

ارزیابی عیب اولیه مجاز رینگ نگهدارنده ژنراتور تحت بارگذاری خستگی

چکیده: در تحقیق حاضر یک مدل تحلیلی جدید برای پیش بینی ابعاد ترک اولیه مجاز رینگ نگهدارنده ژنراتور تحت بارگذاری خستگی توسعه داده شده است. در این مدل، ابتدا با استفاده از روابط تجربی موجود، عیوب ناشی از فورجینگ با ترک های با هندسه مشخص معادل سازی می شود. در ادامه با استفاده از میدان تنش رینگ حین بارگذاری سیکلیک ژنراتور، نواحی بحرانی تعیین می گردد. سپس ابعاد ترک اولیه مجاز رینگ با استفاده از ابعاد ترک بحرانی و تعداد بارگذاری سیکلیک مشخص می شود. در انتها با استفاده از روابط تجربی موجود، اندازه اولیه ترک مجاز آزمایش های اولتراسونیک محاسبه می گردد. پس از انجام محاسبات، اندازه عیب اولیه مجاز برابر با ۵ میلیمتر محاسبه گردید. به منظور راستی آزمایی مدل، برای دو اندازه ترک مقادیر ضریب شدت تنش همزمان با روش اجزای محدود نیز تعیین گردیده و با مقادیر به دست آمده از روش تابع وزن مقایسه گردیده است. نتایج همخوانی مطلوبی را نشان می دهد. به طوریکه حداکثر اختلاف نتایج دو روش ۱۰ درصد است.

واژه های راهنما: عیوب فورجینگ، ارزیابی عمر خستگی، رینگ نگهدارنده ژنراتور، مکانیک شکست

میثم داود آبادی

رئیس گروه طراحی دینامیکی

علی رضا شماعی کاشانی

کارشناس طراحی دینامیکی

علی قاهری*

مدیر طراحی پایه،

معاونت مهندسی و تحقیق و توسعه،

شرکت مهندسی و ساخت ژنراتور

مینا (پارس)،

کرج

مقاله علمی پژوهشی

دریافت: ۱۴۰۳/۱۱/۱۳

بازنگری: ۱۴۰۴/۰۲/۲۷

پذیرش: ۱۴۰۴/۰۶/۰۸

**Meysam
Davoudabadi**
Head of Dynamic Design
Group

**Alireza Shamaei-
Kashani**
Dynamic Design Specialist

Ali Ghaehri*
Basic Design Manager,
R&D Department, MAPNA
Generator Engineering and
Manufacturing Co. (PARS),
Karaj

Assessment of the permissible initial defect in the generator retaining ring under fatigue loading conditions

Abstract: This study presents a new analytical model developed to predict the dimensions of the allowable initial crack in the generator retaining ring under fatigue loading. In this model, defects resulting from forging are first represented as cracks with a specific geometry, based on existing empirical relationships. The critical regions are then identified using the stress field of the ring during cyclic loading of the generator. The dimensions of the allowable initial crack are subsequently determined using the critical crack dimensions and the number of cyclic loadings. Finally, the size of the allowable initial crack for ultrasonic testing is calculated using available empirical relationships. Upon completion of the calculations, the permissible initial defect size was calculated to be 5 millimeters. To validate the model, the stress intensity factor values for two crack sizes were also computed using the finite element method and compared with those obtained from the weight function method. The results demonstrate a good level of consistency, with the maximum discrepancy between the two methods not exceeding 10 percent.

Keywords: Forging defect, Fatigue life assessment, Generator retaining ring, Fracture mechanic

۱- مقدمه

شارما و همکاران [۹] با استفاده از تکنیک مدل جایگزین^۵ توانستند الگوی تنش رینگ نگهدارنده توربوژنراتور را در موقعیت‌های دلخواه محاسبه کنند. لی و همکاران [۱۰] بر اساس فرضیات مکانیک شکست الاستیک خطی عمر باقیمانده رینگ نگهدارنده ژنراتورهای بزرگ را ارزیابی کردند. نشان داده شده است که در نواحی شریک رینگ در روتور، تنش بسیار بالایی به هردو اعمال می‌گردد و فرض الاستیک خطی می‌تواند خطای قابل ملاحظه‌ای داشته باشد. بنابراین در تحقیق حاضر از روش منحنی تحلیل خرابی [۱۱] استفاده شده است.

مبنای طراحی ژنراتورها ۱۰۰۰۰ سیکل خاموش/روشن کردن و ۵۰۰ سیکل با سرعت‌های ۲۰ درصد بالاتر از سرعت نامی است [۱۲]. همچنین طراحی‌ها به نحوی است که در سرعت -Over speed هیچ یک از اجزای روتور ژنراتور دچار واماندگی نشود [۱۲]. در پروژه حاضر ابتدا مطالعات متالورژیکی متریال رینگ نگهدارنده ارائه می‌گردد. سپس با استفاده از روابط تجربی موجود در منابع، عیوب ناشی از فورجینگ با ترک‌های سطحی نیم-بیضی و محاط بیضی معادل سازی می‌شود. به منظور شناسایی عیوب از آزمایش اولتراسونیک استفاده می‌گردد. در ادامه با توجه به میدان تنش قطعه در حین فرآیند خاموش و روشن شدن ژنراتور، نواحی بحرانی از نظر رشد عیوب تعیین می‌گردد. در ادامه طول ترک بحرانی محاسبه می‌گردد. با مشخص بودن ابعاد ترک بحرانی و تعداد خاموش/روشن شدن‌های مجاز ژنراتور و با شبیه-سازی رشد ترک، ابعاد ترک اولیه مجاز تعیین می‌شود. سپس با استفاده از روابط تجربی موجود در مراجع، ابعاد عیب مجاز در تست التراسونیک تعیین می‌گردد.

۲- مطالعه‌های متالورژیکی

متریال سازنده رینگ نگهدارنده ژنراتور، 18Mn-18Cr است. فرآیند تولید قطعه به صورت فورج و از فولاد ESR بوده است. سیکل عملیات حرارتی این قطعه شامل عملیات انحلال‌سازی (1100-1020°C)، کار سرد و پایداری‌سازی (360-340°C) بوده است. دماغه رینگ نگهدارنده بر روی روتور شریک می‌شود. همزمان ناحیه انتهایی گوه‌های مسی نیز زیر دماغه رینگ قرار می‌گیرد. ناحیه انتهایی رینگ نگهدارنده نیز بر روی یک رینگ فولادی شریک می‌گردد. در شکل (۱) تصویر یک رینگ نگهدارنده نشان داده شده است.

به منظور محافظت از سیم‌پیچ ناحیه انتهایی روتور ماشین‌های الکتریکی در برابر نیروهای گریز از مرکز، از رینگ نگهدارنده^۱ استفاده می‌شود. روش ساخت این قطعات فورجینگ^۲ است. حین فرآیند ساخت قطعات فورج شده بزرگ، عیوب اولیه‌ای در قطعه ایجاد می‌گردد. این عیوب بر عمر نهایی قطعه اثرگذار بوده و می‌تواند عمر آن را به مقدار قابل ملاحظه‌ای کاهش دهند. اتصال رینگ نگهدارنده به روتور به روش شریک^۳ است و قطعه فوق در شرایط کاری در معرض تنش‌های ناشی از شریک و همچنین بارگذاری سیکلیک ناشی از خاموش/روشن کردن ماشین الکتریکی قرار دارد. در اثر چنین بارگذاری‌هایی عیوب اولیه قطعه امکان رشد پیدا می‌کند و در نهایت می‌تواند منجر به شکست ناگهانی قطعه گردد. پیامدهای وقوع چنین نوع حادثه‌ای برای قطعات بزرگی مانند روتور ژنراتورها و توربین‌ها بسیار شدید است [۱]. برای پیش‌گیری از وقوع خرابی ناگهانی لازم است پس از ساخت رینگ نگهدارنده، تست‌های غیرمخرب جهت تشخیص عیوب انجام گردد. به عنوان نمونه تست اولتراسونیک^۴ جهت تعیین اندازه عیوب ایجاد شده حین ساخت قطعات فورج استفاده می‌گردد. یک راه تبدیل عیوب نشان داده شده در تست اولتراسونیک به ترک معادل با استفاده از روش تحلیلی-آزمایشگاهی می‌باشد [۲، ۳]. در این روش با استفاده از نتایج آزمایشگاهی، ثوابت مادی مدل تحلیلی محاسبه می‌گردد.

در گذشته از متریال^۵ 18Mn5Cr برای ساخت رینگ نگهدارنده ماشین‌های الکتریکی مانند ژنراتورها استفاده می‌گردید. نشان داده شده است که این متریال مستعد ترک خوردگی از نوع خوردگی تنشی^۶ است [۴]. این موضوع محققان را بر آن داشت تا آن را با متریالی مقاوم به خوردگی تنشی جایگزین نمایند. بنابراین متریال 18Mn18Cr جایگزین این متریال گردید [۵، ۶]. با توجه به اینکه در پروژه حاضر از متریال 18Mn18Cr استفاده شده است، از رشد ترک ناشی از خوردگی تنشی صرف نظر گردیده است. بیشترین تنش در روتور توسط رینگ نگهدارنده تحمل می‌گردد و این قطعه بحرانی‌ترین جزء روتور است. نشان داده شده است که بخش قابل توجهی از ترک و آسیب در روتور ژنراتورها ناشی از مشکلات در سیم‌پیچی ناحیه انتهایی و رینگ نگهدارنده است [۷]. نیکفر و همکاران [۸] تاثیر پارامترهای مختلف رینگ نگهدارنده بر رفتار مکانیکی آن را بررسی کردند.

⁵ Material⁶ Stress Corrosion Cracking⁷ Surrogate model¹ Retaining Ring² Forging³ Shrink⁴ Ultrasonic



شکل ۱ سطح داخلی رینگ نگهدارنده



شکل ۲ دستگاه‌های آزمایش آنالیز شیمیایی، کشش و ضربه

جدول ۱ نتایج آنالیز شیمیایی رینگ نگهدارنده، متریال 18Mn-18Cr

	C	Si	Mn	Cr	Ni
Test	0.091	0.4	20.0	17.68	0.64
ASTM A289	<0.1	<0.8	>17.5; <20	>17.5; <20	<2
	Mo	V	N	other	Fe
Test	0.1	0.1	0.48	0.21	Base
ASTM A289		<0.25	<0.8	<0.21	

جدول ۲ نتایج آزمون‌های کشش و ضربه متریال 18Mn-18Cr

	E (GPa)	S _y (MPa)	S _u (MPa)	I (J)
Test	200	1197	1212	219
ASTM A289		>1240	>1275	>68

۳- مطالعه‌های تحلیلی

در این بخش روند محاسبه طول ترک مجاز رینگ نگهدارنده ژنراتور بر اساس دیدگاه مکانیک شکست و منحنی تحلیل خرابی ارائه می‌گردد.

جهت بررسی رفتار مکانیکی رینگ نیاز است خواص الاستیک و استحکامی آن مشخص گردد. در ادامه خواص مکانیکی شامل آنالیز شیمیایی، خواص ضربه و خواص کششی متریال ارائه می‌گردد. شکل (۲)، تصویر دستگاه‌های آزمایشی جهت اندازه‌گیری خواص مکانیکی رینگ را نشان می‌دهد.

نتایج آزمون آنالیز شیمیایی قطعه به شرح جدول (۱) است. همان‌گونه که مشاهده می‌گردد، متریال مطابق استاندارد ASTM A289 [۱۳] می‌باشد. مقادیر تمامی عناصر از جمله عنصرهای Cr و Mn در رنج تعریف شده استاندارد قرار دارد. این فولاد با نام فولاد 18-18 نیز شناخته می‌شود.

آزمون‌های کشش و ضربه نیز بر روی نمونه‌های استخراج‌شده در راستای مماسی رینگ انجام گردیده و نتایج آن در جدول (۲) آورده شده است.

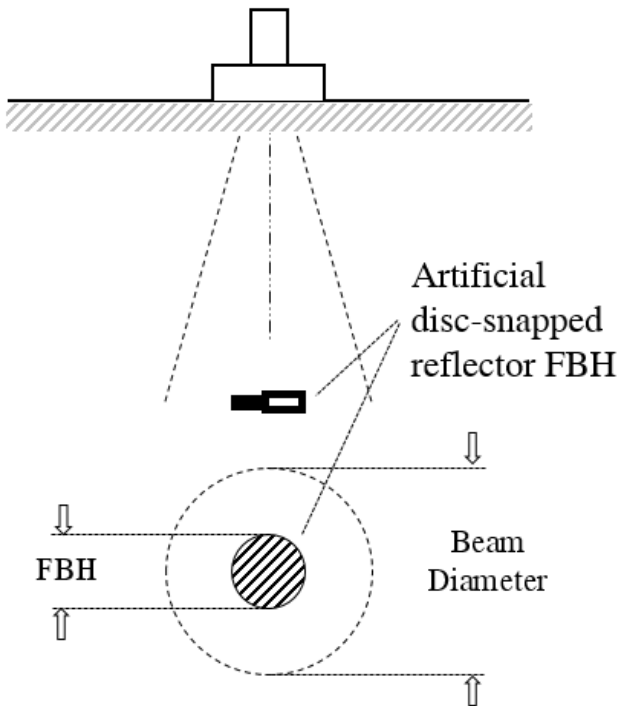
ویژگی رایج فولاد 18-18 نزدیک بودن استحکام تسلیم و استحکام نهایی آن است. با استفاده از نتایج آزمون‌های کشش و ضربه متریال، می‌توان با تقریب خوبی چقرمگی شکست متریال را محاسبه کرد. در استاندارد BS 7910 [۱۱] روند محاسبه چقرمگی شکست ماده از نتایج سایر خواص مکانیکی توضیح داده شده است.

از نتایج مدول الاستیک و خواص استحکامی متریال در ادامه در مدل تحلیلی استفاده می‌گردد.

۳-۱- تعیین ابعاد ترک معادل با عیب

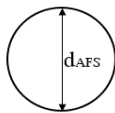
در رابطه (۱) به عنوان ضریب تصحیح تعریف شده است. مقدار این ضریب تابعی از اندازه عیب موجود در قطعه است.

$$\begin{aligned} \text{for } EFBH \leq 4 \text{ mm} \quad k &= 2 \\ \text{for } EFBH \geq 5 \text{ mm} \quad k &= 1.7 \end{aligned} \quad (2)$$



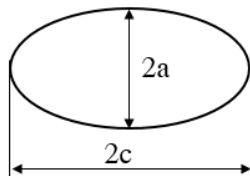
شکل ۴ شماتیکی از مفهوم طول مجازی پرتو صوت در محل عیب و مقدار EFBH [۲]

ابعاد واقعی ناپیوستگی هندسی:
 $d_{AFS} = k \times EFBH$



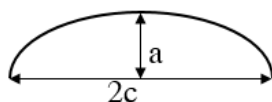
ترک بیضوی بحرانی با همان مساحت:

$$\frac{a}{c} = 0.4 \text{ and } a = \frac{d_{AFS}}{\sqrt{10}}$$



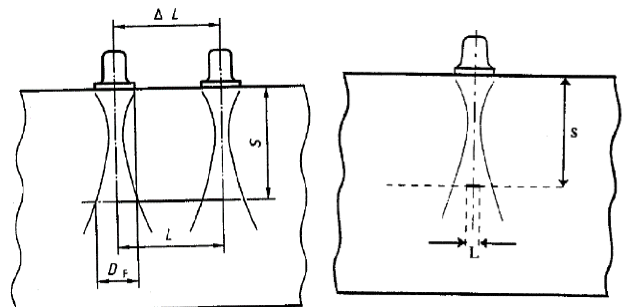
ترک بیضوی بحرانی با همان مساحت:

$$\frac{a}{c} = 0.4 \text{ and } a = \frac{d_{AFS}}{\sqrt{5}}$$



شکل ۵ شماتیک از ترک‌های داخل صفحه معادل با عیب

در این بخش محاسبات ترک معادل با عیب مشاهده شده در آزمایش اولتراسونیک ارائه می‌گردد. در تست اولتراسونیک، منفرد یا گروهی بودن عیب و ابعاد هندسی آن با دقت مطلوبی قابل تعیین است. در تحقیق حاضر، تحلیل‌ها بر عیوب منفرد قطعه متمرکز است. نشان داده شده است که عیوب منفرد به دو دسته عیوب کوچک^۱ و عیوب بزرگ^۲ دسته‌بندی می‌گردد. عیوبی در دسته اول قرار می‌گیرند که در محل تشخیص عیب، طول عیب از طول پرتو صوت که به صورت مجازی اندازه‌گیری می‌گردد، کوچکتر باشد. در غیر این صورت، عیب در دسته دوم قرار می‌گیرد.



عیب با ابعاد بزرگ

عیب با ابعاد کوچک

شکل ۳ عیوب داخل صفحه با ابعاد کوچک و بزرگ [۱۴]

در رینگ نگهدارنده ژنراتور، عیوب داخل صفحه با ابعاد بزرگ قابل قبول نمی‌باشد. بنابراین در تحقیق حاضر، تنها عیوب با اندازه کوچک بررسی می‌گردد. به طور معمول در آزمایش اولتراسونیک با استفاده از روش DGS^۳ عیب با یک حفره استوانه‌ای مسطح موسوم به EFBH^۴ معادل‌سازی می‌شود [۲]. شکل (۴) به صورت شماتیک مفهوم EFBH را نشان می‌دهد. به عبارت دیگر، عیب با یک دایره معادل‌سازی می‌شود که قطر آن دایره برابر با EFBH است. واحد این مفهوم میلی‌متر است. به بیان دیگر می‌توان گفت در صورتی یک دیسک یا یک حفره استوانه‌ای با قطر هم‌اندازه با EFBH در محل عیب وجود داشته باشد سیگنالی مشابه با سیگنال عیب موجود در قطعه را تولید می‌کند. به صورت آزمایشگاهی نشان داده شده است [۲] که اندازه قطر EFBH با اندازه قطر واقعی عیب رابطه مستقیم دارد. بنابراین، رابطه زیر برای تعیین قطر EFBH ارائه شده است.

$$d_{AFS} = k \cdot EFBH \quad (1)$$

³ Distance Gain Size

⁴ Equivalent Flat Bottom Hole

¹ Large discontinuity

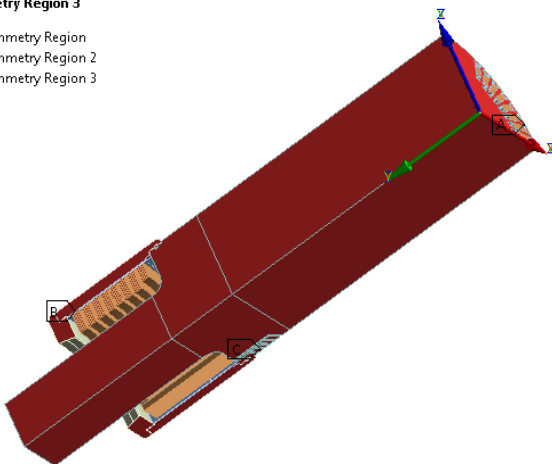
² Small discontinuity

افزار ANSYS انجام شده است. تحلیل شامل سه مرحله به شرح زیر می‌باشد.

- شرینگ رینگ نگهدارنده روی روتور و اینسرت رینگ^۱
 - سرعت دورانی و شرایط دمایی در شرایط کارکرد عادی روتور
 - سرعت دورانی در شرایط تست سرعت بالا
- با توجه به وجود تقارن و به منظور کاهش زمان حل، یک هشتم کل هندسه مدل می‌شود؛ به همین دلیل روی سطوح برش داده شده مشابه شکل (۷) شرط مرزی تقارن اعمال شده است.

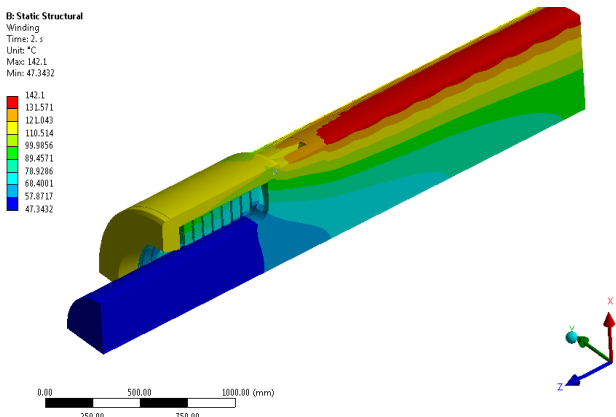
Symmetry Region 3

- A Symmetry Region
- B Symmetry Region 2
- C Symmetry Region 3



شکل ۷ شرط‌های تقارن اعمال شده بر روی هندسه

توزیع دمای شرایط کارکردی نیز که از خروجی تحلیل‌های CFX به دست آمده به عنوان شرط دمایی در مدل اعمال شده است. شکل (۸) توزیع دمای مجموعه روتور خروجی نرم‌افزار CFX نشان داده شده است.



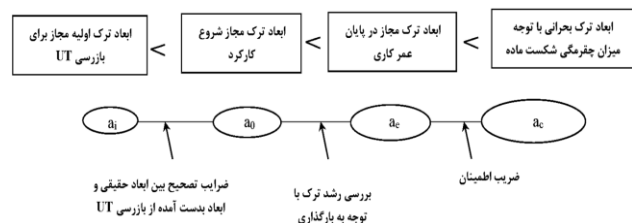
شکل ۸ توزیع دمای مجموعه روتور خروجی نرم‌افزار CFX

سرعت دورانی در شرایط کاری $\omega = 3000 \text{ RPM}$ و برای تست سرعت بالا $\omega = 3600 \text{ RPM}$ اعمال شده است. تماس

مطابق با روندی که در مرجع [۲] معرفی شده است، ترک‌های با شکل بیضی و نیم‌بیضی با نسبت قطر کوچک به قطر بزرگ (a/c) برابر با 0.4 با سطح مقطع برابر با سطح مقطع واقعی عیب برای تحلیل مکانیک شکست در نظر گرفته می‌شود. نشان داده شده است که نسبت 0.4 نسبتی است که در آن ضریب شدت تنش بیشترین مقدار را در بین تمامی ترک‌های با این سطح مقطع دارد [۲]. با انجام محاسبات هندسی، ابعاد ترک‌های بیضی و نیم‌بیضی معادل تعیین می‌گردد. نحوه انجام این روند در شکل (۵) نشان داده شده است.

۲-۳- روند انجام آنالیز مکانیک شکست و تعیین ابعاد ترک اولیه مجاز

ابعاد ترک با فرض مکانیک شکست الاستیک خطی تعیین می‌گردد. در شکل (۶)، روندنمای تحلیل ایمنی با فرض مکانیک شکست الاستیک خطی و برای بارگذاری‌های کم‌چرخه ارائه شده است. روند کار بدین صورت است که ابتدا با در نظر گرفتن مقدار چقرمگی شکست متریال و میدان تنش، عمق ترک بحرانی شعاع کوچک بیضی (نسبت $a/c=0.4$) تعیین می‌شود. در ادامه ابعاد ترک مجاز در شروع کارکرد، a_0 ، با استفاده از ابعاد ترک بحرانی و بررسی رشد ترک در اثر بارگذاری سیکلیک ناشی از خاموش/روشن شدن ژنراتور تعیین می‌گردد. بر اساس داده‌های مرجع [۲] ضریب اطمینان برابر با $2/25$ در نظر گرفته می‌شود. در مرحله بعد، با استفاده از ضریب تصحیح تجربی، ابعاد اولیه مجاز بازرسی‌های اولتراسونیک تعیین می‌گردد. همان‌گونه که اشاره گردید، ژنراتور برای 10000 سیکل خاموش/روشن کردن طراحی شده است [۱۲].



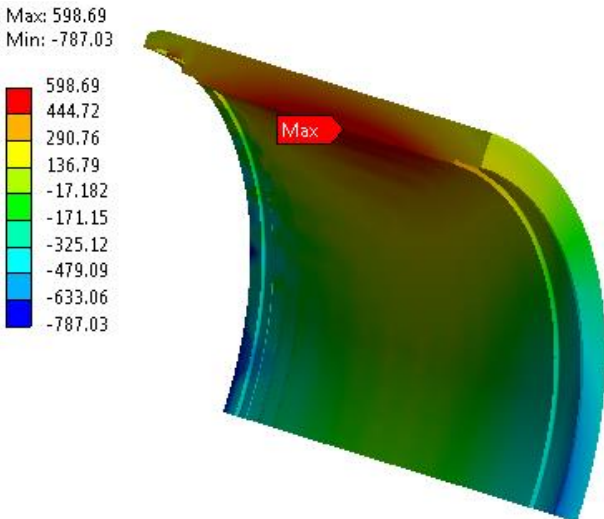
شکل ۶ روند آنالیز ایمنی بر مبنای مکانیک شکست [۲]

۳-۳- میدان تنش قطعه

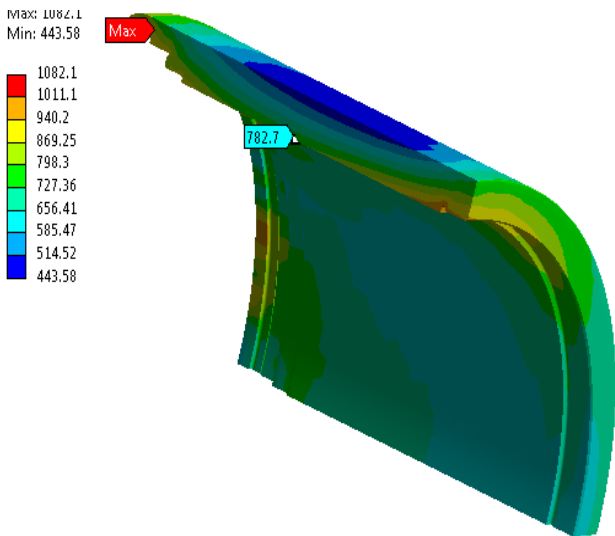
به منظور تعیین میدان تنش رینگ نگهدارنده تحلیل سه‌بعدی روتور ژنراتور با استفاده از روش اجزای محدود و به کمک نرم

¹ Insert ring

حداکثر تنش است. بنابراین لازم است حداکثر تنش شرایط Over speed مشخص گردد. شکل (۱۱) نشان می‌دهد که تنش حداکثر نواحی میانی ۷۸۰ مگاپاسکال و در دماغه ۱۰۸۲ مگاپاسکال است.



شکل ۱۰ بازه تغییرات تنش محیطی بین دو حالت شرینگ و شرایط کارکرد نرمال ژنراتور



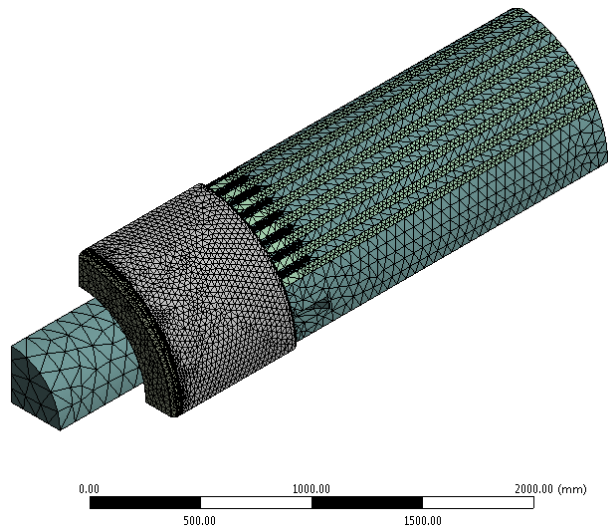
شکل ۱۱ کانتور تنش شرایط Over speed با سرعت 3600 دور بر دقیقه

۳-۴- تعیین ضریب شدت تنش

رینگ نگهدارنده دارای هندسه به شکل استوانه می‌باشد. بنابراین برای محاسبه ضریب شدت تنش، از ضریب شدت تنش ترک طولی نیم‌بیضی در هندسه استوانه (شکل (۱۲)) می‌توان استفاده کرد. یکی از روش‌های رایج برای تعیین ضریب شدت تنش در استوانه‌ها روش تابع وزن است. بر مبنای این روش با مشخص بودن تابع وزنی مربوط به هندسه استوانه‌ای مورد نظر و

بین قطعات مختلف از نوع اصطکاکی تعریف می‌شود. برای مش بندی مدل از ۱،۵۳۵،۴۴۹ گره (۸۱۵،۹۸۷ المان) استفاده شده است. شکل (۹) مش بندی کلی را نشان می‌دهد.

تنش‌های ناشی از شرینگ در شفت روتور و بارگذاری سیکلیک ناشی از خاموش/روشن کردن ژنراتور به رینگ نگهدارنده ژنراتور اعمال می‌گردد. نتایج نشان می‌دهد که حداکثر تغییرات تنش اصلی در زمان خاموش/روشن شدن ژنراتور در طول رینگ و در بخش میانی آن اتفاق می‌افتد.



شکل ۹ مش بندی مدل برای تحلیل المان محدود

تنش اصلی که می‌تواند منجر به ایجاد و رشد ترک در سطح داخلی رینگ نگهدارنده گردد، تنش محیطی است. بازه تغییرات تنش در نواحی میانی رینگ نگهدارنده در حدود ۶۰۰ مگاپاسکال و در ناحیه شرینگ ۴۸۰ مگاپاسکال است. کانتور تنش در شکل (۱۰) نشان داده شده است. بارگذاری بحرانی مسئله، حالت over-speed یا همان سرعت ۳۶۰۰ دور بر دقیقه است. کانتور تنش در این حالت در شکل (۱۱) نشان داده شده است. همان‌گونه که مشاهده می‌گردد از نظر تنش‌های استاتیکی، دماغه، ناحیه بحرانی رینگ نگهدارنده است. حداکثر تنش در ناحیه میانی رینگ ۷۸۰ مگاپاسکال و در نواحی شرینگ ۱۰۸۲ مگاپاسکال است. از بازه تغییرات تنش در محاسبه رشد ترک و از حداکثر تنش در تعیین ابعاد ترک بحرانی در پایان عمر کاری استفاده می‌شود.

بنابراین از بررسی میدان تنش مشاهده گردید که ناحیه میانی رینگ که بیشترین بازه تغییرات تنش در آن رخ می‌دهد به همراه ناحیه دماغه که حداکثر تنش در آن قسمت است، نواحی بحرانی مسئله هستند که در محاسبات تعیین ابعاد ترک اولیه مجاز به کار می‌روند. معیار تعیین ابعاد ترک بحرانی، مقدار

[۱۵] این ضرایب برای هندسه استوانه با نسبت شعاع به ضخامت ۱۰ تعیین و ارائه شده است.

$$M_{1A} = \frac{\pi}{\sqrt{2Q}} (4Y_0 - 6Y_1) - \frac{24}{5} \quad (۶)$$

$$M_{2A} = 3 \quad (۷)$$

$$M_{3A} = 2 \left(\frac{\pi}{\sqrt{2Q}} Y_0 - M_{1A} - 4 \right) \quad (۸)$$

$$M_{1B} = \frac{\pi}{\sqrt{4Q}} (30F_1 - 18F_0) - 8 \quad (۹)$$

$$M_{2B} = \frac{\pi}{\sqrt{4Q}} (60F_0 - 90F_1) + 15 \quad (۱۰)$$

$$M_{3B} = -(1 + M_{1B} + M_{2B}) \quad (۱۱)$$

ضرایب Q, Y_0, Y_1, F_0, F_1 در این روابط ضریب وابسته به هندسه ترک نیم‌بیضوی می‌باشد. بعد از تعیین تابع وزن برای نقاط عمقی و سطحی، $m_A(x, a)$ و $m_B(x, a)$ ضریب شدت تنش برای هر یک از نقاط سطحی و عمقی با استفاده از رابطه (۳) قابل تعیین خواهد بود.

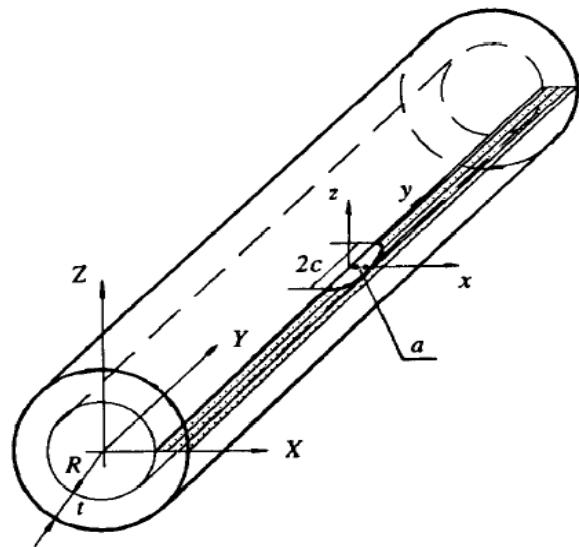
در رینگ نگهدارنده نسبت شعاع به ضخامت برای نواحی میانی در حدود $7/5$ و برای نواحی شیرینک در حدود 14 می‌باشد. علاوه بر آن روابط ارائه شده در این مرجع برای نسبت عمق به ضخامت $0.8 < a/t < 1$ و نسبت $0 < a/c < 1$ صادق است. به منظور اطمینان از کم بودن خطای روابط این مرجع برای هندسه رینگ نگهدارنده، برای دو ترک یکی با ابعاد کوچک و دیگری بزرگ، ضریب شدت تنش به صورت همزمان با استفاده از نرم افزار Ansys Workbench تعیین و با نتایج روابط تحلیلی مقایسه شده است. بارگذاری به صورت یکنواخت و برابر با 1 مگاپاسکال بر روی سطح ترک در نظر گرفته شده و مدل‌سازی برای دو ناحیه دماغه و میانی انجام شده است. در هندسه و مش‌بندی ترک مدل‌سازی شده در نواحی دماغه رینگ نگهدارنده قابل مشاهده می‌باشد.

مقایسه مقادیر ضریب شدت تنش تحلیل المان محدود و روابط نیمه‌تحلیلی برای کوچکترین ترک (عمق 0.5 میلی‌متر) و ترک بزرگ (عمق 8 میلی‌متر) در شکل‌های (۱۴) و (۱۵) نشان داده شده است.

توزیع تنش، ضریب شدت تنش با استفاده از رابطه (۳) قابل تعیین است.

$$K_I = \int_0^a \sigma(x) m(x, a) dx \quad (۳)$$

در این رابطه $\sigma(x)$ توزیع تنش در طول جبهه ترک و $m(x, a)$ تابع وزن است که با استفاده از یک ضریب شدت تنش مرجع تعیین می‌شود. بر اساس اصل برهم‌نهی می‌توان از میدان تنش به دست آمده از تحلیل هندسه بدون ترک در محلی که ترک در آن در نظر گرفته شده استفاده نمود.



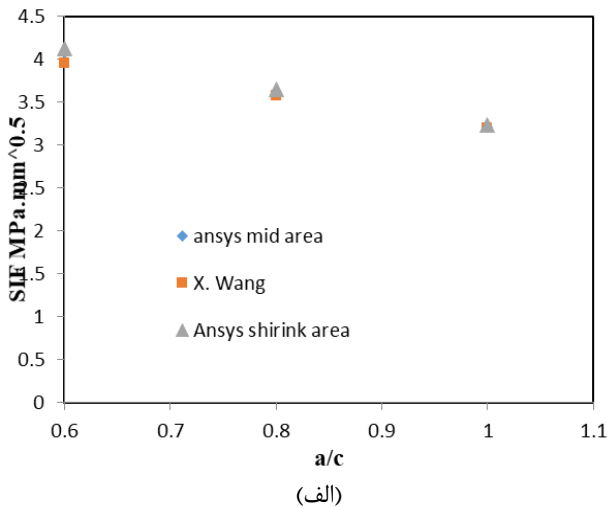
شکل ۱۲ هندسه و ابعاد ترک نیم‌بیضوی طولی در استوانه [۱۵]

فرم عمومی تابع وزن برای ترک‌های نیم‌بیضوی که در مرجع [۱۶] ارائه شده، به ترتیب برای نقاط عمقی و سطحی ترک به صورت روابط (۴) و (۵) می‌باشد.

$$m_A(x, a) = \frac{2}{\sqrt{2\pi(a-x)}} \left[1 + M_{1A} \left(1 - \frac{x}{a}\right)^{1/2} + \dots + M_{2A} \left(1 - \frac{x}{a}\right) + M_{3A} \left(1 - \frac{x}{a}\right)^{3/2} \right] \quad (۴)$$

$$m_B(x, a) = \frac{2}{\sqrt{2\pi(a-x)}} \left[1 + M_{1B} \left(\frac{x}{a}\right)^{1/2} + \dots + M_{2B} \left(\frac{x}{a}\right) + M_{3B} \left(\frac{x}{a}\right)^{3/2} \right] \quad (۵)$$

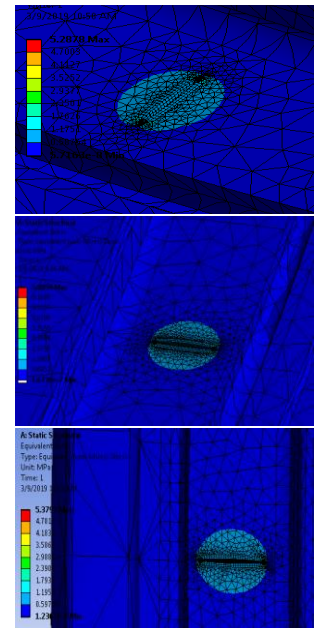
در اینجا $m_A(x, a)$ تابع وزن برای نقطه عمقی و $m_B(x, a)$ تابع وزن برای نقطه سطحی ترک است. ضرایب $M_{1A}, M_{2A}, M_{3A}, M_{1B}, M_{2B}, M_{3B}$ با استفاده از دو ضریب شدت تنش مرجع قابل تعیین هستند. در مرجع



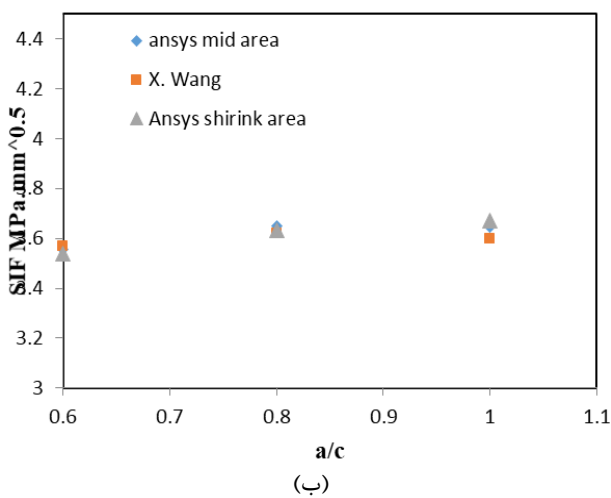
$a/c = 1$

$a/c = 0.8$

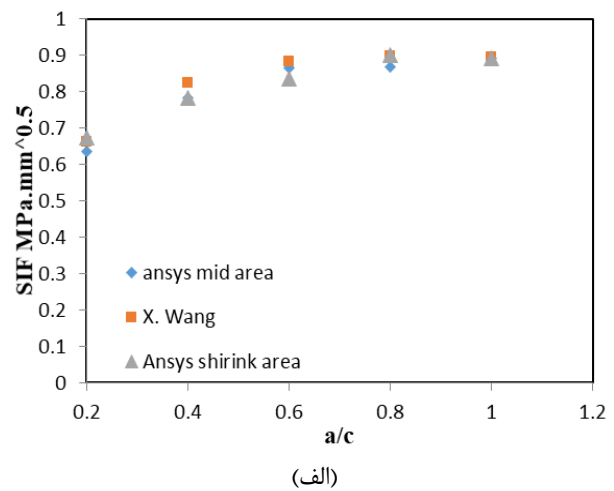
$a/c = 0.6$



شکل ۱۳ مدل سازی ترک نیم بیضوی در نواحی دماغه رینگ با استفاده از Ansys Workbench



(ب)



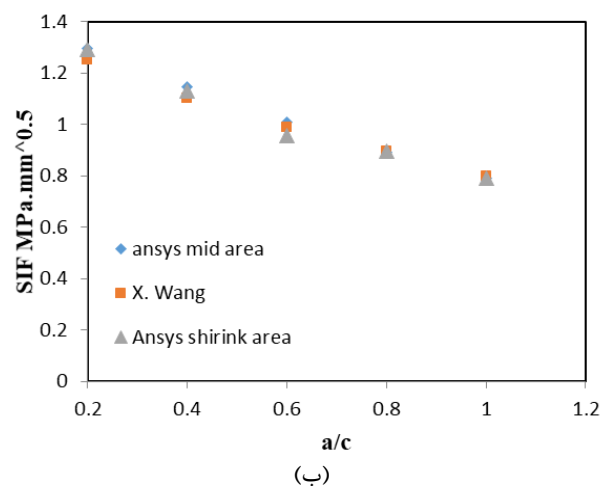
(الف)

شکل ۱۵ مقایسه مقادیر ضریب شدت تنش حاصل از تحلیل المان محدود با روابط نیمه تحلیلی ترک نیم بیضوی با عمق ۸ میلی متر برای؛ الف- نقطه عمقی ب- نقطه سطحی

با مقایسه نتایج حاصل از روابط نیمه تحلیلی و نتایج المان محدود، مشاهده می گردد حداکثر اختلاف نتایج دو روش برای حالت های مختلف کمتر از ۱۰ درصد است.

۳-۵- تعیین سائز ترک بحرانی

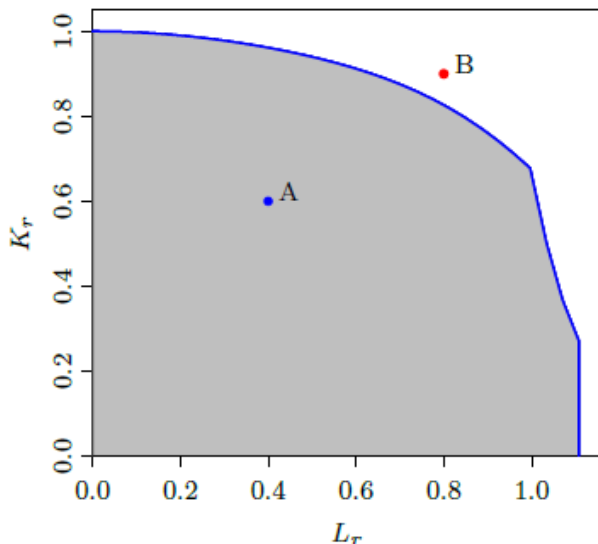
با استفاده از چقرمگی شکست ماده، سائز ترک بحرانی تعیین می گردد. نشان داده شده است که چقرمگی شکست آلیاژ 18Mn-18Cr با استحکام تسلیم آن رابطه معکوس دارد. مرجع [۱۷] ارتباط چقرمگی شکست و تنش تسلیم آلیاژهای 18Mn-18Cr و 18Mn-5Cr را نشان می دهد. این ارتباط در شکل (۱۶) نیز نشان داده شده است. چقرمگی شکست رینگ نگهدارنده با استحکام تسلیم ۱۱۹۷ مگاپاسکال (جدول (۲)) $250 MPa\sqrt{m}$ می باشد. اندازه ترک بحرانی بر اساس حداکثر تنش طراحی مشخص می شود. طراحی رینگ نگهدارنده برای



(ب)

شکل ۱۴ مقایسه مقادیر ضریب شدت تنش حاصل از تحلیل المان محدود با روابط نیمه تحلیلی ترک نیم بیضوی با عمق ۰/۵ میلی متر برای؛ الف- نقطه عمقی ب- نقطه سطحی

بروز و ماندگاری می‌شود. در ادامه و با در نظر گرفتن ضریب اطمینان ۲/۲۵ بر روی اندازه ترک بحرانی ابعاد مجاز در پایان عمر کاری تعیین می‌گردد. اندازه ترک مجاز در پایان عمر کاری برای نواحی میانی و نواحی دماغه رینگ نگهدارنده به ترتیب، ۱۳/۳ میلیمتر و ۶/۴۴ میلیمتر است.



شکل ۱۷ نمونه‌ای از یک دیاگرام FAD

۳-۶- شبیه‌سازی رشد ترک و تعیین سائز عیب اولیه مجاز

به منظور بررسی رشد ترک در رینگ از کدنویسی در نرم‌افزار متلب استفاده شده است. با فرض یکسان بودن توزیع تنش در جهت ضخامت رینگ، ثابت رابطه پاریس برای متریال 18Mn-18Cr مطابق رابطه (۱۳) محاسبه می‌گردد. [۱۹].

$$\frac{\Delta a}{\Delta N} = 570 \left(\frac{\Delta K}{E} \right)^{2.7} \quad (13)$$

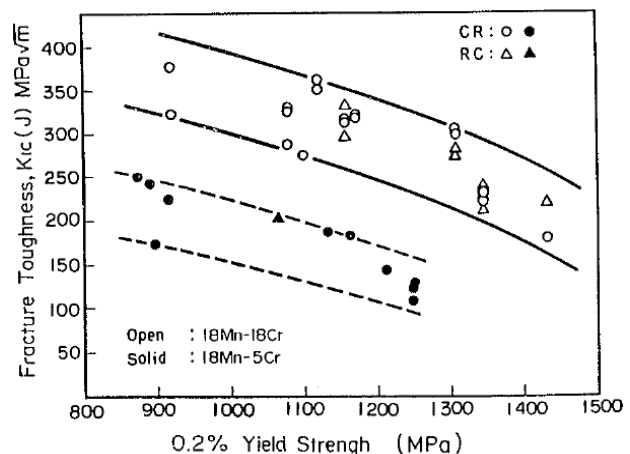
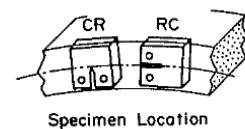
لازم به ذکر است که مقدار مدول یانگ رینگ مطابق مقادیر جدول (۲)، ۲۰۰ گیگاپاسکال بوده و ضریب شدت تنش و $\frac{\Delta a}{\Delta N}$ به ترتیب بر حسب $MPa\sqrt{m}$ و $\frac{m}{cycle}$ می‌باشد.

نمودار تغییرات عمق ترک بر حسب تعداد سیکل برای ابعاد ترک اولیه متفاوت در نواحی میانی و دماغه رینگ نگهدارنده به ترتیب در شکل‌های (۱۸) و (۱۹) نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود عمق ترک مجاز در شروع عمر کاری برای نواحی میانی و دماغه به ترتیب ۷/۲ میلی‌متر و ۴/۵ میلیمتر می‌باشد.

سرعت‌های ۱/۲ برابر سرعت نامی رینگ است و لازم است در این سرعت نیز هیچ‌گونه خرابی روی ندهد. فرضیات مکانیک شکست الاستیک خطی با توجه به بالا بودن سطح تنش در رینگ قابل استفاده نمی‌باشد. بنابراین در این قسمت، از دیاگرام تحلیل خرابی، $FAD^{[11]}$ ، استفاده می‌شود. در روش دیاگرام تحلیل خرابی، تحلیل رفتار پلاستیک ماده نیز در نظر گرفته می‌شود. یک نمونه از دیاگرام تحلیل خرابی در شکل (۱۷) نشان داده شده است. محور عمودی در این دیاگرام ضریب تصحیح مورد نیاز بر روی چقرمگی شکست ماده و محور افقی نیز بیانگر نسبت بار اعمالی به بار مورد نیاز برای ایجاد ماندگاری در اثر ریزش پلاستیک^۲ است. با مشخص بودن ضریب تصحیح، حداکثر ضریب شدت تنش قابل تحمل قبل از ریزش پلاستیک با استفاده از رابطه (۱۲) قابل تعیین می‌باشد.

$$K_r = \frac{K_I}{K_{IC}} \quad (12)$$

از آنجایی که نسبت بار نیز به میدان تنش اعمالی وابسته می‌باشد، ضریب تصحیح برای نواحی میانی و دماغه رینگ نگهدارنده متفاوت است. بر مبنای روش معرفی شده در مرجع [۱۸] ضریب تصحیح برای نواحی میانی رینگ نگهدارنده ۰/۸۷۸ و برای نواحی دماغه ۰/۷۶۷ تعیین گردید.

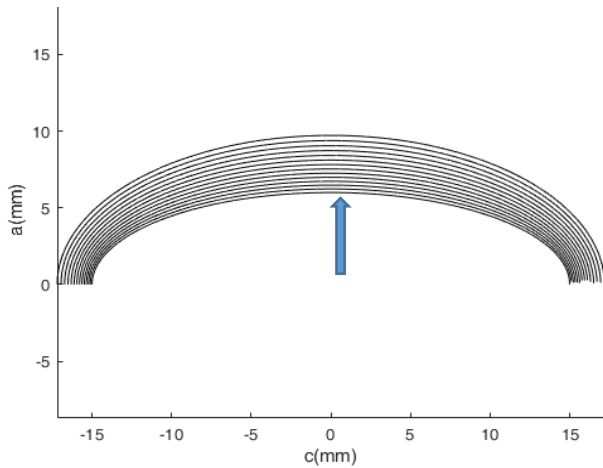


شکل ۱۶ تغییرات چقرمگی شکست ماده بر حسب تنش تسلیم برای دو آلیاژ 18Mn-5Cr و 18Mn-18Cr [۱۷]

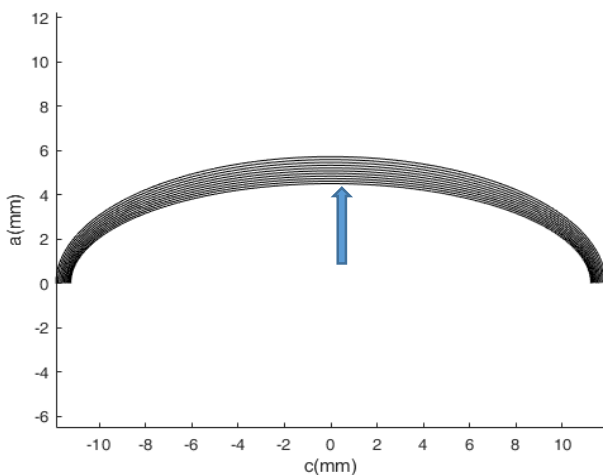
در شکل (۱۷) وضعیت تنشی نقطه A منجر به ماندگاری نمی‌گردد؛ در حالی که در وضعیت تنشی نقطه B عیب منجر به

² Plastic collapse

¹ Failure Analysis Diagram



شکل ۲۰ الگوی رشد ترک در نواحی میانی



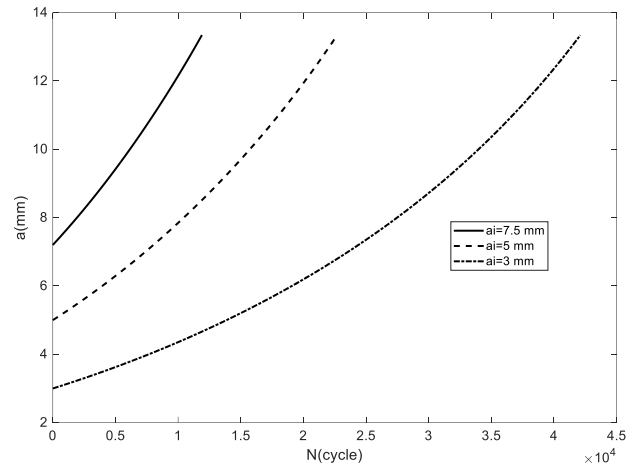
شکل ۲۱ الگوی رشد ترک در نواحی دماغه

۴- جمع بندی و نتیجه گیری

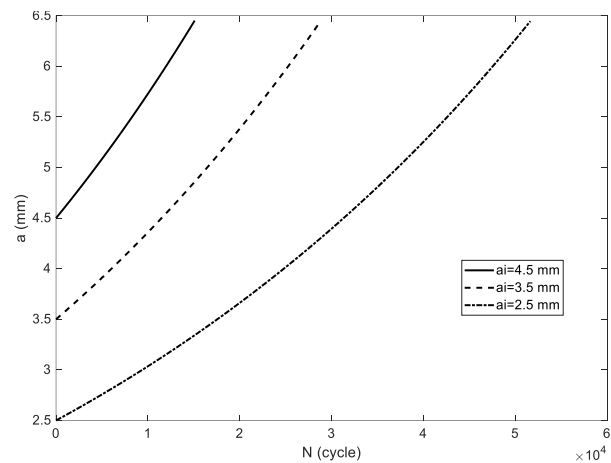
در این تحقیق متدولوژی جهت ارزیابی عمر رینگ نگهدارنده ژنراتور ارائه گردیده است. برای این منظور، دو بخش رینگ که از نظر تنش سیکلیک و تنش حداکثر بحرانی بودند، انتخاب شد. سپس تحلیل مکانیک شکست انجام گرفته و ابعاد ترک اولیه مجاز در نواحی بحرانی تعیین گردید. در ادامه با استفاده از روابط تجربی موجود، اندازه اولیه ترک مجاز تست‌های اولتراسونیک محاسبه گردید. محاسبات نشان می‌دهد سایز عیب اولیه مجاز برابر ۵ میلیمتر است. لازم به ذکر است که در محاسبات چقرمگی شکست ماده، تاثیر دما در نظر گرفته نشده است. همچنین رشد عیب تنها بر اساس پدیده خستگی در نظر گرفته شده است.

۵- مراجع

[1] F. Radaelli, C. Amann, A. Aydin, I. Varfolomeev, P. Gumbsch, and K. Kadau, "A probabilistic model for



شکل ۱۸ نمودار تغییرات عمق ترک بر حسب تعداد سیکل در نواحی میانی برای ابعاد ترک اولیه به ترتیب ۳، ۵، ۷/۵ میلیمتر



شکل ۱۹ نمودار تغییرات عمق ترک بر حسب تعداد سیکل در نواحی دماغه برای ابعاد ترک اولیه به ترتیب ۲/۵، ۳/۵، ۴/۵ میلیمتر

شکل (۲۰) الگوی رشد ترک در قسمت میانی رینگ را نشان می‌دهد. در این نواحی سرعت رشد ترک به علت بالا بودن دامنه تنش سیکلی، بالاتر است. اما در قسمت دماغه، به علت بالا بودن حداکثر تنش رینگ، ابعاد ترک بحرانی مجاز کمتر است. این موضوع در شکل (۲۱) نشان داده شده است.

بر اساس مشاهدات صورت گرفته، دماغه رینگ، قسمت بحرانی آن است. با استفاده از روابط تجربی مقدار مجاز EFBH حاصل از تست اولتراسونیک به منظور جلوگیری از واماندگی نواحی بحرانی، ۵ میلیمتر حاصل می‌گردد.

اگرچه در ابتدای این تحقیق اشاره گردید که متریال 18Mn-18Cr به رشد ترک در اثر پدیده خوردگی تنشی مقاوم است، اما همچنان نمی‌توان به طور کامل از ریسک رشد عیب در اثر این پدیده صرف نظر کرد. بنابراین نیاز است اثر این پدیده نیز همراه با پدیده خستگی در نظر گرفته شود. موضوع دیگر به عدم در نظر گرفتن تاثیر دما بر چقرمگی شکست رینگ بر می‌گردد. برای این منظور لازم است ترک بحرانی بر اساس چقرمگی شکست کمترین دمای استارت مجاز ماشین محاسبه گردد.

- Engineering Conference*, 2005, pp. 673-679, <https://doi.org/10.1115/DETC2005-84974>.
- [11] B. S. Publication, "Guide to methods for assessing the acceptability of flaws in metallic structures," ed: BSI Standards, 2019, <https://knowledge.bsigroup.com/products/guide-to-methods-for-assessing-the-acceptability-of-flaws-in-metallic-structures>.
- [12] I. K. Geoff Klempner, *Handbook of large turbogenerator operation and maintenance*: JOHN WILEY & SONS, 2008, <https://doi.org/10.1002/9780470382769>.
- [13] A. A289, "Standard Specification for Alloy Steel Forgings for Nonmagnetic Retaining Rings for Generators," ed, 2018, https://doi.org/10.1520/A0289_A0289M-97R18.
- [14] E. C. f. Standardization, "DINEN583 Ultrasonic examination," in *Part 5: Characterization and sizing of discontinuities*, ed, 2001, <https://dx.doi.org/10.31030/2102103>.
- [15] X. Wang and S. Lambert, "Stress intensity factors and weight functions for longitudinal semi-elliptical surface cracks in thin pipes," *International journal of pressure vessels and piping*, vol. 65, pp. 75-87, 1996, [https://doi.org/10.1016/0308-0161\(94\)00160-K](https://doi.org/10.1016/0308-0161(94)00160-K).
- [16] G. Glinka and G. Shen, "Universal features of weight functions for cracks in mode I," *Engineering Fracture Mechanics*, vol. 40, pp. 1135-1146, 1991, [https://doi.org/10.1016/0013-7944\(91\)90177-3](https://doi.org/10.1016/0013-7944(91)90177-3).
- [17] K. Orita, Y. Ikeda, T. Iwadata, and J. Ishizaka, "Development and production of 18Mn-18Cr non-magnetic retaining ring with high yield strength," *ISIJ International*, vol. 30, pp. 587-593, 1990, <https://doi.org/10.2355/isijinternational.30.587>.
- [18] S. Webster, A. Bannister, "SINTAP (Structural Integrity Assessment Procedures for European Industry)," *Brite-Euram Project*, 1999, [https://doi.org/10.1016/S0013-7944\(00\)00070-9](https://doi.org/10.1016/S0013-7944(00)00070-9).
- [19] A. Balitskii, O. Krohmalny, and I. Ripey, "Hydrogen cooling of turbogenerators and the problem of rotor retaining ring materials degradation," *International journal of hydrogen energy*, vol. 25, pp. 167-171, 2000, [https://doi.org/10.1016/S0360-3199\(99\)00023-3](https://doi.org/10.1016/S0360-3199(99)00023-3).
- forging flaw crack nucleation processes for heavy duty gas turbine rotor operations," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 144, p. 121026, 2022, <https://doi.org/10.1115/1.4056044>.
- [2] T.-U. Kern, J. Ewald, and K. Maile, "Evaluation of NDT-signals for use in the fracture mechanics safety analysis," *Materials at high temperatures*, vol. 15, pp. 107-110, 1998, <https://doi.org/10.1080/09603409.1998.11689587>.
- [3] K. Mayer, C. Berger, G. Gnirss, D. Heinrich, and W. Prestel, "Investigations by non-destructive inspection to determine the size of natural defects in large forgings of turbogenerators," *Nuclear engineering and design*, vol. 144, pp. 155-170, 1993, [https://doi.org/10.1016/0029-5493\(93\)90017-4](https://doi.org/10.1016/0029-5493(93)90017-4).
- [4] R. Viswanathan, "Materials for generator retaining rings: a state-of-the-art review," 1980, <https://doi.org/10.1115/1.3225015>.
- [5] W. Moore, "Damage Mechanisms Found in Generator Rotor 18Mn18Cr Retaining Rings," in *ASME Power Conference*, 2016, p. V001T09A002, <https://doi.org/10.1115/POWER2016-59101>.
- [6] J. W. Noteboom, "Generator Retaining Rings: In Situ Inspection and Life Assessment," in *ASME Power Conference*, 2009, pp. 315-324, <https://doi.org/10.1115/POWER2009-81072>.
- [7] J. Hussa, "Failure Mechanisms of Turbo Generator Rotor," 2023 <https://urn.fi/URN:NBN:fi:amk-2023121336836>.
- [8] M. Nikfar, P. Amirimotlagh, and H. Kalantari, "Investigation of the retaining ring parameters in design," presented at the The 29th Annual International Conference of Iranian Society of Mechanical Engineers & 7th Conference on Thermal Power Plants 2021, <https://civilica.com/doc/1238302>.
- [9] A. Sharma, A. Khandelwal, and R. Relan, "Surrogate Modelling of the Retaining Ring Shrink Fit in a Turbogenerator," in *National Conference on Multidisciplinary Analysis and Optimization*, 2021, pp. 241-252, https://doi.org/10.1007/978-981-19-3938-9_27.
- [10] J.-M. Lee, C.-H. Kim, and Y.-H. Ju, "Stress Analysis and Life Assessment of Rotor and Retaining Ring of Generator for Fossil Power Plant," in *International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in*