



پایان نامه کارشناسی ارشد

مهندسی مکانیک - طراحی کاربردی

**پیشنهاد یک نمونه جدید تست خستگی به منظور بررسی
رفتار ترک در مخازن استوانه‌ای جدار ضخیم تحت فشار**

احسان محمدی

اساتید راهنما :

دکتر محمود شریعتی ، دکتر مجید میرزایی

تیرماه ۱۷



Shahrood University of Technology

Mechanical Faculty

***Suggestion of a new fatigue test specimen
For research on behavior of fatigue crack
propagation in
Thick-walled, under pressure cylindrical vessels***

by

Ehsan Mohammadi

Advisor Professors:

Dr M. Shariati –Dr M. Mirzaei

June 2008

چکیده

در این پروژه رشد ترک نیمه بیضوی در دیواره مخازن استوانه‌ای جدار ضخیم مورد بررسی قرار می‌گیرد. با توجه به اهمیت مسئله رشد ترک در مخازن استوانه‌ای تحت فشار، هدف، دستیابی به نمونه آزمون جدیدی است که بکمک آن بتوان با داشتن پارامترهای هندسی و فیزیکی مسئله میزان عمر خستگی این

مخازن را بطور دقیقتری نسبت به آزمونهای استاندارد موجود به طور تجربی پیش‌بینی نمود. ابتدا در فصل ۱ به مقدمه‌ای پیرامون علم مکانیک شکست و خستگی ترک خواهیم پرداخت و سپس در فصل ۲ مباحث تئوری و تحلیلی مربوط به مخازن تحت فشار و شرایط ایجاد انواع ترک در مخازن مورد بررسی قرار می‌گیرد. در فصل ۳ تحقیقات و کارهای صورت گرفته در گذشته پیرامون ترکهای نیمه بیضوی در مخازن استوانه‌ای تحت فشار ارائه می‌گردد. در فصل ۴ روش تحقیق پیرامون نحوه‌ی نیل به هدف پروژه یعنی ارائه یک نمونه هندسی جدید بیان می‌گردد و نهایتاً در فصل ۵ به بررسی و مقایسه نتایج حاصل از آزمونهای خستگی نمونه جدید، نمونه استاندارد و مخزن استوانه‌ای و بیان دلایل برتری نمونه جدید نسبت به نمونه‌های استاندارد فعلی خواهیم پرداخت.

ABSTRACT

In this project the purpose is to hold forth a new specimen in order to improve standard specimens to achieve better results of applied researches on the behavior of semi-elliptical cracks propagation in thick-walled, high-pressure cylindrical vessels for better adaptation of stress intensity factor changes between specimen and vessel across the direction of crack propagation. In chapter 1 it will begin with an introduction to the fracture mechanics and fatigue

behavior of cracks. In chapter 2 we will run on the theoretical researches about under pressure cylindrical vessels also the stress distributions and kinds of possible cracks in vessels will be observed in this chapter. In chapter 3 previous researches and results in the relation with the failure in cylindrical vessels, such as usage of weight functions are expressed. In chapter 4 it is represented that how to find the geometrical properties of the new specimen. And finally in chapter 5 accurate peruses are done to compare the fatigue crack propagation behavior in real cylindrical vessel with new specimen and standard specimen. Also in this chapter the empirical experiments that are done to confirm and validate the computational finite element results are documented and the consequence of comparison is exhibited.

فهرست

	مقدمه ای بر مکانیک شکست	فصل ۱ :
۱	اصول طراحی مکانیک شکست.....	1-1
۲	فلسفه های طراحی مکانیک شکست.....	۲-۱
۲	طراحی بر اساس عمر ایمن.....	۱-۲-۱
۳	طراحی بر اساس ایمنی در مقابل گسیختگی.....	۲-۲-۱
۴	طراحی بر اساس تحمل خرابی.....	۳-۲-۱
۶	علم مکانیک شکست.....	3-1
۷	مودهای شکست در قطعات.....	4-۱
۷	مود I بارگذاری.....	۱-4-۱
۸	مود II بارگذاری.....	۲-4-۱
۸	مود III بارگذاری.....	۳-4-۱
۹	مود مرکب بارگذاری.....	۴-4-۱
۹	ضرایب شدت تنش در ترکها.....	5-۱
۱۴	روشهای تعیین ضرایب شدت تنش.....	6-۱
۱۸	رشد ترک خستگی.....	۷-۱
۱۹	بارگذاری های سیکلی.....	۸-۱
۲۰	آزمون های خستگی.....	۹-۱
۲۱	آزمون های شکست خستگی.....	۱-۹-۱
۲۳	آزمون های رشد ترک خستگی.....	۲-۹-۱
۲۶	فاکتور شدت تنش.....	۱۰-۱
۲۷	ΔK مؤثر.....	۱-۱۰-۱
۲۸	تابع خرابی والکر.....	۱-۱-۱۰-۱
۲۸	معادلات نرخ رشد ترک خستگی.....	۱۱-۱
	روشهای تحلیلی مخازن تحت فشار	فصل ۲ :
۳۰	مخازن تحت فشار.....	۱-۲

۳۰ استوانه های جدار ضخیم.....	۲-۲
۳۱ معادلات تعادل در مختصات قطبی.....	۳-۲
۳۳ مسایل با تقارن محوری.....	۴-۲
۳۶ انواع ترک در مخازن تحت فشار.....	۱-۳
۳۸ نحوه ایجاد ترکهای سطحی.....	۲-۳
۴۰ ترکهای نیمه بیضوی.....	۳-۳
۴۱ ترکهای نیمه بیضوی در یک صفحه تخت.....	۱-۳-۳
۴۲ ترکهای نیمه بیضوی در حالت $a \leq c$	۱-۱-۳-۳
۴۴ ترکهای نیمه بیضوی در حالت $a > c$	۲-۱-۳-۳
۴۶ ترکهای نیمه بیضوی در مخازن جدار ضخیم.....	۲-۳-۳

فصل ۳: مروری بر کارهای گذشته

۴۸ معیار خرابیها در مخازن تحت فشار.....	۱-۳
۴۸ معیار خرابیها: ترک نیمه بیضوی در یک صفحه تخت.....	۱-۱-۳
۵۴ معیار خرابیها: ترک نیمه بیضوی در مخزن تحت فشار.....	۲-۱-۳
۴۳ روش توابع وزنی.....	۲-۳
۴۳ پیش زمینه علمی.....	۱-۲-۳
۴۷ روش <i>Petroski - Achenbach</i> در تقریب توابع وزنی.....	۲-۲-۳
۴۹ شرایط مرجع.....	۳-۲-۳
۵۱ تابع وزنی برای نقطه A	۱-۳-۲-۳
۵۳ تابع وزنی برای نقطه B	۲-۳-۲-۳
۵۴ دقت توابع وزنی.....	۴-۲-۳
۶۰ توابع وزنی در توزیع تنش <i>Lame</i>	۵-۲-۳

فصل ۴: روش تحقیق و معرفی نمونه های جدید پیشنهادی

۷۷ نمونه های استاندارد.....	۱-۴
۷۹ آغاز تحقیقات بر مبنای توزیع تنش مشابه.....	۲-۴
۹۳ ادامه بررسی ها با رویکرد مطابقت ضریب شدت تنش و هندسه نمونه جدید	۳-۴
۹۶ نتایج تحلیل عددی و نرم افزارهای مورد استفاده.....	۴-۴

فصل ۵ : آزمایشات تجربی بر روی نمونه جدید و مقایسه نتایج آن با نمونه

های استاندارد موجود ، بحث و نتیجه گیری

۹۶نتایج آزمایشگاهی	۱-۵
۱۰۰آزمون خستگی نمونه جدید	۲-۵
۱۰۴ملاک طراحی بر اساس رشد ترک خستگی	۳-۵
۱۰۸نتیجه گیری نهایی	۴-۵

1-1 اصول طراحی مکانیک شکست

طراح واژه ای است که به معانی مختلف توسط مهندسين به کار می رود. از نظر سازه ای، واژه طراحی معمولاً به تجزیه و تحلیل استاتیک، مقاومت مصالح، تحلیل سازه و عملیات ریاضی برای به وجود آوردن سازه ای اطلاق می شود که بتواند وظایف مورد نظر را انجام داده و بارهای وارده را به خوبی تحمل کند، و به صورت یک سری نقشه های اجرایی و کارگاهی معرفی گردد. وقتی واژه طراحی به این مفهوم استفاده می شود، معمولاً استحکام سازه در مقابل شکست ترد با محاسبه تنش های کلی در سازه محک زده می شود. در این عملیات، ناپیوستگی های موجود در سازه (مانند محل جوش ها، تقاطع صفحات، شکاف های طبیعی موجود در ماده و...) که می توانند تمرکز تنش ایجاد کنند، مورد نظر قرار نمی گیرد. این محل های تمرکز تنش می توانند در ایجاد و رشد ترک نقش مهمی داشته باشند.

از دیدگاه مواد، طراحی به انتخاب یک ماده مناسب و تعیین تنش طراحی مناسب در درجه حرارت و نرخ بارگذاری اعمال شده به قطعه در شرایط کاری، اطلاق می شود. بنابراین از این منظر طراحی برای جلوگیری از شکست ترد، به انتخاب ماده و تنش طراحی محدود می گردد.

هر دو این دیدگاهها از نظر عملی معتبر هستند ولیکن قدری با هم اختلاف دارند و لذا نباید با هم اشتباه شوند. در دیدگاه اول که برای طراحی در موارد عمومی متداول تر از دیدگاه دوم است معمولاً طراح کار طراحی را از یک ماده مشخص و تنش مجاز معلوم شروع می کند. تنش یا بار مجاز نسبتی از استحکام سیلان ماده در قطعات تحت کشش و نسبتی از بار کمانش قطعه در اعضای تحت فشار می باشد. این تنش مجاز معمولاً با فرض کامل بودن ماده از نظر پیوستگی و عدم وجود شکاف های طبیعی ماده تعیین می شود. در اینجا لازم به ذکر است که در موادی که از مواد نرم در طراحی قطعات معمولی ماشین (قطعاتی که در صورت شکست ناگهانی منجر به خسارات شدید جانی و یا مالی نمی گردند) یا سازه تحت بارهای استاتیکی، این دیدگاه اعتبار عملی بیشتری پیدا می کند. علت این امر نیز وجود سیلان در ماده در محل های تمرکز تنش

و نوک ترک ها و شکاف های موجود در قطعه است که سبب کند شدن نوک ترک و تقلیل قابل توجه تنش های متمرکز می گردد .

در دیدگاه دوم ، با در نظر گرفتن استحکام شکست ماده در طراحی وجود ناپیوستگی در ماده تا حدودی در نظر گرفته می شود . این دیدگاه طراحی ، امروزه با گسترش علم مکانیک شکست به عنوان یک علم مهندسی ، بیشتر گسترش یافته و مورد توجه قرار گرفته است.

برای طراحی یک سازه ایمن و مقاوم در مقابل شکست ف هر دو این دیدگاهها باید به موازات هم دنبال شوند . در درجه اول باید تحلیل تنش با در نظر گرفتن شکاف ها و ناپیوستگی هایی که پتانسیل ایجاد ترک در قطعه دارند ، انجام شده تا توضیح واقع تری از تنش در قطعه تعیین شود و در درجه دوم باید خصوصیات استحکام شکست مواد (در درجه حرارت و نرخ بارگذاری موجود روی قطعه) مورد توجه قرار گیرند .

در حقیقت سه عامل :

۱- خصوصیات مواد

۲- سطح تنش طراحی

۳- طول ترک یا ناپیوستگی

در نرخ و نحوه رشد ترک و نهایتاً ایجاد شکست نقش اساسی دارند . توسط اطلاعات بدست آمده از طراحی با اصول مکانیک شکست ، همچنین می توان طول ترک قابل تحمل در یک قطعه را برای نوع ماده مشخص و سطح تنش اعمال شده بدست آمده که این اطلاعات برای امور کنترل کیفیت و تعمیرات و نگهداری سازه های بزرگ و پیچیده مانند هواپیماها ، کشتی ها ، پل ها و ... بسیار مهم و حیاتی است .

۲-۱ فلسفه های طراحی مکانیک شکست

طراحی بر پایه یا اصول مکانیک شکست معمولاً بر اساس سه فلسفه عمر ایمن ، ایمن از نظر گسیختگی و تحمل خرابی انجام می گیرد .

۱-۲-۱ طراحی بر اساس عمر ایمن

در فلسفه عمر ایمن طراحی به گونه ای انجام می گیرد که هیچ عضوی از سازه در محدوده زمان کاری در نظر گرفته شده دچار ترک خوردگی و یا شکست نگردد. در حقیقت در این فلسفه، محدودیت به ایجاد و شروع ترک اعمال می شود. لذا این فلسفه با گسترش خرابی و ترک در ارتباط نیست و در آن سطح تنش های اعمال شده به قدری پایین نگه داشت می شود که احتمال ایجاد ترک بسیار کم باشد. در مواردی که بارهای خستگی به نمونه اعمال می شود، لازم است که سطح تنش های سیکلی به حد کافی کمتر از حد آستانه ماده (حد دوام ماده) باشد تا احتمال ایجاد و رشد ترک در زمان های کوتاه اتفاق نیافتد. بدیهی است که در برخی موارد طراحی بر اساس این فلسفه بیش از اندازه مورد نیاز در جهت ایمنی است و در نتیجه این فلسفه، گاهی به طراحی غیر بهینه منجر می شود.

۱-۲-۲ طراحی بر اساس ایمنی در مقابل گسیختگی

در این فلسفه فرض می شود که ترک و ناپیوستگی در سازه موجود است که در صورت رشد تا ابعاد بحرانی منجر به شکست اعضای از سازه گردد. لذا در این فلسفه، سازه طوری طراحی می شود که در صورت گسیختگی قسمت یا عضوی از سازه کل سازه دچار مخاطره و شکست ناگهانی نگردد. در سازه هواپیماها و پل ها و سازه های دیگر این کار با طراحی سازه بر اساس تکرار المان های سازه ای انجام می گیرد. این تکرار در سازه که عملی بسیار متداول در طراحی سازه هاست، سبب می گردد که در صورت شکست یکی از اجزای سازه ای، سایر اعضا بار آن قطعه را تحمل نموده و جلوی شکست و فروریختگی کل سازه گرفته شود.

مفهوم مسیر چند گانه انتقال نیرو در سازه ها نیز همین است که در طی آن بارهای اعمالی به سازه، به طور همزمان توسط اعضای مختلف تحمل می شود و در صورت قطع یکی از این مسیرها، انتقال نیرو توسط سایر مسیرها انجام شده و جلوی شکست ناگهانی سازه گرفته می شود. بنابراین به طور کلی سازه ای ایمن در مقابل گسیختگی محسوب می شود که بتوانند شکست برخی از اعضا را تا حدودی تحمل نموده و تا زمان بازبینی و تعمیرات تعیین شده، به طور ایمن سرویس دهی نماید، که از این نظر، این فلسفه طراحی در ارتباط با طراحی بر اساس تحمل خرابی است تفاوت اساسی این فلسفه با روش طراحی بر اساس عمر ایمن این است که برای دست یابی به طراحی ایمن در مقابل خرابی ابتدا فرض می شود که ترک در سازه، موجود بوده که می تواند در زمان شکست کلی قطعه رشد کند و سپس از روشهایی مانند تکرار المان های سازه ای، ایجاد مسیرهای چندگانه نیرو و تعبیه متوقف کننده های ترک، که به خصوص در سازه های پوسته ای

حساس مانند سازه های هوایی بسیار متداول است ، جلوی شکست کلی سازه گرفته می شود . به عنوان مثال ، استفاده از تقویت کننده های پوسته که در سازه های هوایی بسیار مشاهده می شود نوعی متوقف کننده ترک می باشد . همچنین طراحی بال و بدنه هواپیماها به طور چند سلولی نیز باعث افزایش مسیرهای انتقال بار شده که در جهت انجام طراحی ایمن در مقابل خرابی است .

۳-۲-۱ طراحی بر اساس تحمل خرابی

در این فلسفه که تا حدود زیادی شبیه فلسفه طراحی بر اساس ایمن در مقابل شکست است ، فرض می شود که در قطعه و سازه ترکها و ناپیوستگی هایی به طور طبیعی وجود دارند که می توانند تحت شرایط کاری رشد نمایند . حساسیت قطعه به رشد ترک مبنای طراحی بر اساس تحمل خرابی است . این روش که در حقیقت بر مبنای میزان ایمنی قطعه در مقابل رشد ترک و میزان تحمل خرابی در سازه است ، امروزه به عنوان یکی از ملاحظات کلیدی در طراحی مطرح است . خصوصا در مورد هواپیماها این مسئله از اهمیت فراوان برخوردار است به طوری که برابر مقررات سازه که توسط امریکا و سازمانهای پروازی اروپا به عنوان مقررات صلاحیت پروازی منتشر گردیده ، اساس طراحی برای تحمل در مقابل خرابی اجباری بوده و طراحان وسازندگان هواپیما باید میزان تحمل ترک در سازه را به طور تحلیلی محاسباتی و به طور عملی آزمایشگاهی نشان دهند . در این فلسفه به طور مجازی فرض می شود که ترک با اندازه هایی (که معمولا بر اساس نحوه کار و حساسیت قطعه و روشهای آزمونهای غیر مخرب در دسترس و همچنین جمع آوری و پردازش اطلاعات داده های این آزمونها در قطعات مشابه تعیین می شود) در برخی المانهای سازه ای وجود دارد . سپس رشد ترک در اثر بارهای اعمال شده در حین کار کرد ، محاسبه شده و حساسیت قطعه و یا سازه نسبت به رشد ترک برآورد می شود ، نهایتا سازه طوری طراحی می گردد که تا زمان بازبینی و تعمیرات بتوانند خرابی را تحمل کنند . به بیان دیگر ، نرخ رشد ترک باید به گونه ای باشد که خللی در سرویس دهی عادی سازه تا زمان بازبینی و تعمیرات و یا عمر سازه ایجاد نگردد . برآورد میزان تحمل خرابی یک سازه (که در ارتباط مستقیم بارشد ترک در سازه است) معمولا بخشی از طراحی است که کل طراحی و بهینه سازی سازه و همچنین نوع مواد مورد استفاده را تحت تاثیر قرار می دهد .

یکی دیگر از موارد مهم استفاده از فلسفه طراحی بر اساس تحمل خرابی در افزایش عمر کاری سازه های موجود است . در این موارد برآورد متناوب اندازه ترک در قطعات حساس سازه با استفاده از روشهای آزمونهای

غیر مخرب نقش اساسی دارد. این اندازه‌گیری‌ها می‌تواند برای تغییر دستورالعمل‌های بازبینی و تعمیر و نگهداری، تاکید و اطمینان از عمر طراحی در نظر گرفته شده و همچنین امکان افزایش عمر طراحی مورد استفاده قرار گیرد. با توجه به تاریخچه رشد ترک در این گونه قطعات می‌توان با آنالیز برونابی افزایش عمر را انجام داد. در مجموع، آنالیز تحمل خرابی بر اساس روش‌های مکانیک شکست شامل مراحل زیر است.

۱- برقراری معیارهای طراحی مناسب برای سرویس دهی مورد انتظار سازه

۲- مشخص نمودن المان‌ها و قطعات سازه‌ای حساس و مشخص نمودن طیف بارگذاری روی آنها با در نظر گرفتن شرایط ساخت و تولید و همچنین وضعیت محیطی سرویس آن قطعات.

۳- گسترش روشی اصولی و مدون برای مشخص نمودن حساسیت قطعات در نظر گرفته شده مانند مدل سازی رشد ترک و ...

۴- برآورد نمودن حساسیت قطعات مورد نظر با روش‌های مکانیک شکست، آزمایش و ... با در نظر گرفتن ملاحظات اقتصادی.

۵- گسترش دستورالعمل بازبینی و تعمیر و نگهداری و طرح‌های کنترل شکست برای سرویس دهی مطمئن قطعه.

به هر حال این روش بر مبنای وجود ترک و خرابی بوده و نحوه خرابی در نظر گرفته شده برای آنالیز نیاز به تجارب در مورد نمونه‌ها و قطعات مشابه و همچنین نتایج آزمایش‌های غیر مخرب دارد. نتایج بدست آمده از این تحلیل بسیار ارزشمند بوده و می‌توان از آنها به عنوان یک بانک اطلاعات جهت ارتقای کارایی قطعه و طراحی قطعات مشابه نیز استفاده نمود.

در طراحی اولیه (یا گاهی در طراحی مجدد) معمولاً یک بررسی پارامتری انجام می‌شود که شامل سطح تنش طراحی و سیکل بارگذاری (ماموریت) تا گسیختگی به صورت تابعی از طول ترک اولیه است.

۱-۳ علم مکانیک شکست

معیارهای تسلیم قطعات مهندسی ، نظیر معیار ترسکا ، فون مایزس و ماکزیمم تنش اصلی ، تنها وقتی کاربرد دارند که قطعات دارای هیچ ترکی نباشد. چنانچه قطعه ای دارای ترک باشد ، باید معیاری برای استحکام و شکست این قطعات تحت بارگذاریهای مختلف تعیین کرد . این موضوع در علم مکانیک شکست مطرح می گردد .

مبحث مکانیک شکست از جمله مباحث مهم در مهندسی مکانیک می باشد که به بررسی شرایط لازم برای استحکام یک قطعه ترکدار می پردازد . علاوه بر آن به مباحثی نظیر خستگی و خزش نیز در این مبحث پرداخته می شود . از آنجا که در بسیاری از قطعات مهندسی ، ترک بوجود می آید ، اهمیت پرداختن به مبحث مکانیک شکست و بدست آوردن ملاکهای استحکام این قطعات ، بیش از پیش نمایان می شود . عوامل بوجود آمدن ترکها در قطعات به شرح زیر است :

۱- بوجود آمدن ترک در مرحله تولید مواد اولیه :

اگر ماده اولیه دارای حفره یا ناخالصی باشد ، در هنگام فرم دادن آن ، حفره ها به ترکهای داخلی تبدیل می شوند .

۲- بوجود آمدن ترک در طول عمر سرویس دهی قطعات مهندسی :

اگر در ابتدا در قطعه ترک وجود نداشته باشد ، در اثر بارگذاریهای نوسانی و بروز پدیده خستگی ، در قطعه ترک بوجود می آید .

۳- ترکهایی که در پروسه اتصال در قطعات بوجود می آید :

که از آن جمله ترکهایی است که در چسب کاری دو فلز ممکن است ایجاد شود ، همچنین ترکهای ریزی که در محل جوشکاری بوجود می آید .

چنانچه در قطعه ترک وجود داشته باشد ، مکانیک شکست می بایست به دو سؤال مهم زیر پاسخ دهد :

۱- تحت شرایط بارگذاری موجود بر روی قطعه ، چه طول ترکی قابل قبول می باشد ، بطوری که به شکست قطعه منجر نگردد .

۲- برای ترک موجود (با طول معلوم) ، چه بارگذاری مجاز می باشد .

در صنایع مهمی مثل هوافضا و صنایع هسته ای ، و همچنین در ساخت مخازن تحت فشار ، پلها ، کشتیها ، خطوط لوله و ماشینهای سنگین ، اهمیت در نظر گرفتن مسائل مربوط به مکانیک شکست ، بسیار ضروری است .

به منظور بررسی استحکام قطعات ترکدار ، باید نحوه توزیع تنش در داخل قطعه و خصوصاً در اطراف ترک ، مشخص شود . همچنین باید یک معیار مناسب برای محاسبه استحکام این قطعات تعریف شود .

فرضیاتی که در بررسی ترکها مورد استفاده قرار می گیرند عبارتند از :

۱- ترک به صورت مستقیم با نوک کاملاً تیز می باشد .

۲- ماده کاملاً الاستیک خطی است .

۳- ماده ایزوتروپیک در نظر گرفته می شود .

۴-۱ مدهای شکست در قطعات

پیش از پرداختن به چگونگی توزیع تنش در قطعات ترکدار و نیز ارائه معیارهای مناسب برای استحکام این نوع قطعات ، لازم است که انواع بارگذاری قطعات ترکدار مشخص شود که عبارتند از :

۱- مود *I* بارگذاری

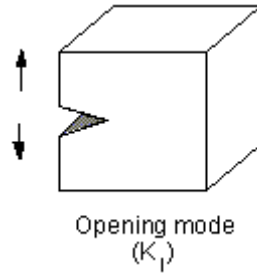
۲- مود *II* بارگذاری

۳- مود *III* بارگذاری

۴- مود ترکیبی بارگذاری

۱-۴-۱ مود I بارگذاری

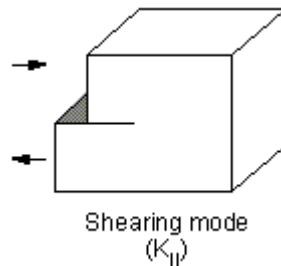
اگر قطعه ترکدار به گونه ای تحت بارگذاری قرار گیرد که سطوح ترک نسبت به هم فقط باز شوند ، قطعه تحت بار مود I می باشد. در شکل (۱-۱) حالتی از بارگذاری مود I ارائه شده است .



شکل (۱-۱) : در بارگذاری مود اول لبه های ترک نسبت به هم فقط باز می شوند

۲-۴-۱ مود II بارگذاری

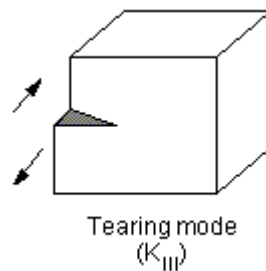
در مود II بارگذاری سطوح ترک بدون هیچ بازشدنی نسبت به هم می لغزند اما این در داخل صفحه ورق انجام می شود . در شکل (۲-۱) حالتی از بارگذاری مود II ارائه شده است .



شکل (۲-۱) : در بارگذاری مود دوم لبه های ترک در داخل صفحه جسم نسبت به هم فقط می لغزند

۳-۴-۱ مود III بارگذاری

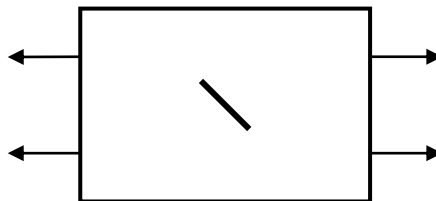
در مود III بارگذاری سطوح ترک بدون هیچ باز شدنی، نسبت به هم می لغزند ولی این لغزش در خارج صفحه ورق انجام می شود. در شکل (۳-۱) حالتی از بارگذاری مود III ارائه شده است.



شکل (۳-۱): در بارگذاری مود سوم لبه های ترک در خارج صفحه جسم نسبت به هم فقط می لغزند

۴-۴-۱ مود مرکب بارگذاری

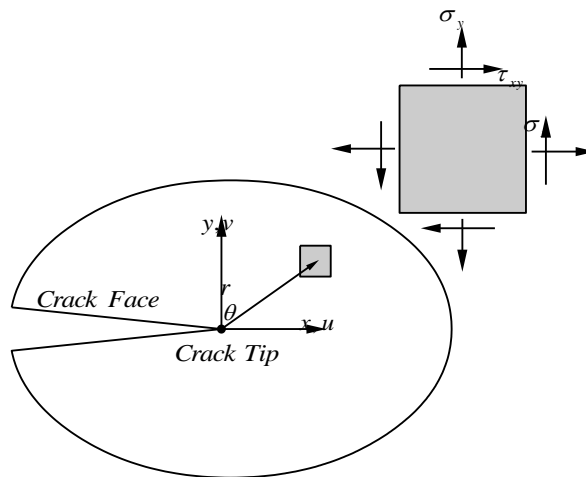
اگر بارگذاری بصورتی باشد که ترکیبی از دو یا سه حالت بارگذاری باشد، بارگذاری مرکب نامیده می شود. بعنوان مثال در شکل (۴-۱)، قطعه تحت بارگذاری مرکب مود I و II قرار گرفته است چون لبه های ترک از هم فاصله می گیرند و در صفحه جسم روی یکدیگر می لغزند.



شکل (۴-۱): مود مرکب بارگذاری

۵-۱ ضرایب شدت تنش در ترکها

به موجب مطالعاتی که توسط ویلیام در مورد نحوه توزیع تنش در اطراف نوک ترک انجام شده است مشخص شده است که می توان تنشهای الاستیک اطراف نوک ترک را توسط سریهایی بیان نمود . چنانچه موقعیت یک المان از قطعه ترکدار در نزدیکی نوک ترک مطابق شکل (۵-۱) تعریف شود ، سریهایی که معادلات تنش را در نزدیکی نوک ترک ارائه می دهند به قرار زیر می باشند :



شکل (۵-۱) : تنشهای الاستیک در اطراف نوک ترک

$$\sigma_{xx} = \frac{A_1 f_{1xx}(\theta)}{\sqrt{r}} + A_0 + A_2 \sqrt{r} f_{2xx}(\theta) + A_3 r \sqrt{r} f_{3xx}(\theta) + \dots$$

$$\sigma_{yy} = \frac{B_1 f_{1yy}(\theta)}{\sqrt{r}} + B_2 \sqrt{r} f_{2yy}(\theta) + B_3 r \sqrt{r} f_{3yy}(\theta) + \dots$$

(۲-۱)

$$\sigma_{xy} = \frac{C_1 f_{1xy}(\theta)}{\sqrt{r}} + C_2 \sqrt{r} f_{2xy}(\theta) + C_3 r \sqrt{r} f_{3xy}(\theta) + \dots$$
 که در آن ضرایب A_i و B_i و C_i ثابتهایی هستند که مستقل از r و θ می باشند و بستگی به هندسه قطعه و نوع بارگذاری دارند. f_{ijk} تنها تابعی از θ می باشد.

با توجه به اینکه رشد ترک از نوک آن شروع می شود و نیز به سبب بروز تمرکز تنشهای شدید در نزدیکی نوک ترک، تنشهای نوک ترک از اهمیت بیشتری در محاسبات برخوردارند. بنابراین درست در نزدیکی نوک ترک معادلات تنش به فرم زیر تبدیل می شوند.

$$\sigma_{xx} = \frac{A_1 f_{1xx}(\theta)}{\sqrt{r}} + A_0 \quad (۴-۱)$$

$$\sigma_{yy} = \frac{B_1 f_{1yy}(\theta)}{\sqrt{r}} \quad (۵-۱)$$

$$\sigma_{xy} = \frac{C_1 f_{1xy}(\theta)}{\sqrt{r}} \quad (۶-۱)$$

بر اساس روابطی که برای محاسبه ضرایب A_i و B_i و C_i و f_{ijk} وجود دارد، این معادلات برای مود I بارگذاری بصورت زیر نوشته می شود:

$$\sigma_{xx} = \frac{k_1}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \times [1 - \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2}] + \dots \quad (۷-۱)$$

$$\sigma_{yy} = \frac{k_1}{\sqrt{2\pi r}} \cos \frac{\theta}{2} \times [1 + \sin \frac{\theta}{2} \sin \frac{3\theta}{2}] + \dots \quad (۸-۱)$$

$$\sigma_{xy} = \frac{k_1}{\sqrt{2\pi r}} \sin \frac{\theta}{2} \times \cos \frac{\theta}{2} \times \cos \frac{3\theta}{2} + \dots \quad (9-1)$$

K_I ضریب شدت تنش می باشد که بستگی به نوع بار و هندسه قطعه ترکدار دارد.

قطعات معمولاً دو بعدی در نظر گرفته می شوند بنابراین $\sigma_{xz} = \sigma_{yz} = 0$. این حالت را می توان به دو قسمت تقسیم کرد:

الف - کرنش صفحه ای: قطعاتی که دارای ضخامت زیاد هستند و در آنها $\varepsilon_{zz} = 0$.

ب - تنش صفحه ای: قطعاتی که ضخامت کم دارند و در آنها $\sigma_{zz} = 0$.

بنابراین تنش در بعد سوم بصورت زیر می باشد:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{تنش صفحه ای} \\ \text{کرنش صفحه ای} \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} \sigma_{zz} = 0 \\ \sigma_{zz} = \nu(\sigma_{xx} + \sigma_{yy}) \end{array} \quad (10-1)$$

که در آن ν ضریب پواسون می باشد.

معادلات تنش در مود II بارگذاری به شکل زیر می باشند:

$$\sigma_{xx} = \frac{k_{II}}{\sqrt{2\pi r}} \left(-\sin \frac{\theta}{2}\right) \times \left[2 + \cos \frac{\theta}{2} \cos \frac{3\theta}{2}\right] + \dots \quad (11-1)$$

$$\sigma_{yy} = \frac{k_{II}}{\sqrt{2\pi r}} \left(\sin \frac{\theta}{2}\right) \times \left(\cos \frac{\theta}{2}\right) \times \left(\cos \frac{3\theta}{2}\right) + \dots \quad (12-1)$$

$$\sigma_{xy} = \frac{k_{II}}{\sqrt{2\pi r}} \left(\cos\frac{\theta}{2}\right) \times \left[1 - \sin\frac{\theta}{2} \sin\frac{3\theta}{2}\right] + \dots \quad (13-1)$$

$$\sigma_{xz} = \sigma_{yz} = 0$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{تنش صفحه ای} \\ \text{کرنش صفحه ای} \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} \sigma_{zz} = 0 \\ \sigma_{zz} = \nu(\sigma_{xx} + \sigma_{yy}) \end{array} \quad (14-1)$$

معادلات تنش در مود *III* بارگذاری بصورت زیر است :

$$\sigma_{xx} = \sigma_{yy} = \sigma_{xy} = 0 \quad (15-1)$$

$$\sigma_{xz} = \frac{-k_{III}}{\sqrt{2\pi r}} \sin\frac{\theta}{2} \quad (16-1)$$

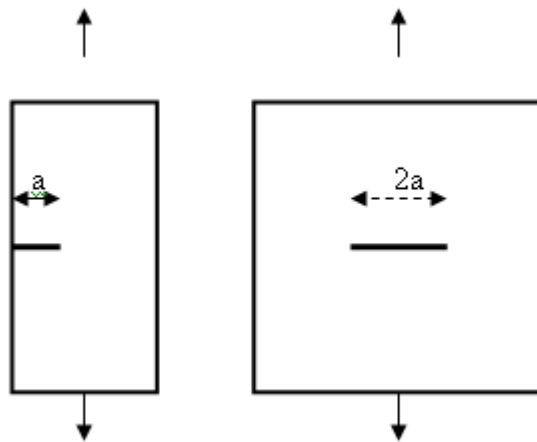
$$\sigma_{yz} = \frac{k_{III}}{\sqrt{2\pi r}} \cos\frac{\theta}{2} \quad (17-1)$$

در معادلات ذکر شده ضرایب K_I و K_{II} و K_{III} به ترتیب ضرایب شدت تنش در مودهای *I* و *II* و *III* بارگذاری می باشند و از اهمیت بسزایی ، در تجزیه و تحلیل مسائل مربوط به مکانیک شکست برخوردارند

در ادامه به چگونگی بدست آوردن ضریب شدت تنش در مود I بارگذاری (K_I) پرداخته می شود.

فرم عمومی نمایش ضریب شدت تنش بصورت زیر می باشد :

$$K_I = Y\sigma\sqrt{\pi a} \quad (18-1)$$



شکل (۶-۱) : قطعه با ترک داخلی (راست) و ترک لبه ای (چپ)

a : طول ترک (برای ترکهای لبه ای) و یا نصف طول ترک (برای ترکهای داخلی) می باشد . این دو نوع ترک در شکل (۶-۱) نشان داده شده است .

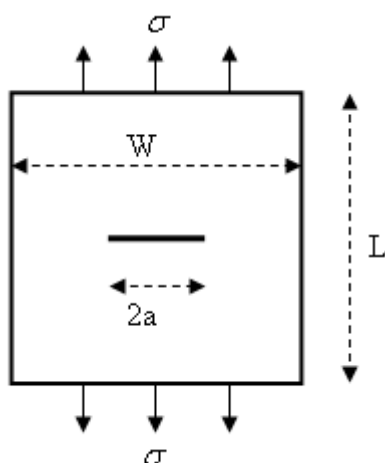
σ : بار خارجی اعمالی بر روی قطعه

Y : ضریب هندسی و بارگذاری

واحد ضریب شدت تنش در سیستم بین المللی (SI) به شکل زیر است :

$$K_I = \frac{\sigma_{II}\sqrt{2\pi r}}{f_{ij}(\theta)} = \frac{N}{m^2}\sqrt{m} = 10^{-6} MPa\sqrt{m} \quad (19-1)$$

مطابق شکل (۷-۱) در معادله (۲۰-۱) برای یک نمونه قطعه ساده که تحت بارگذاری مود I می باشد ، مقدار Y ارائه شده است.



شکل (۷-۱): صفحه ترکدار مطابق مود I بارگذاری

$$Y = \left(\cos\left(\frac{\pi a}{W}\right) \right)^{-\frac{1}{2}} \quad (۲۰-۱)$$

اگر نسبت طول (L) به عرض (W) در قطعه فوق زیاد باشد (قطعه با طول بینهایت) ، مقدار Y برابر با یک خواهد بود ($Y = 1$).

۶-۱ روشهای تعیین ضرایب شدت تنش

به منظور بررسی پایداری قطعات ترکدار نیاز به دانستن مطالبی در مورد معیارهای واماندگی در قطعات ترکدار ، چگونگی رشد ترک ، امتداد رشد ترک ، توزیع تنش در قطعات ترکدار و مواردی اینچنین داریم . ضرایب شدت تنش ، نقش مهمی را در بررسی پایداری قطعات ترکدار دارا می باشند. برای محاسبه این پارامتر ، روشهای متعددی وجود دارد .

بطور کلی سه روش برای تعیین ضرایب شدت تنش وجود دارد :

۱ - روشهای تحلیلی

۲ - روشهای تجربی

۳ - روشهای محاسباتی

روشهای تحلیلی ، محدود به هندسه ها و بارگذاریهایی ساده هستند و در و در قطعات کاربردی جوابگو نیستند .

روشهای تجربی ، روشهای آزمایشگاهی و پر هزینه هستند که استفاده از آنها مشکل و غیر اقتصادی است

روشهای محاسباتی ، روشهای مناسبی هستند که امروزه با وجود کامپیوتر ، بسیاری از مسائل پیچیده را به راحتی و در مدت زمانی کوتاه ، حل می کنند که یکی از روشهای محاسباتی ، استفاده از المان محدود یا نرم افزارهای مبتنی بر این روش می باشد .

ضرایب شدت تنش ، برای تعدادی از هندسه های خاص در کتابها و مراجع وجود دارد. اما در مورد هندسه های پیچیده ، مرجعی وجود ندارد . بهترین روش برای محاسبه پارامترهای نوک ترک در مورد هندسه های پیچیده ، استفاده از روش المان محدود می باشد .

بطور خلاصه به منظور محاسبه پارامترهای نوک ترک به روش المان محدود ، می بایست روال زیر را در یک برنامه المان محدود رعایت کرد :

ابتدا می بایست مدل هندسی قطعه مورد نظر در نرم افزار المان محدود ساخته شود . بعد از ساخت مدل هندسی ، مرحله المان بندی مدل هندسی می باشد .

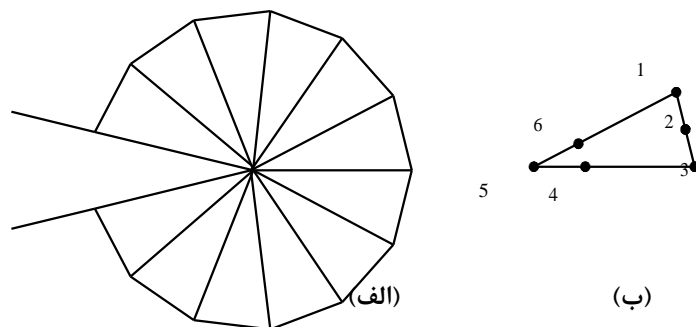
بدلیل وجود ترمهای سینگولار در نزدیکی نوک ترک ، تنش در اطراف نوک ترک ، بسیار زیاد است :

$$\sigma = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} f(\theta) \quad (۲۱-۱)$$

در رابطه بالا تنش تابعی است از $\frac{1}{\sqrt{r}}$. در نزدیکی نوک ترک r به سمت صفر میل می کند ، در نتیجه تنش به سمت بینهایت میل می نماید . آنچه که می بایست در مورد المان بندی قطعات ترکدار مد نظر باشد ، بوجود آوردن شرایطی است که تنش در نزدیکی نوک ترک به سمت ∞ میل نماید . بعبارت دیگر می بایست

ترم سینگولار تنش را در تابع توزیع تنش ایجاد نمود. این بدان معناست که اگر المان بندی ها به گونه ای باشد که توزیع تنش در اطراف نوک ترک تابعی از $\frac{1}{\sqrt{r}}$ باشد، ما به مقصود خود رسیده ایم.

بطور کلی المان بندی قطعات ترکدار، توسط المانهای درجه دوم انجام می گیرد. از لحاظ شکل ظاهری این المانها یا مثلثی هستند یا مستطیلی. در المان مثلثی درجه دوم، در هر رأس مثلث ۱ گره و ۱ گره نیز در وسط ضلع غیر متصل به نوک ترک و در فاصله یک چهارم طول ضلع، بر روی اضلاع متصل به ترک نیز، هر کدام یک گره قرار دارد. بدین ترتیب این المان دارای ۶ گره می باشد. در المان مستطیلی، در هر رأس ۱ گره و در وسط هر ضلع نیز ۱ گره وجود دارد. بدین ترتیب المان مستطیلی درجه دوم دارای ۸ گره می باشد. در این المانها به منظور ایجاد ترم سینگولار تنش، گره میانی اضلاع را به فاصله یک چهارم از رأس المان، منتقل می نمایند. این مطلب در شکل (۸-۱) نمایش داده شده است:



شکل (۸-۱): (الف) نمایش المان بندی اطراف نوک ترک،

(ب) نمایش یک المان ۶ گره ای، مثلث. اطراف نوک ترک

بعد از مرحله المان بندی، نوبت به مرحله تشکیل ماتریس سختی برای هر المان، اسمبل کردن ماتریسها و تشکیل ماتریس سختی کلی برای تمام جسم می رسد. بعد از اینکه ماتریس سختی کلی محاسبه گردید، نوبت به اعمال شرایط مرزی می باشد. شرایط مرزی شامل تعریف شرایط مرزی تکیه گاهی و شرایط بارگذاری می باشد. در بخش شرایط مرزی تکیه گاهی، قیدهای مربوط به تغییر مکانهای گره های تکیه گاهی تعریف شده و بر بردار تغییر مکانها اعمال می شود. در بخش شرایط بارگذاری، بردار نیرو که می تواند شامل بارگذاری متمرکز، بارگذاری گسترده، بارگذاری بدنی، بارگذاری حرارتی یا ترکیبی از چند نوع بارگذاری باشد، تعریف می گردد.

بعد از تعریف بردار بارگذاری و ماتریس سختی و بعد از اعمال شرایط مرزی تکیه گاهی ، نرم افزار المان محدود ، تحلیل استاتیکی را انجام داده و با استفاده از نتایج تحلیل و روابط زیر ، مقدار ضریب شدت تنش را محاسبه می نماید :

$$\sigma_{xx} \sqrt{2\pi r} = K_I \cos \frac{\theta}{2} \left(1 - \sin \frac{\theta}{2} \cdot \sin \frac{3\theta}{2} \right) \quad (22-1)$$

$$\sigma_{yy} \sqrt{2\pi r} = K_I \cos \frac{\theta}{2} \left(1 + \sin \frac{\theta}{2} \cdot \sin \frac{3\theta}{2} \right) \quad (23-1)$$

$$u_x = \frac{K_I}{2E} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} (1 + \nu) \left[(2\kappa - 1) \cos \frac{\theta}{2} - \cos \frac{3\theta}{2} \right] \quad (24-1)$$

$$u_y = \frac{K_I}{2E} \sqrt{\frac{r}{2\pi}} (1 + \nu) \left[(2\kappa + 1) \sin \frac{\theta}{2} - \sin \frac{3\theta}{2} \right] \quad (25-1)$$

$$\begin{cases} \kappa = 3 - 4\nu \\ \kappa = \frac{3 - 4\nu}{1 + \nu} \end{cases} \quad (26-1)$$

در روابط فوق r فاصله از نوک ترک و θ زاویه ای است که در آن جهت تنشها محاسبه می شوند.

۷-۱ رشد ترک خستگی

بسیاری از سیستم ها و قطعاتی که دچار ترک و گسیختگی می شوند ، تحت بارهای متناوب قرار داشته که در آنها بعضاً مقدار بار به میزان قابل توجهی کمتر از بار شکست استاتیکی بوده است . مثالهای زیادی از این سیستم ها و قطعات سازه ای وجود دارند که از بین آنها می توان به خودروها ، هواپیماها ، کشتی ها ، پل ها ، پمپ ها و ... اشاره کرد . در این موارد علت اصلی گسیختگی رشد ترک های بسیار ریز موجود در ماده بوده که از اندازه بسیار کوچک به تدریج تا اندازه بحرانی رشد می نمایند . به این نوع رشد ترک که منجر به شکست قطعه می گردد خستگی می گویند . گرچه معمولاً رشد ترک های خستگی در سطح بار خیلی کمتر از بار مورد تحمل ماده در حالت استاتیکی اتفاق می افتد ، ولی ترک های خستگی فقط در نواحی که در آنها تغییر شکل پلاستیک ایجاد شود ، می توانند رشد کنند . لذا رشد ترک خستگی در قطعاتی که تحت تنش های ارتجاعی قرار دارند فقط در محل های تمرکز تنش و نقاطی که به طور موضعی تنش در آنها از حد ارتجاعی بالاتر می رود می تواند بوقوع بپیوندد . با توجه به اهمیت زیاد شکست های خستگی ، باید قبل از طراحی قطعاتی که تحت بارهای سیکلی و یا ناگهانی قرار می گیرند وضعیت و نحوه رشد ترک خستگی در آنها محک زده شده و کارایی قطعه در تحمل بار مورد بررسی دقیق قرار گیرد .

همچنین عمر قطعه و مقاطع زمانی بازبینی و تعمیر و نگهداری قطعه نیز تابعی از نرخ رشد ترک خستگی در قطعه می باشد که برای تعیین آنها ، باید نحوه شروع و رشد ترک خستگی در قطعه معلوم شود .

۸-۱ بارگذاری های سیکلی

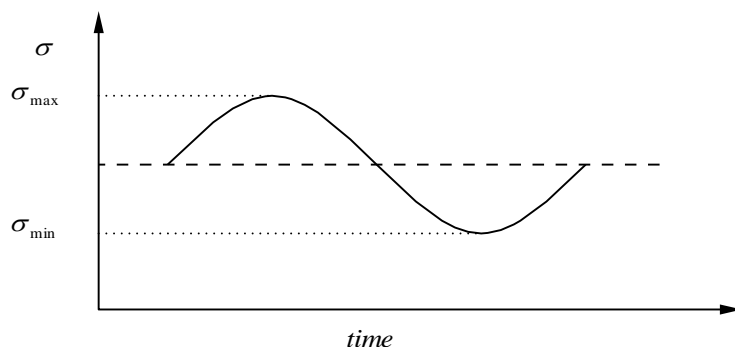
اجزای ماشین و سازه ها تحت بارگذاری های مختلف می توانند قرار گیرند . ساده ترین این بار گذاری ها بار سیکلی سینوسی با دامنه ثابت است که نوع سینوسی آن در شکل نشان داده شده است . ساده ترین مثال از اعمال چنین باری ، بار وارده به یک محور در حال گردش تحت بار خمشی است . در این حالت هر نقطه از محور بار سیکلی با دامنه ثابت و فرکانسی برابر سرعت گردش محور را تجربه می کند . همچنین چون می توان توابع متناوب را با جمع تعداد معدودی توابع سینوسی با فرکانس های مختلف به صورت سری فوریه بیان کرد لذا یک بارگذاری اتفاقی نیز به صورت بارگذاری های سینوسی قابل بیان می باشد . بنابراین بار سینوسی با فرکانس و دامنه ثابت یک حالت پایه و اساسی برای تحلیل های خستگی به شمار می رود .

با استفاده از شکل زیر محدوده تنش، تنش متوسط ، دامنه تنش سیکلی و نسبت تنش سیکلی R به صورت زیر تعریف می گردند .

$$\Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} \quad (۲۷-۱)$$

$$\sigma_{mean} = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (۲۸-۱)$$

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad (۲۹-۱)$$



شکل (۹-۱) : نمایشی از بارگذاری سیکلی با دامنه ثابت به فرم سینوسی

با تعاریف عنوان شده ، می توان دید که یک بار سینوسی کامل کشش - فشار متقارن دارای نسبت تنش سیکلی ۱- و بار سیکلی از صفر تا یک بار کششی دارای نسبت تنش سیکلی صفر خواهد بود . به همین ترتیب برای یک بار سیکلی از یک بار کششی تا بار کششی دیگر دارای نسبت $0 \leq R \leq 1$ خواهد بود . در بسیاری از موارد عملی ، قطعات سازه ای تحت بارگذاری های سیکلی با دامنه متغیر قرار می گیرند . تاریخچه بار گذاری های واقعی در طول عمر یک قطعه سازه ای شامل الگوهای مختلف بارگذاری است که از سرویس و شرایط کاری قطعه منبعث می گردد و طیف این بارها می تواند از حالت های سیکلی با دامنه های متغیر تا یک بار کاملاً اتفاقی تغییر کند . نحوه تغییر بار از بار زیاد به بار کم و از کشش به فشار از مهم ترین عوامل کنترل کننده رفتار خستگی قطعه است .

۹-۱ آزمون های خستگی

آزمون های خستگی به دو نوع آزمون های شکست خستگی و آزمون های رشد ترک خستگی تقسیم می شوند . هر دو نوع این آزمون ها به نوبه خود دارای اهمیت بسیار می باشند . در آزمون های شکست خستگی تعداد سیکل بار متناوب تا شکست نمونه بر حسب سطح تنش وارده به نمونه اندازه گیری می شود . در حالی که در آزمون های رشد ترک خستگی ، مقدار رشد ترک بر حسب بارگذاری و نهایتاً عمر کاری قطعه ترک دار مورد بررسی قرار می گیرد . در آزمون های رشد ترک خستگی ، به طور مستقیم از کمیت

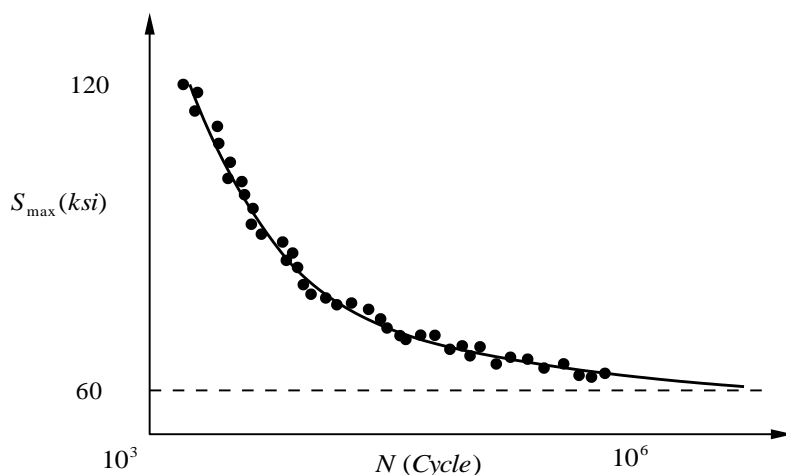
های مکانیک شکست مانند فاکتور شدت تنش استفاده شده و رشد آرام ترک تا محدوده بحرانی مورد نظر قرار می گیرد .

۱-۹-۱ آزمون های شکست خستگی

آزمون های شکست خستگی با نمونه های مختلف قابل انجام است . متداول ترین این نمونه ها ، نمونه میله پرداخت شده دوار است که دارای سطح مقطع متغیر بوده و همزمان با گردش ، یک بار عرضی را تحمل می کند . بسته به مقدار بار عرضی وارده ، تنش های خمشی مختلف در این نمونه ایجاد شده و در اثر گردش نیز تارهای طولی نمونه به طور متناوب از حالت کشش کامل به فشار کامل و از حالت فشار کامل به کشش کامل رفته و لذا این نمونه فقط می تواند تحت بارگذاری خستگی با نسبت بار $R = -1$ قرار گیرد . نمونه های خمشی و کششی نیز وجود دارند که در دستگاه کشش - فشار می توانند تحت آزمون خستگی با بارگذاری های کششی - فشاری و یا خمشی قرار گیرند . در این نمونه ها بسته به مقدار و علامت بارهای متناوب وارده (از نظر کششی یا فشاری بودن) ، می توان نسبت بارهای مختلف را ایجاد کرد . همچنین این نمونه ها می توانند با هر وضعیت پرداخت سطحی مورد آزمایش قرار گرفته و یا از ورق یا قطعه ای بریده شده باشند.

در هر یک از نمونه های معرفی شده بالا ، بارگذاری متناوب با دامنه ثابت و حداقل و حداکثر مشخص ، به نمونه اعمال شده و تعداد سیکل اعمال بار تا شکست نمونه اندازه گیری می شود . نتیجه این آزمایش یک نقطه روی منحنی $S - N$ (که در آن S بیانگر حداکثر تنش اعمالی و N نشان دهنده تعداد سیکل بارگذاری تا زمان شکست نمونه است) خواهد بود . با تکرار این آزمایش در تنش های مختلف ، منحنی تغییرات حداکثر تنش قابل تحمل بر حسب سیکل بار متناوب ترسیم می شود . این منحنی که معمولاً در مقیاس نیمه لگاریتمی

رسم می گردد ، دارای فرم عمومی به شکل (۸-۲) است . هر نقطه از این منحنی ، میزان استحکام خستگی ماده در سیکل بار را نشان می دهد . همچنین با استفاده از این منحنی ، مقدار عمر باربری ماده بر حسب سیکل ، در سطح تنش اعمالی قابل تعیین است .



شکل (۱-۱): فرم عمومی منحنی $S - N$ برای نسبت بار

همان گونه که از فرم عمومی منحنی $S - N$ دیده می شود با کاهش تنش اعمالی به نمونه ، عمر شکست خستگی در امتداد یک مجانب افقی افزایش می یابد . این کاهش در محدوده ای متوقف می شود که به آن استحکام دوام ماده می گویند. در تنش های اعمالی پایین تر از این حد ، نمونه دارای عمر نامحدود از نظر خستگی بوده و می تواند تعداد بسیار زیادی سیکل بار را تحمل کند . آزمایش های انجام شده روی فولادها تا استحکام سیلان $2 \times 10^5 \text{ psi}$ ، با استفاده از نمونه میله گردان پرداخت شده ، نشان داده است که این حد دوام حدود نصف استحکام کششی ماده است. همچنین آزمایشهای متعدد نشان داده است که میزان حد دوام ماده که از نمونه های مختلف پرداخت شده (نمونه های میله گردان و یا نمونه های کشش - فشار) اندازه گیری می شود ، تقریباً ثابت است اگرچه در سیکل های بارگذاری پایین تر مقدار تنش تحمل شده در دو نمونه یکسان نیست .

بعضی مواد مانند آلومینیوم دارای حد دوام مشخص نبوده و با افزایش سیکل بار ، سطح تنش قابل تحمل دائماً کاهش نشان می دهد . در این حالات معمولاً مقدار تنش قابل تحمل برای ۱۰ سیکل بارگذاری ، به عنوان حد دوام معرفی می شود .

۱-۹-۲ آزمون های رشد ترک خستگی

رشد ترک خستگی پدیده ای است که در آن ترک در هر سیکل بارگذاری به میزان بسیار کمی رشد می نماید. مقدار رشد ترک در هر سیکل بارگذاری را می توان از شمارش خطوط رشد ترک و تطابق آنها با پروفیل بارگذاری محاسبه کرد. در فرآیند رشد ترک خستگی مقدار رشد ترک در هر سیکل بارگذاری با نسبت تغییرات طول ترک به تغییرات سیکل بار گذاری (یعنی $\frac{da}{dN}$) قابل نمایش خواهد بود .

در اوایل دهه ۱۹۶۰ ، پاریس (*Paris*) برای اولین بار نشان داد که مقدار رشد ترک کوچک در هر سیکل بارگذاری خستگی ، با فاکتور شدت تنش در نوک ترک کنترل می شود [1,2]. وی نشان داد که اصول کلی مکانیک شکست که حساسیت و امکان رشد ترک را با فاکتور شدت تنش برآورد می نماید ، به بارگذاری خستگی و رشد سیکلی ترک نیز قابل اعمال است .

روش های انجام آزمایش رشد ترک خستگی و نحوه نمایش و پردازش داده های آزمایش ، در استاندارد های مختلف آمده است . در استاندارد *ASTM* ، این روش ها در نشریه ای که با کد *E 647* مشخص گردیده ، تشریح شده است. آزمون های رشد ترک خستگی را میتوان روی هر نوع نمونه و یا یک قطعه واقعی دستگاه انجام داد. نمونه های آزمایش برای تعیین نرخ رشد ترک (da/dN) می تواند از نوع *CT* ، (*Compact Tension*) ، یا ورق با ترک مرکزی باشد . این آزمایشها معمولاً تحت بارگذاری با دامنه ثابت انجام می گیرد که در آن مقادیر حداکثر و حداقل بار در کل آزمایش ثابت است . بارگذاری های متناوب

روی نمونه های آزمایش می توانند دارای فرم های مختلف باشند که از بین آنها ، فرم های سینوسی و دندان‌اره ای از انواع متداول هستند . به جز کمیت های اولیه آزمون ، باید میزان رشد ترک بر حسب سیکل بارگذاری نیز در محدوده زمانی آزمون ثبت گردد. معمولاً اندازهٔ رشد ترک بطور چشمی و تعداد سیکل بارگذاری بوسیلهٔ شمارندهٔ دستگاه آزمایش ثبت می شود.

در هر نقطه چون بار از یک مقدار حداقل به یک مقدار حداکثر تغییر می کند دو فاکتور شدت تنش برای بار حداقل و برای بار حداکثر قابل محاسبه است .

برای نخستین بار پاريس نشان داد که کمیت های $\frac{da}{dN}$ ، K می توانند با یک رابطه توانی به صورت زیر به یکدیگر ارتباط داشته باشد :

$$\frac{da}{dN} = C (\Delta K)^n \quad (۳۰-۱)$$

که در آن n شیب و C عرض از مبدا خط رسم شده در مقیاس لگاریتمی است . در رابطه (۳۰-۱) فرض می شود که یک رابطه خطی در مقیاس لگاریتمی بین $\frac{da}{dN}$ ، K برقرار است .

تجربه نشان داده است که آزمایش با تنش متوسط نابرابر ولی اختلاف تنش مساوی منجر به نرخ های رشد ترک مختلف می گردد . این پدیده به نام اثر نسبت تنش (R) نامیده می شود . لذا استفاده از رابطه (۳۰-۱) برای تعیین da/dN فقط برای یک نسبت R معین مناسب می باشد . پس برای توصیف کامل نحوه تغییر نرخ رشد ترک بر حسب اختلاف فاکتور شدت تنش ، یک سری از منحنی ها برای نسبت های مختلف R مورد نیاز است . این بدان معنی است که برای هر نسبت R یک جفت ثابت های C, n باید تعیین شود.

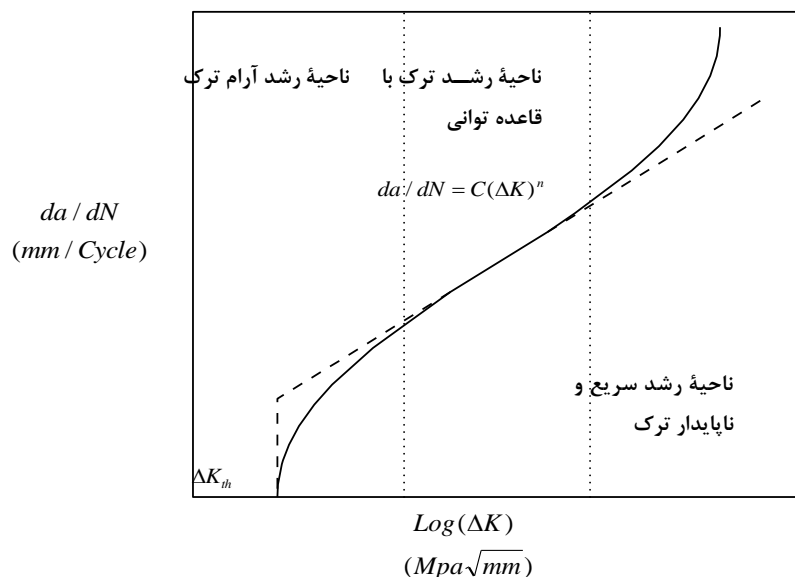
علاوه بر اثر تنش متوسط ، عامل دیگری نیز وجود دارد که باید در ارائه داده های آزمایش خستگی مورد توجه قرار گیرد . همان طوری که در شکل (۱-۱۱) نشان داده شده است ، در حالت کلی منحنی da/dN دارای سه محدوده است :

۱ - محدوده رشد آرام ترک (که به نام محدوده آستانه نیز شناخته می شود)

۲ - محدوده خطی

۳ - محدوده نهایی (که در آن منحنی به آخر خود رسیده و K به سمت ضریب شدت تنش بحرانی ، K_c ، میل می نماید) .

یک منحنی نسبتاً صاف که این سه محدوده را به هم متصل کرده و می تواند برای توصیف کل تغییرات da/dN بر حسب K مورد استفاده قرار گیرد ، دارای فرم خاصی است که به نام منحنی سیگموئیدال شناخته می شود.



شکل (۱-۱۱) : سه محدوده موجود در منحنی da/dN بر حسب ΔK

اهمیت فیزیکی محدوده های اول و سوم در این است که دو مقدار حدی K را در منحنی da/dN مشخص می کند. حد پائینی که به نام مقدار آستانه شناخته می شود، دارای کمترین مقدار K برای رشد ترک خستگی است که معمولاً با K_{th} نشان داده می شود. این حد پائینی مبین این است که اگر $K < K_{th}$ باشد، نرخ رشد ترک (da/dN) نیز به طرف صفر میل می کند و لذا ترک رشد نخواهد کرد. از طرف دیگر، اگر K زیاد شود گسیختگی استاتیکی رخ می دهد. این به معنای این است که اگر K از $(1-R)K_c$ بیشتر شود آنگاه نرخ رشد ترک da/dN بسیار بزرگ شده و شکست فوری در ماده اتفاق خواهد افتاد، لذا رابطه (۱-۳۰) را می توان به صورت زیر بازنویسی کرد که حدود بالا و پائین منحنی سیگموبدال در آن وارد شده است.

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^n \frac{\Delta K - \Delta K_{th}}{(1-R)K_c - \Delta K} \quad (۱-۳۱)$$

به طور کلی در ارائه داده ها در یک آزمایش رشد ترک خستگی ما با دو مسئله مواجه هستیم.

(۱) برای خلاصه کردن کلیه داده های آزمایش برای نسبت های مختلف R نیاز به یک رابطه ریاضی واحد است، که در این صورت فقط به یک جفت ثابت های C, n نیاز خواهد بود.

(۲) به یک رابطه ای نیاز است که بتواند منحنی da/dN را برای هر سه محدوده به طور دقیقی بیان نماید.

۱-۱۰ فاکتور شدت تنش

برای تغییرات سیکلی بار وارده، $(\sigma_{min} \leq \sigma \leq \sigma_{max})$ ، فاکتور شدت تنش نیز به صورت سیکلی $(K_{min} \leq K \leq K_{max})$ تغییر می کند. اگر دو نمونه یکی با ترک مرکزی بزرگ و دامنه بار سیکلی کمتر و دیگری دارای ترک مرکزی کوچک ولی با دامنه تنش اعمالی بزرگتر را در نظر بگیریم، از تعریف فاکتور شدت تنش در می یابیم که اگر حاصل ضرب $\sigma\sqrt{a}$ برای دو ترک برابر باشد، فاکتور شدت تنش برای دو نمونه

برابر شده و لذا حساسیت دو نمونه نسبت به ترک مشابه خواهد بود. در بارگذاری خستگی نیز چنانچه آزمایش در این رابطه انجام شود، مشاهده می گردد که میزان رشد ترک برای دو نمونه برابر خواهد بود. بنابراین می توان ادعا کرد که عامل اصلی کنترل کننده رشد ترک خستگی اختلاف فاکتور شدت تنش ($\Delta K = K_{\max} - K_{\min}$) است. البته لازم به ذکر است که به جز این عامل، عوامل دیگری از جمله نسبت R نیز در کنترل رشد ترک خستگی نقش دارند.

۱-۱۰-۱ موثر ΔK

تجربیات مختلف نشان داده است که فاکتور شدت تنش اعمالی به قطعه، با فاکتور شدت تنشی که بطور واقعی روی قطعه اثر می کند، می توانند با هم اختلاف داشته باشند. در تحقیقات مختلفی دیده شده که اختلاف بین مقدار واقعی و موثر K در مقادیر مختلف نسبت R مساوی نبوده و در این اختلاف به نسبت R وابسته است. لذا برای احتساب اثر تنش متوسط در منحنی da/dN باید روشی برای تخمین فاکتور شدت تنش موثر وجود داشته باشد. در این زمینه کاوش بسیاری انجام گرفته که نتایج حاصل شده مناسب تر بودن فرضیه بسته شدن ترک (برای توجیه اختلاف بین فاکتور شدت تنش حقیقی با مقدار موثر آن) را نسبت به سایر روش ها به اثبات رسانده است. در طی رشد ترک خستگی، ماده در نوک ترک دارای تغییر شکل پلاستیک بوده و لذا در زمان باربرداری (قسمتی از سیکل بارگذاری که در آن تنش در حال کاهش است) به دلیل وجود حالت ارتجاعی در اطراف ناحیه پلاستیک، تماس بین سطوح بالا و پایین ترک برقرار می شود. این بدان معنی است که سطوح ترک بلافاصله در شروع سیکل بارگذاری بعدی باز نمی شوند و لذا در قسمتی از سیکل بارگذاری، ترک همچنان به حالت بسته می ماند. می دانیم که معمولاً رشد ترک فقط در قسمتی از سیکل که در آن ترک در حالت باز است، اتفاق می افتد. به بیان دیگر چون ترک در حالت بسته قادر به رشد نیست، لذا اثر کلی این بسته شدن ترک، کاهش K اعمال شده به نمونه، به

مقدار K_{eff} است. با توجه به آنچه گفته شد، تابع خرابی والکر¹ [3] که در عمل نتایج بسیار خوبی داده و برای استفاده نیز بسیار ساده است در ادامه تشریح می گردد.

¹Walker Collaps Function

۱-۱-۱۰-۱ تابع خرابی والکر

مقدار موثر ΔK (ΔK_e)، بر اساس تابع والکر به صورت زیر تعریف می شود:

$$\Delta K_{eff} = \sigma_{\max}^{(1-m)} (\Delta \sigma)^m \sqrt{\pi a} \quad (32-1)$$

که در آن m یک ثابت تجربی است. به سادگی می توان از این رابطه با کمی عملیات ریاضی، به رابطه زیر که در آن فاکتور شدت تنش موثر بر حسب نسبت R بیان شده است، رسید:

$$\Delta K_{eff} = \frac{\Delta K}{(1-R)^{(1-m)}} \rightarrow \Delta K_{eff} = K_{\max} (1-R)^m \quad (33-1)$$

ΔK_{eff} محاسبه شده از رابطه والکر، در رابطه پاریس نیز به صورت زیر قابل استفاده است:

$$\frac{da}{dN} = C (\Delta K_{eff})^n \quad (34-1)$$

توابع دیگری نیز توسط [4] Liu و [5] Newman برای محاسبه ΔK_{eff} ارائه گردیده است که در ادامه به ذکر آنها خواهیم پرداخت.

۱۱-۱ معادلات نرخ رشد ترک خستگی

همانطور که در قسمتهای قبل عنوان شد، تغییرات da/dN بر حسب ΔK و یا ΔK_{eff} می تواند یک رابطه سیگموئیدال باشد. البته برخی مواد از تغییرات به صورت منحنی سیگموئیدال پیروی نمی کنند و قسمت خطی قابل تشخیص ندارند، همچنین برخی دیگر از مواد نیز فاقد حد آستانه مشخص می باشند؛ بنابراین باید بتوان روابطی را معرفی کرد که برای حالات مختلف قابل استفاده باشد. با توجه به آنچه گفته شد رابطه (۳۵-۱) به عنوان یک رابطه کلی برای پیش بینی نحوه رشد ترک خستگی ارائه گردیده است.

$$\frac{da}{dN} = C (\Delta K_{eff})^n \frac{\left[1 - \left(U^* \frac{\Delta K_0}{\Delta K_{eff}} \right) \right]^p}{\left[1 - \left(\frac{\Delta K_{eff}}{U^* K_c} \right) \right]^q} \quad (35-1)$$

که در آن $\Delta K_0 = \Delta K_{th}|_{R=0}$ و K_c ، ضریب شدت تنش بحرانی می باشد. همچنین ΔK_{eff} برای $0 \leq R$ در هریک از روابط فوق به صورت زیر محاسبه می گردد:

$$\text{Walker Equation: } \Delta K_{eff} = \sigma_{\max}^{(1-m)} (\Delta \sigma)^m \sqrt{\pi a} \quad (36-1)$$

$$\text{Liu's Function: } \Delta K_{eff} = U \Delta K \quad , \quad U = U_0 + (1 - U_0) \beta^{(1-R)} \quad (37-1)$$

$$\text{Newman's Function: } \Delta K_{eff} = U \Delta K \quad , \quad U = \frac{1 - R_e}{1 - R} \quad (38-1)$$

$$R_e = A_0 + A_1 R + A_2 R^2 + A_3 R^3 \quad (39-1)$$

$$A_0 = (0.825 - 0.34\alpha + 0.05\alpha^2) \left\{ \cos \left[(\pi/2) \left(\frac{2\sigma_{max}}{\sigma_{ys} + \sigma_{ult}} \right) \right] \right\}^{1/\alpha} \quad (40-1)$$

$$A_1 = (0.415 - 0.071\alpha) \frac{2\sigma_{max}}{\sigma_{ys} + \sigma_{ult}} \quad (41-1)$$

$$A_2 = 2 - 3A_0 - 2A_1 \quad (42-1)$$

$$A_3 = 2A_0 + A_1 - 1 \quad (43-1)$$

U^* نیز توسط یکی از توابع زیر جایگزین می گردد :

$$\text{Walker Equation: } U^* = 1 \quad (44-1)$$

$$\text{Liu's Function: } U^* = U_0 + (1 - U_0)\beta \quad (45-1)$$

$$\text{Newman's Function: } U^* = 1 - A_0 \quad (46-1)$$

۱-۲ مخازن تحت فشار

مخازن تحت فشار از لحاظ عملکرد ، هندسه ، ماده تحت فشار و ... ، بطور گسترده ای در صنعت مورد استفاده قرار می گیرند که میتوان بدینگونه به آنها اشاره کرد :

۱- عملکرد : منابع ذخیره سازی ، رآکتورها ، دیگهای بخار ، مبدلهای حرارتی

۲- هندسه : کروی ، استوانه ای ، استوانه ای با انتهای کروی ، بیضوی یا مخروطی

۳- ماده تحت فشار : آب ، انواع گازهای طبی ، سوختی و یا صنعتی ، انواع اسیدها و بازها با میزان خوردگی متفاوت.

مخازن تحت فشار استوانه ای را می توان با خم کردن ورقهای صاف و جوش دادن آنها به یکدیگر و یا به صورت یکپارچه شکل داد. روند عملیات ساخت و یا اثرات خوردگی ناشی از نوع ماده درون مخزن می تواند عامل ایجاد عیوب میکروسکوپی و در نتیجه عامل ایجاد ترک های ریز هنگام کاربری و اعمال فشار باشد که در ادامه اعمال دوره ای بارها ، این ترکهای ریز به یکدیگر پیوسته و دچار روند خستگی در رشد می گردند. پیش بینی نحوه رشد ترکهای خستگی در مخازن از اهمیت فوق العاده ای برخوردار است ، چرا که با دانستن

معادلات حاکم بر رفتار ترک می توان تخمینی از عمر مخزن را بدست آورد و از احتمال انفجار مخزن پیشگیری کرد.

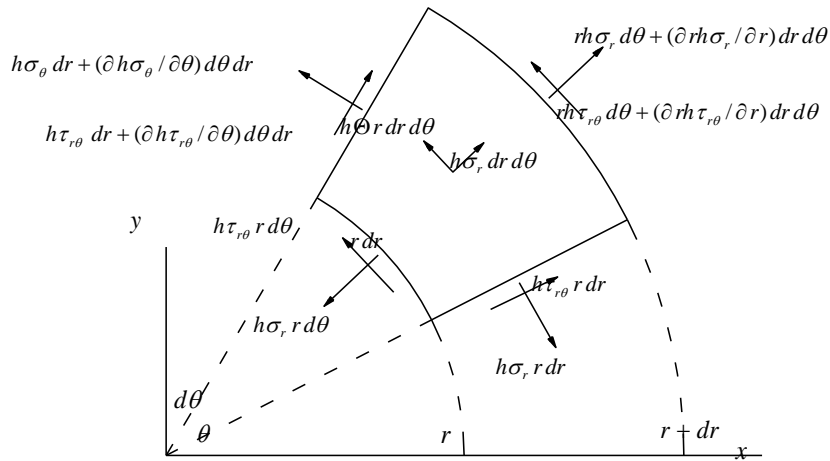
بیشتر مخازن حتی الامکان به صورت استوانه ای طراحی می گردند. از آنچه در این پروژه مد نظر است برای سهولت از این پس منظور از مخزن ، مخزن استوانه ای می باشد. در تحلیل مخازن جدار نازک فرض بر ثابت بودن تنش کششی در راستای ضخامت دیواره استوانه ای می باشد ، در حالی که در تحلیل مخازن جدار ضخیم توزیع تنش واقعی مد نظر قرار می گیرد.

۲-۲ استوانه های جدار ضخیم

در عمل مسائل مهندسی زیادی وجود دارد که در آنها توزیع تنشها حول یک محور تقارن می باشد. باید توجه داشت که این بیان در صورتی صحیح است که بارگذاری نیز نسبت به محور متقارن باشد. در نتیجه تحلیل این مسائل معمولا تحت نام اعضا تحت بار متقارن محوری انجام می گیرد. از جمله این مسائل می توان پوسته استوانه ای جدار ضخیم و دیسک دوار را نام برد.

۳-۲ معادلات تعادل در مختصات قطبی

المانی را در نظر بگیرید که در یک مختصات قطبی ، مطابق شکل (۱-۲) قرار گرفته است. ضخامت المان را h به عنوان تابعی از (r, θ) فرض می کنیم. R و Θ نیروهای حجمی وارد بر المان می باشند لذا با در نظر گرفتن تنشهای وارد بر المان مطابق شکل (۱-۲) ، معادلات تعادل به صورت رابطه (۱-۲) بیان می گردند.



شکل (۱-۲) : نمایش نیروهای وارد بر یک المان در مختصات قطبی

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial(h\sigma_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial(h\tau_{r\theta})}{\partial \theta} + \frac{h(\sigma_r - \sigma_\theta)}{r} + hR = 0 \\ \frac{\partial(h\tau_{r\theta})}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial(h\sigma_\theta)}{\partial \theta} + \frac{2(h\tau_{r\theta})}{r} + h\Theta = 0 \end{array} \right. \quad (1-2)$$

به منظور بدست آوردن مولفه های تنش بر حسب مشتقات تابع تنش ایری F ، باید از تبدیلهای رابطه (۲-۲) استفاده نمود.

$$\left\{ \begin{array}{l} r^2 = x^2 + y^2 \\ x = r \cos \theta, y = r \sin \theta \\ \tan \theta = \frac{y}{x} \end{array} \right. \quad (2-2)$$

حال با اعمال تغییر متغیرهای رابطه (۲-۲)، مشتقات جزئی مؤثر در تابع تنش ایری بصورت رابطه (۲-۳) محاسبه می گردند.

$$\frac{\partial F}{\partial y} = \frac{\partial F}{\partial r} \frac{\partial r}{\partial y} + \frac{\partial F}{\partial \theta} \frac{\partial \theta}{\partial y} = \frac{\partial F}{\partial r} \sin \theta + \frac{1}{r} \frac{\partial F}{\partial \theta} \cos \theta \quad (3-2)$$

$$\frac{\partial^2 F}{\partial y^2} = \frac{\partial^2 F}{\partial r^2} \sin^2 \theta + \frac{2}{r} \frac{\partial^2 F}{\partial r \partial \theta} \sin \theta \cos \theta - \frac{2}{r} \frac{\partial F}{\partial \theta} \sin \theta \cos \theta + \frac{1}{r} \frac{\partial F}{\partial r} \cos^2 \theta + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 F}{\partial \theta^2} \cos^2 \theta$$

با توجه به شکل (۱-۲) در می یابیم زمانی که $\theta \rightarrow 0$ آنگاه $\sigma_x \rightarrow \sigma_r$ و $\cos \theta \rightarrow 1$ و $\sin \theta \rightarrow 0$ لذا :

$$\sigma_r = \left. \frac{\partial^2 F}{\partial y^2} \right|_{\theta \rightarrow 0} = \frac{1}{r} \frac{\partial F}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 F}{\partial \theta^2} \quad (4-2)$$

همچنین به طریق مشابه خواهیم داشت :

$$\sigma_\theta = \left. \frac{\partial^2 F}{\partial y^2} \right|_{\theta \rightarrow \pi/2} = \frac{\partial^2 F}{\partial r^2} \Leftrightarrow \theta \rightarrow \pi/2 \equiv \sigma_y \rightarrow \sigma_\theta \equiv \begin{cases} \cos \theta \rightarrow 0 \\ \sin \theta \rightarrow 1 \end{cases} \quad (5-2)$$

$$\tau_{r\theta} = - \left. \frac{\partial^2 F}{\partial x \partial y} \right|_{\theta \rightarrow 0} = - \frac{1}{r} \frac{\partial^2 F}{\partial r \partial \theta} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial F}{\partial \theta} = - \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial F}{\partial \theta} \right) \Leftrightarrow \theta \rightarrow 0 \equiv \tau_{xy} \rightarrow \tau_{r\theta} \quad (6-2)$$

بنابراین نهایتاً تنشهای موثر بر المان در مختصات قطبی به صورت رابطه (۷-۲) بر حسب مشتقات تابع تنش ایری بیان می گردد.

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_r = \frac{1}{r} \frac{\partial F}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 F}{\partial \theta^2} \\ \sigma_\theta = \frac{\partial^2 F}{\partial r^2} \\ \tau_{r\theta} = - \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial F}{\partial \theta} \right) \end{array} \right. \quad (7-2)$$

۴-۲ مسایل با تقارن محوری

در مسایل با تقارن محوری داریم $F = F(r)$ ، بنابر این معادلات تعادل در رابطه (۱-۲) با در نظر گرفتن ضخامت ثابت h ، به فرم رابطه (۸-۲) کاهش می یابند.

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{1}{r}(\sigma_r - \sigma_\theta) + R = 0 \quad , \quad \Theta = 0 \quad (۸-۲)$$

مطابق ماهیت مسایل با تقارن محوری همانطور که پیش تر اشاره شد ، به دلیل لزوم تقارن در بارگذاری نیروی حجمی مماسی، Θ برابر صفر می باشد، و مولفه های تنش $(\sigma_r, \sigma_\theta)$ و نیروی حجمی شعاعی نیز همگی تنها تابعی از r می باشند. همچنین تنش برشی $\tau_{r\theta}$ برابر صفر می باشد.

لذا با جایگذاری رابطه (۷-۲) در رابطه (۸-۲) معادله تعادل بر حسب مشتقات تابع تنش ابری به فرم رابطه (۹-۲) در می آید.

$$\left(\frac{d^2}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \right) \left(\frac{d^2 F}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dF}{dr} \right) = 0 \quad (۹-۲)$$

رابطه (۹-۲) را می توان به فرم رابطه (۱۰-۲) ساده نمود که در این حالت تابع تنش F را می توان با انتگرال گیری مستقیم بدست آورد که پاسخ حاصل به فرم رابطه (۱۱-۲) بیان می گردد.

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left\{ r \frac{d}{dr} \left[\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dF}{dr} \right) \right] \right\} = 0 \quad (۱۰-۲)$$

$$F = A \ln r + B^2 \ln r + Cr^2 + D \quad (۱۱-۲)$$

که در آن ضرایب A, B, C, D ثابتهای دلخواه انتگرالگیری می باشند و با اعمال شرایط مرزی بدست می آیند. ثابت D در معادلات مربوط به مولفه های تنش وارد نمی شود زیرا همه معادلات تنها به مشتقات تابع تنش F بستگی دارند. لذا با جایگذاری رابطه (۱۱-۲) در معادلات رابطه (۷-۲) مولفه های تنش به صورت زیر بدست خواهند آمد :

$$\sigma_r = \frac{1}{r} \frac{dF}{dr} = \frac{A}{r^2} + B(1 + 2 \ln r) + 2C \quad (12-2)$$

$$\sigma_\theta = \frac{d^2 F}{dr^2} = -\frac{A}{r^2} + B(3 + 2 \ln r) + 2C \quad (13-2)$$

حال با قرار دادن $B = 0$ (لزوما باید صفر باشد تا تنها یک مقدار برای جابجایی حاصل گردد.) [6] خواهیم داشت :

$$\sigma_r = \frac{A}{r^2} + 2C, \quad \sigma_\theta = -\frac{A}{r^2} + 2C \quad (14-2)$$

با داشتن دو ثابت به دو شرط مرزی نیز نیاز است. با فرض یک مخزن جدار ضخیم با شعاع داخلی a و شعاع خارجی b که تحت فشار داخلی P_i و فشار خارجی P_e قرار دارد شرایط مرزی بدین گونه می‌باشند :

$$\sigma_r = -P_e \quad \Leftrightarrow \quad r = b$$

$$\sigma_r = -P_i \quad \Leftrightarrow \quad r = a$$

بنابر این خواهیم داشت :

$$A = \frac{a^2 b^2 (P_e - P_i)}{b^2 - a^2} \quad (15-2)$$

$$2C = \frac{P_i a^2 - P_e b^2}{b^2 - a^2} \quad (16-2)$$

حال با در نظر گرفتن $P_i = P$ و $P_e = 0$ ، با جایگذاری روابط (15-2) و (16-2) در رابطه (14-2)

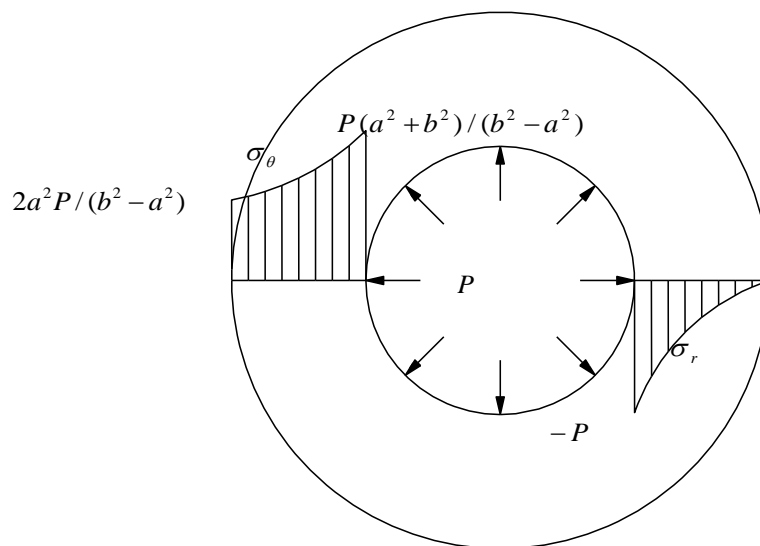
برای یک مخزن جدار ضخیم تحت فشار داخلی خواهیم داشت :

$$\sigma_r = -\frac{a^2 b^2 P}{(b^2 - a^2) r^2} + \frac{a^2 P}{b^2 - a^2} \quad (17-2)$$

$$\sigma_\theta = \frac{a^2 b^2 P}{(b^2 - a^2) r^2} + \frac{a^2 P}{b^2 - a^2} \quad (18-2)$$

تغییرات $(\sigma_r, \sigma_\theta)$ در راستای شعاع در شکل (۲-۲) نشان داده شده است.

محاسبات مربوط به تنشهای موجود در مخازن استوانه ای تحت فشار نخستین بار توسط *G.Lame* محاسبه گردید که به همین نام نامیده شد.

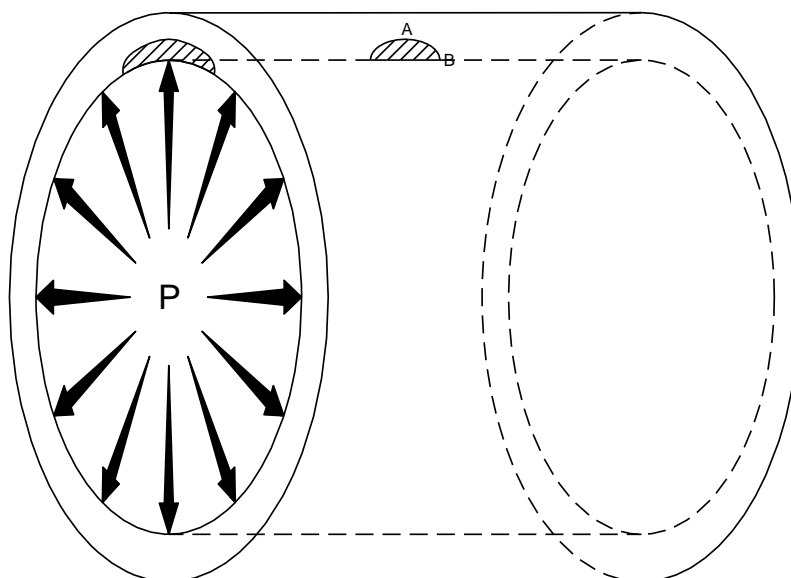


شکل (۲-۲): نمایش توزیع تنش در دیواره یک مخزن استوانه ای جدار ضخیم

5-2 انواع ترک در مخازن تحت فشار

ترکها در مخازن به دو دسته کلی ترکهای داخلی و ترکهای خارجی تقسیم می گردند. منظور از ترکهای خارجی آن دسته از ترکهایی هستند که عمدتاً بر اثر برخورد اجسام خارج از مخزن و یا عوامل خارجی دیگر بر روی دیواره خارجی مخزن ایجاد می گردند. ترکهای داخلی نیز می توانند بر اثر خوردگی ناشی از ماده درون مخزن یا عیوب ساختاری ماده و یا عوامل موثر حین عملیات تولید تحت تنش بالای ناشی از فشار مضاعف در دیواره داخلی مخزن ایجاد گردند.

ترکهای داخلی و خارجی نیز خود به دو دسته ترکهای طولی و ترکهای عرضی تقسیم می‌گردند. ترکهای طولی بر روی دیواره مخزن و در امتداد محور مخزن و ترکهای عرضی در مقطع عرضی مخزن ایجاد می‌گردند. همانطور که در شکل (2-3) نشان داده شده است اینگونه ترکها شکلی بیضوی دارند که مکانیزم رشد آنها از ساختار پیچیده ای تبعیت می‌کند.



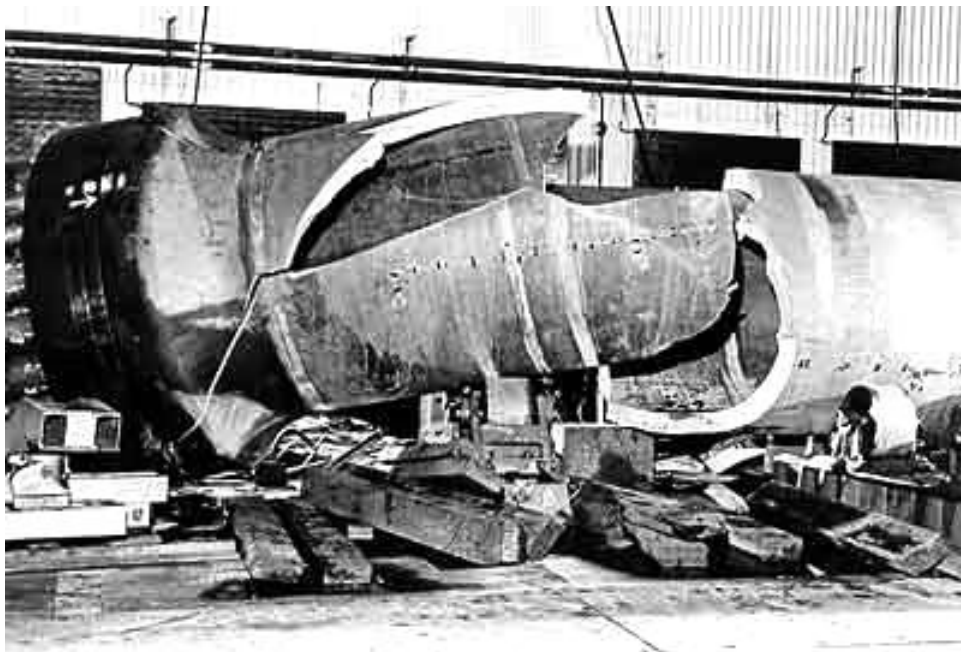
شکل (2-3) : نمایش انواع ترک داخلی در مخازن جدار ضخیم

ترکهای عرضی داخلی عمدتاً تحت بار کششی در راستای محور مخزن رشد می‌کنند و ترکهای طولی در اثر توزیع تنش غیر خطی ناشی از فشار مخزن در راستای دیواره رشد می‌نمایند. از آنجایی که در یک مخزن تحت فشار بارهای کششی طولی در مقایسه با بار کششی محیطی مخزن توزیع شده در دیواره مقادیر ناچیزی می‌باشد لذا همواره ترکهای طولی در مخازن تحت فشار مورد توجه خاصی بوده است. با اشاره به این نکته که در بررسیهای انجام شده پس از انفجارها و خرابیهای رخ داده در مخازن جدار ضخیم علت عمده این وقایع رشد ترک خستگی طولی بوده است.

دو نمونه از این خرابیها در شکل (2-4) و شکل (2-5) نمایش داده شده اند.



شکل (2-4): خرابی ناشی از یک ترک طولی در یک مخزن تحت فشار



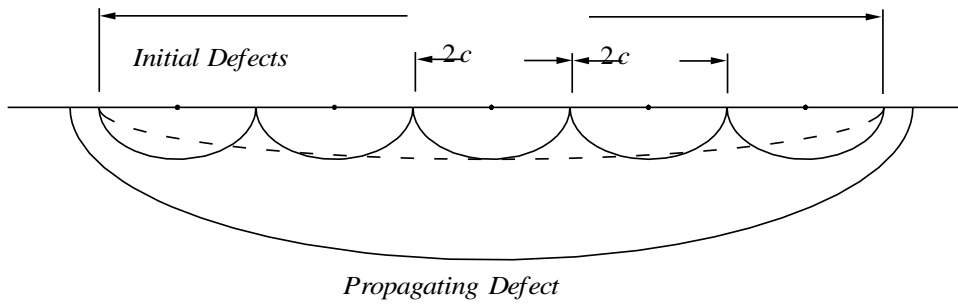
شکل (2-5): خرابی ناشی از رشد ترک در یک مخزن تحت فشار

استانداردهای موجود روشهای متعددی را برای پیشگیری از اینگونه خرابیها که میتوانند خسارات مالی و جانی بسیاری به همراه بیاورند ارائه می دهد که از آن جمله میتوان به آزمونهای دوره ای برای مخازن با زمانبندی های متعدد اشاره کرد.

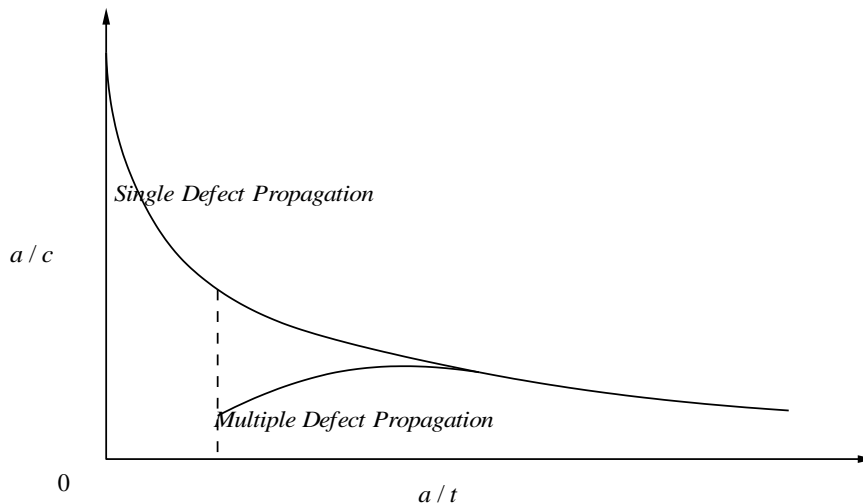
2-6 نحوه ایجاد ترکهای سطحی

به جرات می توان گفت علاوه بر موارد پدید آمدن عیوب سطحی حین تولید ، در بسیاری از موارد مربوط به خرابی مخازن تحت فشار ، علت اصلی ، خوردگی سطح داخلی مخزن در اثر ایجاد یک محیط نا مساعد اسیدی و یا اکسید شدن آن ناحیه در حضور ماده خاص داخل مخزن است. در اثر این خوردگی ها عیوب سطحی ریزی به صورت رشته ای از تخلخل های کوچک ایجاد می گردند که سبب ایجاد یک تمرکز تنش سطحی در ناحیه خوردگی می گردند. در بسیاری موارد که مخزن دارای خط جوش باشد خرابیها از همان عیوب سطحی ایجاد شده در روی خط جوش حین جوشکاری ، آغاز می گردد. این عیوب سطحی رشته ای منشاء ایجاد و رشد ترکهای نیمه بیضوی ریزی هستند که تا حدی رشد کرده و سپس به یکدیگر می پیوندند. در هنگام پیوستن این عیوب به یکدیگر ترک مشترک ایجاد شده، مسیر خود را تا تبدیل شدن به یک ترک نیمه بیضوی طی می کند. شکل (2-6) ، نحوه شکل گیری یک ترک نیمه بیضوی را نشان می دهد. چنانچه در لحظه پیوستن عیوب سطحی به یکدیگر ، یک ترک نیمه بیضوی را به همان عمق و طول سطحی ترک ، برابر طول رشته در نظر بگیریم ، می توان مقایسه ای بین نحوه رشد ترک مشترک از لحظه پیوستن عیوب سطحی به یکدیگر با نحوه رشد ترک نیمه بیضوی مفروض انجام داد [7]. همانطور که در شکل (2-7) مشاهده می شود ترکها پس از پیوستن به یکدیگر به سمت ایجاد یک ترک نیمه بیضوی واحد پیش می روند. با توجه به آنچه گفته شد می توان چنین نتیجه گرفت که بررسی نحوه رشد ترکهای نیمه بیضوی که در آنها عمق ترک در مقایسه با طول سطحی ترک (طول رشته) کوچک می باشد از اهمیت ویژه ای برخوردار است. با این وجود در فصل 5 نشان خواهیم داد که محتاطانه ترین حالت برای بررسی رشد ترک خستگی در مخازن تحت فشار نیز همین موضوع را ایجاب می نماید.

Closed Defect



شکل (2-6) : نحوه پیدایش و رشد ترکهای سطحی نیمه بیضوی



شکل (2-7) : نمایش مسیر رشد یک رشته عیوب سطحی تا تبدیل شدن به یک ترک نیمه بیضوی در مقایسه با رشد یک ترک کوچک

7-2 ترکهای نیمه بیضوی

همانطور که پیشتر اشاره شد، ترکهای سطحی، در یک دیواره ضخیم تحت بار کششی، به شکل بیضوی رشد می نمایند. این دیواره ها می توانند دارای سطحی تخت، استوانه ای و یا کروی باشند. به دلیل ساختار پیچیده ای که بر رشد ترکهای نیمه بیضوی در سطوح دارای انحنا حاکم است به منظور سهولت کار عمدتاً رشد ترک در یک دیواره تخت به عنوان یک تقریب از رشد ترک در دیواره های منحنی نیز تلقی می گردد، با این وجود با افزایش ضخامت دیواره و انحنای سطوح مخزن این تقریبها چندان دقیق و معتبر نمی باشد. در

مرجع [8] تلاشی برای بهبود این تقریبها برای یک مخزن استوانه ای با استفاده از توابع وزنی بیان گردیده است که در ادامه به آن اشاره خواهیم کرد.

برای یافتن ضرایب موجود در معادلات حاکم بر رفتار ترکهای نیمه بیضوی غالباً سه روش المان محدود ، استفاده از توابع وزنی و روش انتگرال مرزی مورد استفاده قرار گرفته اند.

2-7-1 ترکهای نیمه بیضوی در یک صفحه تخت

مجموعه نتایج پژوهشهایی که توسط *Newman* و *Rajue* [9,10] پیرامون بررسی ترکهای نیمه بیضوی در صفحات تخت ، تحت بارهای کششی و خمشی- به منظور پیش بینی ضریب شدت تنش در یک نقطه خاص واقع بر محیط بیضوی ترک- انجام شده است به دو دسته تقسیم می گردد که عبارتند از :

۱- ترکهای نیمه بیضوی که در آنها طول ترک در سطح بیش از دو برابر عمق ترک در دیواره می باشد.

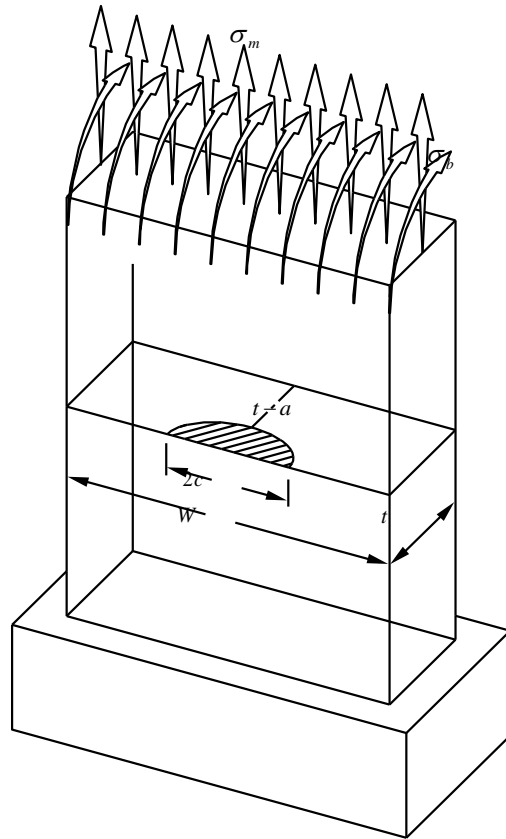
$$\left(\frac{a}{c} \leq 1\right)$$

۲- ترکهای نیمه بیضوی که در آنها عمق ترک در دیواره بیش از نصف طول ترک در سطح می باشد.

$$\left(\frac{a}{c} > 1\right)$$

شکل (2-8) نمایشی از ترکهای نیمه بیضوی در یک صفحه تخت ، تحت بارهای کششی و خمشی را نشان

می دهد.

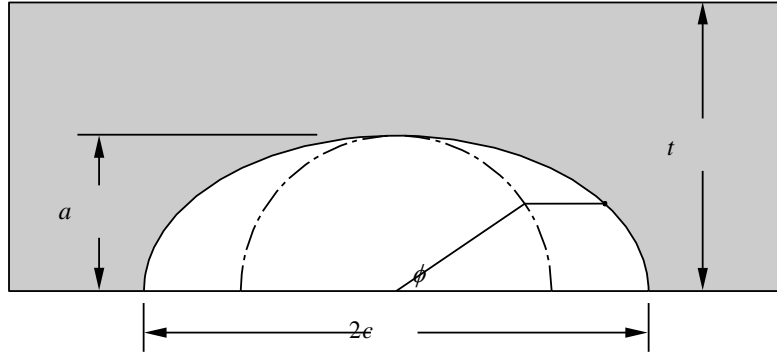


شکل (2-8) : شماتیکی از یک ترک نیمه بیضوی در یک صفحه تخت

پارامتر هندسی دیگری که علاوه بر a و c برای تشخیص مکان مورد بررسی بر روی محیط ترک لازم است پارامتر ϕ می باشد. در واقع تعیین کننده زاویه مربوط به نقطه مورد نظر می باشد. فارغ از آنکه ترک نیمه بیضوی مشمول کدام یک از حالت‌های ذکر شده باشد باید بر نحوه تاثیر ϕ در یافتن مکان مورد نظر دقت نمود. شکل‌های (2-9) و (2-10) این روند را برای هر یک از حالتها نشان می‌دهد.

2-7-1-1 ترک‌های نیمه بیضوی در حالت $a \leq c$

شکل (2-9) نمایشی از ترک در حالت اول $a \leq c$ را نشان می‌دهد. محاسبات مربوط به نحوه یافتن ضریب شدت تنش در محیط بیضوی ترک در روابط (2-19) تا (2-31) برای حالت اول بیان شده‌اند.



شکل (2-9): نحوه یافتن مکان هندسی نقاط روی ترک توسط زاویه ϕ ($a \leq c$)

$$K_I = (\sigma_m + H \sigma_b) \sqrt{\frac{\pi a}{Q}} F\left(\frac{a}{t}, \frac{a}{c}, \frac{c}{W}, \phi\right) \quad (19-2)$$

$$Q = 1 + 1.464 \left(\frac{a}{c}\right)^{1.65} \quad (20-2)$$

$$F = \left[M_1 + M_2 \left(\frac{a}{t}\right)^2 + M_3 \left(\frac{a}{t}\right)^4 \right] f_\phi f_w g \quad (21-2)$$

$$M_1 = 1.13 - 0.09 \left(\frac{a}{c}\right), \quad M_2 = -0.54 + \frac{0.89}{0.2 + \frac{a}{c}}, \quad M_3 = 0.5 - \frac{1}{0.65 + \frac{a}{c}} + 14 \left(1 - \frac{a}{c}\right)^{24} \quad (22-2)$$

$$f_\phi = \left[\left(\frac{a}{c}\right)^2 \cos^2 \phi + \sin^2 \phi \right]^{\frac{1}{4}} \quad (23-2)$$

$$f_w = \left[\sec\left(\frac{\pi c}{2W} \sqrt{\frac{a}{t}}\right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (24-2)$$

$$g = 1 + \left[0.1 + 0.35 \left(\frac{a}{t}\right)^2 \right] (1 - \sin \phi)^2 \quad (25-2)$$

$$H = H_1 + (H_2 - H_1) (\sin \phi)^p \quad (26-2)$$

$$p = 0.2 + \frac{a}{c} + 0.6 \left(\frac{a}{t} \right) \quad (27-2)$$

$$H_1 = 1 - 0.34 \left(\frac{a}{t} \right) - 0.11 \frac{a}{c} \left(\frac{a}{t} \right) \quad (28-2)$$

$$H_2 = 1 + G_1 \left(\frac{a}{t} \right) + G_2 \left(\frac{a}{t} \right)^2 \quad (29-2)$$

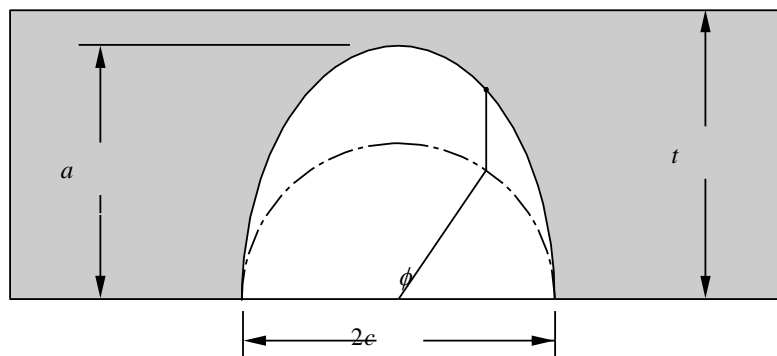
$$\begin{cases} G_1 = -1.22 - 0.12 \left(\frac{a}{c} \right) \\ G_2 = 0.55 - 1.05 \left(\frac{a}{c} \right)^{0.75} + 0.47 \left(\frac{a}{c} \right)^{1.5} \\ G_{11} = -0.04 - 0.41 \left(\frac{c}{a} \right) \end{cases} \quad (30-2)$$

$$\sigma_b = \frac{M t}{2I}, \quad I = \frac{W t^3}{6} \quad (31-2)$$

۲-۱-۷-۲ ترکهای نیمه بیضوی در حالت $a > c$

شکل (10-2) نمایش از ترک در حالت دوم $a > c$ را نشان می دهد. محاسبات مربوط به نحوه یافتن

ضریب شدت تنش در محیط بیضوی ترک در روابط (32-2) تا (43-2) برای حالت دوم بیان شده اند.



شکل (10-2) : نحوه یافتن مکان هندسی نقاط روی ترک توسط زاویه ϕ ($a > c$)

$$K_I = (\sigma_m + H \sigma_b) \sqrt{\frac{\pi a}{Q}} F\left(\frac{a}{t}, \frac{a}{c}, \frac{c}{W}, \phi\right) \quad (32-2)$$

$$Q = 1 + 1.464 \left(\frac{a}{c}\right)^{1.65} \quad (33-2)$$

$$F = \left[M_1 + M_2 \left(\frac{a}{t}\right)^2 + M_3 \left(\frac{a}{t}\right)^4 \right] f_\phi f_w g \quad (34-2)$$

$$M_1 = \sqrt{\frac{c}{a}} \left[1 + 0.04 \left(\frac{c}{a}\right) \right], \quad M_2 = 0.2 \left(\frac{c}{a}\right)^4, \quad M_3 = -0.11 \left(\frac{c}{a}\right)^4 \quad (35-2)$$

$$f_\phi = \left[\left(\frac{c}{a}\right)^2 \sin^2 \phi + \cos^2 \phi \right]^{\frac{1}{4}} \quad (36-2)$$

$$f_w = \left[\sec\left(\frac{\pi c}{2W} \sqrt{\frac{a}{t}}\right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (37-2)$$

$$g = 1 + \left[0.1 + 0.35 \left(\frac{c}{a}\right) \left(\frac{a}{t}\right)^2 \right] (1 - \sin \phi)^2 \quad (38-2)$$

$$H = H_1 + (H_2 - H_1) (\sin \phi)^p \quad (39-2)$$

$$p = 0.2 + \frac{c}{a} + 0.6 \left(\frac{a}{t}\right) \quad (40-2)$$

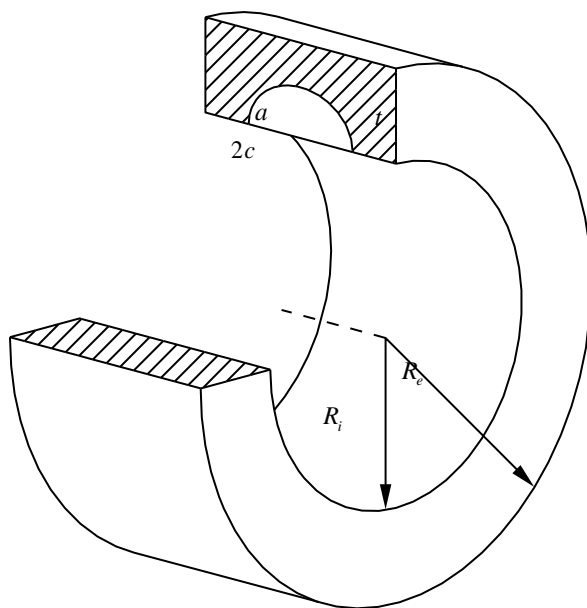
$$H_1 = 1 + G_{11} \left(\frac{a}{t} \right) - G_{12} \frac{a}{c} \left(\frac{a}{t} \right) \quad (41-2)$$

$$H_2 = 1 + G_{21} \left(\frac{a}{t} \right) + G_{22} \left(\frac{a}{t} \right)^2 \quad (42-2)$$

$$\begin{cases} G_{12} = 0.55 - 1.93 \left(\frac{c}{a} \right)^{0.75} + 1.38 \left(\frac{c}{a} \right)^{1.5} \\ G_{21} = -2.11 - 0.77 \left(\frac{c}{a} \right) \\ G_{22} = 0.55 - 0.72 \left(\frac{c}{a} \right)^{0.75} + 0.14 \left(\frac{c}{a} \right)^{1.5} \end{cases} \quad (43-2)$$

۲-۷-۲ ترکهای نیمه بیضوی در مخازن جدار ضخیم

همانطور که پیشتر اشاره شد برای نخستین بار محاسبات لازم برای یافتن ضریب شدت تنش در روی محیط یک ترک نیمه بیضوی در یک صفحه تخت تحت بار کششی محاسبه شد. معادلات حاکم به صورت روابط (44-2) تا (46-2) در مرجع [11] ارائه شده اند که به منظور محاسبه ضریب شدت تنش در نوک ترک در راستای شعاعی مورد استفاده قرار می گیرند.



شکل (11-2) : نمایشی از یک ترک طولی نیمه بیضوی در مقطع دیواره یک مخزن استوانه ای

$$5 \leq \frac{R_i}{t} \leq 20 \quad , \quad \frac{a}{t} \leq 0.8 \quad , \quad a < c$$

$$K_I = \frac{PR_i}{t} \sqrt{\frac{\pi a}{Q}} F\left(\frac{a}{t}, \frac{a}{2c}, \frac{R_i}{t}\right) \quad (44-2)$$

$$F = 1.12 + 0.053 \xi + 0.0055 \xi^2 + (1 + 0.02 \xi + 0.0191 \xi^2) \frac{\left(20 - \frac{R_i}{t}\right)^2}{1400} \quad (45-2)$$

$$\xi = \frac{2c}{t} \quad , \quad Q = 1 + 1.464 \left(\frac{a}{c}\right)^{1.65} \quad (46-2)$$

همچنین Newman و Rajue [12] روابط (47-2) تا (53-2) را برای محاسبه ضریب شدت تنش بر روی محیط ترک نیمه بیضوی در یک مخزن تحت فشار ارائه داده اند.

$$K_I = P \sqrt{\frac{\pi a}{Q}} F^*\left(\frac{a}{t}, \frac{a}{c}, \phi\right) \quad (47-2)$$

$$Q = 1 + 1.464 \left(\frac{a}{c} \right)^{1.65} \quad (48-2)$$

$$F^* = 0.97 \left[M_1 + M_2 \left(\frac{a}{t} \right)^2 + M_3 \left(\frac{a}{t} \right)^4 \right] f_\phi f_w g \quad (49-2)$$

$$M_1 = 1.13 - 0.09 \left(\frac{a}{c} \right), \quad M_2 = -0.54 + \frac{0.89}{0.2 + \frac{a}{c}}, \quad M_3 = 0.5 - \frac{1}{0.65 + \frac{a}{c}} + 14 \left(1 - \frac{a}{c} \right)^{24} \quad (50-2)$$

$$f_\phi = \left[\left(\frac{a}{c} \right)^2 \cos^2 \phi + \sin^2 \phi \right]^{\frac{1}{4}} \quad (51-2)$$

$$f_w = \left[\frac{R_e^2 + R_i^2}{R_e^2 - R_i^2} + 1 - 0.5 \left(\frac{a}{t} \right)^{\frac{1}{2}} \right] \quad (52-2)$$

$$g = 1 + \left[0.1 + 0.35 \left(\frac{a}{t} \right)^2 \right] (1 - \sin \phi)^2 \quad (53-2)$$

1-3 معیار خرابیها در مخازن تحت فشار

در محاسبات مربوط به طراحی مخازن و بطور کلی هر سازه دیگری، عمدتاً دو معیار برای پرهیز از خرابی مد نظر قرار می‌گیرد. اول آنکه ضریب شدت تنش به مقدار بحرانی نرسد و دوم آنکه میزان تنش اعمال شده به مقطع ترک نخورده¹ از مقدار مجاز تنش بحرانی فراتر نرود و به محدوده خرابی پلاستیک نرسد. در واقع ملاکی که برای خرابی پلاستیک در نظر گرفته می‌شود این است که کل مقطع باقیمانده دچار خرابی گردد هر چند خرابی درست به محض رسیدن کمترین مؤلفه‌های تنش در مقطع به σ_{ys} رخ نمی‌دهد، بنابر این غالباً تنش جاری شدن برابر $(\sigma_{ys} + \sigma_{ult})/2$ ، مد نظر قرار می‌گیرد. از آنجا که ضریب شدت تنش تابعی از هندسه ترک، هندسه قطعه و بار اعمالی می‌باشد، تحقیقات بیشتر برای یافتن روشی برای پیش‌بینی خرابی در هر هندسه و هر شرایطی آغاز گردید. در این راستا پژوهشهای زیادی با هدف یافتن رابطه‌ای میان این دو معیار انجام گرفته است. برای نیل به این مقصود باید رابطه‌ای میان ضریب شدت تنش در هنگام خرابی (K_{max}) و مقدار تنش در زمان خرابی (σ_f) از داده‌های بدست آمده از خرابیهای متعدد یافت.

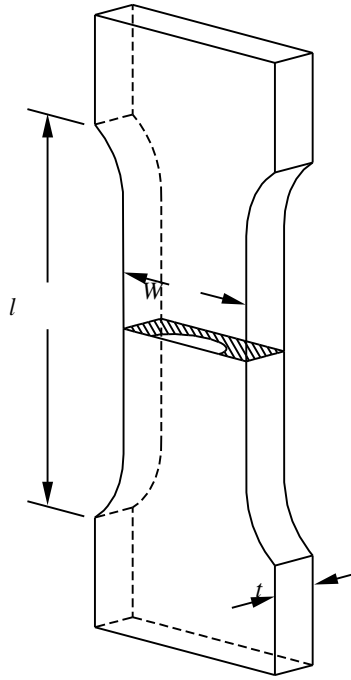
با بدست آوردن چنین رابطه ای می توان مقاومت به شکست را برای هر شرایطی پیش بینی نمود. نتایج حاصل از این بررسی ها [13,14] نشان می دهد زمانی که تنش خالص شکست (σ_f) کمتر از تنش سیلان ماده (σ_{ys}) باشد ، می توان رابطه ای خطی میان K_{max} و σ_f تعیین نمود که به فرم رابطه (3-4) نوشته می شود.

3-1-1 معیار خرابیها : ترک نیمه بیضوی در یک صفحه تخت

در رابطه (3-4) پارامترهای K_F و m جزو مشخصات مخزن مورد بررسی قلمداد می شوند که به روش کمترین مجموع مربعات حاصل از بررسی نتایج عملی بدست می آیند. این آزمونها برای سهولت عمدتا توسط نمونه SCT که در واقع صفحه تختی حاوی یک ترک نیمه بیضوی تحت بار کششی می باشد انجام می گیرد. این نمونه در شکل (3-1) نمایش داده شده است.

آزمونهایی که به عنوان مبنای داده ها برای یافتن K_F و m قرار می گیرند تحت هندسه های مختلف نمونه ، ترک و بارهای مختلف انجام می گیرند.

در معادله رابطه (3-4) ، اگر $m = 0$ در نظر گرفته شود ، K_F معادل ضریب شدت تنش الاستیک در هنگام خرابی خواهد بود و معادله برای مواد با ضرایب شدت تنش کم و حالت کرنش صفحه ای معتبر خواهد بود و چنانچه $m = 1$ فرض گردد معادله برای مواد با استحکام بالا یا ضریب شدت تنش زیاد که تحت بارهای زیاد هم الاستیک می باشند بکار برده می شود. در واقع پارامترهای K_F و m میزان حساسیت ماده به ترک را بیان می کنند.



شکل (۱-۳): نمایی از یک نمونه SCT حاوی یک ترک نیمه بیضوی

$$\sigma_f = \sigma_{\max} \left(1 - \frac{\pi a c}{2tW}\right)^{-1} \quad (1-3)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{T_{\max}}{tW} \quad (2-3)$$

$$K_{\max} = K_F \left\{1 - m \left(\frac{\sigma_f}{\sigma_u}\right)\right\} \quad (3-3)$$

σ_u تنش حد دوام ماده و T_{\max} بیشترین بار کششی اعمال شده به نمونه می باشد. با استفاده از معادله رابطه (۱-۳)، برای یک صفحه با ابعاد نامحدود و یک ترک مرکزی که تحت تنش σ قرار گرفته است، σ_f طبق رابطه (۴-۳) بدست خواهد آمد. [15]

$$\sigma_f = \sigma_u \left\{m + \frac{\sigma_u}{K_F} \sqrt{\pi a_t}\right\}^{-1} \quad (4-3)$$

در رابطه (۴-۳) ، a_t برابر نصف طول ترک مرکزی می باشد. اگر پارامتر $m < 1$ باشد، برای صفحه بینهایت و ابعاد کوچک ترک ($2a_t < 0.09W$) خواهیم داشت $\sigma_f > \sigma_u$.

[16] Chell، مقایسه ای بین نتایج تئوری و آزمایشگاهی مقاومت شکست برحسب ابعاد بحرانی ترک انجام داده است و نشان داد که اگر از مقدار σ_u واقع بر روی محور مقاومت شکست $\left(\frac{\sigma_f}{\sigma_u} = 1\right)$ خطی مماس بر منحنی تئوری مقاومت شکست ترسیم گردد پاسخهای آزمایشگاهی یا بر روی منحنی تئوری خواهند بود و یا در بالای خط مماس قرار می گیرند. این پدیده در مرجع [17] نیز مورد بررسی قرار گرفته است.

با توجه به محاسبات تئوری و آزمونهای عملی انجام شده برای طراحی سازه ها از دیدگاه مکانیک شکست ، همانطور که در شکل (۳-۲) نشان داده شده است ، از قسمت بالای خط مماس صرف نظر می گردد و امتداد خط مماس تا نقطه تماس با قسمت انتهایی منحنی تئوری مبنای طراحی در نظر گرفته می شود.

چنانچه در نمونه *SCT* نشان داده شده در شکل (۳-۱) ترک مرکزی را کوچک و عبور کرده از هر دو سطح فرض گردد ، آنگاه می توان ضریب شدت تنش را از رابطه (۳-۵) [15] محاسبه نمود.

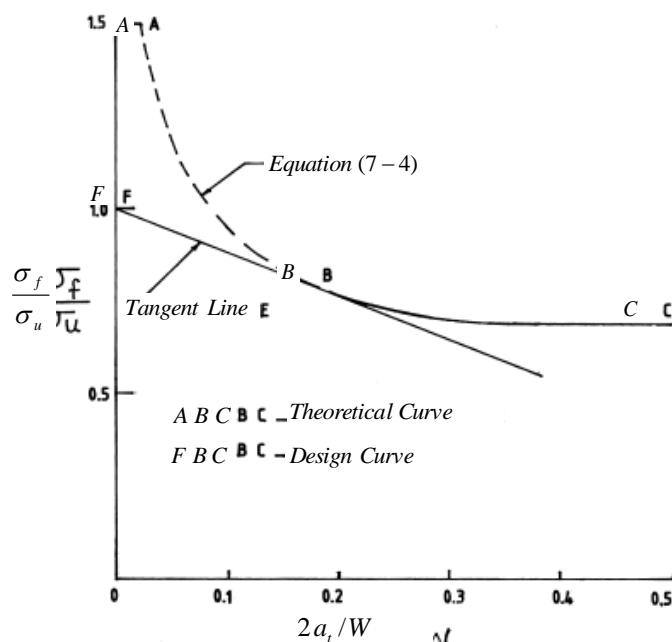
$$K_I = \sigma \left\{ \pi a_t \sec \left(\frac{\pi a_t}{W} \right) \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (۵-۳)$$

علت انتخاب این حالت خاص ، این نکته است که تنها یک جهت برای رشد ترک مطرح می باشد. با جایگذاری رابطه (۳-۶) در رابطه (۳-۴) ، می توان فرم کلی محاسبه σ_f را برای یک نمونه با ترک مرکزی تحت کشش به صورت رابطه (۳-۷) بیان کرد.

$$\sigma_f = \sigma_{\max} \left\{ 1 - \frac{2a_t}{W} \right\}^{-1} \quad (۶-۳)$$

$$\frac{\sigma_f}{\sigma_u} = \left\{ m + \frac{\sigma_u}{K_F} \left(1 - \frac{2a_t}{W} \right) \left(\pi a_t \sec \left(\frac{\pi a_t}{W} \right) \right)^{\frac{1}{2}} \right\}^{-1} \quad (۷-۳)$$

شکل (۲-۳) منحنی مقاومت شکست بر حسب طول ترک را برای یک نمونه با ترک مرکزی نمایش می دهد که توسط رابطه (۷-۳) ایجاد شده است.



شکل (۲-۳): منحنی مقاومت شکست برای یک نمونه SCT حاوی یک ترک مرکزی [18]

چنانچه نقطه تماس را در مختصات $\left(\frac{2a_{t0}}{W}, \frac{\sigma_{f0}}{\sigma_u}\right)$ در نظر بگیریم، برای طولهای $2a_t < 2a_{t0}$ ، σ_f توسط خط مماس با رابطه $\frac{\sigma_f}{\sigma_u} = 1 - \left(1 - \frac{\sigma_{f0}}{\sigma_u}\right) \frac{a_t}{a_{t0}}$ بدست خواهد آمد.

به منظور یافتن معادله ای مناسب برای پیش بینی K_{max} می توان از رابطه (۳-۸) استفاده کرد که در آن زمانی که $\frac{\sigma_f}{\sigma_u} \rightarrow 1$ آنگاه $K_{max} \rightarrow 0$. در حالت کلی $0 < m < 1$ می باشد و برای حالتی که $1 < m$ بدست آید، با اصلاح مناسب پارامتر K_F ، مقدار آن برابر واحد در نظر گرفته می شود. از طرفی زمانی که $m \rightarrow 1$ میل می نماید داده ها باید از رابطه (۳-۳) تبعیت نمایند.

با توجه به آنچه گفته شد می توان معادله رابطه (۳-۸) را مبنای محاسبه K_{max} قرار داد که شرایط ذکر شده را دارا می باشد.

$$K_{\max} = K_F \left\{ 1 - m \left(\frac{\sigma_f}{\sigma_u} \right) - (1 - m) \left(\frac{\sigma_f}{\sigma_u} \right)^p \right\} \quad (8-3)$$

چنانچه ترک کوچک و یا صفحه با ابعاد بینهایت فرض شود $\left(\frac{a}{w} \rightarrow 0 \right)$ ، می توان با محاسبات ساده ای [17]، پارامتر p را در رابطه (8-3) از طریق معادله رابطه (9-3) محاسبه نمود.

$$p = \frac{\ln \left\{ \left[1 - \frac{1}{2\sqrt{2}} \left(1 + \frac{\sigma_{f0}}{\sigma_u} \right) \left(\frac{\sigma_u}{\sigma_{f0}} + m(\sqrt{2} - 1) \right) \right] \right\} / (1 - m)}{\ln \left\{ \frac{1}{2} \left(1 + \frac{\sigma_{f0}}{\sigma_u} \right) \right\}} \quad (9-4)$$

اما در حالت کلی با ابعاد محدود نمونه و طول ترک دلخواه پارامتر p باید از بررسی عددی نتایج آزمونها محاسبه گردد.

برای یافتن σ_u ، مقطع را بدون ترک در نظر می گیریم و فرض می کنیم به حالت پلاستیک رسیده است و در آستانه خرابی می باشد. در این حالت بیشترین مولفه تنش در مقطع، σ_u می باشد. برای نمونه *SCT* تحت کشش با یک ترک نیمه بیضوی $\sigma_u = \sigma_{ult}$ می باشد. σ_{\max} نیز مقدار تنش اسمی در آستانه گسیختگی است که در معادله مربوط به محاسبه ضریب شدت تنش قرار می گیرد و باید بر حسب σ_u محاسبه گردد.

$$(1 - m) \left(\frac{\sigma_f}{\sigma_u} \right)^p + \left(m + \frac{K_{\max}}{K_F} \right) \left(\frac{\sigma_f}{\sigma_u} \right) - 1 = 0 \quad (10-3)$$

با جایگذاری $K_{\max} = \sigma_{\max} \sqrt{\frac{\pi a}{Q}} F$ و $\sigma_{\max} = \frac{T_{\max}}{tW}$ و $\sigma_f = \frac{T_{\max}}{tW - \frac{\pi a c}{2}}$ در رابطه (10-3)

، معادله رابطه (11-3) بدست می آید.

$$(1-m) \left(\frac{\sigma_f}{\sigma_u} \right)^p + \left(m + \left\{ 1 - \frac{\pi a c}{2tW} \right\} \frac{\sigma_u}{K_F} \sqrt{\frac{\pi a}{Q}} F \right) \left(\frac{\sigma_f}{\sigma_u} \right) - 1 = 0 \quad (11-3)$$

$$Q = 1 + 1.464 \left(\frac{a}{c} \right)^{1.65} \quad (12-3)$$

$$F = \left[M_1 + M_2 \left(\frac{a}{t} \right)^2 + M_3 \left(\frac{a}{t} \right)^4 \right] f_w \quad (13-3)$$

$$M_1 = 1.13 - 0.09 \left(\frac{a}{c} \right), \quad M_2 = -0.54 + \frac{0.89}{0.2 + \frac{a}{c}}, \quad M_3 = 0.5 - \frac{1}{0.65 + \frac{a}{c}} + 14 \left(1 - \frac{a}{c} \right)^{24} \quad (14-3)$$

$$f_w = \left[\sec \left(\frac{\pi c}{2W} \sqrt{\frac{a}{t}} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (15-3)$$

حال با حل معادله رابطه (11-3) به روش *Newton - Raphson*، و بدست آوردن σ_f ، می توان بیشترین بار کششی مجاز، T_{\max} را با جایگذاری در روابط (1-3) و (2-3) محاسبه نمود.

$$T_{\max} = \sigma_f \left\{ 1 - \frac{\pi a c}{2tW} \right\} tW \quad (16-3)$$

۲-۱-۳ معیار خرابیها: ترک نیمه بیضوی در مخزن تحت فشار

برای یک مخزن تحت فشار مطابق روشی که در بخش ۲-۷-۲ توسط *Newman* و *Rajue* [12] بیان شده است داریم:

$$K_I = P \sqrt{\frac{\pi a}{Q}} F^* \quad (17-3)$$

که در آن P فشار داخل مخزن می باشد. در یک مخزن تحت فشار خرابی زمانی رخ می دهد که ترک رشد کند و یا آنکه خرابی پلاستیک در دیواره رخ دهد. رشد ترک می تواند به آرامی و یا به سرعت اتفاق افتد. شروع تغییر شکل پلاستیک در دیواره یک مخزن بدون ترک تحت بیشترین فشاری رخ می دهد که مخزن می تواند تجربه نماید. در یک مخزن تحت فشار تغییر شکل پلاستیک زمانی رخ می دهد که :

$$P = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_{ys} \ln(n) \quad (18-3)$$

$$n = \frac{R_e}{R_i} \quad (19-3)$$

با این وجود [19] *Faupel* ، رابطه (۲۰-۳) را برای تخمین خرابی پلاستیک در یک مخزن بدون ترک ارائه نموده است.

$$P_b = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_{ys} \left(2 - \frac{\sigma_{ys}}{\sigma_{ult}} \right) \ln(n) \quad (20-3)$$

رابطه (۲۰-۳) با استفاده از تئوری پلاستیسیته برای تخمین خرابی حاصل نشده است ، بلکه ریشه در این مساله دارد که خرابی در میزان فشاری میان آنچه رابطه (۱۸-۳) پیش بینی می کند و فشاری که به ازای استفاده از σ_{ult} به جای σ_{ys} در رابطه (۱۸-۳) حاصل می گردد ، رخ می دهد. [19] *Faupel* همچنین اشاره می کند که رابطه (۲۰-۳) در 95 % موارد تا حد $\pm 15\%$ خطا دقیق است.

با مبنا قرار دادن رابطه (۲۰-۳) به عنوان بیشترین فشاری که مخزن پیش از خرابی پلاستیک می تواند تحمل نماید ، می توان σ_u را برای یک مخزن تحت فشار طبق رابطه (۲۱-۳) بدست آورد.

$$\sigma_u = \left(\frac{n^2 + 1}{n^2 - 1} \right) P_b = \frac{2}{\sqrt{3}} \left(\frac{n^2 + 1}{n^2 - 1} \right) \sigma_{ys} \left(2 - \frac{\sigma_{ys}}{\sigma_{ult}} \right) \ln(n) \quad (21-3)$$

حال با استفاده از روابط (۱۷-3) تا (۲۱-3) ، می توان معادله رابطه (۱۰-3) را به فرم زیر نوشت:

$$(1-m) \left(\frac{\sigma_f}{\sigma_u} \right)^p + \left(m + \left(\frac{n^2-1}{n^2+1} \right) \frac{\sigma_u}{K_F} \sqrt{\frac{\pi a}{Q}} F^* \right) \left(\frac{\sigma_f}{\sigma_u} \right) - 1 = 0 \quad (22-3)$$

با حل معادله اخیر به روش *Newton - Raphson* ، و بدست آوردن σ_f ، می توان بیشترین فشار مجاز ، P_{bf} را با جایگذاری در روابط (۲۲-3) و (۲۳-3) محاسبه نمود.

$$P_{bf} = \left(\frac{n^2-1}{n^2+1} \right) \sigma_f \quad (23-3)$$

در مرجع [18] نتایج آزمونهای عملی تحمل مخازن با آنچه از رابطه (۲۳-3) بدست می آید مورد مقایسه قرار گرفته است که در جدول (۱-3) نمایش داده شده اند. همانطور که در این جدول مشاهده می شود ، در ابعاد کوچک ترک دقت پیش بینی بسیار خوب است که با افزایش ابعاد ترک این دقت کاهش می یابد.

جدول (۱-3) : مقایسه نتایج روش محاسباتی و تجربی در تعیین فشار حد تحمل یک مخزن [18]

$R_e = 38.6\text{mm}$, $R_i = 35.6\text{mm}$, $Length = 250\text{mm}$, $t = 3\text{mm}$, $\sigma_{ult} = 230\text{Kg/mm}^2$, $\sigma_{ys} = 215\text{Kg/mm}^2$ $K_F = 415.08\text{Kg/mm}^{3/2}$, $m = 0.20210$, $p = 27.898$, $P_b = 21.396\text{Kg/mm}^2$				
a	$2c$	$P_{bf} : \text{Analysis (Kg/mm}^2)$	$P_{bf} : \text{Test Ref. [4:1] (Kg/mm}^2)$	Error (\%)
0.35	2.50	20.090	19.76	-1.67
0.90	4.00	16.616	16.08	-3.32
1.00	5.50	14.835	16.17	8.26
1.40	5.20	13.878	14.68	5.47
1.60	10.00	10.495	10.78	2.64
1.65	12.00	9.7547	10.10	3.42
1.70	8.00	11.142	12.00	7.15
1.80	14.00	8.8723	9.62	7.77

2-3 روش توابع وزنی

برای ترکها در مجاورت تنشهای باقیمانده شدید و یا نقاط دارای تمرکز تنش ، تنشهای حرارتی و یا سایر توزیع های غیر خطی تنش ، اطلاعات دقیق پیرامون ضرایب شدت تنش از اهمیت ویژه ای برخوردار است. روش توابع وزنی [20,21] ، روشی قدرتمند برای محاسبه ضریب شدت تنش برای شرایط مختلف بارگذاری می باشد. از آنجا که توابع وزنی برای هندسه های مختلف ترک شناخته شده اند ، لذا ضرایب شدت تنش برای هر میدان تنشی با یک انتگرال گیری مناسب قابل محاسبه خواهد بود. بنابراین روش توابع وزنی ، روشی بسیار مؤثر برای محاسبه ضریب شدت تنش بوده و مورد استفاده گسترده در کاربرد های مهندسی می باشد. توابع وزنی در واقع تانسورهایی از مرتبه یک هستند که تنها وابسته به هندسه جسم ترکدار می باشند. با داشتن توابع وزنی می توان ضریب شدت تنش را برای هر شرایط مرزی محاسبه نمود.

توابع وزنی موجود برای هندسه هایی که دارای ترک سطحی می باشند بسیار محدود است. برای ترکهای سطحی در صفحات تخت ، *Shen , Glinka* [22] و *Wang , Lambert* [23-25] ، بطور تقریبی توابع وزنی را برای ترکهای نیمه بیضوی در صفحات با ضخامت محدود، بدست آورده اند. این پاسخها تنها برای صفحات با دو انتهای آزاد کاربرد دارند.

1-2-3 پیش زمینه علمی

روش توابع وزنی نخستین بار توسط *Bueckner* [20] و *Rice* [21] ، برای مسایل ترک با کشش سطحی و شرایط مرزی معین ، به کار گرفته شد. برای یک ترک یک بعدی ، همانطور که توسط *Wu , Carlsson* [26] ، مورد بررسی قرار گرفت ، ضریب شدت تنش برای هر سازه ترکدار تحت کشش سطحی ، $\sigma(x)$ ، در سطح ترک و جابجایی تعیین شده u_i بر روی مرز Γ ، می تواند توسط رابطه (۳-۲۴) محاسبه گردد.

$$K = \frac{E^*}{K_r} \left[\int_0^a \sigma(x) \frac{\partial u_r(x, a)}{\partial a} dx - \int_{\Gamma} u_i \frac{\partial (\sigma_r)_{ij}}{\partial a} n_j d\Gamma \right] \quad (24-3)$$

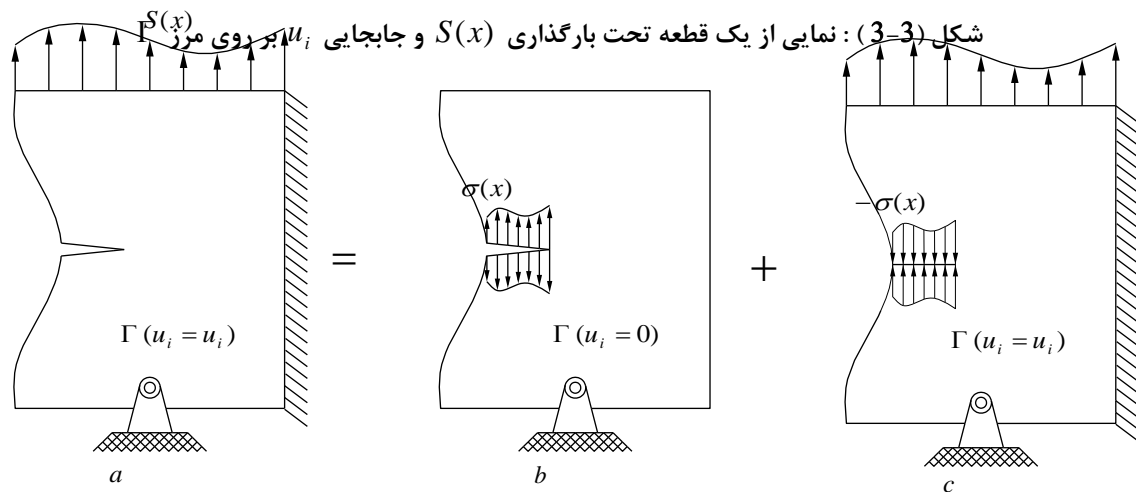
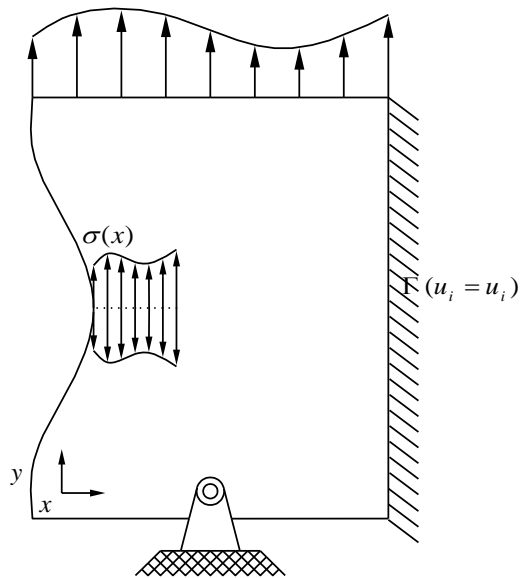
که در آن K_r و u_r به ترتیب ضریب شدت تنش مرجع و جابجایی سطح ترک متناظر با آن می باشد. E^* نیز مدول الاستیسیته تعمیم یافته، E برای تحلیل تنش صفحه ای و $\frac{E}{(1-\nu^2)}$ برای تحلیل کرنش صفحه ای، می باشد. $(\sigma_r)_{ij}$ ، تنشهای معادل جابجایی u_i در روی مرز، برای حالت مرجع، و n_j ، کسینوس زاویه انحراف جهت جابجایی از جهت عمود بر مرز Γ را تعیین می نماید. برای حالت خاصی که در آن جابجایی u_i در روی مرز Γ صفر باشد، ترم دوم در رابطه (24-3) صفر می شود و رابطه (25-3) حاصل می گردد.

$$K = \int_0^a \sigma(x) m(x, a) dx \quad (25-3)$$

که در آن $m(x, a)$ تابع وزنی می باشد که توسط رابطه (26-3) بدست می آید.

$$m(x, a) = \frac{E^*}{K_r} \frac{\partial u_r(x, a)}{\partial a} \quad (26-3)$$

$S(x)$

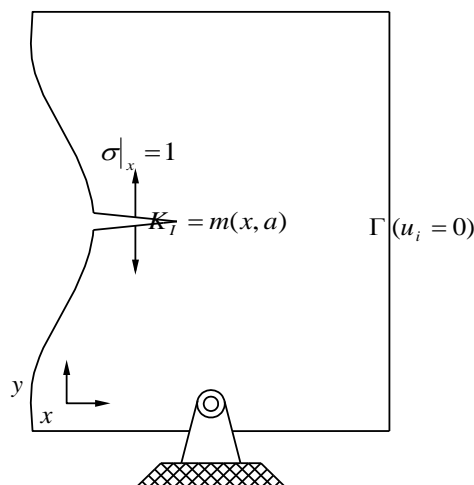


شکل (4-3): نمایش اصل *Superposition* برای ضرایب شدت تنش

معادله رابطه (27-3) راهی بسیار کار آمد برای محاسبه ضریب شدت تنش در اجسام تحت تنش و جابجایی بر روی مرز می باشد. با فرض جسمی بدون ترک تحت تنش S_i و جابجایی u_i بر روی مرز Γ ، مطابق آنچه در شکل (5-1) دیده می شود، توزیع تنش $\sigma(x)$ بر روی راستای ترک آتی مورد نظر بوجود می آید. توسط اصل *Superposition* مطابق شکل (4-3) می توان نشان داد که ضریب شدت تنش برای همان جسم تحت همان بارگذاری با ترک، برابر است با ضریب شدت تنش هنگامی که تنها توزیع تنش $\sigma(x)$ بر روی سطوح ترک اعمال شود:

$$K_I^{(a)} = K_I^{(b)} + K_I^{(c)} = K_I^{(b)} + 0 \quad (27-3)$$

از دیدگاه ریاضی ، تابع وزنی $m(x, a)$ ، فرم عمومی تابع $Green$ برای مساله ضریب شدت تنش است. به بیان دیگر ، تابع وزنی $m(x, a)$ برابر مقدار ضریب شدت تنش برای ترکی به طول a با اعمال یک جفت بار نقطه ای به مقدار واحد در فاصله x ، مطابق شکل (3-5) می باشد.

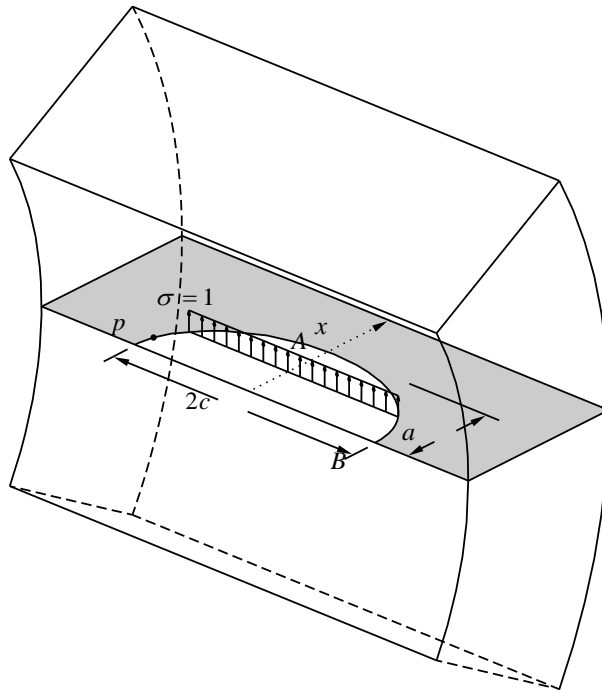


شکل (3-5) : نمایشی از تعریف ریاضی تابع $m(x, a)$ برای ترکی به طول a

حال با فرض یک ترک نیمه بیضوی در یک دیواره استوانه ای ، طبق شکل (3-6) ، که تحت اثر توزیع تنش $\sigma(x)$ بر روی سطوح ترک می باشد ، ضریب شدت تنش در هر نقطه p ، K_p ، را می توان با انتگرال گیری از حاصلضرب تابع وزنی متناظر با نقطه p ، $m_p(x, a)$ ، در توزیع تنش $\sigma(x)$ محاسبه نمود:

$$K_p = \int_0^a \sigma(x) m_p(x, a) dx \quad (28-3)$$

از دیدگاه فیزیکی ، تابع وزنی $m_p(x, a)$ از لحاظ مقدار ، برابر ضریب شدت تنش در نقطه p در هنگامی است که یک بار خطی با مقدار واحد در فاصله x بر سطوح ترک مطابق شکل (3-6) اعمال گردد.



شکل (3-6) : تابع وزنی برای یک ترک دو بعدی

3-2-2 روش Petroski – Achenbach در تقریب توابع وزنی

به منظور تعیین تابع وزنی رابطه (3-26)، یک ضریب شدت تنش مرجع، K_r و میزان جابجایی در باز شدگی متناظر آن، $u_r(x, a)$ ، برای یک هندسه، شرایط مرزی و تنش اعمالی S ویژه مورد نیاز است. معمولاً یافتن K_r مناسب نسبتاً کار آسانی است در حالی که یافتن $u_r(x, a)$ متناظر آن چندان ساده نخواهد بود. برای غلبه بر این مشکل، [27] Petroski, Achenbach، یک تابع جابجایی کلی را برای یافتن $u_r(x, a)$ پیشنهاد کرده اند که عبارتست از:

$$u_r(x, a) = \frac{\sigma_0 a}{E^* \sqrt{2}} \left[4F \left(1 - \frac{x}{a} \right)^{\frac{1}{2}} + G \left(1 - \frac{x}{a} \right)^{\frac{3}{2}} \right] \quad (29-3)$$

که در آن نوک ترک در $x = a$ واقع است و $F = \frac{K_r}{\sigma_0 \sqrt{\pi a}}$ ، ضریب تصحیح می باشد و $G = G(a, b)$. حال با این فرض که $a \leq b$ در $x = b$ خواهیم داشت:

$$u_r(b, a) = 0 \rightarrow G = \frac{4F}{\left(\frac{b}{a} - 1\right)} \quad (30-3)$$

با جایگذاری رابطه (29-3) و (30-3) در سمت راست معادله رابطه (26-3)، این سؤال مطرح می شود که تابع وزنی $m(x, a)$ به چه فرمی باید در نظر گرفته شود تا از برابری و حل آن در معادله رابطه (3-26)، حاصل $b = a$ بدست آید. *Petroski, Achenbach* تابع وزنی به فرم زیر را که چنین نتیجه ای را بدست می دهد ارائه نمودند:

$$m(x, a) = \frac{2}{\sqrt{2\pi(a-x)}} \left[1 + M_1 \left(1 - \frac{x}{a}\right) + M_2 \left(1 - \frac{x}{a}\right)^2 \right] \quad (31-3)$$

در مرجع [28] به این نکته اشاره شده است که در برخی موارد، سه ترم در رابطه (31-3) کفایت نمی کند و به ترمهای بیشتری نیاز است؛ از اینرو [5:9] *Fett*، فرم کلی تری را برای تابع وزنی $m(x, a)$ ارائه داد:

$$m(x, a) = \frac{2}{\sqrt{2\pi(a-x)}} \sum_{n=0}^{\infty} M_n \left(1 - \frac{x}{a}\right)^n \quad (32-3)$$

همچنین [29] *Sha, Yang*، فرم دیگری را برای تابع وزنی پیشنهاد دادند:

$$m(x, a) = \frac{2}{\sqrt{2\pi(a-x)}} \sum_{n=0}^{\infty} M_n \left(1 - \frac{x}{a}\right)^{\frac{n}{2}} \quad (33-3)$$

باید توجه داشت که هر دو رابطه (32-3) و (33-3) اعتبار کافی برای حل مسایل مختلف را دارا می باشند [30]. با این وجود [31] *Glinka, Shen* ، به این نکته اشاره کرده اند که چهار ترم اولیه رابطه (33-3) برای دقتی تا 1% در بسیاری از مسایل یک بعدی ترک لبه و سطح کفایت می کند :

$$m(x, a) = \frac{2}{\sqrt{2\pi(a-x)}} \left[1 + M_1 \left(1 - \frac{x}{a}\right)^{\frac{1}{2}} + M_2 \left(1 - \frac{x}{a}\right) + M_3 \left(1 - \frac{x}{a}\right)^{\frac{3}{2}} \right] \quad (34-3)$$

که در آن M_1, M_2, M_3 ثابتهایی هستند که تنها به هندسه جسم ترکدار بستگی دارند. از این روش می توان با همان دقت در مورد ترکهای نیمه بیضوی در اجسام سه بعدی استفاده کرد. با بکار گیری عبارت کلی رابطه (34-3) ، برای تعیین ثابتهای M_1, M_2, M_3 ، تنها به دو ضریب شدت تنش مرجع و یک شرط دیگر نیاز است.

3-2-3 شرایط مرجع

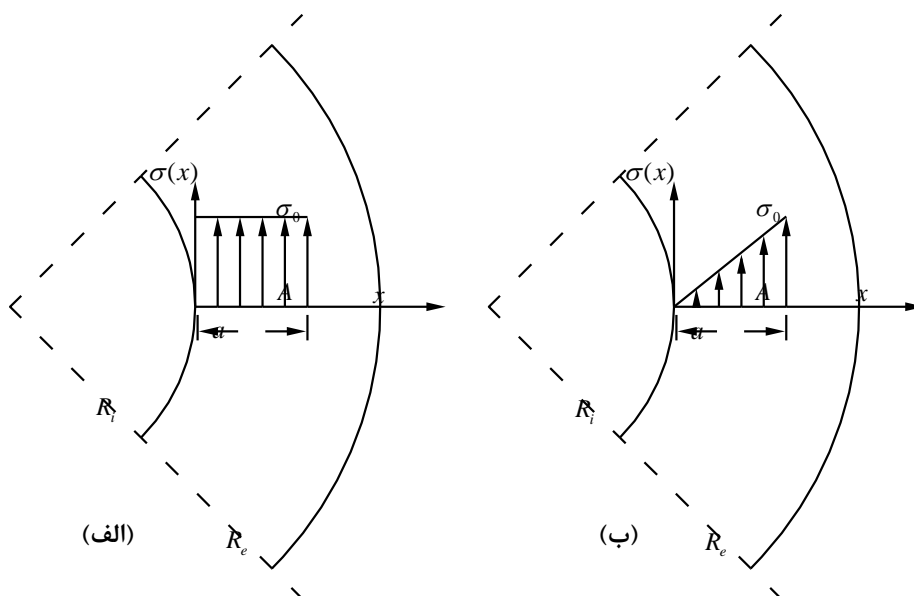
در مرجع [22,32] ، برای یک ترک نیمه بیضوی ، روابط (35-3) و (36-3) ، به ترتیب برای محاسبه تابع وزنی مربوط به نقطه A ، در عمق ترک ، و نقطه B در سطح ترک ، ارائه شده اند.

$$m_A(x, a) = \frac{2}{\sqrt{2\pi(a-x)}} \left[1 + M_{1A} \left(1 - \frac{x}{a}\right)^{\frac{1}{2}} + M_{2A} \left(1 - \frac{x}{a}\right) + M_{3A} \left(1 - \frac{x}{a}\right)^{\frac{3}{2}} \right] \quad (35-3)$$

$$m_B(x, a) = \frac{2}{\sqrt{\pi x}} \left[1 + M_{1B} \left(1 - \frac{x}{a}\right)^{\frac{1}{2}} + M_{2B} \left(1 - \frac{x}{a}\right) + M_{3B} \left(1 - \frac{x}{a}\right)^{\frac{3}{2}} \right] \quad (36-3)$$

همانطور که توسط [28] *Fett* و [22] *Glinka, Shen* ، مشخص شده است ، شرط سوم برای نوک ترک در نقطه *A* این است که مشتق دوم تابع وزنی در $x = 0$ برابر صفر شود و شرط سوم برای نوک ترک در نقطه *B* نیز این است که در $\frac{x}{a} = 1$ ، مقدار تابع وزنی صفر شود.

در حالت کلی ساده ترین شرایط مرجعی که در نظر گرفته می شود ، توزیع یکنواخت $\sigma(x) = \sigma_0$ و توزیع خطی $\sigma(x) = \sigma_0 \left(\frac{x}{a} \right)$ بر روی سطوح ترک می باشد. شکل (7-3) نحوه این دو توزیع تنش مرجع را در یک مخزن نشان می دهد.



شکل (7-3) : نمایشی توزیع تنش مرجع بر روی سطوح ترک :

الف) توزیع یکنواخت ، ب) توزیع خطی

الف) ضریب شدت تنش در نقطه *A* :

توزیع تنش یکنواخت ، $\sigma(x) = \sigma_0$ ، $0 \leq x \leq a$:

$$K_{r1}^A = \sigma_0 \sqrt{\frac{\pi a}{Q}} Y_0 \quad (37-3)$$

توزیع تنش خطی ، $\sigma(x) = \sigma_0 \left(\frac{x}{a} \right)$ ، $0 \leq x \leq a$:

$$K_{r2}^A = \sigma_0 \sqrt{\frac{\pi a}{Q}} Y_1 \quad (38-3)$$

ب) ضریب شدت تنش در نقطه B :

توزیع تنش یکنواخت ، $\sigma(x) = \sigma_0$ ، $0 \leq x \leq a$:

$$K_{r1}^B = \sigma_0 \sqrt{\frac{\pi a}{Q}} F_0 \quad (39-3)$$

توزیع تنش خطی ، $\sigma(x) = \sigma_0 \left(\frac{x}{a} \right)$ ، $0 \leq x \leq a$:

$$K_{r2}^B = \sigma_0 \sqrt{\frac{\pi a}{Q}} F_1 \quad (40-3)$$

$$Q = 1 + 1.464 \left(\frac{a}{c} \right)^{1.65} , 0 \leq \frac{a}{c} \leq 1 \quad (41-3)$$

ضرایب تصحیح هندسی F_0, F_1, Y_0, Y_1 ، توابعی هستند از نسبت‌های هندسی $\frac{a}{t}, \frac{a}{c}, \frac{H}{t}$ ، برای یک

نمونه صفحه تخت SCT ، و یا توابعی هستند از نسبت‌های هندسی $\frac{a}{t}, \frac{a}{c}, \frac{R_i}{t}$ ، برای یک مخزن ، که می توان

آنها را با تحلیل المان محدود صفحه تخت حاوی یک ترک نیمه بیضوی و یا تحلیل المان محدود سه بعدی برای ترک نیمه بیضوی در یک مخزن ، بدست آورد.

3-2-3-1 تابع وزنی برای نقطه A

با جایگذاری روابط (37-3) و (38-3) در رابطه (35-3)، برای دو توزیع تنش مرجع یکنواخت و خطی، خواهیم داشت:

$$K_{r1}^A = \sigma_0 \sqrt{\frac{\pi a}{Q}} Y_0 = \int_0^a \sigma_0 \frac{2}{\sqrt{2\pi(a-x)}} \left[1 + M_{1A} \left(1 - \frac{x}{a}\right)^{\frac{1}{2}} + M_{2A} \left(1 - \frac{x}{a}\right) + M_{3A} \left(1 - \frac{x}{a}\right)^{\frac{3}{2}} \right] dx \quad (42-3)$$

$$K_{r2}^A = \sigma_0 \sqrt{\frac{\pi a}{Q}} Y_1 = \int_0^a \sigma_0 \left(\frac{x}{a}\right) \frac{2}{\sqrt{2\pi(a-x)}} \left[1 + M_{1A} \left(1 - \frac{x}{a}\right)^{\frac{1}{2}} + M_{2A} \left(1 - \frac{x}{a}\right) + M_{3A} \left(1 - \frac{x}{a}\right)^{\frac{3}{2}} \right] dx \quad (43-3)$$

برای یافتن ثابتهای مجهول M_{1A} ، M_{2A} ، M_{3A} به سه معادله نیاز است. همانطور که پیش تر گفته شد، معادله دیگری نیاز است که می تواند از بکار گیری یک توزیع تنش خاص دیگر حاصل شود. با این وجود شرط دیگر اینگونه بیان می شود که انحنای پروفایل باز شدگی ترک، درست در دهانه آن صفر می باشد [22,28] و در نتیجه آن، مشتق دوم تابع وزنی در $x = 0$ ، صفر خواهد بود.

$$\left. \frac{\partial^2 m_A(x,a)}{\partial^2 x} \right|_{x=0} = 0 \quad (44-3)$$

حال با حل سه معادله روابط (42-3) و (43-3) و (44-3)، ارتباط بین پارامترهای M_{1A} ، M_{2A} ، M_{3A} و ضرایب تصحیح هندسی Y_0 ، Y_1 حاصل می گردد:

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{1A} = \frac{2\pi}{\sqrt{2Q}} (-Y_0 + 3Y_1) - \frac{24}{5} \\ M_{2A} = 3 \\ M_{3A} = \frac{2\pi}{\sqrt{2Q}} (Y_0 - 2Y_1) + \frac{8}{5} \end{array} \right. \quad (45-3)$$

مقادیر عددی Y_0, Y_1 حاصل از تحلیل المان محدود، در مرجع [33] برای بارگذاری یکنواخت و خطی ارائه شده اند.

2-3-2-3 تابع وزنی برای نقطه B

همانند آنچه برای نقطه A انجام شد، با جایگذاری روابط (39-3) و (40-3) در رابطه (36-3)، برای دو توزیع تنش مرجع یکنواخت و خطی، خواهیم داشت:

$$K_{r1}^B = \sigma_0 \sqrt{\frac{\pi a}{Q}} F_0 = \int_0^a \sigma_0 \frac{2}{\sqrt{\pi x}} \left[1 + M_{1B} \left(1 - \frac{x}{a}\right)^{\frac{1}{2}} + M_{2B} \left(1 - \frac{x}{a}\right) + M_{3B} \left(1 - \frac{x}{a}\right)^{\frac{3}{2}} \right] dx \quad (46-3)$$

$$K_{r2}^B = \sigma_0 \sqrt{\frac{\pi a}{Q}} F_1 = \int_0^a \sigma_0 \left(\frac{x}{a}\right) \frac{2}{\sqrt{\pi x}} \left[1 + M_{1B} \left(1 - \frac{x}{a}\right)^{\frac{1}{2}} + M_{2B} \left(1 - \frac{x}{a}\right) + M_{3B} \left(1 - \frac{x}{a}\right)^{\frac{3}{2}} \right] dx \quad (47-3)$$

برای یافتن ثابتهای مجهول M_{1B}, M_{2B}, M_{3B} نیز به سه معادله نیاز است. معادله دیگر با این شرط که تابع وزنی $M_B(x, a)$ در عمق ترک، $x = a$ ، صفر می باشد، بنابر این:

$$0 = 1 + M_{1B} + M_{2B} + M_{3B}$$

حال با حل سه معادله روابط (46-3) و (47-3) و (48-3)، ارتباط بین پارامترهای M_{1B} ، M_{2B} ، M_{3B} و ضرایب تصحیح هندسی F_0 ، F_1 ، طبق رابطه (49-3) بدست می آید.

$$\begin{cases} M_{1B} = \frac{3\pi}{\sqrt{2Q}} (2F_0 - 5F_1) - 8 \\ M_{2B} = \frac{15\pi}{\sqrt{2Q}} (-F_0 + 3F_1) + 15 \\ M_{3B} = \frac{3\pi}{\sqrt{2Q}} (3F_0 - 10F_1) - 8 \end{cases} \quad (49-3)$$

مقادیر عددی F_0 ، F_1 نیز، حاصل از تحلیل المان محدود، در مرجع [33] برای بارگذاری یکنواخت و خطی ارائه شده اند.

3-2-4 دقت توابع وزنی

به منظور ارزیابی دقت توابع وزنی بدست آمده، $M_A(x, a)$ و $M_B(x, a)$ ، می توان با اعمال توزیع تنشهای مختلف بر سطوح ترک، ضریب شدت تنش را توسط روش تابع وزنی محاسبه و با تحلیل المان محدود، تحت همان توزیع تنش مقایسه کرد. یکی از الگوهای توزیع تنش که توسط مرجع [8] مورد بررسی قرار گرفته است، به فرم معادله نمایی رابطه (50-3) برای توانهای کوچک، می باشد.

$$\sigma(x) = \sigma_0 \left(\frac{x}{a} \right)^n \quad (50-3)$$

در مرجع [8] ، همچنین برای توانهای $n = 0; \frac{1}{2}; 1; \frac{3}{2}; 2; 3$ ، مقایسه ای بین نتایج حاصل از روش توابع وزنی و نتایج المان محدود ارائه شده در مرجع [33] ، انجام گرفته است که در شکل (۵-۶) نشان داده شده اند. نتایج این مقایسه نشان دهنده دقت بسیار عالی روش توابع وزنی برای پیش بینی ضریب شدت تنش در حضور توزیع تنشهای نمایی با توان کوچک ، بر روی سطوح ترک نیمه بیضوی در یک مخزن می باشد. روابط (3-51) تا (3-56) ، نحوه محاسبه ضرایب شدت تنش بر حسب ثابتهای M_{1A} ، M_{2A} ، M_{3A} ، برای هر یک از معادلات توزیع تنش نمایی ، در نقطه A را نشان می دهند.

• توزیع تنش یکنواخت ، $\sigma(x) = \sigma_0$

$$\frac{K_A}{\sigma_0 \sqrt{\pi a/Q}} = \frac{\sqrt{2Q}}{\pi} \left(2 + M_{1A} + \frac{2}{3} M_{2A} + \frac{1}{2} M_{3A} \right) = Y_0 \quad (51-3)$$

• توزیع تنش نمایی از درجه 1/2 ، $\sigma(x) = \sigma_0 \left(\frac{x}{a} \right)^{1/2}$

$$\frac{K_A}{\sigma_0 \sqrt{\pi a/Q}} = \frac{\sqrt{2Q}}{\pi} \left(\frac{\pi}{2} + \frac{2}{3} M_{1A} + \frac{\pi}{8} M_{2A} + \frac{4}{15} M_{3A} \right) \quad (52-3)$$

• توزیع تنش خطی ، $\sigma(x) = \sigma_0 \left(\frac{x}{a} \right)$

$$\frac{K_A}{\sigma_0 \sqrt{\pi a/Q}} = \frac{\sqrt{2Q}}{\pi} \left(\frac{4}{3} + \frac{1}{2} M_{1A} + \frac{4}{15} M_{2A} + \frac{1}{6} M_{3A} \right) = Y_1 \quad (53-3)$$

• توزیع تنش نمایی از درجه 3/2 ، $\sigma(x) = \sigma_0 \left(\frac{x}{a} \right)^{3/2}$

$$\frac{K_A}{\sigma_0 \sqrt{\pi a/Q}} = \frac{\sqrt{2Q}}{\pi} \left(\frac{3\pi}{8} + \frac{2}{5} M_{1A} + \frac{\pi}{16} M_{2A} + \frac{4}{35} M_{3A} \right) \quad (54-3)$$

• توزیع تنش سهموی ، $\sigma(x) = \sigma_0 \left(\frac{x}{a} \right)^2$

$$\frac{K_A}{\sigma_0 \sqrt{\pi a/Q}} = \frac{\sqrt{2Q}}{\pi} \left(\frac{16}{15} + \frac{1}{3} M_{1A} + \frac{16}{105} M_{2A} + \frac{1}{12} M_{3A} \right) \quad (55-3)$$

• توزیع تنش مکعبی ، $\sigma(x) = \sigma_0 \left(\frac{x}{a} \right)^3$

$$\frac{K_A}{\sigma_0 \sqrt{\pi a/Q}} = \frac{\sqrt{2Q}}{\pi} \left(\frac{32}{35} + \frac{1}{4} M_{1A} + \frac{32}{315} M_{2A} + \frac{1}{20} M_{3A} \right) \quad (56-3)$$

از آنجا که توزیع تنشهای یکنواخت و خطی به عنوان توزیع تنش مرجع به کار رفته اند ؛ لذا روابط (3-51) و (3-53) به ترتیب از حیث مقدار برابر Y_0 و Y_1 خواهند بود. همچنین روابط (3-57) تا (5-39) ، نحوه محاسبه ضرایب شدت تنش بر حسب ثابتهای M_{1B} ، M_{2B} ، M_{3B} ، برای هر یک از معادلات توزیع تنش نمایی ، در نقطه B را نشان می دهند.

• توزیع تنش یکنواخت ، $\sigma(x) = \sigma_0$

$$\frac{K_B}{\sigma_0 \sqrt{\pi a/Q}} = \frac{\sqrt{Q}}{\pi} \left(4 + 2M_{1B} + \frac{4}{3} M_{2B} + M_{3B} \right) = F_0 \quad (57-3)$$

• توزیع تنش نمایی از درجه 1/2 ، $\sigma(x) = \sigma_0 \left(\frac{x}{a} \right)^{1/2}$

$$\frac{K_B}{\sigma_0 \sqrt{\pi a/Q}} = \frac{\sqrt{Q}}{\pi} \left(2 + \frac{4}{3} M_{1B} + M_{2B} + \frac{4}{5} M_{3B} \right) \quad (58-3)$$

• توزیع تنش خطی ، $\sigma(x) = \sigma_0 \left(\frac{x}{a} \right)$

$$\frac{K_B}{\sigma_0 \sqrt{\pi a/Q}} = \frac{\sqrt{Q}}{\pi} \left(\frac{4}{3} + M_{1B} + \frac{4}{5} M_{2B} + \frac{2}{3} M_{3B} \right) = F_1 \quad (59-3)$$

• توزیع تنش نمایی از درجه 3/2 ، $\sigma(x) = \sigma_0 \left(\frac{x}{a} \right)^{3/2}$

$$\frac{K_B}{\sigma_0 \sqrt{\pi a/Q}} = \frac{\sqrt{Q}}{\pi} \left(1 + \frac{4}{5} M_{1B} + \frac{2}{3} M_{2B} + \frac{4}{7} M_{3B} \right) \quad (60-3)$$

• توزیع تنش سهموی ، $\sigma(x) = \sigma_0 \left(\frac{x}{a} \right)^2$

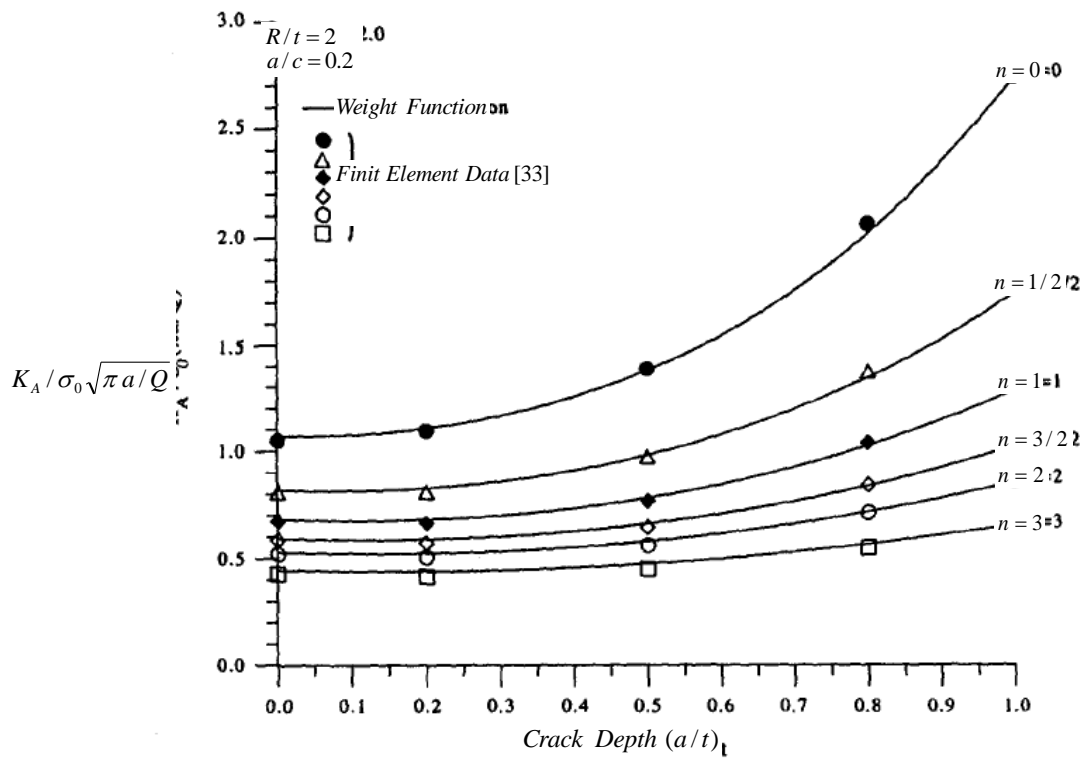
$$\frac{K_B}{\sigma_0 \sqrt{\pi a/Q}} = \frac{\sqrt{Q}}{\pi} \left(\frac{4}{5} + \frac{2}{3} M_{1B} + \frac{4}{7} M_{2B} + \frac{1}{2} M_{3B} \right) \quad (61-3)$$

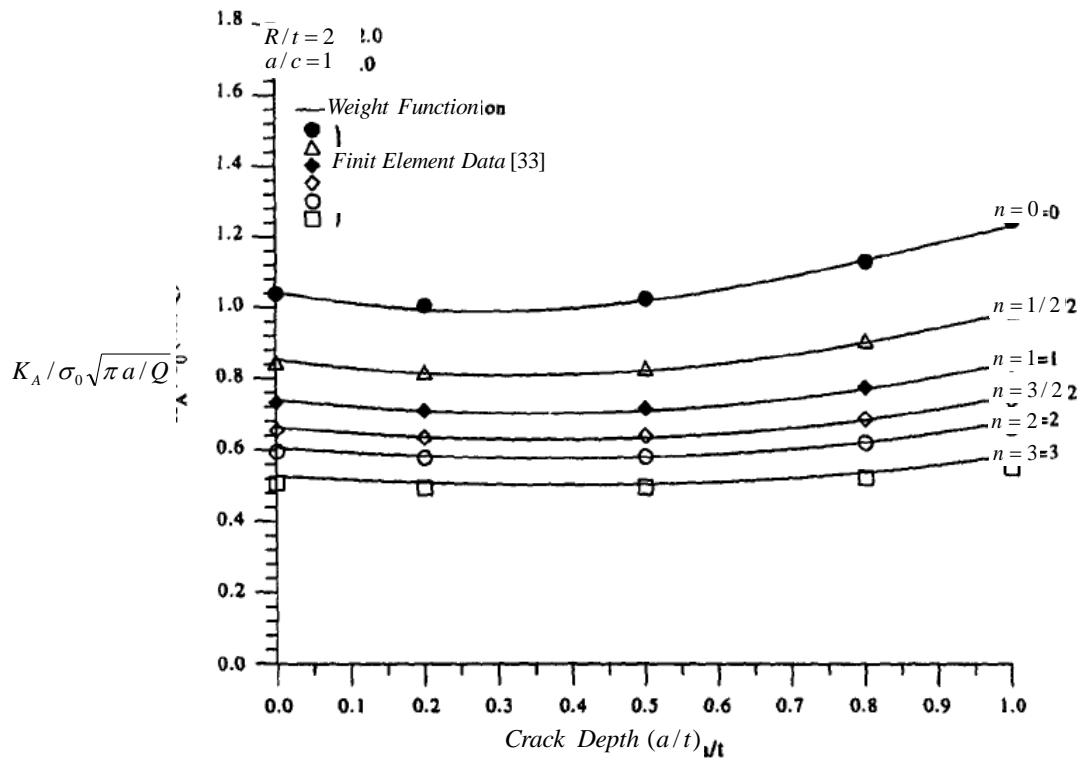
• توزیع تنش مکعبی ، $\sigma(x) = \sigma_0 \left(\frac{x}{a} \right)^3$

$$\frac{K_B}{\sigma_0 \sqrt{\pi a/Q}} = \frac{\sqrt{Q}}{\pi} \left(\frac{4}{7} + \frac{1}{2} M_{1B} + \frac{4}{9} M_{2B} + \frac{2}{5} M_{3B} \right) \quad (62-3)$$

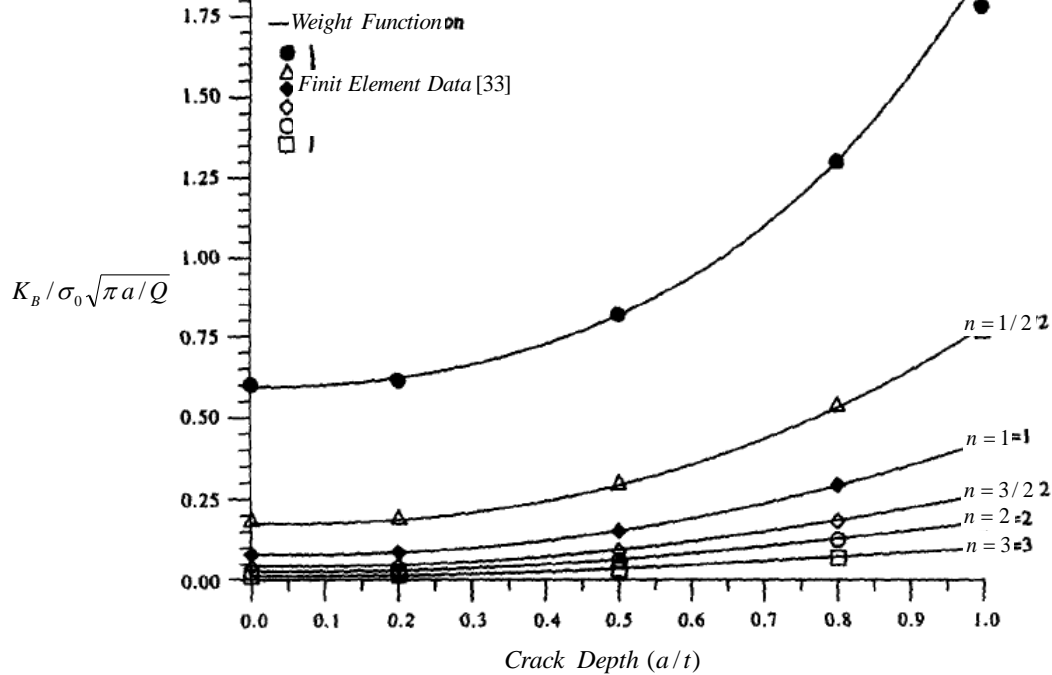
همانند قبل، بدلیل آنکه که توزیع تنشهای یکنواخت و خطی به عنوان توزیع تنش مرجع به کار رفته اند ؛ روابط (3-57) و (3-59) به ترتیب از حیث مقدار برابر F_0 و F_1 خواهند بود.

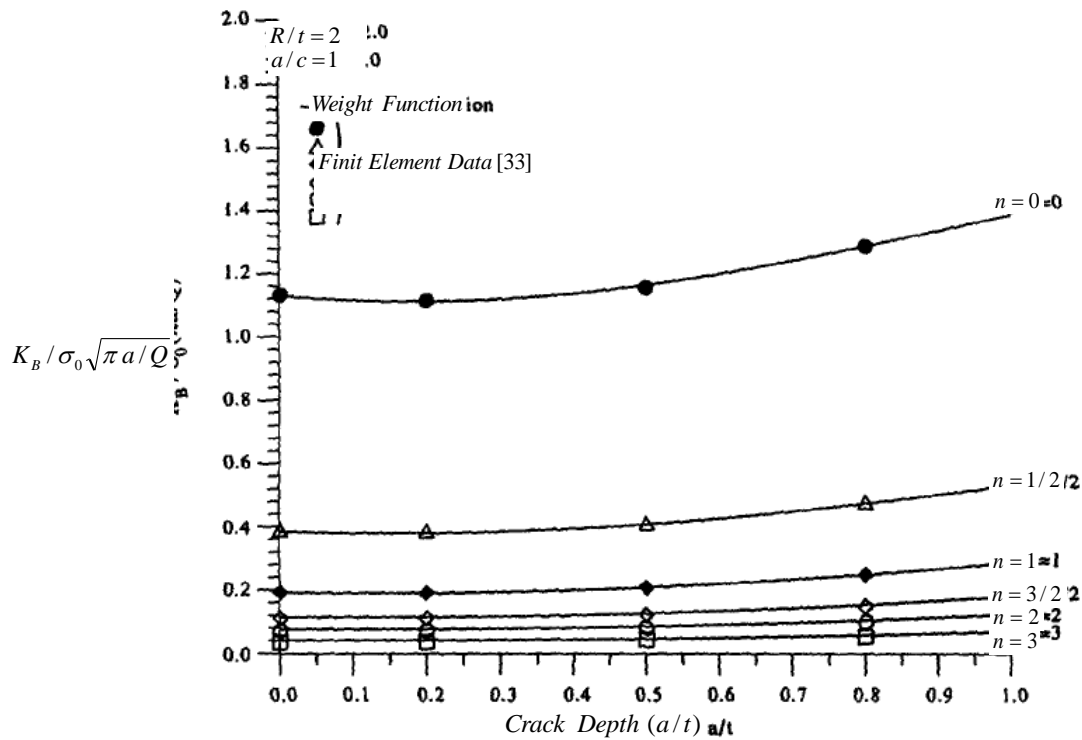
نتایج بدست آمده برای نسبتهای هندسی $\frac{a}{c} = 0.2; 1$ ، $0 < \frac{a}{t} \leq 0.8$ ، که در شکل (3-8) و (3-9) ترسیم شده اند ، نشان می دهد که برای نقطه A ، در بدترین حالت خطا بیش از 3% نمی باشد و برای نقطه B در روی سطح ، بیشترین خطا در توزیع تنش مکعبی و حدود 10% می باشد.





شکل (8-3) : مقایسه نتایج روش تابع وزنی و تحلیل المان محدود در پیش‌بینی ضریب شدت تنش در نوک ترک در عمق دیواره (نقطه A)، تحت توزیع تنش نمایی [33] $a/c=0.2$ $R/t=2$ $n=0=0$

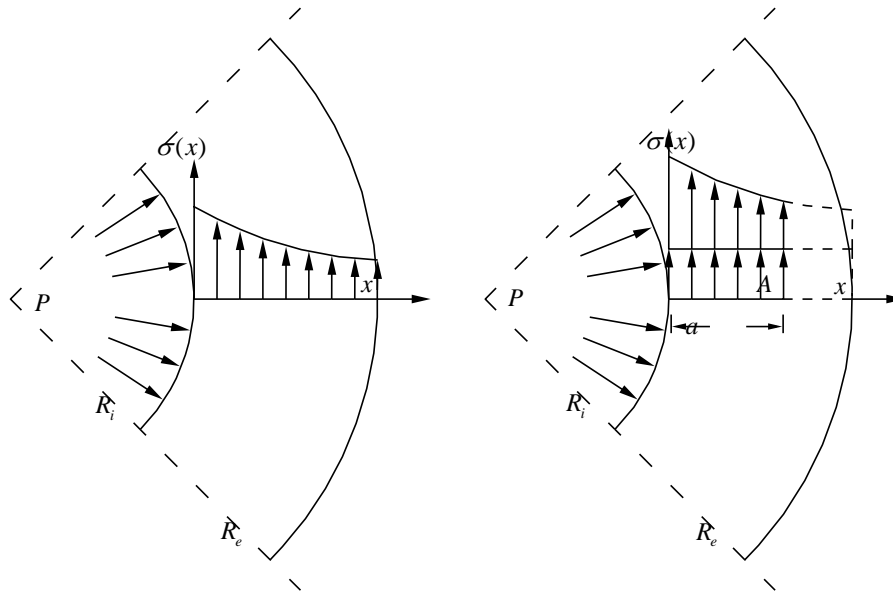




شکل (3-9): مقایسه نتایج روش تابع وزنی و تحلیل المان محدود در پیش بینی ضریب شدت تنش در نوک ترک در سطح دیواره داخلی (نقطه B)، تحت توزیع تنش نمایی [8]

۳-۲-۵ توابع وزنی در توزیع تنش *Lame*

توابع وزنی در یک مخزن تحت فشار، از دو دیدگاه مورد بررسی قرار می گیرد. اول آنکه پس از ایجاد ترک ، فشار داخل مخزن بر سطوح ترک نیز وارد شود و دوم آنکه فشار مضاعفی بر آنچه از توزیع تنش در دیواره به وجود می آید ، بر سطوح ترک وارد نگردد.



شکل (۳-۱۰): نحوه توزیع تنش بر روی سطوح ترک در دیوارهٔ یک مخزن استوانه ای

در مرجع [8]، حالت اول مطابق شکل (۳-۱۰) مورد بررسی قرار گرفته است. با این فرض برای حالت اول، در یک مخزن تحت فشار داخلی P ، تابع توزیع تنشی که بر روی سطوح ترک اثر می نماید به فرم رابطه (۳-۶۳) بیان می گردد.

$$\sigma(x) = P \left\{ 1 + \frac{R_i^2}{(2R_i + t)t} \left[1 + \left(\frac{R_i + t}{R_i + x} \right)^2 \right] \right\} \quad (۳-۶۳)$$

با محاسبهٔ انتگرال حاصلضرب تابع توزیع تنش بدست آمده در رابطه (۳-۶۳)، در تابع وزنی رابطه (۳-۳۵) و جایگذاری ثابتهای مربوط به نوک ترک در نقاط A و B ، ضریب شدت تنش برای نقطه A مطابق رابطه (۳-۶۴) و ضریب شدت تنش در نقطه B توسط رابطه (۳-۶۵) محاسبه می گردند.

• نقطه A

$$\frac{K_A}{P\sqrt{\pi a/Q}} = \frac{\sqrt{2Q}}{\pi} (AM_{1A} + BM_{2A} + CM_{3A} + D) \quad (۳-۶۴)$$

• نقطه B

$$\frac{K_B}{P\sqrt{\pi a/Q}} = \frac{\sqrt{2Q}}{\pi} (AM_{1B} + GM_{2B} + HM_{3B} + I) \quad (۳-۶۵)$$

$$A = \frac{F}{(R_i/t)u} + E \quad (66-3)$$

$$B = -\frac{Fw}{2(a/t)^{3/2}u^{1/2}} + \frac{F \ln(R_i/t)}{2(a/t)^{3/2}u^{1/2}} + \frac{F}{(a/t)(R_i/t)} + \frac{2}{3}E \quad (67-3)$$

$$C = -\frac{F \ln u}{(a/t)^2} + \frac{F}{(a/t)(R_i/t)} + \frac{F \ln(R_i/t)}{(a/t)^2} + \frac{1}{2}E \quad (68-3)$$

$$D = \frac{Fw}{2(a/t)^{1/2}u^{3/2}} + \frac{F}{(R_i/t)u} - \frac{F \ln(R_i/t)}{2(a/t)^{1/2}u^{3/2}} + 2E \quad (69-3)$$

$$E = 1 + \frac{(R_i/t)^2}{2(R_i/t)+1} \quad (70-3)$$

$$F = \frac{(R_i/t)^2(R_i/t+1)}{2(R_i/t)+1} \quad (71-3)$$

$$G = \frac{F \tan^{-1}[(a/R_i)^{1/2}]}{(a/t)^{3/2}(R_i/t)^{1/2}} - \frac{F}{(a/t)^2} + \frac{2}{3}E \quad (72-3)$$

$$H = -\frac{F}{(a/t)u} + \frac{F \ln(1+a/R_i)}{(a/t)^2} + \frac{E}{2} \quad (73-3)$$

$$I = \frac{F \tan^{-1}[(a/R_i)^{1/2}]}{(a/t)^{1/2}(R_i/t)^{3/2}} + \frac{F}{(R_i/t)u} + 2E \quad (74-3)$$

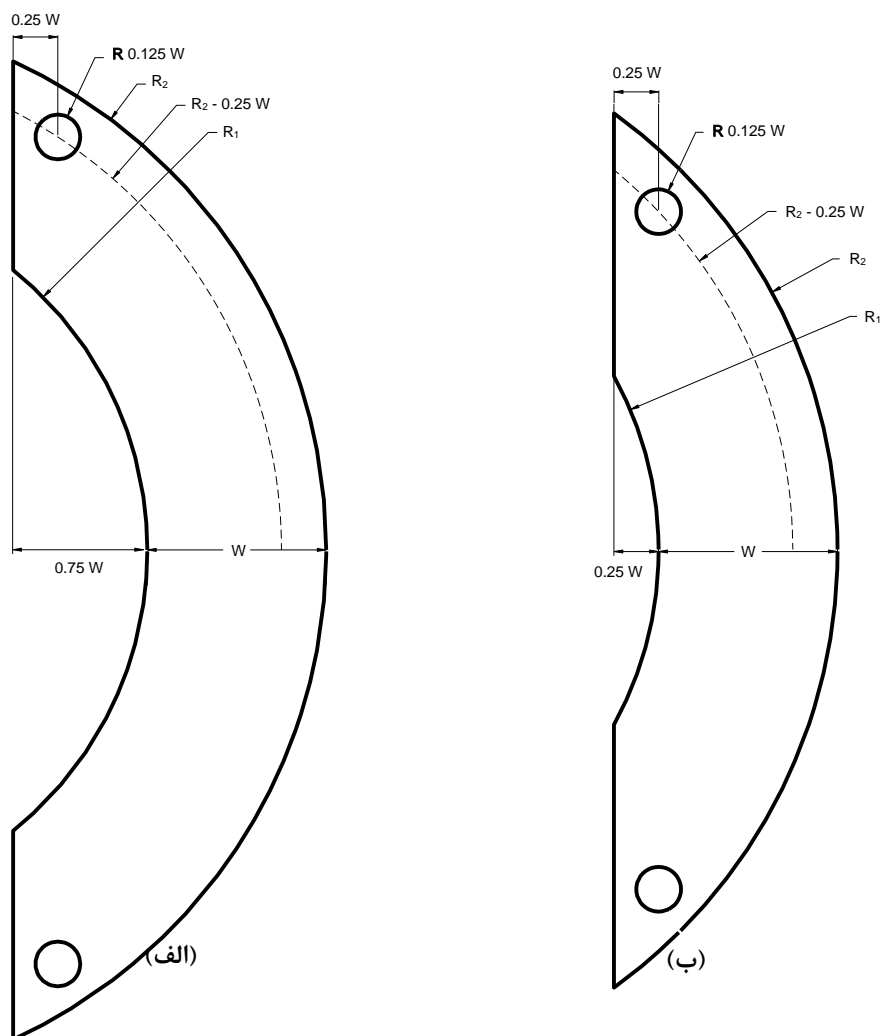
$$w = \ln \left[u + (a/t) + 2u^{1/2} (a/t)^{1/2} \right] \quad (75-3)$$

$$u = (R_i/t) + (a/t) \quad (76-3)$$

در مرجع [8] ، برای توزیع تنش مطابق رابطه (۶۳-۳) ، در مقایسه ای که بین آنچه توسط روش توابع وزنی محاسبه شده است و آنچه به عنوان تحلیل المان محدود در مراجع مختلف ذکر گردیده ، انجام گرفته است ، اختلاف هایی دیده می شود که این اختلافها به مدل‌های مختلف مورد استفاده در هر مرجع از حیث نوع المان مورد استفاده ، نحوه مشبندی مدل ، تعداد المانها و شرایط مرزی ، نسبت داده شده است. در حقیقت روش تابع وزنی، ابزاری قدرتمند برای تخمین سریع ضرایب شدت تنش ، تحت بارگذاری های پیچیده می باشد که این ویژگی آن را به روشی مناسب برای تحلیل رشد ترک خستگی در سازه های مختلف تبدیل می سازد.

4-1 نمونه های استاندارد

در حال حاضر مطابق استاندارد *ASTM - E399* دو نمونه تست استاندارد برای بررسی رشد ترک در مخازن مورد استفاده قرار می‌گیرد که تحت عنوان نمونه‌های قوسی شکل¹ ، شناخته می‌شوند. هندسه این نمونه‌ها در شکل (۴-۱) نمایش داده شده‌اند.



شکل (4-1) : نمونه های استاندارد قوسی شکل مناسب برای تحلیل رشد ترک در مخازن و لوله ها ، (الف) نمونه نوع اول ، (ب) نمونه نوع دوم

اگر چه نمونه های فوق تا کنون به عنوان تقریبی استاندارد برای پیش بینی رفتار ترکها اعم از ترکهای نیمه بیضوی و یا سراسری در مخازن تحت فشار مورد استفاده قرار گرفته اند ، اما در حقیقت- همانطور که در ادامه نشان داده خواهد شد- اختلاف چشمگیری میان عمر یک مخزن تحت فشار حاوی یک ترک نیمه بیضوی و نمونه های استاندارد فعلی تحت شرایط رشد ترک برابر وجود دارد که این مسئله از تفاوت موجود میان رفتار رشد ترک خستگی در یک مخزن با نمونه های استاندارد فعلی حکایت دارد. در واقع با همسنگ قرار دادن عمق اولیه یک ترک نیمه بیضوی در دیواره یک مخزن تحت فشار با طول ترک اولیه در نمونه آزمون، هدف یافتن یک هندسه جدید برای نمونه است که رفتار خستگی آن تا لحظه شکست تا حد امکان به رفتار مکان هندسی نوک ترک در عمق ترک نیمه بیضوی با نسبت a/c اولیه معلوم نزدیک باشد. باید توجه داشت این

مسئله در شرایطی صادق است که ضریب شدت تنش بحرانی در نوک ترک در عمق دیواره رخ دهد نه در نوک ترک بر روی سطح داخلی مخزن. چنانچه هدف بررسی یک ترک سراسری در راستای محور مخزن باشد ایده اولیه آن است که چنانچه توزیع تنش مشابه توزیع تنش کششی در دیواره مخزن، در نمونه جدید ایجاد نماییم با در نظر گرفتن دیدگاه تنش صفحه‌ای احتمالا رفتار ترک در نمونه جدید و مخزن استوانه‌ای مشابه خواهد بود. توزیع تنش در یک مخزن واقعی در طول دیواره تماما کششی است حال آنکه در نمونه‌های استاندارد فعلی چنین نمی‌باشد و توزیع تنش در نزدیکی دیواره داخلی کششی و در نزدیکی دیواره خارجی فشاری می‌باشد. علاوه بر آن در نمونه‌های استاندارد شدت تغییرات تنش در نزدیکی دیواره داخلی زیاد است و همین موضوع سبب می‌شود تا این نمونه‌ها دقت کافی در پیش بینی رفتار ترک را نداشته باشند.

اکنون مسئله اینگونه عنوان می‌شود که آیا می‌توان نمونه‌ای را از لحاظ هندسه یافت که قادر باشد این مشکل را رفع نماید. در واقع اگر بتوان نمونه‌ای ارائه داد که در آن توزیع تنش به گونه‌ای باشد که تنشها در طول ضخامت دیواره کششی باشند به طوری که از شدت تغییرات تنش در نزدیکی دیواره داخلی نیز کاسته شود و منحنی ضریب شدت تنش در حین رشد ترک در طول دیواره نمونه، بیشترین تطابق را با منحنی ضریب شدت تنش در دیواره مخزن داشته باشد، شاید آن نمونه، نمونه‌ای ایده آل برای بررسی رشد ترک در مخازن تحت فشار باشد.

به هر تقدیر چنانچه چنین نمونه‌ای را بتوان یافت باز در تعمیم رفتار رشد ترک خستگی در این نمونه به رفتار ترکهای نیمه بیضوی که تابعی از پارامترهای هندسی مختلفی من جمله نسبت a/c می‌باشند مغایرتهایی وجود خواهد داشت زیرا در نمونه، ترک در یک بعد مورد بررسی قرار می‌گیرد حال آنکه در حضور یک ترک نیمه بیضوی، ترک در دو بعد باید بررسی گردد. با این وجود نهایتا هدف دستیابی به نمونه‌ای خواهد بود که تا حد امکان اثر چنین محدودیتهایی را کاهش دهد یعنی باید رفتار نوک ترک در عمق دیواره با رفتار نوک ترک در نمونه مورد مقایسه قرار گیرد از این رو نسبت a/c عامل محدود کننده‌ای است زیرا بسته به مقداری که برای آن متصور است خرابی ممکن است در نوک ترک در دیواره رخ ندهد و بر روی سطح داخلی مخزن اتفاق افتد. از سوی دیگر همانطور که پیشتر گفته شد به علت آنکه مخازن تحت فشار عمدتا در محیطهای خورنده و شیمیایی قرار دارند دچار زنگ‌زدگی و خوردگی محلی می‌شوند و در اثر ایجاد خلل و فرج رشته‌ای که عامل ایجاد تمرکز تنشهای شدید در ناحیه خوردگی می‌شوند، ترکهای ریزی پدید می‌آید که نهایتا به هم پیوسته و یک ترک نیمه بیضوی را ایجاد می‌نمایند بنابراین از آنجا که عمق نواحی خوردگی نسبت به پهنای آنها چندان زیاد نیست لذا باید تا حد امکان نسبت a/c را کوچک فرض کرد. به این نکته

نیز باید توجه نمود که نرخ رشد یک ترک نیمه بیضوی در دیواره تحت کشش یک مخزن در راستای دیواره بیشتر از نرخ رشد آن در راستای محور بر روی سطح داخلی است به عبارت دیگر ترک نیمه بیضوی به سمت یک ترک نیم دایره ای پیش می رود از اینرو باید عمق اولیه ترک را نیز به طوری منطقی افزایش داد به گونه‌ای که در طول ترک اولیه کمترین نسبت a/c مطابق با آمارهای تجربی از ترکهای ناشی از خوردگی در مخازن باشد.

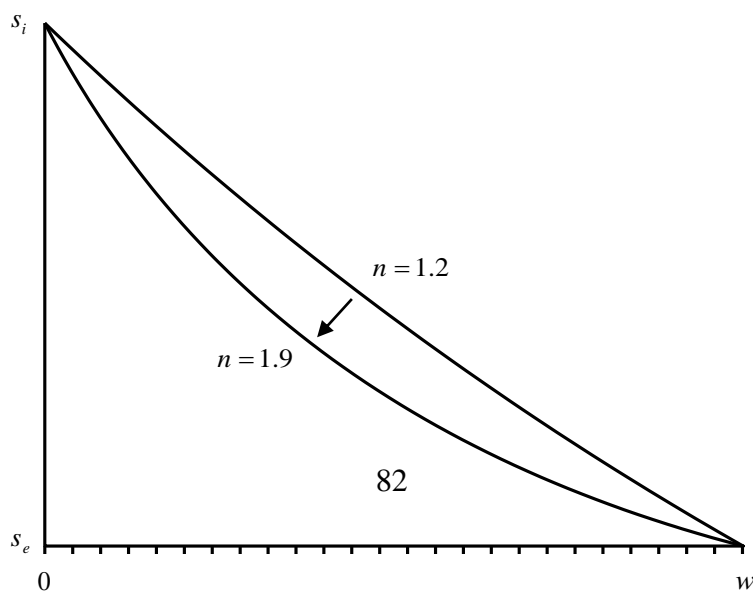
۲-۴ آغاز تحقیقات بر مبنای توزیع تنش مشابه

به منظور بررسی رشد ترک در نمونه‌ای جدید ، نخست به امکان سنجی ایجاد پروفایل توزیع تنشی مشابه آنچه در دیواره یک مخزن استوانه‌ای وجود دارد پرداخته می‌شود و بر این اساس نکات زیر مد نظر قرار می‌گیرد :

۱- توزیع تنش واقعی در دیواره مخزن بتواند به صورت مجموعی از یک توزیع تنش یکنواخت در طول دیواره و مضربی از توزیع تنش ایجاد شده در نمونه، تحت بارگذاری پین باشد.

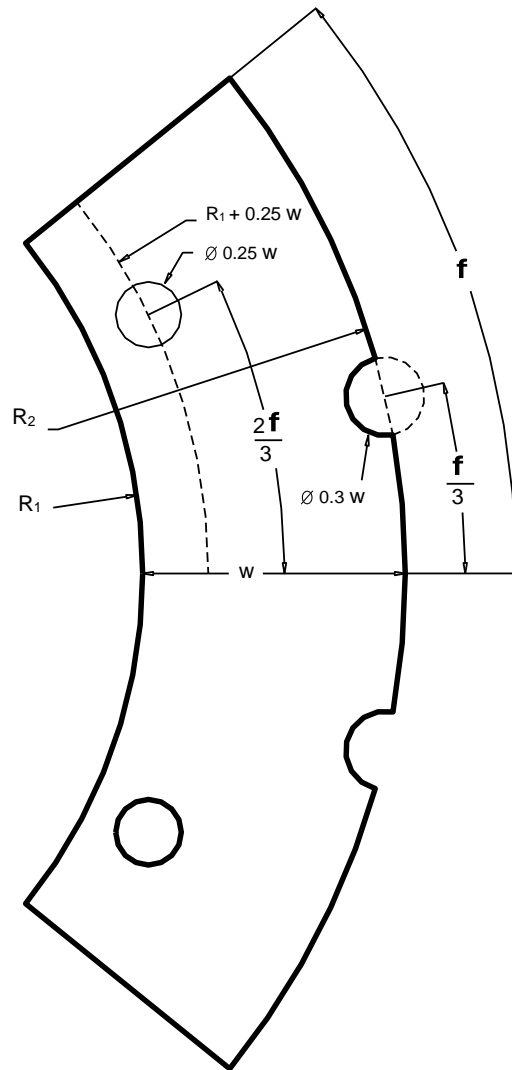
۲- کمترین تغییرات ممکن نسبت به نمونه های استاندارد فعلی ایجاد گردد.

بنابراین می‌توان به طور خلاصه عنوان کرد که هدف اولیه یافتن نمونه‌ای می‌باشد که توزیع تنش در آن تحت یک بارگذاری پین با افزودن یک بارگذاری یکنواخت بیشترین انطباق را با منحنی توزیع تنش در دیواره یک مخزن استوانه‌ای داشته باشد. شکل (۲-۴) نحوه تغییرات شکل منحنی توزیع تنش را در دیواره یک مخزن استوانه‌ای نشان می‌دهد. $n = R_e / R_i$ ، نسبت شعاعی می‌باشد.



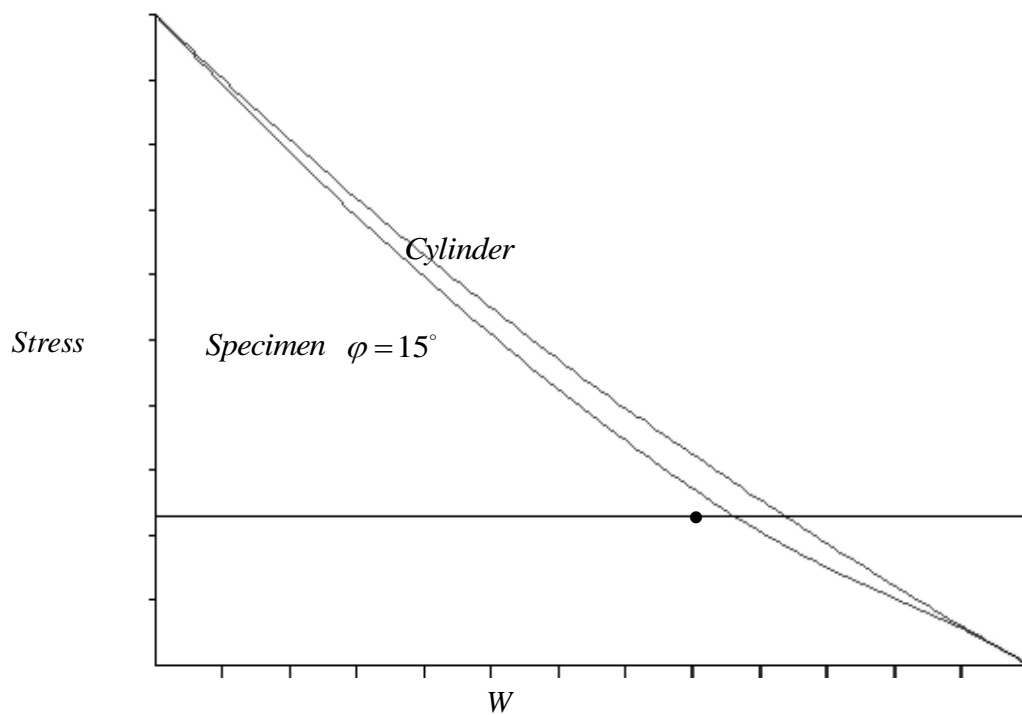
شکل (۲-۴) : نحوه تغییرات شکل منحنی تنش کششی در دیواره یک مخزن استوانه‌ای

پس از بررسی‌های بسیار نمونه‌ای با هندسه‌ای مطابق شکل (۳-۴) انتخاب گردید که در آن پارامتر φ زاویه نمونه می‌باشد که باید به ازای آن بیشترین تطابق منحنی برقرار باشد. در هندسه نمونه ذکر شده نیز پروفایل تنش در راستای رشد ترک تنها در حضور نیروی پین در نواحی داخلی کششی و در نواحی خارجی فشاری می‌باشد که برای حل این مسئله فرض بر افزودن یک توزیع تنش یکنواخت برای بهترین انطباق در نظر گرفته شده است. با توجه به آنچه گفته شد در مرحله بعد هدف یافتن زاویه‌ای از φ است که در آن بیشترین تطابق منحنی برقرار باشد. بر این اساس تحلیل اجزای محدود به منظور یافتن نحوه توزیع تنش به صورت پارامتریک بر حسب زاویه φ در بازه‌های 15° تا 55° بدست آمده و برای مقادیر مختلف $1.2 \leq n \leq 1.9$ با توزیع تنش دیواره استوانه‌ای مورد مقایسه قرار گرفت.

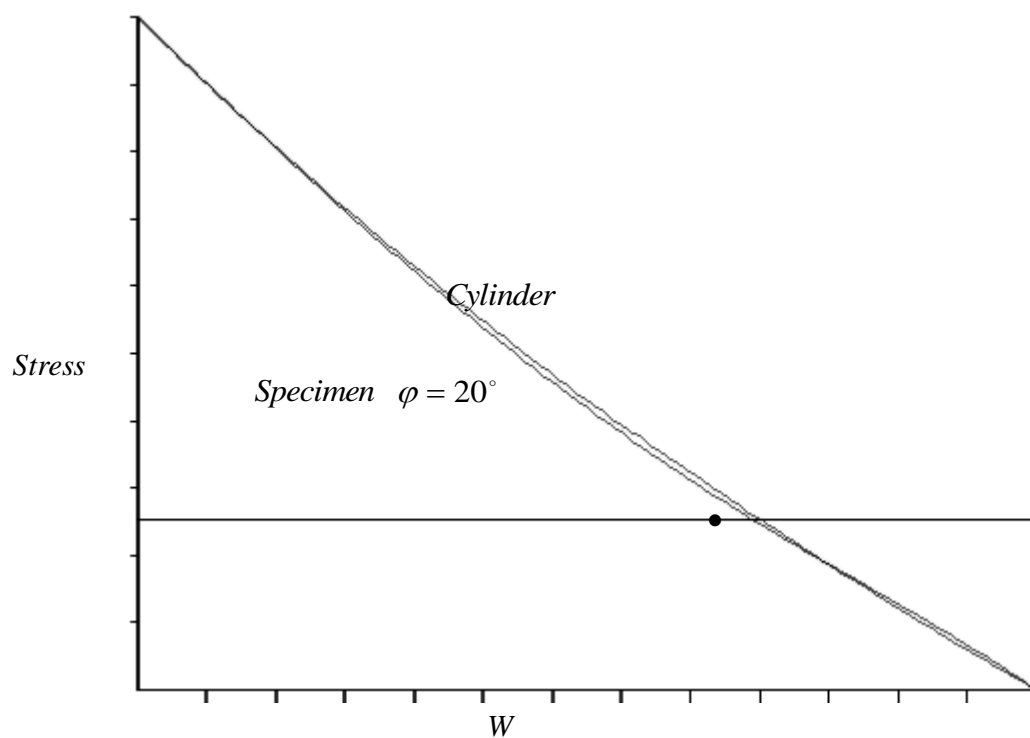


شکل (۳-۴) : نمونه اولیه که در آن هدف نزدیکتر شدن شکل منحنی تنش در دیواره به یک مخزن واقعی فارغ از کششی یا فشاری بودن آن است

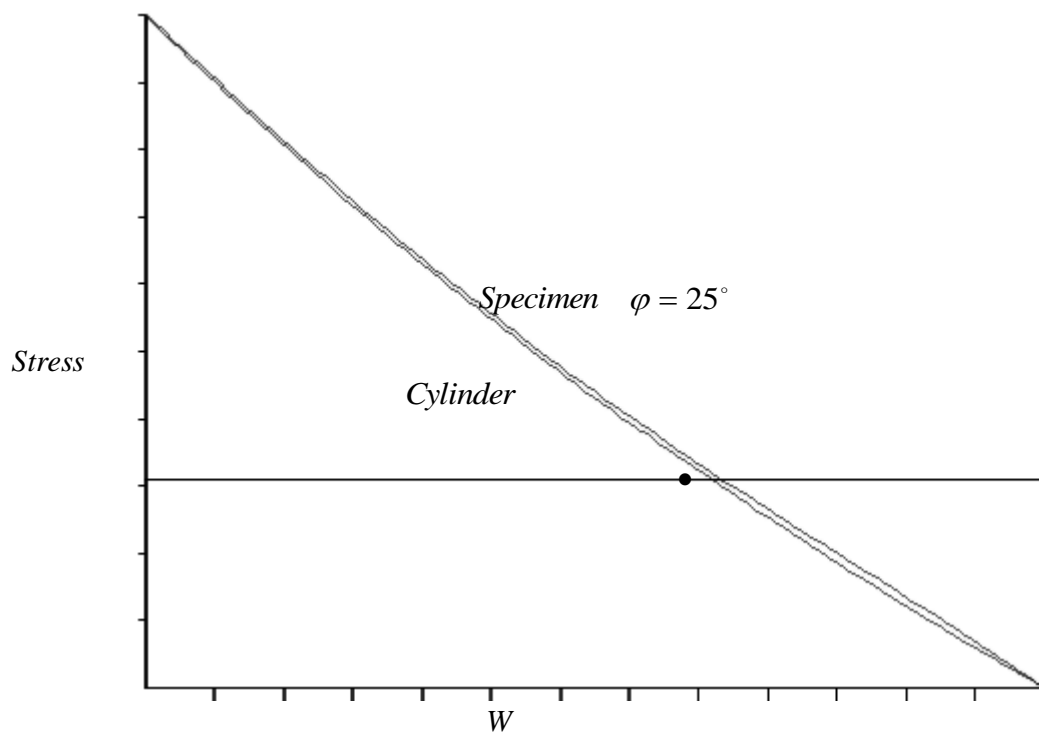
با توجه به شکل‌های (۴-۴) تا (۹-۴) مشاهده می‌شود که برای نسبت شعاعی $n = 1.2$ بیشترین تطابق در بازه $20 < \varphi < 25$ رخ می‌دهد. برای سایر نسبت‌های شعاعی محدوده φ در شکل‌های (۴-۱۰) تا (۴-۲۳) نمایش داده شده است. نقطه تقاطع مشخص شده در شکلها مکان تنش صفر را برای نمونه تعیین می‌کند.



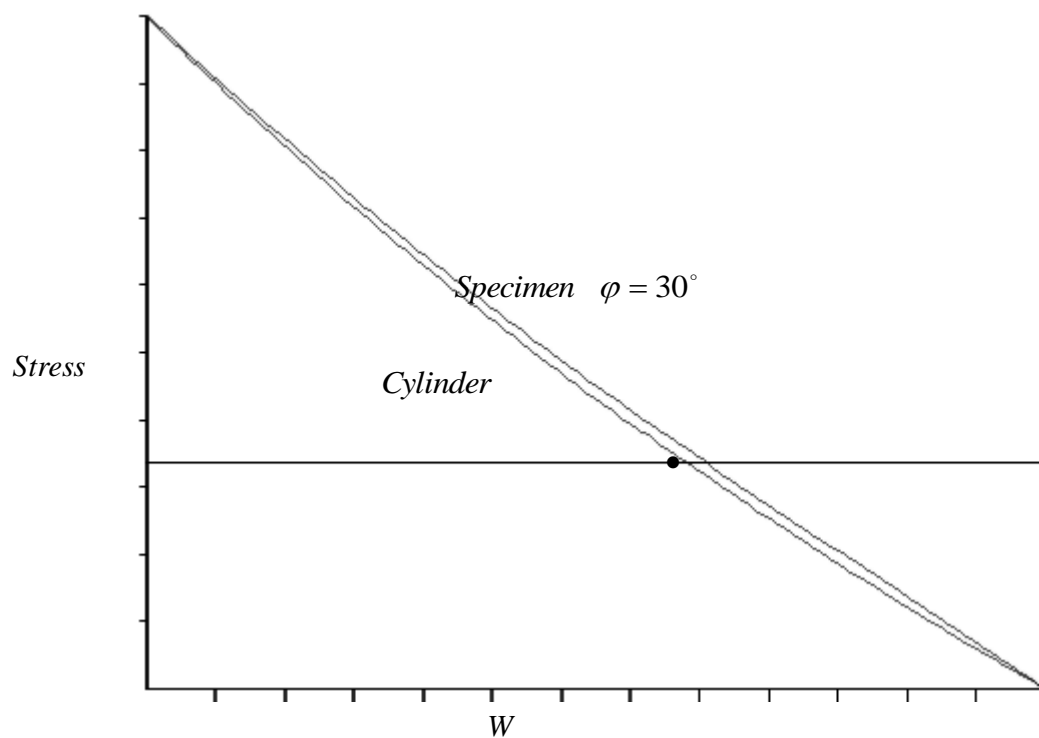
شکل (۴-۴) : مقایسه منحنی تنش در دیواره مخزن استوانه ای با نمونه اولیه در $\varphi = 15^\circ$



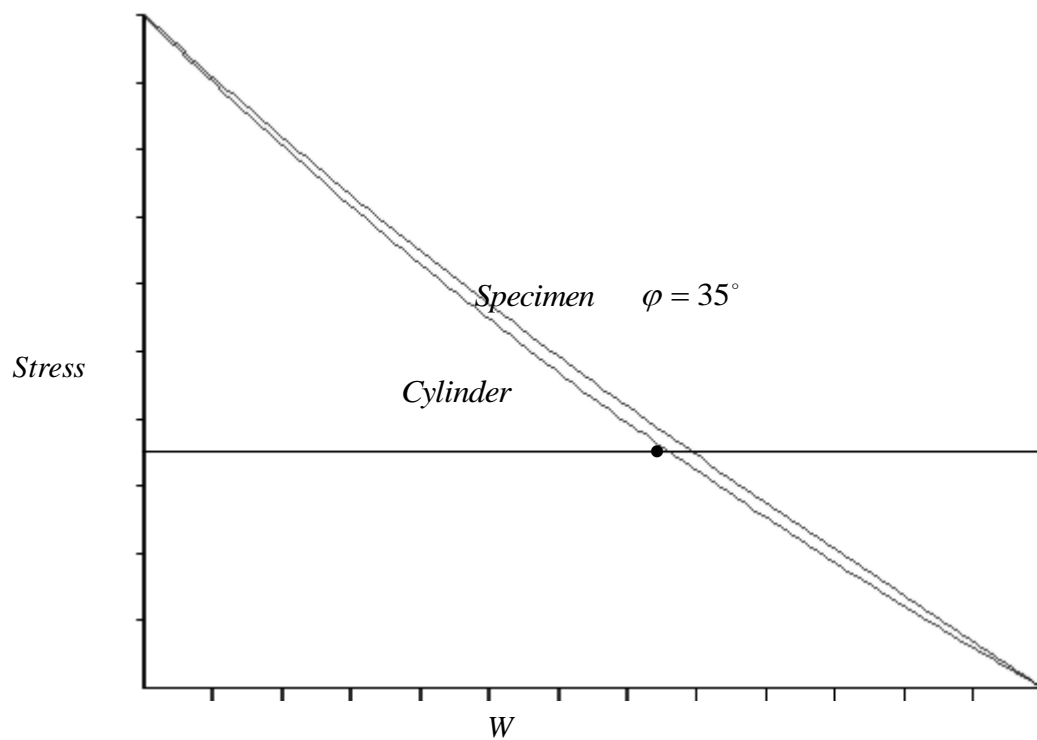
شکل (۵-۴) : مقایسه منحنی تنش در دیواره مخزن استوانه ای با نمونه اولیه در $\varphi = 20^\circ$



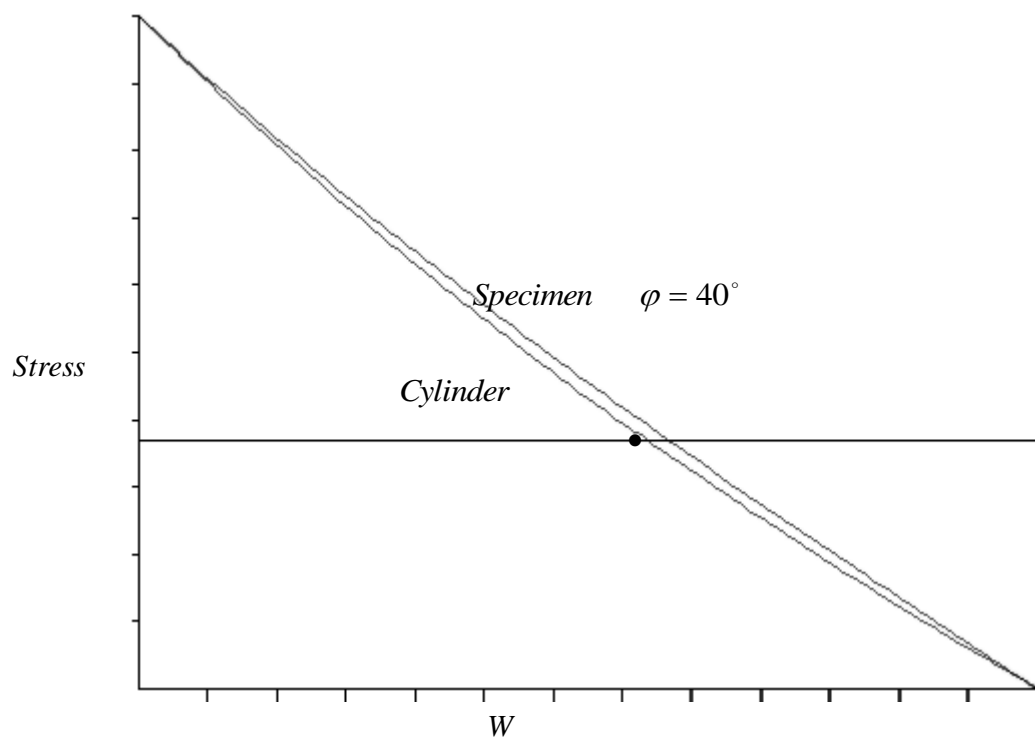
شکل (۶-۴) : مقایسه منحنی تنش در دیواره مخزن استوانه ای با نمونه اولیه در $\varphi = 25^\circ$



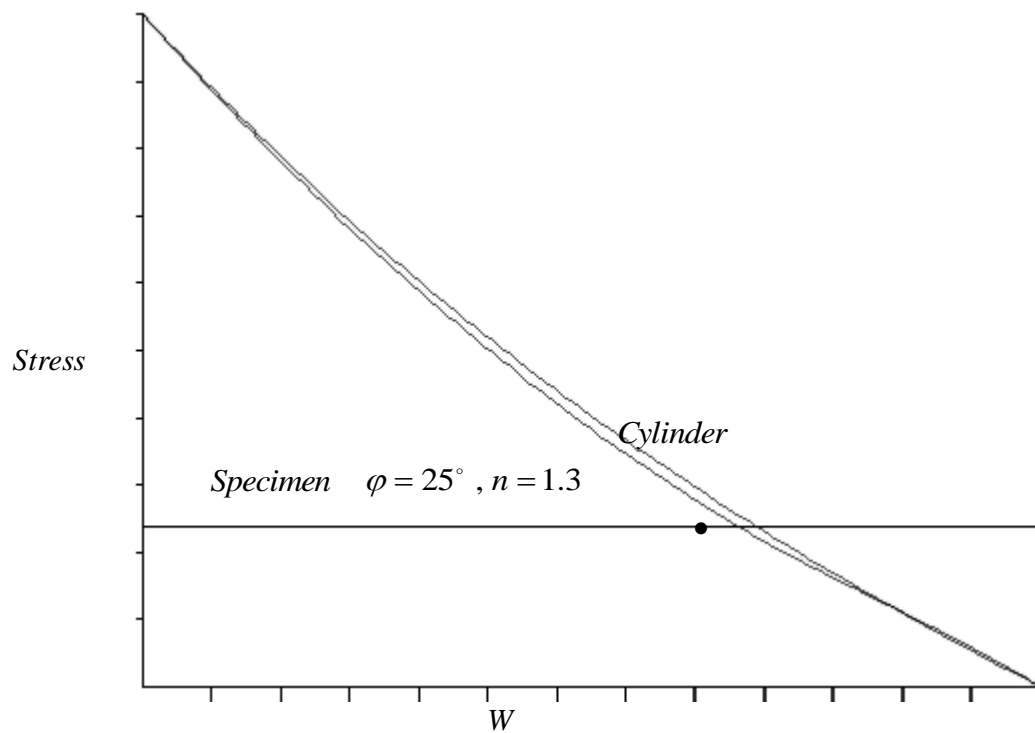
شکل (۷-۴) : مقایسه منحنی تنش در دیواره مخزن استوانه ای با نمونه اولیه در $\varphi = 30^\circ$



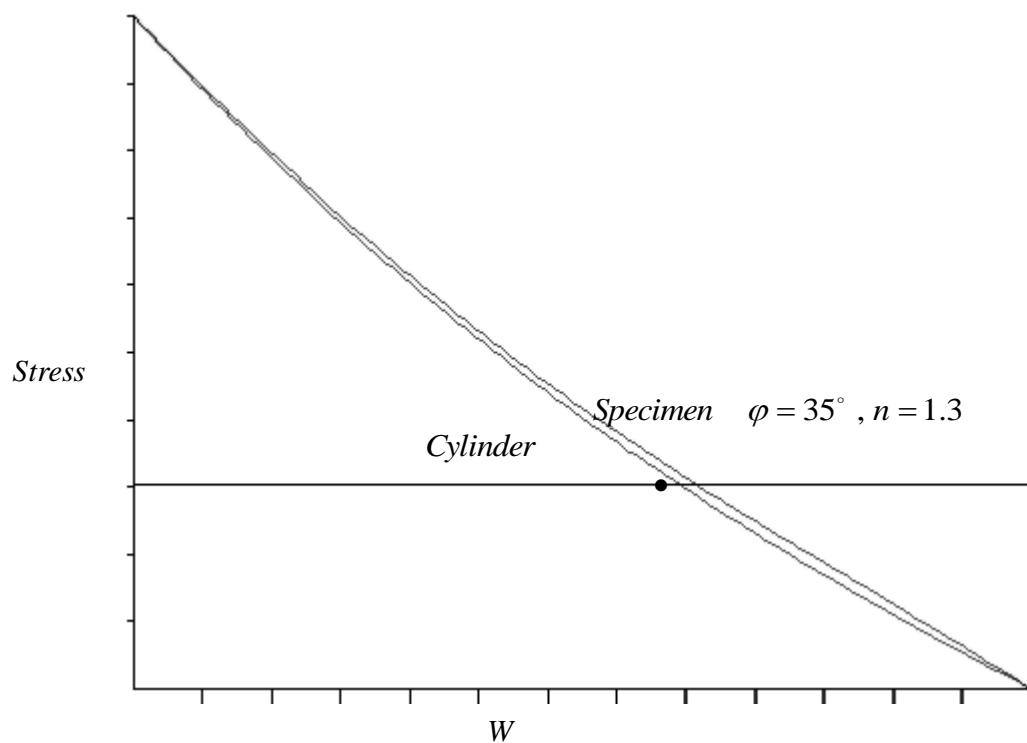
شکل (۸-۴) : مقایسه منحنی تنش در دیواره مخزن استوانه ای با نمونه اولیه در $\varphi = 35^\circ$



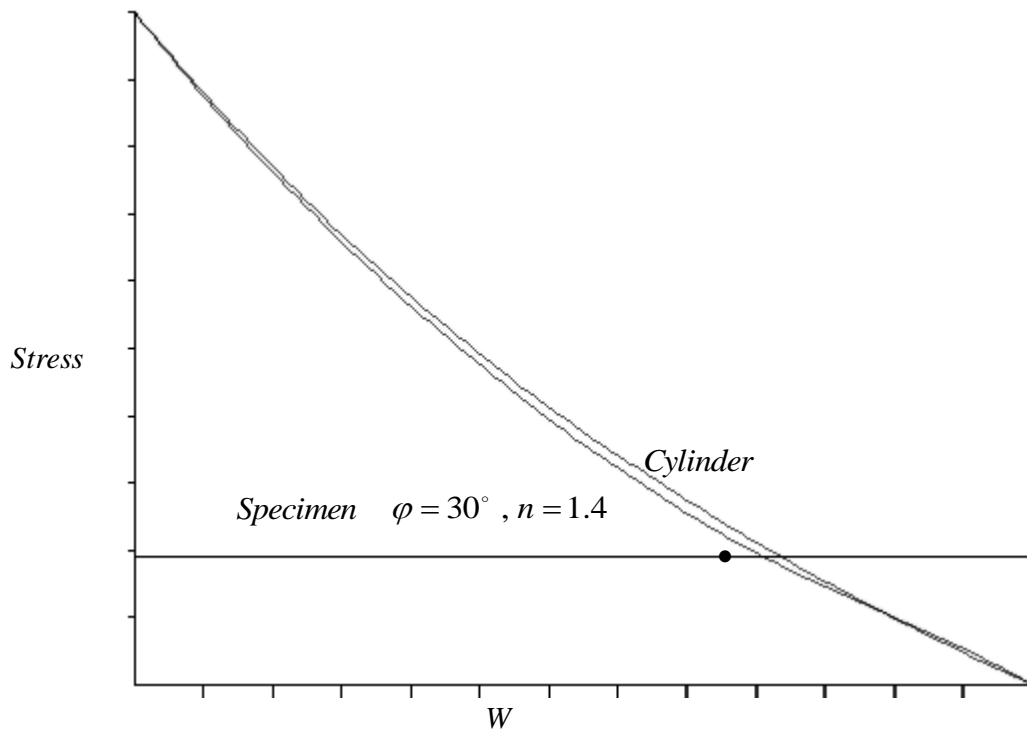
شکل (۹-۴) : مقایسه منحنی تنش در دیواره مخزن استوانه ای با نمونه اولیه در $\varphi = 40^\circ$



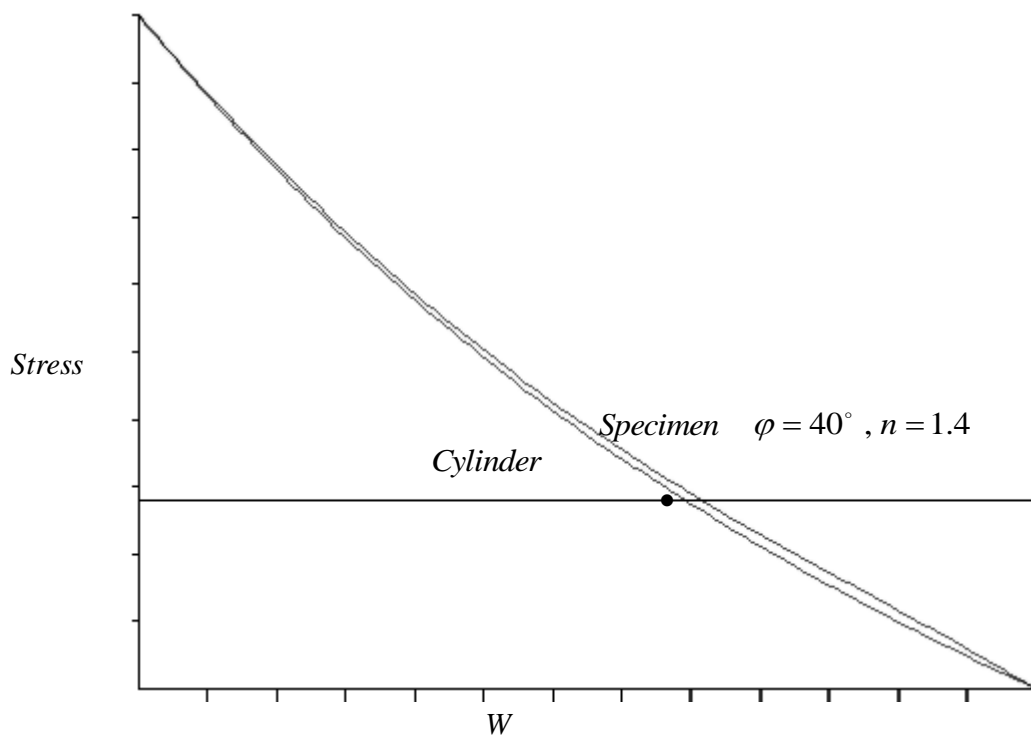
شکل (4-10): مقایسه منحنی تنش در دیواره مخزن استوانه ای با نمونه اولیه در $\varphi = 25^\circ$, $n = 1.3$



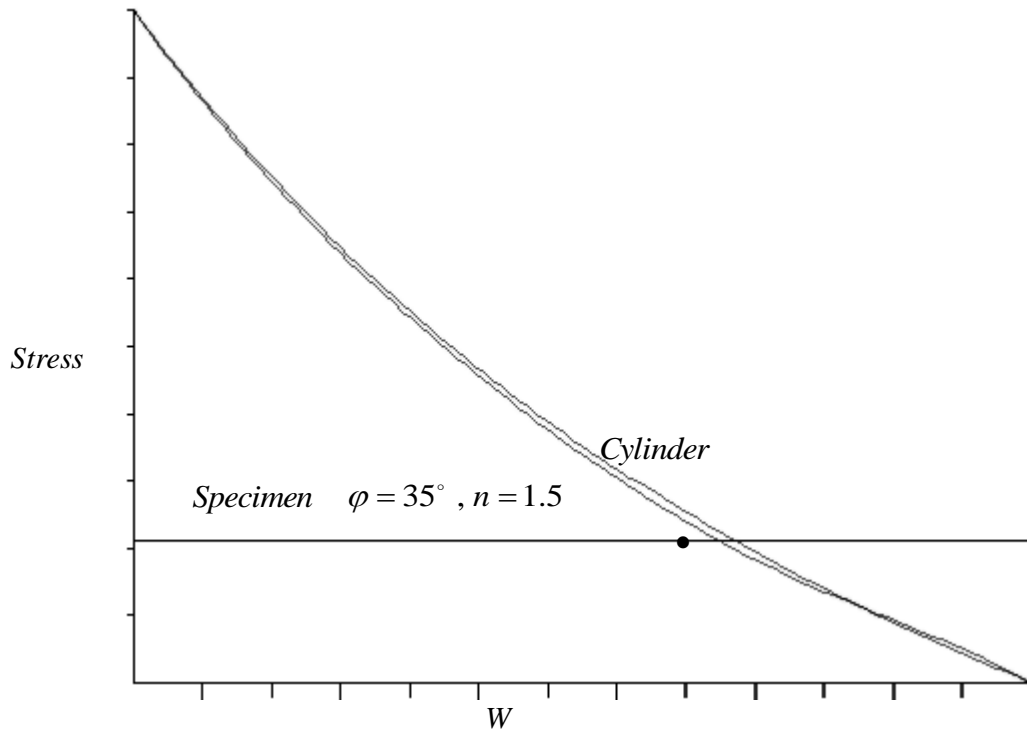
شکل (4-11): مقایسه منحنی تنش در دیواره مخزن استوانه ای با نمونه اولیه در $\varphi = 35^\circ$, $n = 1.3$



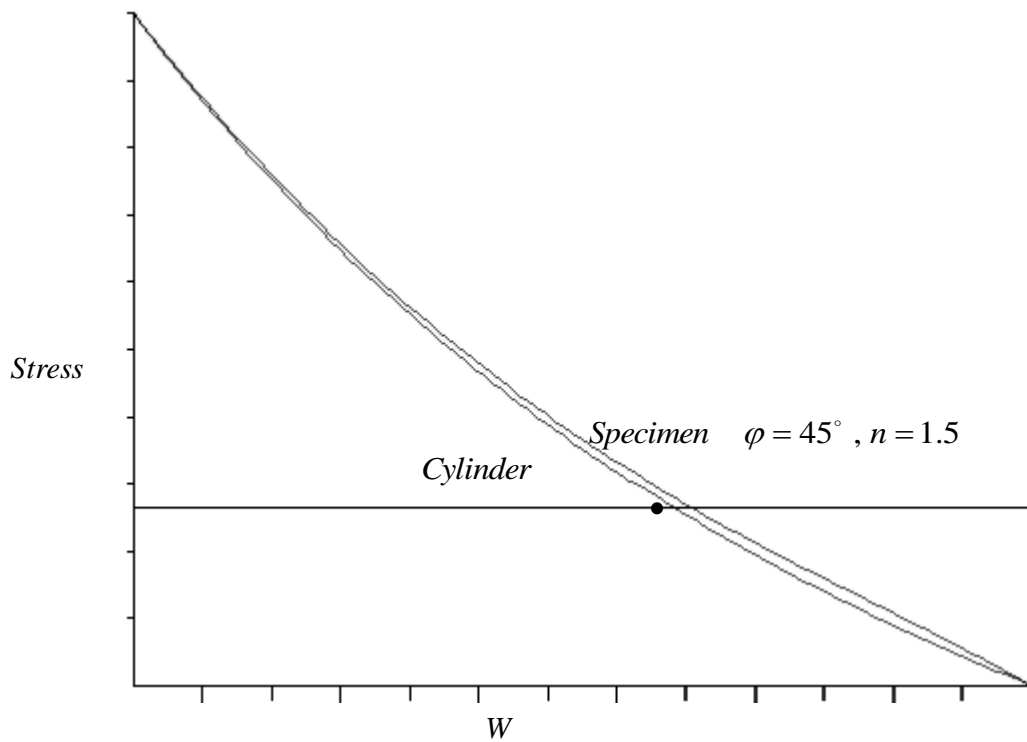
شکل (4-12): مقایسه منحنی تنش در دیواره مخزن استوانه ای با نمونه اولیه در $\varphi = 30^\circ, n = 1.4$



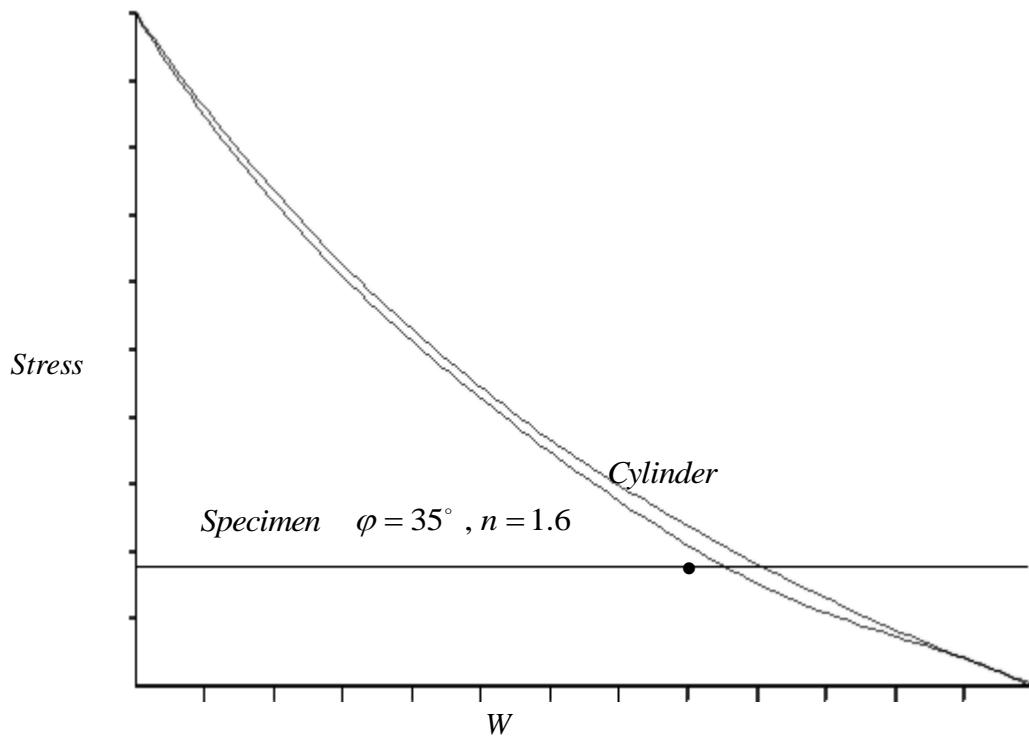
شکل (4-13): مقایسه منحنی تنش در دیواره مخزن استوانه ای با نمونه اولیه در $\varphi = 40^\circ, n = 1.4$



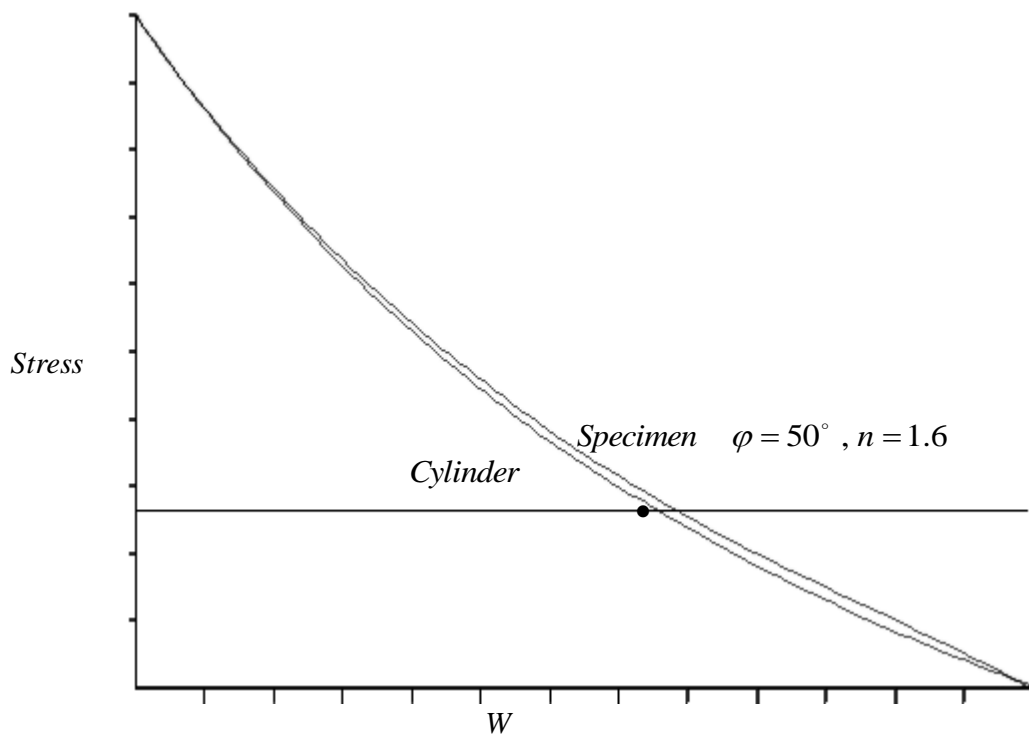
شکل (4-14): مقایسه منحنی تنش در دیواره مخزن استوانه ای با نمونه اولیه در $\varphi = 35^\circ, n = 1.5$



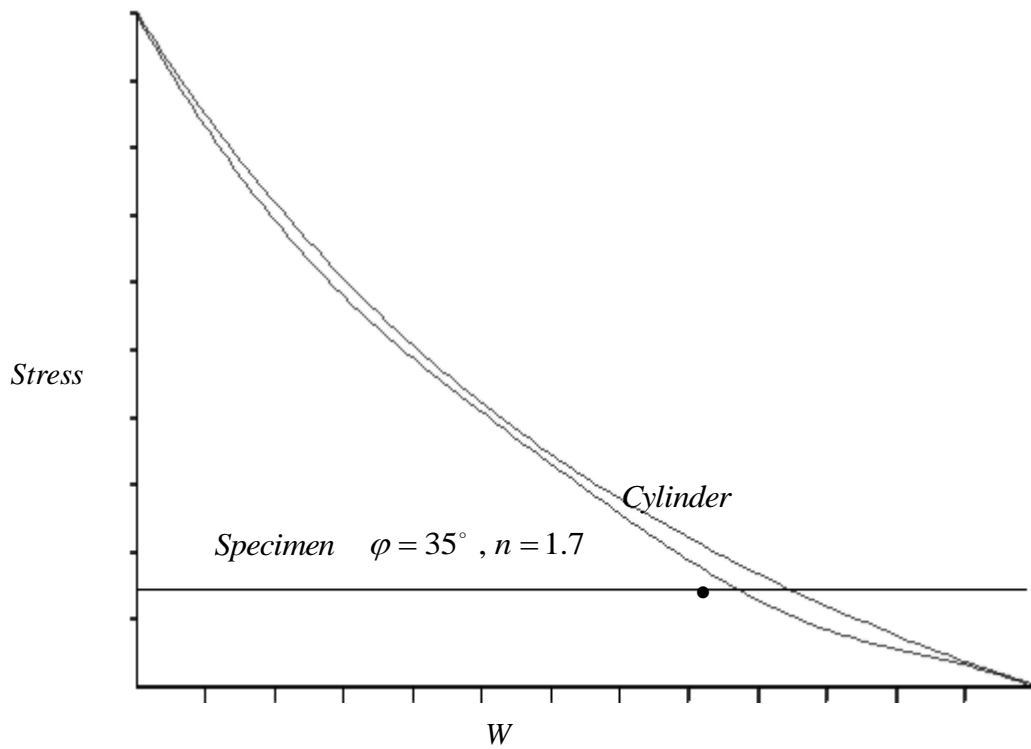
شکل (4-15): مقایسه منحنی تنش در دیواره مخزن استوانه ای با نمونه اولیه در $\varphi = 45^\circ, n = 1.5$



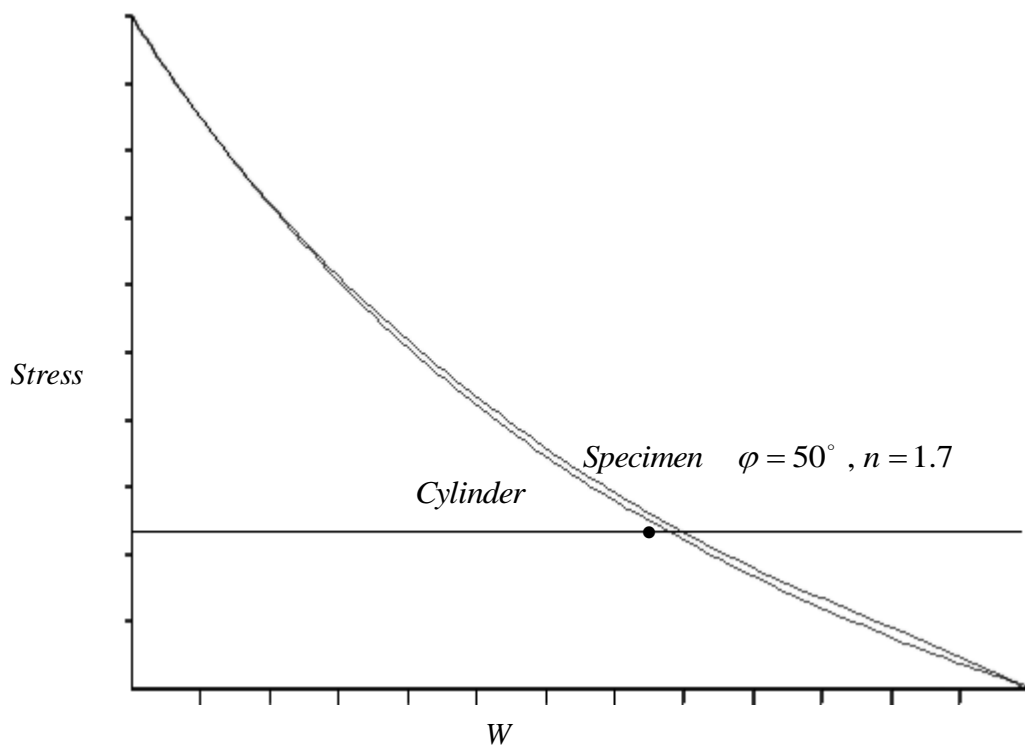
شکل (4-16): مقایسه منحنی تنش در دیواره مخزن استوانه ای با نمونه اولیه در $\varphi = 35^\circ, n = 1.6$



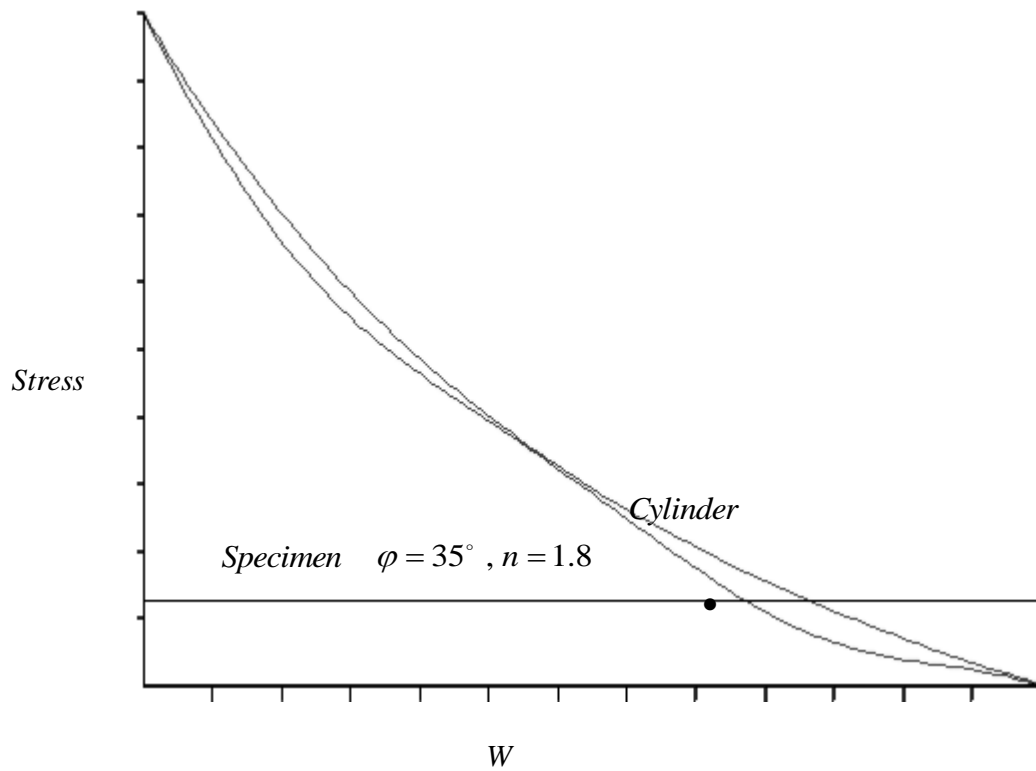
شکل (4-17): مقایسه منحنی تنش در دیواره مخزن استوانه ای با نمونه اولیه در $\varphi = 50^\circ, n = 1.6$



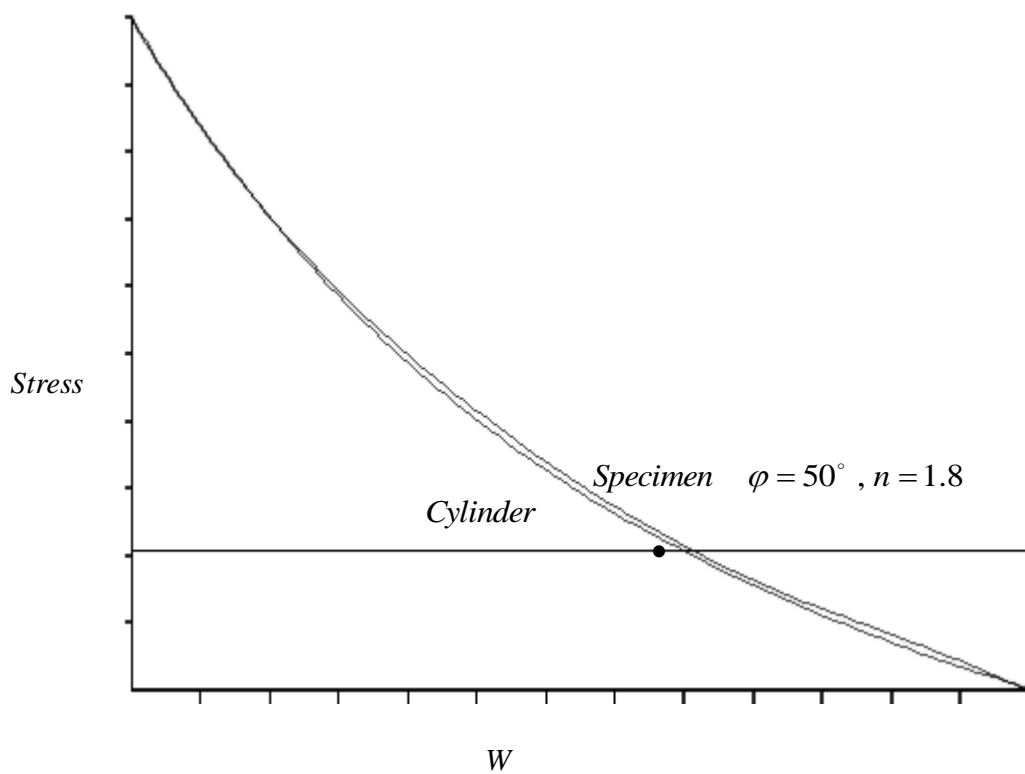
شکل (4-18): مقایسه منحنی تنش در دیواره مخزن استوانه ای با نمونه اولیه در $\varphi = 35^\circ, n = 1.7$



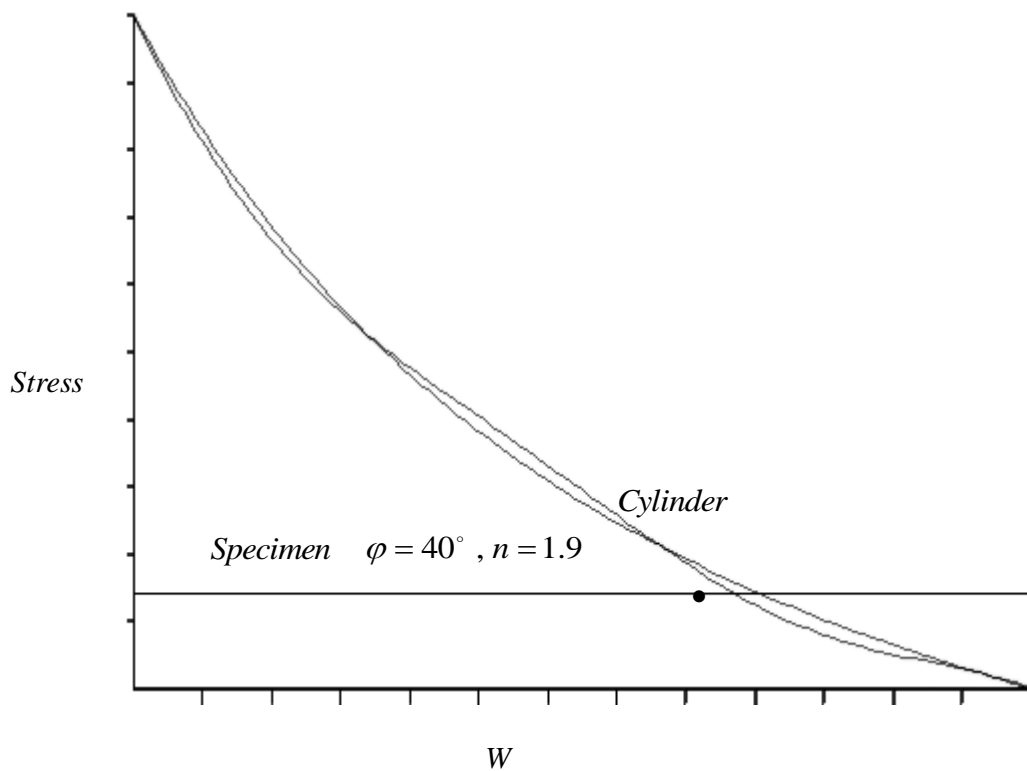
شکل (4-19): مقایسه منحنی تنش در دیواره مخزن استوانه ای با نمونه اولیه در $\varphi = 50^\circ, n = 1.7$



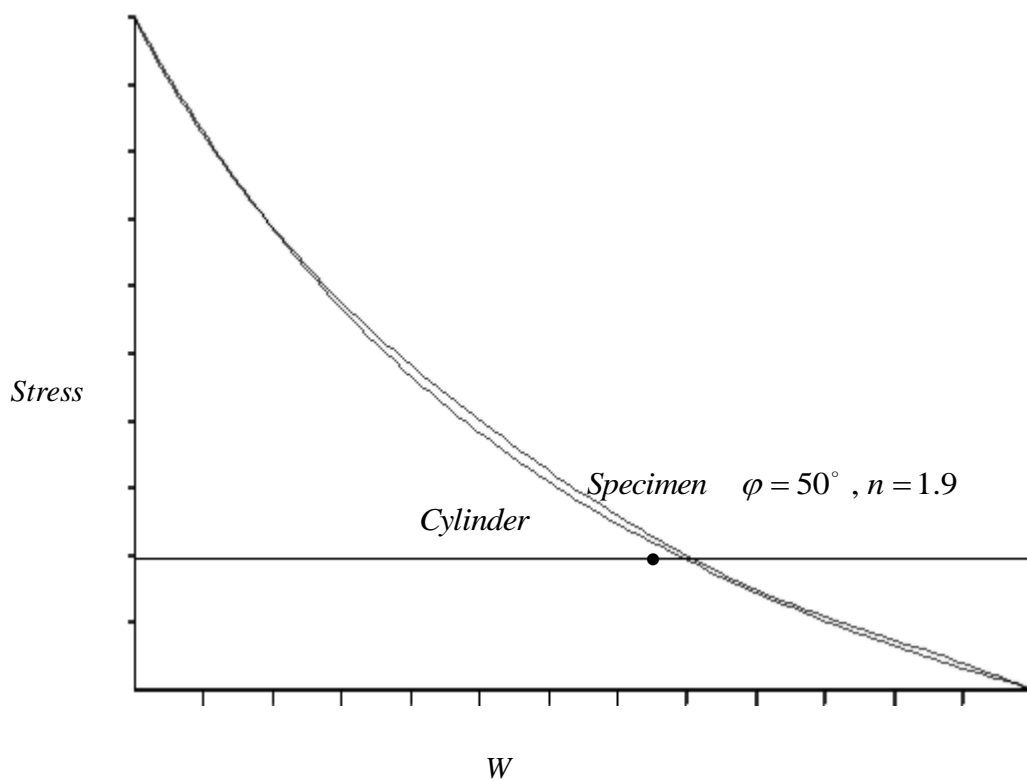
شکل (۲۰-۴) : مقایسه منحنی تنش در دیواره مخزن استوانه ای با نمونه اولیه در $\varphi = 35^\circ$, $n = 1.8$



شکل (۲۱-۴) : مقایسه منحنی تنش در دیواره مخزن استوانه ای با نمونه اولیه در $\varphi = 50^\circ$, $n = 1.8$



شکل (۲۲-۴): مقایسه منحنی تنش در دیواره مخزن استوانه ای با نمونه اولیه در $\varphi = 40^\circ, n = 1.9$



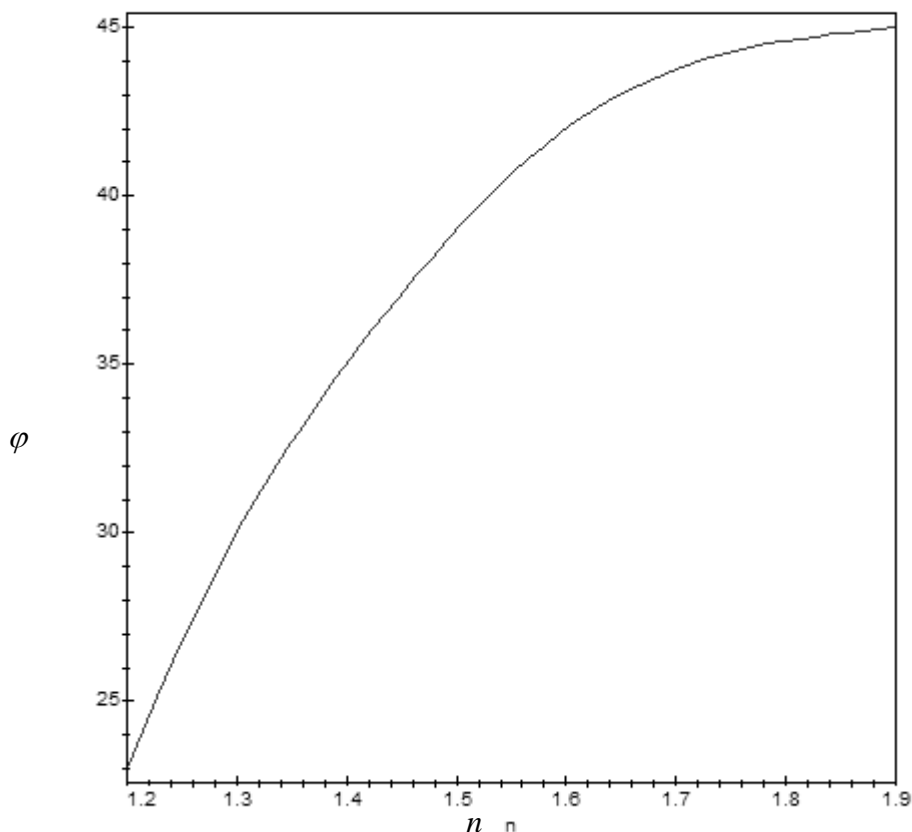
شکل (۲۳-۴): مقایسه منحنی تنش در دیواره مخزن استوانه ای با نمونه اولیه در $\varphi = 50^\circ, n = 1.9$

نهایتاً به ازای کلیه مقادیر n بهترین پاسخها برای زاویه φ مطابق جدول زیر محاسبه می گردد.

n	φ
1.2	23.1440350
1.3	29.8588929
1.4	35.1081668
1.5	39.0553734
1.6	41.8640301
1.7	43.6976545
1.8	44.7197635
1.9	45.0938747

$$\varphi = 27.253 n^3 - 179.565 n^2 + 388.246 n - 231.27$$

(۴-۱)



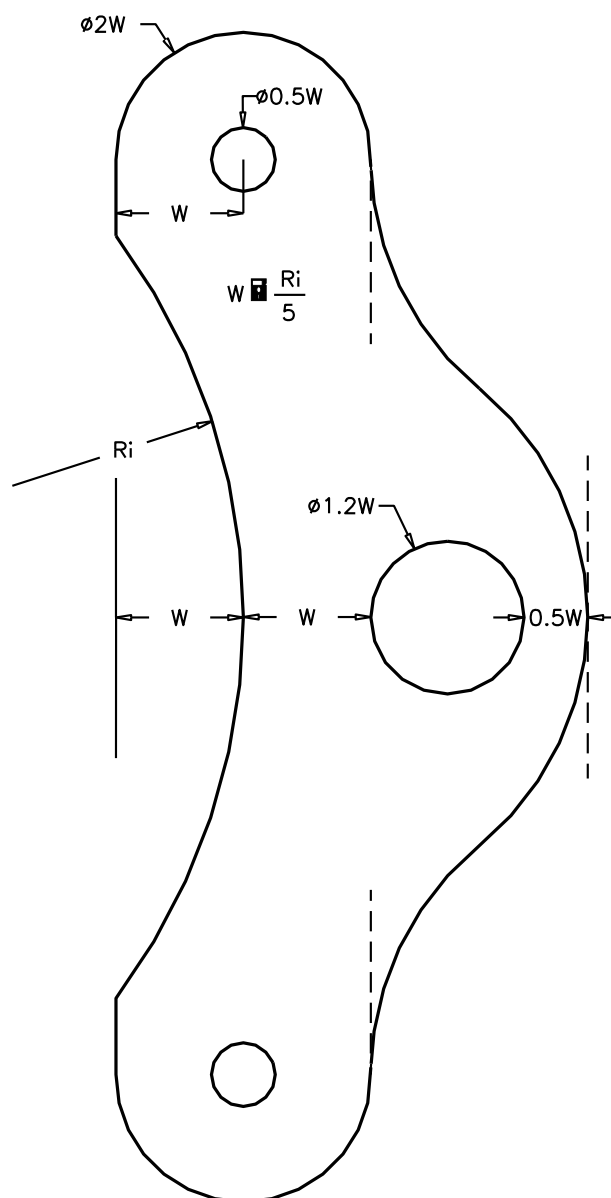
شکل (4-24): منحنی راهنما جهت بدست آوردن زاویه نمونه با داشتن نسبت شعاعی

با درون یابی از طریق رابطه (4-1) می توان با داشتن نسبت شعاعی n ، مقدار φ را محاسبه نمود. بدین ترتیب با مشخص نمودن هندسه نمونه ، نیروی پین باید به مقداری باشد که اختلاف تنش بین دیواره داخلی و دیواره خارجی نمونه با اختلاف تنش بین دو دیواره مخزن استوانه‌ای برابر باشد که این اختلاف تنش از نظر مقدار برابر است با فشار داخل مخزن و تنش یکنواخت اعمالی در راستای رشد ترک در نمونه برابر تنش در دیواره خارجی مخزن باشد.

4-3 ادامه بررسی ها با رویکرد مطابقت ضریب شدت تنش و هندسه نمونه جدید

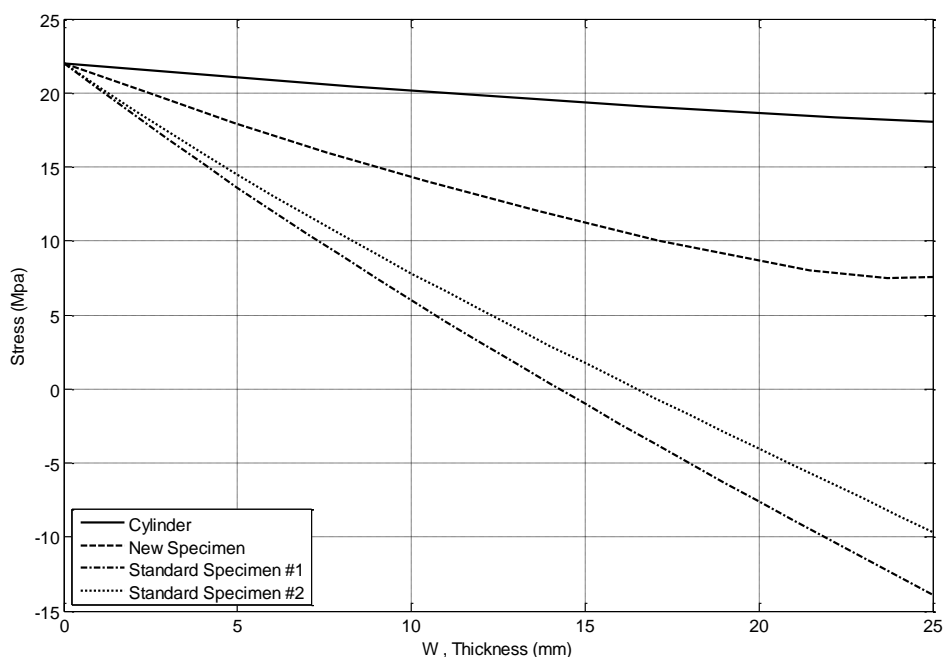
تا اینجا اثبات شد که تحت بارگذاری های خاص می توان توزیع تنشی مشابه توزیع تنش کششی در دیواره مخزن استوانه‌ای تحت فشار ایجاد نمود. اما با وجود آنکه تلاش شد تا کمترین تغییرات هندسی نسبت به نمونه استاندارد ایجاد گردد باز هم یک عامل محدود کننده وجود خواهد داشت و آن پیچیدگی نحوه بارگذاری خواهد بود چرا که اعمال همزمان یک بار نقطه ای تحت یک پین و یک بار گسترده یکنواخت به

مقطع ترک خورده توسط دستگاههای معمول رشد ترک خستگی کار ساده‌ای نمی‌باشد و منجر به تغییر و طراحی لینکهای بارگذاری جدید خواهد شد ، لذا بررسی برای یافتن نمونه‌ای جدید ادامه یافت که در صورت داشتن هندسه ای پیچیده تر با شرایط بارگذاری استاندارد مطابقت بیشتری داشته باشد با این رویکرد که مطابقت منحنی ضریب شدت تنش بجای منحنی تنش ملاک عمل قرار گیرد ، از اینرو پس از تحلیل هندسه های مختلف ، نمونه‌ای با هندسه خاص مطابق آنچه در شکل (۴-۲۴) دیده می‌شود انتخاب گردید که چه از نظر منحنی توزیع تنش در راستای دیواره و چه از لحاظ منحنی ضریب شدت تنش نسبت به نمونه های استاندارد فعلی مطابقت بیشتری با منحنی های توزیع تنش و ضریب شدت تنش در دیواره یک مخزن تحت فشار دارد.



شکل (۴-۲۴) : هندسه نمونه جدید بر اساس ملاحظات مکانیک شکست

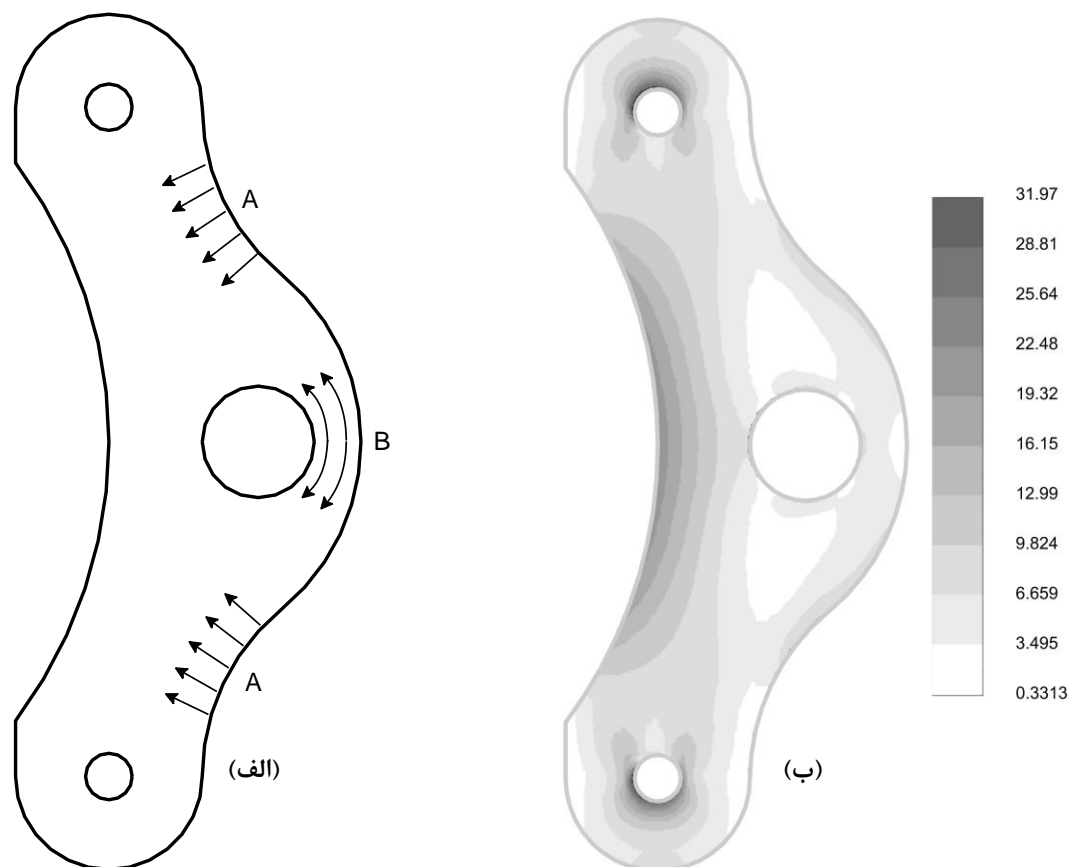
در شکل (۴-۲۵) منحنی توزیع تنش در دیواره نمونه‌های استاندارد، نمونه جدید و مخزن، تحت یک تنش برابر در دیواره داخلی برای یک ماده خاص (فولاد CK 45) مورد مقایسه قرار گرفته‌اند. همانطور که در شکل (۴-۲۵) مشاهده می‌شود، در نمونه جدید علاوه بر آنکه مؤلفه‌های تنش در راستای دیواره تماماً کششی می‌باشند، از شدت تغییرات تنش در نزدیکی دیواره داخلی نیز به میزان قابل توجهی کاسته شده است. در مقایسه با نمونه جدید تفاوت چندانی بین دو نمونه استاندارد موجود دیده نمی‌شود لذا از این پس تنها نمونه استاندارد اول مورد مقایسه قرار می‌گیرد.



شکل (۴-۲۵) : مقایسه منحنی‌های توزیع تنش در راستای دیواره بین مخزن تحت فشار، نمونه جدید و نمونه‌های استاندارد

نحوه عمل نمونه جدید به این صورت است که وجود انحنایی که در ناحیه A در شکل (۴-۲۶) دیده می‌شود، سبب ایجاد بارهای فشاری ملایمی در نواحی دیواره داخلی در راستای ضخامت نمونه شده و موجب کاهش تغییرات سریع تنش، مانند آنچه در نمونه‌های استاندارد فعلی رخ می‌دهد، در حرکت به سمت

دیواره خارجی می گردد. از طرفی ناحیه B نیز با تحمل بارهای فشاری ناشی از ممان خمشی ایجاد شده از نیروی اعمالی ، باعث حذف نسبی این بارهای فشاری در نواحی دیواره خارجی می گردد.



شکل (۴-۲۶) : (الف) شماتیک نحوه عملکرد نمونه جدید از لحاظ توزیع نیروهای داخلی ،
(ب) نمایشی از کانتورهای توزیع تنش در نمونه جدید

۴-۲ نتایج تحلیل عددی و نرم افزارهای مورد استفاده

نتایج تحلیل عددی برای نمونه جدید توسط نرم افزار *FRANC 2D (FRacture ANalysis Code)* که نرم افزاری جهت تحلیل المان محدود و بطور ویژه بررسی رشد ترک در هندسه های دو بعدی می باشد انجام گرفته است. این نرم افزار توسط محققان دانشگاه *Cornell* تهیه و در اختیار عموم قرار گرفته است. نرم افزار دیگر مورد استفاده ، نرم افزار *NASGRO* می باشد . این نرم افزار توسط سازمان فضایی ایالات متحده ، *NASA* ، تهیه شده است و برای تحقیقات پیرامون رشد ترک خستگی در هندسه ها و بارگذاری های مختلف

مورد استفاده قرار می‌گیرد. این نرم افزار قادر است از معادلات مختلف رشد ترک خستگی که در فصل ۱ عنوان شد به منظور پیش بینی عمر خستگی نمونه استفاده نماید. همچنین در این نرم افزار مباحث مربوط به خرابی در اثر تنش خالص مقطع (که در فصل ۳ عنوان گردید) در حضور ترک نیز در پیش بینی عمر قطعه مورد بررسی قرار می‌گیرد. از ویژگیهای دیگر این نرم افزار می‌توان به بهره‌گیری از روش توابع وزنی که در فصل ۳ به طور مفصل مورد بررسی قرار گرفت ، برای برخی از هندسه‌ها از جمله ترک نیمه بیضوی در یک مخزن اشاره کرد.

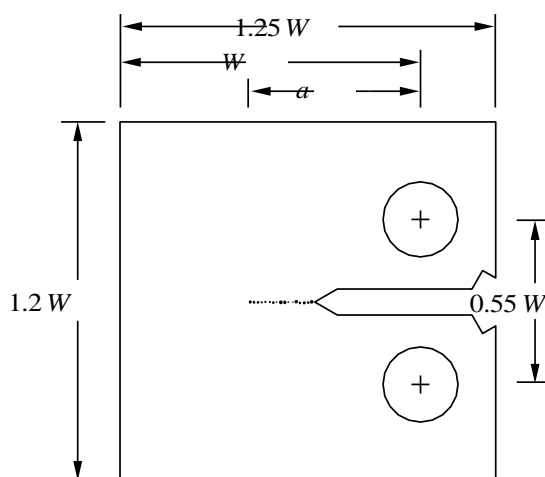
۱-۵ نتایج آزمایشگاهی

نتایج آزمون خستگی نمونه CT برای ماده مورد آزمایش (نوعی فولاد با نام تجاری (CK 45) ، خواص مکانیکی ماده را مطابق جدول (۱-۵) تعیین می‌کند.

جدول (۱-۵) : مشخصات ماده مورد آزمایش

E (Mpa)	σ_{ys} (Mpa)	σ_{ult} (Mpa)	C	n	$\Delta K_{th} _{R=0}$ (Mpa \sqrt{mm})	$K_c _{t=10mm}$ (Mpa \sqrt{mm})
202000	550	620	$2.16E-15$	3.69	694	1597

دستگاه آزمون ، دستگاه هیدرولیک *Instron 8802* می باشد که توسط یک رایانه کنترل می گردد و قادر است انواع بارهای خستگی را تا فرکانس 20Hz برای آزمونهای رشد ترک خستگی مطابق با استاندارد *ASTM E 647* اعمال نماید. هندسه و ابعاد یک نمونه *CT* در شکل (۱-۵) نشان داده شده است که مطابق استاندارد *ASTM E 24* ، فاکتور ضریب شدت تنش در نوک ترک از طریق رابطه (۱-۵) قابل محاسبه است

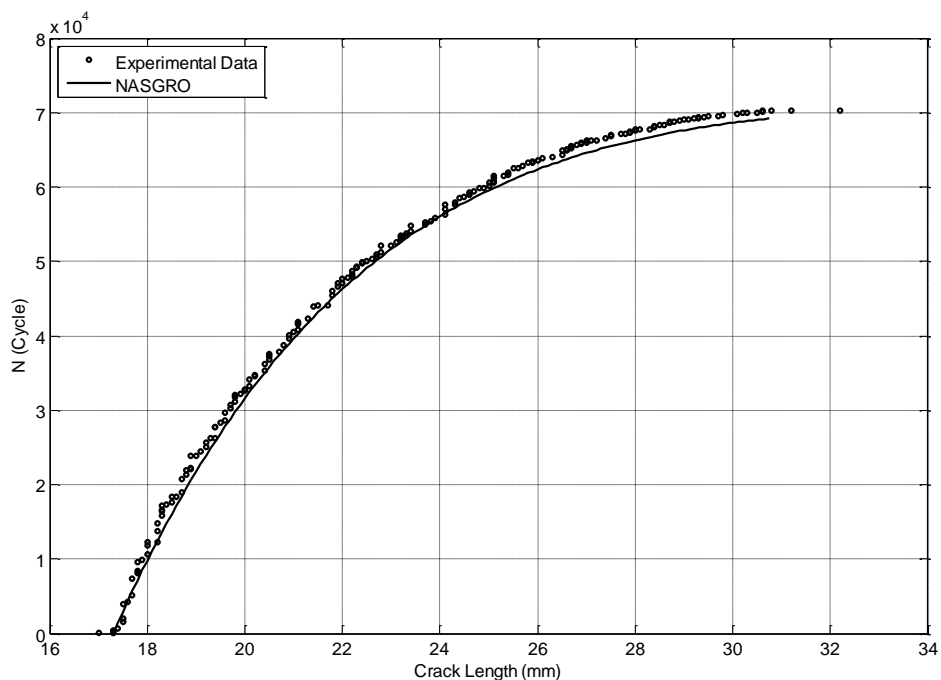


شکل (۱-۵) : هندسه نمونه *CT*

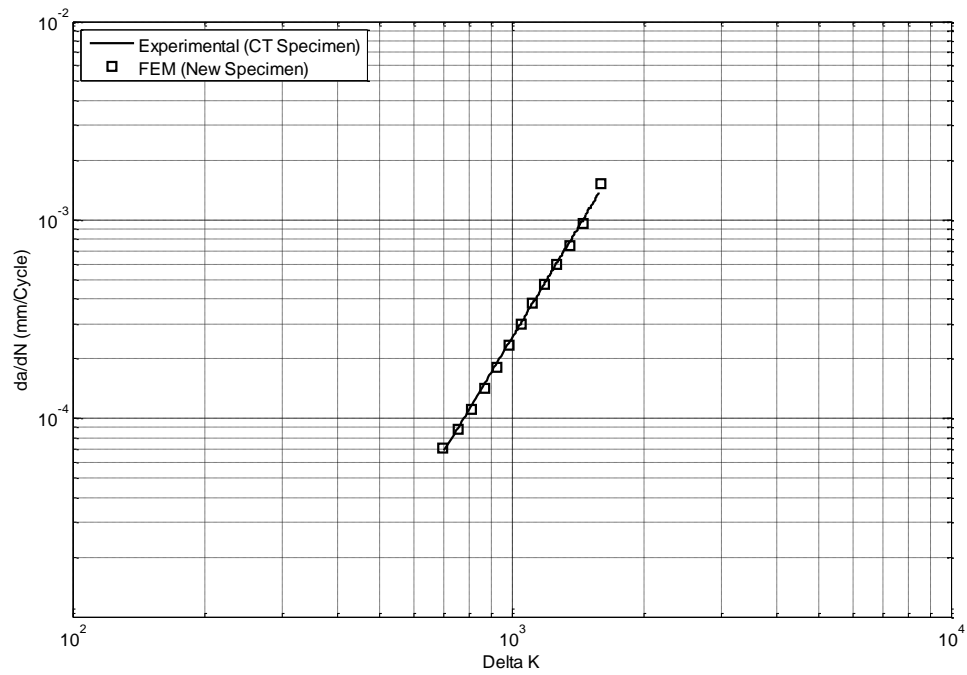
$$K_I = \frac{T}{t\sqrt{W}} f\left(\frac{a}{W}\right) f(x) = (2+x)(1-x)^{-3/2} \times (0.886 + 4.64x - 13.32x^2 + 14.72x^3 - 5.64x^4)$$

نحوه بدست آوردن پارامترهای C, n در جدول (۱-۵) به این صورت است که با ترسیم منحنی da/dN بر حسب ΔK در مقیاس لگاریتمی شیب ناحیه خطی برابر n و عرض از مبدا آن برابر $\log(C)$ می باشد؛ با این وجود برای دقت بیشتر در اندازه گیری این پارامترها، از نرم افزاری با نام *DataFit 8* بهره گرفته شده است. این نرم افزار با دریافت داده ها منحنی های مختلفی را از داده ها عبور می دهد و نهایتاً بهترین آنها را که دارای کمترین خطا می باشد به عنوان بهترین نتیجه معرفی می کند. همچنین فرم منحنی می تواند توسط کابر نیز تعیین گردد؛ با تعیین فرم منحنی به صورت توانی $y = Cx^n$ ، پارامترهای C, n توسط این نرم افزار مطابق مقادیر جدول (۱-۵) تعیین گردیده اند. شکل (۲-۵) منحنی عمر خستگی بر حسب طول ترک برای نمونه *CT* مورد آزمایش را نشان می دهد که با منحنی حاصل از بکارگیری رابطه (۱-۵) برای محاسبه ضریب شدت تنش و عمر نمونه با بکارگیری مشخصات بدست آمده برای جنس ماده در جدول (۱-۵) ، مورد مقایسه قرار گرفته اند. همانطور که در این شکل مشاهده می شود مطابقت نسبتاً قابل قبولی بین نتایج آزمایشگاهی و روش محاسبتی دیده می شود که حاکی از دقتی است که در بدست

آوردن مشخصات مکانیکی ماده مورد آزمایش ، بکار گرفته شده است. همچنین در شکل (۳-۵) منحنی da/dN بر حسب ΔK برای ماده مورد آزمایش برای دو نمونه CT (تجربی) و نمونه جدید (المان محدود) در مقیاس لگاریتمی ترسیم شده و مورد مقایسه قرار گرفته‌اند. همانطور که در این شکل نیز مشاهده می‌شود با آنکه هندسه نمونه‌ها متفاوت است ، مطابقت خوبی بین نتایج وجود دارد.



شکل (۲-۵) : مقایسه منحنی طول عمر ترک نمونه CT بدست آمده توسط رابطه (۱-۵) با نتایج تجربی حاصل از آزمون خستگی



شکل (۳-۵) : مقایسه منحنی da/dN بر حسب ΔK حاصل از آزمون خستگی نمونه CT و

نتایج تحلیل المان محدود رشد ترک خستگی در نمونه جدید



شکل (۴-۵) : نمونه CT که جهت آزمون خستگی بر روی دستگاه آزمون بسته شده است



شکل (۵-۵) : نمونه استاندارد که جهت آزمون کشش بر روی دستگاه آزمون بسته شده است
۲-۵ آزمون خستگی نمونه جدید

سه قطعه مطابق با هندسه نمونه جدید توسط یک دستگاه وایرکات CNC با دقت 0.01 mm ساخته و تحت بارگذاری جهت تست عمر خستگی قرار داده شد. ابعاد نمونه و هندسه ترک اولیه در جدول (۲-۵) نمایش داده شده اند.

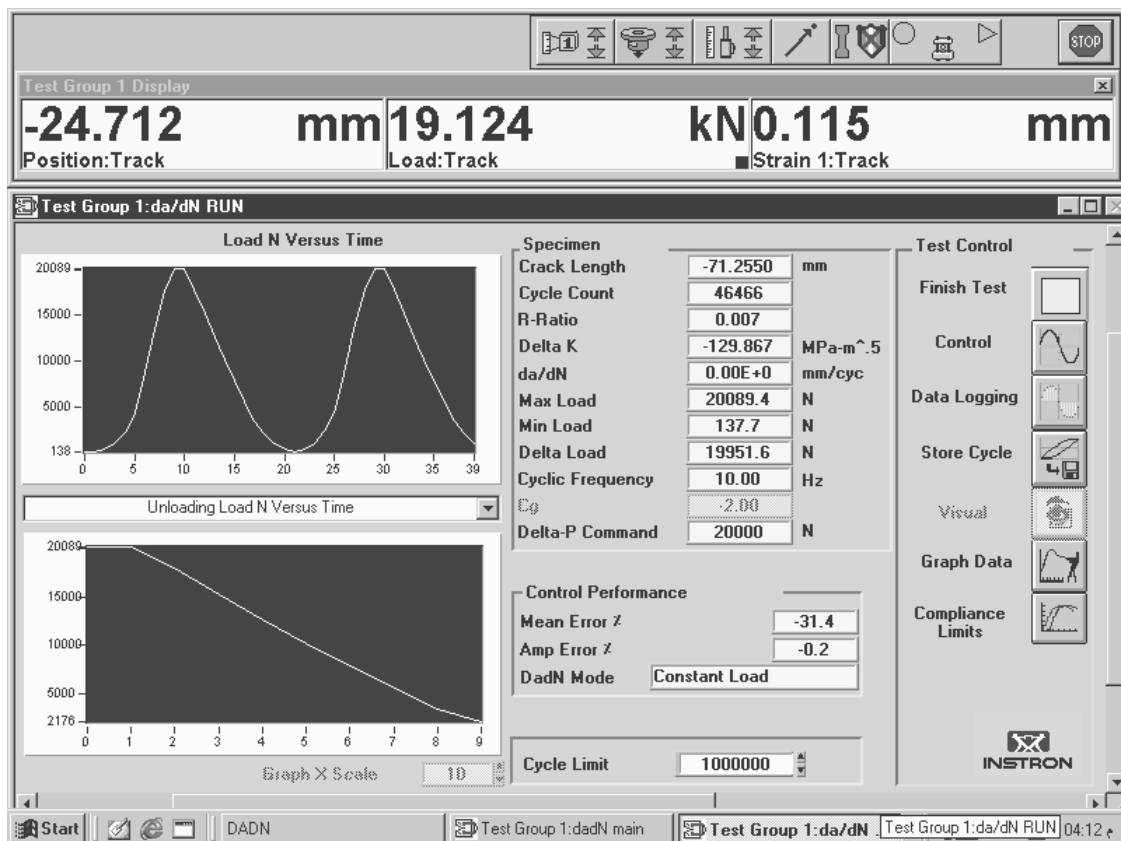
جدول (۲-۵) : مشخصات هندسه ترک در نمونه جدید

R_i (mm)	$W = R_e - R_i$ (mm)	Thickness (mm)	Initial Crack Length (mm)
125	25	10	6

برای خواندن صحیح طول ترک مطابق شکل (۵-۹) ، شاخصهایی بر روی نمونه های جدید در دو سمت ترک مقابل یکدیگر نصب گردیده و برای تشخیص هر چه دقیق تر مکان نوک ترک و به دلیل سهولت کاربرد ، استفاده گردید. بدین ترتیب که با اسپری مایع نافذ سرخ رنگ به درون ترک و با نفوذ و تراوش آن از نوک ترک ، مکان نوک ترک تعیین گردیده و سپس توسط یک خطکش صاف، به کمک شاخصهای نصب شده ، درجه مربوط به طول ترک خوانده می شود و همزمان تعداد سیکل بارگذاری نیز توسط رایانه متصل به دستگاه آزمون، مطابق شکل (۵-۷) ، مشخص می گردد



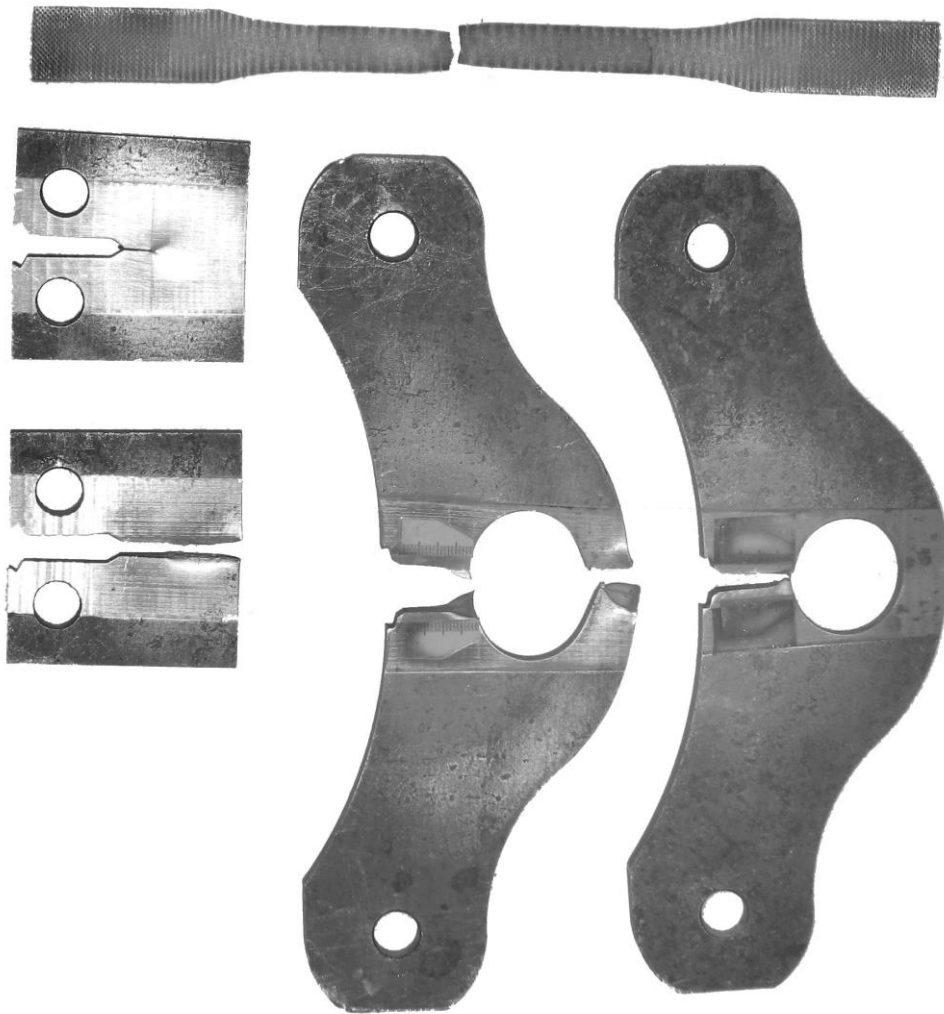
شکل (۵-۶) : تصویری از نمونه جدید که بر روی دستگاه جهت انجام آزمون خستگی بسته شده است



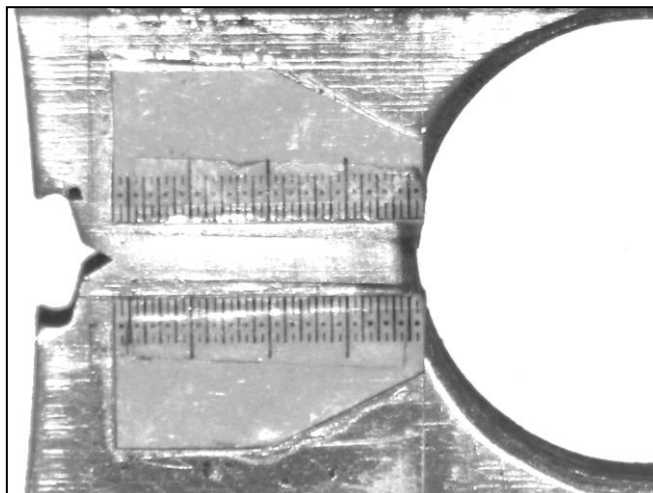
شکل (۵-۷) : نمایی از محیط نرم افزاری دستگاه آزمون خستگی

نمونه ها تحت بارگذاری متناوب به صورت سینوسی و با دامنه ای در حدود 20 KN و نسبت بار $R \cong 0$ قرار گرفتند که نتایج حاصل از همه آزمونها در شکل (۵-۱۰) نشان داده شده اند. در شکل (۵-۱۰) همچنین نتایج آزمایشگاهی با نتایج حاصل از تحلیل المان محدود مورد مقایسه قرار گرفته اند. همانطور که در این شکل مشاهده می شود بین نتایج آزمایشگاهی سه نمونه و نتایج حاصل از تحلیل المان محدود (با در نظر گرفتن خطای مثبت)، مطابقت نسبتاً دقیقی چه از لحاظ طول عمر خستگی و چه از لحاظ شکل منحنی طول عمر بر حسب طول ترک برقرار است. شکل (۵-۱۵) نیز نحوه مشبندی نمونه را جهت تحلیل المان محدود نمایش می دهد.

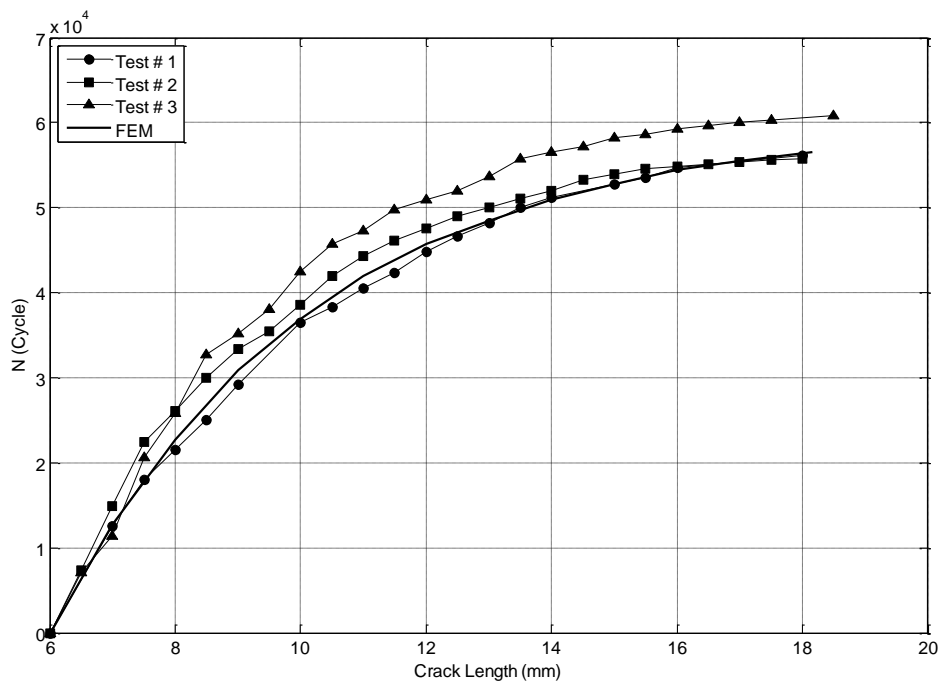
با توجه به نتایج حاصل از آزمونهای نمونه جدید می توان گفت آزمونهای عملی مؤید نتایج تحلیل المان محدود در پیش بینی نحوه رشد ترک خستگی می باشد.



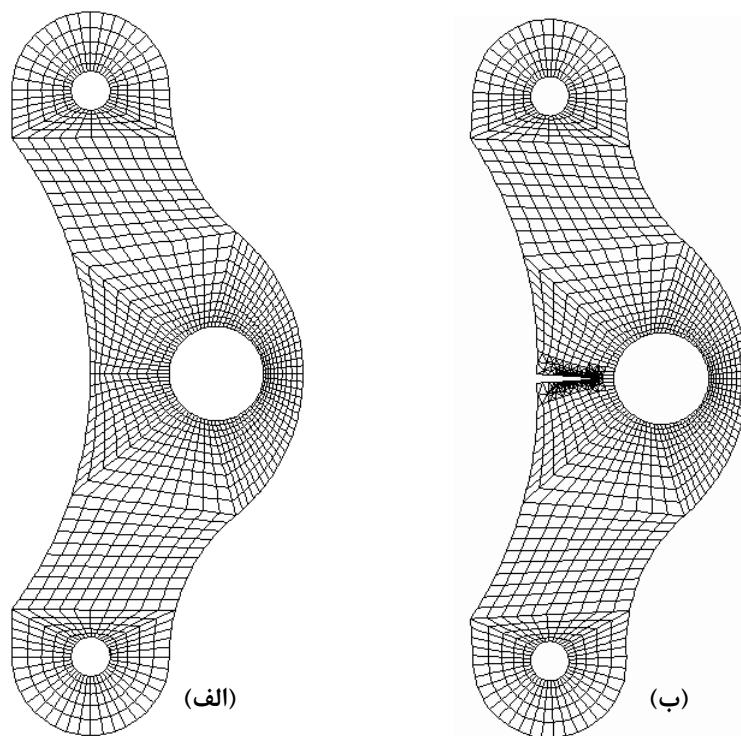
شکل (۵-۸) : نمایشی از نمونه های مورد آزمایش پس از آزمونهای کشش و خستگی



شکل (۵-۹) : نمایشی از شاخص K_{Ic} شده بر روی نمونه های جدید به منظور افزایش دقت در اندازه گیری طول ترک خستگی



شکل (۵-۱۰) : مقایسه منحنی طول عمر ترک حاصل از نتایج آزمون خستگی نمونه جدید با نتیجه حاصل از تحلیل المان محدود



شکل (۵-۱۱) : نحوه مشبندی نمونه جدید برای تحلیل المان محدود. (الف) نمونه بدون ترک (ب) نمونه ترکدار

۳-۵ ملاک طراحی بر اساس رشد ترک خستگی

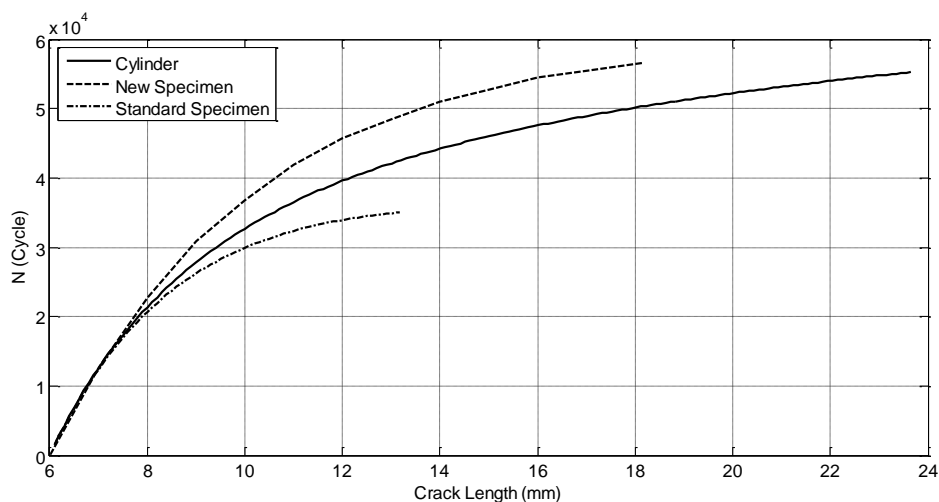
در واقع در مبحث طراحی مربوط به رشد ترک در مخازن جدار ضخیم تحت فشار باید این موضوع را مد نظر قرار داد که یافتن اطلاعات دقیقی پیرامون هندسه ترک ایجاد شده در یک مخزن تحت فشار کار چندان ساده ای نیست از اینرو باید بدترین حالت به معنای محتاطانه ترین وضعیت ممکن را در نظر گرفت تا بتوان از دیدگاه طراحی بر اساس تحمل خرابی، که در فصل ۱ عنوان گردید، مسئله رشد ترک در مخازن تحت فشار را، با ضریب ایمنی مناسب، مورد بررسی قرار داد.

از این پس روش توابع وزنی که در فصل ۳ به تفصیل به آن پرداخته شد، به عنوان روشی مناسب برای تخمین ضرایب شدت تنش و بررسی رشد ترک خستگی در مخازن تحت فشار مورد استفاده قرار می گیرد. توسط این روش و با استفاده از اطلاعات مرجع که توسط [33] *Metttu* ارائه شده است، می توان مقایسه ای بین عمر مخازن تحت فشار در شرایط رشد ترک برابر، با تغییر نسبت a/c انجام داد. نرم افزار مورد استفاده، نرم افزار *NASGRO* می باشد که با استفاده از روش توابع وزنی رشد ترک خستگی در مخازن تحت فشار را مورد بررسی قرار می دهد. همانطور که در جدول (۳-۵) نشان داده شده است، با افزایش نسبت a/c از ۰/۱ به ۰/۲ برای ماده مورد آزمایش، خرابی در روی سطح داخلی، در نقطه B رخ می دهد؛ علاوه بر آنکه طول عمر ترک خستگی بیش از ۱/۵ برابر افزایش می یابد. بر این اساس نسبت $a/c = 0.1$ ، مبنای محطاطانه و مناسبی برای محاسبات خواهد بود زیرا با این نسبت هندسی، هم خرابی در عمق ترک در دیواره، نقطه A ، رخ می دهد و هم کمترین تعداد سیکل برای عمر خستگی ترک به عنوان محطاطانه ترین حالت ممکن در نظر گرفته می شود.

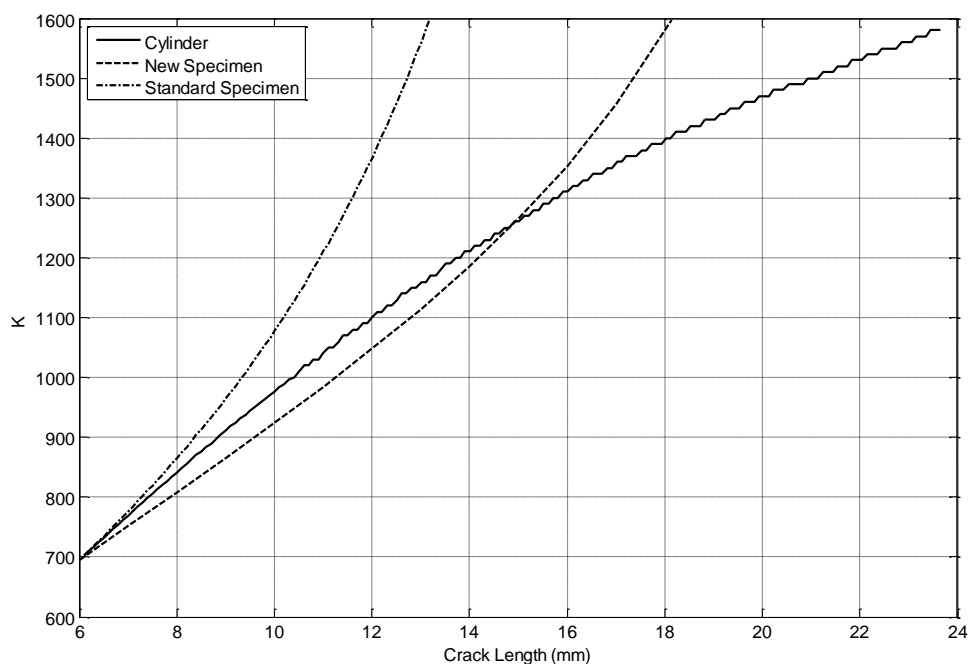
جدول (۳-۵): تاثیر نسبت a/c بر طول عمر ترک نیمه بیضوی در یک مخزن استوانه ای

<i>Collapse Point</i>	<i>Crack Aspect Ratio a/c</i>	<i>Fatigue Life (Cycle)</i>	<i>Internal Pressure (Mpa)</i>
<i>A</i>	0.1	55300	21.8
<i>B</i>	0.2	91700	23.3

شکل (۵-۱۲) منحنی عمر خستگی ترک برای نمونه استاندارد ، نمونه جدید و مخزن را مقایسه می کند. با توجه به این شکل، نمونه جدید هم از نظر طول ترک بحرانی و هم از نظر طول عمر خستگی ترک مطابقت بیشتری با مخزن استوانه ای دارد که این مساله برتری نمونه جدید را در مقایسه با نمونه استاندارد نشان می دهد. در شکل (۵-۱۳) نیز منحنی های ضریب شدت تنش برای هر یک از نمونه ها مقایسه شده اند که باز هم تطابق بیشتری بین مخزن و نمونه جدید مشاهده می شود.



شکل (۵-۱۲) : مقایسه منحنی های عمر خستگی بر حسب طول ترک در نمونه استاندارد ، نمونه جدید و مخزن استوانه ای

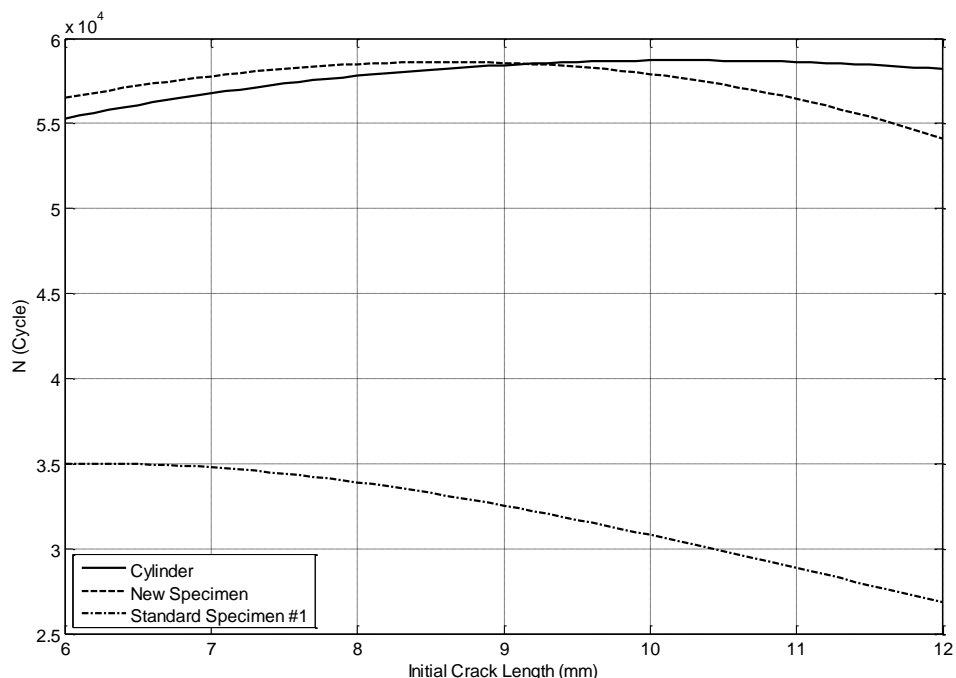


شکل (۵-۱۳) : مقایسه منحنی های ضریب شدت تنش بر حسب طول ترک برای نمونه استاندارد ، نمونه جدید و مخزن استوانه ای

در جدول (۵-۴) بیشترین عمری که مخزن، نمونه جدید و نمونه استاندارد نوع اول، هر کدام، بعد از رسیدن به حد آستانه ضریب شدت تنش خواهند داشت بر حسب تغییرات طول ترک اولیه بیان شده است. این تغییرات همچنین در نمودار شکل (۵-۱۴) نیز مورد مقایسه قرار گرفته اند. همانطور که در این شکل نیز دیده می شود تطابق بسیار خوبی بین نمونه جدید و مخزن استوانه ای برقرار است.

جدول (۵-۴) : مقایسه بیشترین عمر خستگی برای مخزن و نمونه جدید، پس از رسیدن ضریب شدت تنش به حد آستانه

Initial Crack Length (mm)	Cylinder Fatigue Life (Cycle)	New Specimen Fatigue Life (Cycle)	Standard Specimen #1 Fatigue Life (Cycle)	New Specimen Fatigue Life Error %	Standard Specimen #1 Fatigue Life Error %
6	55300	56500	35000	2.17	- 36.7
8	57800	58500	33900	1.21	- 41.35
10	58700	57900	30800	-1.36	- 47.53
12	58200	54100	26850	- 7.04	- 53.87



شکل (۵-۱۴) : مقایسه عمر خستگی ترک بر حسب تغییرات طول ترک اولیه بین نمونه استاندارد، نمونه جدید و مخزن استوانه ای

در جدول (۵-۶) ، با تغییر جنس نمونه ها و نحوه بارگذاری ، عمر ترک خستگی مجدداً برای نمونه استاندارد ، نمونه جدید و مخزن استوانه ای مورد مقایسه قرار گرفته اند که باز هم برتری نمونه جدید در پیش بینی طول عمر خستگی ترک با مقایسه درصد خطاها قابل مشاهده است.

جدول (۵-۵) : مشخصات مکانیکی دو ماده مورد مقایسه از لحاظ طول عمر خستگی ترک در جدول (۵-۶)

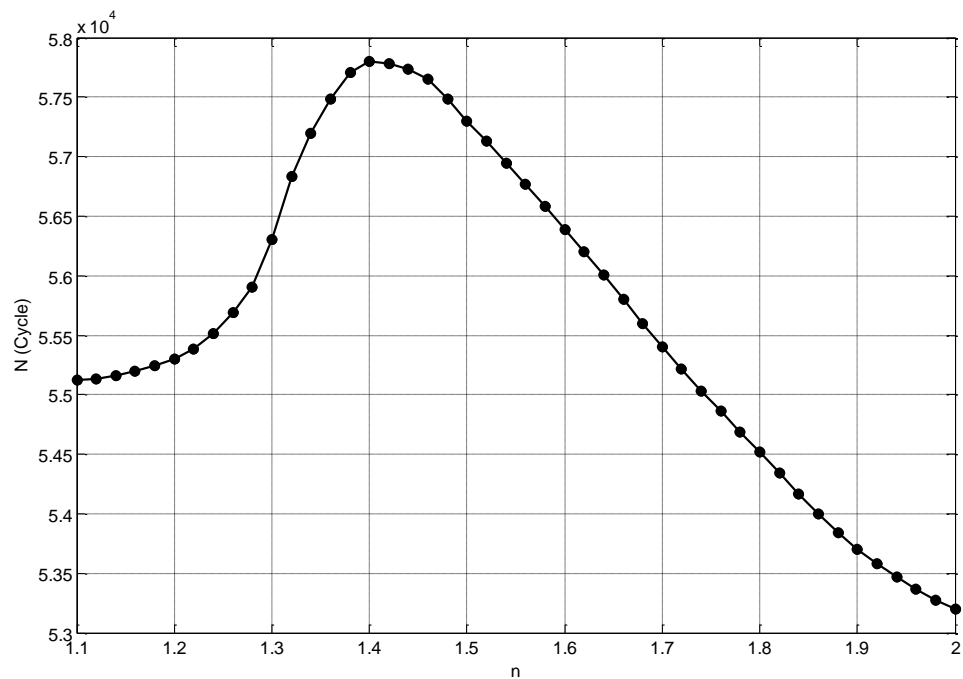
Material	C	n	$\Delta K_{th} _{R \geq 0}$	$K_{max} _{a=6mm}$	$K_c _{t=10mm}$
	از زمان رسیدن	اولیه ۶ میلیمتر	عمر خستگی ترک با طول	(مقایسه طول)	(مقایسه طول)
Material A	$2.16 E - 15$	3.69	694	695	1597
Material B	$2.73 E - 10$	2	118	1110	2731

Material	Cylinder (Cycle) $ _{a/c=0.1}$	New Specimen (Cycle)	Standard Specimen #1 (Cycle)
Material A	55300	56500 Error = 2.17 %	35000 Error = -36.7 %
Material B	20500	17600 Error = -14.15 %	11200 Error = -45.4 %

دیگری که

مطلب

باید مورد توجه قرار گیرد اینست که برای چه نسبت شعاعی $n = R_e / R_i$ نمونه جدید قابل استفاده می باشد. در شکل (۵-۱۴) منحنی طول عمر خستگی در نسبتهای شعاعی $1.1 \leq n \leq 2$ ترسیم شده است . بررسی این منحنی نشان می دهد طول عمر خستگی یک مخزن در مقایسه با نمونه جدید دارای خطایی در محدوده $-2\% < Error < +6\%$ می باشد ؛ از این رو با توجه به آنچه گفته شد می توان نتیجه گرفت نمونه جدید نمونه ای مناسب جهت بررسی رشد ترک در مخازن جدار ضخیم تحت فشار می باشد.



شکل (۵-۱۴): نمایش تغییرات طول عمر خستگی ترک نیمه بیضوی به طول $a = 6mm$ و نسبت $a/c = 0.1$ در مخزن با تغییرات نسبت شعاعی n

۴-۵ نتیجه گیری نهایی

با توجه به آنچه در این فصل مورد بررسی قرار گرفت، نمونه جدیدی برای جایگزینی در آزمونهای خستگی به جای نمونه های استاندارد AT معرفی گردید که چه از دیدگاه توزیع تنش، چه از نظر رفتار رشد ترک خستگی و در نتیجه عمر خستگی ترک، نزدیکی بیشتری به مخازن استوانه ای جدار ضخیم، نسبت به نمونه های استاندارد موجود دارد. در این پروژه نمونه جدید بطور خاص برای مخزنی با نسبت شعاعی $n=1.2$ و طول اولیه ترک $a=6mm$ در ترک نیمه بیضوی با نسبت شعاعی اولیه $a/c=0.1$ که تحت آن خرابی در عمق ترک در دیواره رخ می دهد، مورد مقایسه قرار گرفته است و نهایتاً اثر نسبت شعاعی مخزن، n ، بر عمر خستگی ترک مورد بررسی قرار گرفت که نتایج حاصل دال بر تاثیر ناچیز اثر نسبت شعاعی مخزن بر عمر خستگی می باشد از این رو پیشنهاد می گردد در بررسی هایی که بر مبنای رشد ترک در مخازن تحت فشار جدار ضخیم استوار است، نمونه جدید به عنوان یک نمونه پیشنهادی برای بررسی رشد ترکهای نیمه بیضوی بطور دقیقتر نسبت به نمونه های استاندارد فعلی مورد استفاده قرار گیرد.

منابع

References

- [1] Paris PC, Gomez MP, Anderson WE, "A rational analytic theory of fatigue, the trend in engineering", University of Washington, 1961; 13:9-14.
- [2] Paris PC, "The fracture mechanics approach to fatigue, fatigue-an interdisciplinary approach", *Syracus University Press*, 1964; 107-132

- [3] Walker K, "The effect of stress ratio during crack propagation and fatigue for 2024/T3 and 7075-T6 aluminum", *Effect of Environment and complex loads history of fatigue life*, ASTM STP 462, *American Society for Testing and Materials*, 1970; 1-14.
- [4] Liu AF, "Application of effective stress intensity factors to crack growth rate description", *Journal of Aircraft*, 1986; 23:333-339.
- [5] Newman JC, Jr, "A crack opening stress equation for fatigue crack growth", *International Journal of Fracture*, 1984; 24:R131-R135
- [6] Boresi P, Chong Ken.P, "Elasticity in engineering mechanics", *Wily Interscience publication*, 1999; 440-447
- [7] Thurlbeck S. D., "A Methodology for the Assessment of Weld Toe Cracks in Tubular Offshore Joints", PhD Thesis, UMIST, 1991.
- [8] Zheng X. J, KICIAK A , Glinka G., "Weight functions and stress intensity factors for internal surface semi-elliptical crack in thick-walled cylinder", *University of Waterloo, Engineering Fracture Mechanics*, 1997; 58:207-221.
- [9] Newman JC Jr, Raju IS, "Analysis of surface cracks in finite plates under tension or bending loads". *NASA-TP-1578*, 1979.
- [10] Newman JC Jr, Raju IS, "An empirical stress intensity factor equation for the surface crack", *Engineering Fracture Mechanics*, 1981; 15:185-192.
- [11] Anderson T.L, "Fracture Mechanics: Fundamentals and Applications", Department of Mechanical Engineering, Texas A&M University, *CRC Press LLC*, 1995.
- [12] Newman JC Jr, Raju IS, "Stress intensity factors of internal surface cracks in cylindrical pressure vessels", *Transactions of ASME, Journal of Pressure Vessels and Technology*, 1980; 102:342-346.
- [13] Perl M, Levinsohn JA, "Measurement of the actual fracture toughness of a maraging-300 pressurized cylinder using the vessel as the test specimen", *Engineering Fracture Mechanics*, 1989; 34:525-530.
- [14] Newman JC Jr, "Fracture analysis of various cracked configuration in sheet and plate materials", *ASTM STP 605*, 1976; 104-123.
- [15] Chell GG, "Elasto-plastic fracture mechanics. In: *Development in Fracture Mechanics—1*", *London: Applied Science Publishers*, 1979.

- [16] Nageswara B, Acharia A.R, "Failure assessment on 34Cr Mo4 grade steel cylindrical pressure vessels with an axial surface crack", *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 1997; 72:157-163.
- [17] Bonesteel RM, "Fracture of thin sections containing surface cracks", *Engineering Fracture Mechanics*, 1973; 5:541-554.
- [18] Nageswara B, Acharia A.R, "Failure assessment on M300 grade maraging steel cylindrical pressure vessels with an internal surface crack", *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 1998; 75:537-543.
- [19] Faupel JH, "Yield and bursting characteristics of heavy-wall cylinders", *Transactions of ASME, Journal of Applied Mechanics*, 1956; 23:1031-1064.
- [20] Bueckner HF, "A novel principle for computation of stress intensity factors", *Zeit Angew Math Mech*, 1970; 50:529-546.
- [21] Rice JR, "Some remarks on elastic crack-tip stress field", *International Journal of Solids and Structures*, 1972; 8:751-758.
- [22] Shen G, Glinka G, "Weight functions for a surface semi-elliptical crack in a finite-thickness plate", *Theoretical and Applied Fracture Mechanics*, 1991; 15:247-255.
- [23] Wang X, Lambert SB, "Stress intensity factors for low aspect ratio semi-elliptical surface cracks in finite-thickness plates subjected to non uniform stresses", *Engineering Fracture Mechanics*, 1995; 51:517-532.
- [24] Wang X, Lambert SB, "Local weight functions for semi-elliptical surface cracks in finite-thickness plates", *Theoretical and Applied Fracture Mechanics*, 1995; 23:199-208.
- [25] Wang X, Lambert SB, "Stress intensity factors and weight functions for high aspect ratio semi-elliptical surface cracks in finite-thickness plates", *Engineering Fracture Mechanics*, 1997; 57:13-21.
- [26] Wu XR, Carlsson AJ, "Weight Functions and Stress Intensity Factor Solutions", *Pergamon Press*, Oxford: 1991.
- [27] Petroski HY, Achenbach FD, "Computation of weight function from a stress intensity factor", *Engineering Fracture Mechanics*, 1978; 10:257-266.

- [28] Fett T, Mattheck C, Munz D, "On the calculation of crack opening displacement from the stress intensity factor", *Engineering Fracture Mechanics*, 1987; 27:697-715.
- [29] Sha GT, Yang CT, "Weight functions of radial cracks emanating from a circular hole in a plate", ASTM STP 905, *Fracture Mechanics*, 1986; 7:573-600.
- [30] Wang X, Lambert SB, "semi-elliptical surface cracks in finite-thickness plates with built-in ends. II. Weight function solutions", *Engineering Fracture Mechanics*, 2001; 68:1743-1754.
- [31] Glinka G, Shen G, "Universal features of weight functions for cracks in mod I", *Engineering Fracture Mechanics*, 1991; 40:1135-1146.
- [32] Shen G, Glinka G, "Determination of weight functions from reference stress intensity factors". *Theoretical and Applied Fracture Mechanics*, 1991; 15:237-245.
- [33] Mettu SR, Raju IS, Forman RG, "Stress intensity factors for part-through surface cracks in hollow cylinders", NASA Technical Report No. JSC 25685, LESC 30124, 1992.