", *Trans. ASME, J. Applied Mechanics*, **8**, p. 544 (1961).
14. Marrow, J.; Martin, J.F., and Dowling, N.E. "Local stress-strain approach to cumulative fatigue DAMAGE analysis", T&A. M. Report, No. 379, University of Illinois, Urbana, (April 1973).
15. Manson, S.S. "Behavior of materials under constant thermal stress", *Heat Transfer Symposium*, University of Michigan, Eng. Research Institute, p. 9 (1953).
16. Coffin, L.F.Jr. "A study of the effects of cyclic thermal stresses on a ductile material", *Trans ASME*, **76**, p. 931 (1954).
17. Topper, T.H., and Sandor, B.I. "Effect of mean stress on fatigue damage simulation", T&A.M. Report, No. 318, University of Illinois, Urbana, (August 1968).
18. J.S. RAO., *Turbine blade life estimation*, Alpha Science International Ltd, Press (2000).
19. Morrow, Jo Dean. *Fatigue Design Handbook, Advanced in Engineering*, **4**. SAE, Warren dale, PA, (1968).
20. Standard Test Method for Determining Residual Stresses by the Hole-Drilling Strain-Gage Method, ASTM E837-01, ASTM International, (2001).

