

بررسی عوامل موثر بر شکست ریل‌ها و تجزیه و تحلیل تنش‌های وارده بر مجموعه چرخ و ریل

وحید منفرد^۱، سعید ادیب نظری^۲، حبیب اسفندیار^۳
Vahid_monfared@alum.sharif.edu

پذیرش مقاله: ۸۹/۰۱۱/۲۵

دریافت مقاله: ۸۹/۱۰/۰۵

چکیده

شکست ریل‌ها در اثر رشد ترک‌های بحرانی و رشد ترک‌های خستگی، یکی از عیوب شایع در راه آهن است. برای جلوگیری از شکست ریل و بروز حوادث، بایستی به تحلیل دقیق تنش و شکست آن پرداخته شود. در این مقاله، فرمول جدید تنش تماسی برای دو جسم غلتان ارائه شده است که نتایج آن به نتایج فرمول تنش هر تیز بسیار نزدیک است، همچنین تحلیل تنش با المان محدود انجام شده و با نتایج تنش هر تیز و فرمول جدید تنش تماسی مقایسه شده است. در ادامه به بررسی و تحلیل تنش و شکست در ریل و چرخ راه آهن و پیش بینی شکست و مسیر ترک در حالت استاتیکی می‌پردازیم، سپس نشان داده می‌شود این روش‌ها توافق و تطابق مناسب و خوبی با یکدیگر و سایر پژوهش‌ها دارند و می‌توان به نتایج هر کدام از روش‌های مذکور اطمینان کرد. سپس رابطه‌ای بین تغییر شکل ماکزیمم با تنش حداکثر ارائه می‌شود. سپس، مسیر رشد ترک و شکست آن پیش‌بینی شده است. جهت تحلیل، فشار وارد بر مجموعه چرخ و ریل، به صورت نیروی وارد بر یک چهارم (۰/۲۵) سطح تماس بیضوی چرخ و محور (به جای سطح کامل) در نظر گرفته می‌شود. با این فرض جواب‌های قابل قبولی حاصل خواهد شد. همچنین برای جلوگیری از رشد و پخش ترک، روش‌های پلاستیک نمودن اطراف ترک و ایجاد چاه و حفره‌های منفی تخلیه انرژی با مسیرهای تکراری بسته، برای اتلاف انرژی ترک برای توقف حرکت آن، ارائه می‌گردد و در نهایت ضرایب اصلاح برای نتایج معرفی می‌گردد.

کلیدواژه:

شکست ریل - تنش حداکثر - بیضی هر تیز - ضریب اصلاح - چاه و حفره‌های منفی تخلیه انرژی - رشد ترک

۱- دانشجوی دکتری، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد زنجان، دانشکده مهندسی مکانیک، زنجان، ایران

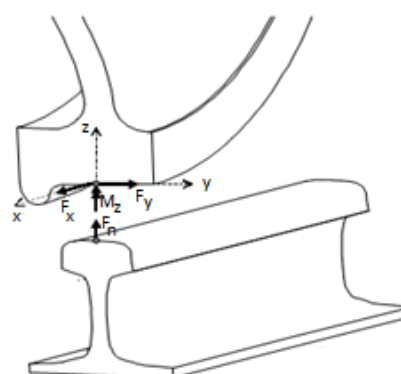
۲- دانشیار، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد علوم و تحقیقات، دانشکده مهندسی مکانیک، تهران، ایران Adib@sharif.edu

۳- دانشجوی دکتری، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد فیروزکوه، دانشکده مهندسی مکانیک، فیروزکوه، ایران

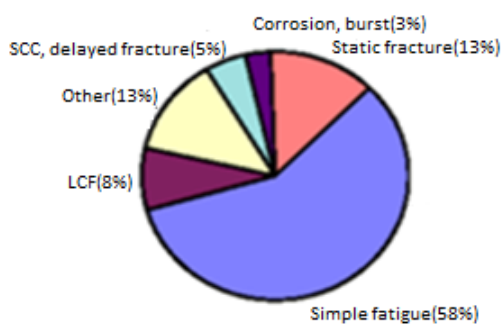
۱- مقدمه

مقاله‌هایی درباره تحلیل تنش و مکانیک شکست ریل و چرخ و کاربردهای آنها توسط Uwe zerbst, Katrin Madler, Hartmut hintz [۱] در سال ۲۰۰۵ و توسط Georgia Donzella, Candida Petrogalli [۲] در سال ۲۰۱۰ و سایر محققان درباره این موضوع انجام شده است.

برای بررسی شکست و تحلیل تنش، بایستی عوامل شکست و تنش بحرانی را مشخص نماییم. یکی از عیوب مشترک ریل‌ها که باعث شکست آنها می‌شود ترک عمودی در سر ریل‌ها است، چون در اثر بار چرخ‌ها در سر ریل تنش‌های نوسانی فشاری ایجاد می‌شود و علاوه بر این تنش‌ها، تنش‌های پسماند کششی بزرگی در سر ریل نیز به وجود می‌آید [۳ و ۴]، پس مجموع این تنش‌ها با تنش‌های نوسانی فشاری باعث به وجود آمدن تنش‌های نوسانی کششی در سر ریل می‌شود و این تنش‌ها موجب پیشروی ترک عمودی در سر ریل و نهایتاً شکست ریل می‌شود [۵]. در قسمت‌های بعدی که کار جدید انجام شده می‌باشد، فرمول جدید تنش تماسی به جای تنش هرتز ارائه می‌شود محاسبه آن ساده‌تر و سریع‌تر از فرمول هرتز می‌باشد و با داده‌های کمتری همان نتایج تنش هرتز را بدست می‌دهد و همچنین تحلیل تنش با المان محدود با فرض جدید، انجام شده و با نتایج تنش هرتز و فرمول جدید تنش تماسی مقایسه شده است و سپس پیش‌بینی مسیر رشد ترک و ضرایب اصلاح ارائه می‌شود، ابتدا بایستی سطح بحرانی تنش را بدست آوریم که با نرم‌افزارهای کامپیوتری مثل ANSYS می‌توان محل‌های تنش بحرانی را مشخص نمود، شکل (۱)، با محاسبه ممان‌ها و نیروهای ماکزیمم، مناطق بحرانی را می‌توان تعیین نمود.

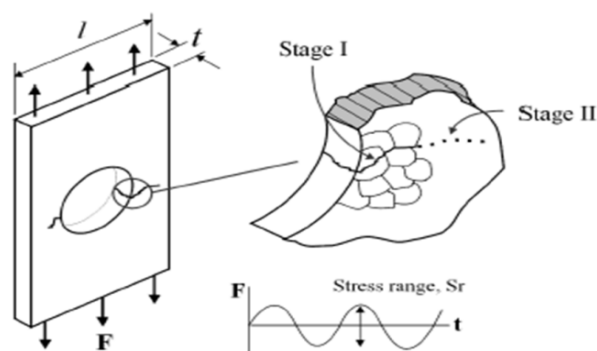


شکل (۱): تماس ریل و چرخ در مسیر مستقیم



شکل (۲): توزیع فراوانی شکست برحسب شرایط بارگذاری [۶]

منظور از تنش، کلیه تنش‌های وارده بر ریل مانند تنش خمشی، تنش حرارتی، تنش پسماند و... می‌باشد که ترک یا همان شروع شکست از نقطه بحرانی آغاز می‌شود و این ترک رشد نموده و پخش می‌شود که می‌تواند موجب شکست کلی یا جزئی ریل شود [۶، ۷، ۸، ۹ و ۱۰]. شکل (۳)، نمایش فاز اول و دوم رشد ترک را نشان می‌دهد و به‌طور مثال ممکن است این نوع رشد ترک باعث شکست عرضی در سر ریل شود شکل (۴).



شکل (۳): نمایش فاز اول و دوم رشد ترک [۱۱]

همان‌طور که می‌دانیم تنش هرگز بایستی تقریباً با تنش در راستای محور Y برابر باشد که ممکن است بر اثر بعضی از عوامل مقدار این تنش‌ها کمی با یکدیگر تفاوت داشته باشد که در قسمت تئوری تحلیل تنش و شکست به این موضوع بیشتر خواهیم پرداخت و سپس در ادامه این مقاله مسیر رشد ترک پیش‌بینی شده و ضرایب اصلاح نیز معرفی می‌شوند.

شکل (۲)، توزیع فراوانی شکست برحسب شرایط بارگذاری را نشان می‌دهد.

با ضخامت کمتر است. می توان این موضوع را چنین توصیف کرد که در حالت ضخیم تر، در حالت کرنش صفحه ای می باشد و در این حالت ضخامت بالا را می توان به یک منبع تغذیه بالا (غذای ترک) تشبیه نمود که ترک به دلیل ضخامت بالا (غذای بیشتر = انرژی بیشتر) میل به حرکت و رشد (خوردن غذا = انرژی) بیشتری پیدا می کند، به بیان دیگر انرژی لازم برای حرکت و رشد ترک از ضخامت (غذا = انرژی) تامین می شود، پس هر چه ضخامت بیشتر باشد (غذای بیشتر)، ترک (مانند موجود گرسنه) میل به حرکت (خوردن ضخامت = انرژی = غذا) در جهت ضخامت بالا را دارد که این یعنی مقاومت پایین در مقابل رشد ترک و این همان مفهوم پایین بودن چقرمگی شکست است (یعنی همان مقاومت پایین در مقابل رشد ترک: چقرمگی پایین شکست).

ولی در اجسام با ضخامت پایین بر عکس مطالب فوق را داریم. برای رشد ترک سه فاز داریم که فاز اول آن شروع ترک است و فاز نهایی آن یا همان فاز سوم که همان پخش ترک می باشد، خطرناک ترین فاز است که پتانسیل این را دارد که به شکست منجر شود، که راه کار جلوگیری از رشد و پخش ترک پلاستیک کردن نوک یا اطراف ترک می باشد همانند پاشیدن قیر داغ بر روی ترک های آسفالت جاده ها می باشد، که این عمل، ترک را با استفاده از داغی و چسبندگی زیاد قیر، وارد منطقه پلاستیک نموده و از رشد ترک جلوگیری می نماید [۶].

در اصل، برای جلوگیری از رشد و پخش ترک، بایستی اطراف ترک را وارد منطقه پلاستیک نماییم، یا اطراف ترک چاه های تخلیه انرژی ایجاد نماییم که وقتی ترک با انرژی بالا به سمت چاه های با انرژی پایین حرکت می کند، انرژی خود را در چاه، تخلیه نماید و حرکتش متوقف شود چون انرژی ترک بالا بوده و ما بایستی برای جلوگیری از رشد آن، انرژی ترک را به وسیله چاه های منفی تلف و مصرف نماییم تا رشد آن متوقف گردد.

یا می توان مسیر حرکت ترک را به سمت مسیرهای بسته تکراری باطل و بیپهوده مثل مسیر دایره ای هدایت نمود که در نهایت جابجایی ترک صفر می شود و ترک پس از مدتی حرکت در این مسیر تکراری دایره ای خسته شده و انرژی خود را از دست می دهد و متوقف می شود، مانند کشیدن الماس به شکل دایره در اطراف ترک در شیشه ها.

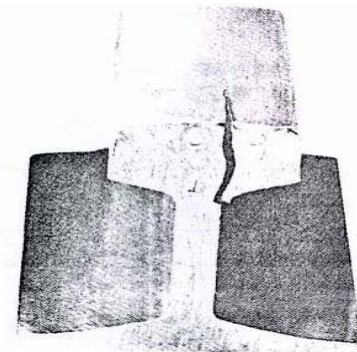
بر طبق تئوری هرتز، ناحیه تماس بین دو جسم الاستیک خمیده، مثل چرخ و ریل، عموماً بیضوی است و گسترش های تنش تماسی نیمه بیضوی است. ملاک تنظیم دوره های بازرسی، مشخصات ترک بحرانی است که سریعتر از سایر ترک ها رشد کرده و به شکستگی ریل منتهی می شود. ترک ها تحت بارهای نوسانی کششی رشد



شکل (۴): شکست عرضی در سر ریل [۷]

۲- تنش های وارده بر ریل و شکست آن

برای اینکه شکست سریع، (Fast Fracture)، اتفاق بیافتد بایستی اندازه ی ترک حدوداً $2/4$ اینچ باشد، در این صورت سطح ترک بزرگتر از سطح سر ریل می شود، این مطلب نشان می دهد شکست ریل در اثر کاهش سطح تماس در اطراف ترک عمودی در سر ریل است و شکست سریع اتفاق نمی افتد بنابراین چقرمگی شکست، K_{Ic} ، در شکست ترک عمودی در سر ریل چندان موثر نیست، چون ناحیه سطح سر ریل کوچک است و نمی توان برای اندازه ترک و رشد آن میدان و بازه ای تعریف نمود زیرا اندازه ی ترک تقریباً با اندازه ی سر ریل در ترک عمودی یکسان می شود. که ترک عمودی طولی در سر ریل در شکل (۵) نشان داده شده است که متوجه کوچکی این ناحیه می شویم [۱۲، ۱۳ و ۱۴].



شکل (۵): ترک عمودی طولی در سر ریل [۷]

ضخامت در سر ریل بزرگتر از قسمت های دیگر است و به نظر می رسد باید مقاومت بیشتری در آنجا وجود داشته باشد، در حالی که در قسمت های با ضخامت بیشتر، مثل سر ریل چقرمگی شکست پایینتر از قسمت های با ضخامت کمتر است و بنابراین احتمال رشد ترک و شکست در قسمت های با ضخامت بالاتر، بیشتر از قسمت های

است، بدین صورت که در این فرمول جدید، تنش تماسی با جذر نیروی پرسی و جذر مدول الاستیسیته تناسب مستقیم دارد ولی با جذر سطح تماس مستطیلی شکل تناسب عکس دارد، یعنی:

$$\sigma_{\max} = f(F, E, A_{\text{rect}}) \quad (1)$$

$$\sigma_{\max} \propto \left(\frac{F \times E}{A_{\text{rect}}}\right)^{\frac{1}{2}} \times K \quad (2)$$

که در تناسب فوق، K، ضریب ثابت برای تناسب معادله می‌باشد و با توجه به نتایج عددی، مقدار K برابر $\sqrt{6.78} \times 10^{-7}$ بدست می‌آید، پس از حل و بررسی نتایج عددی تنش، فرمول جدید تنش تماسی برای دو جسم غلتان به صورت زیر حاصل می‌شود:

$$\sigma_{\max} = \sqrt{\frac{6.78 FE}{A_{\text{rect}}}} \times 10^{-7} \quad (3)$$

که در آن:

$$A_{\text{rect}} = a \times b \quad (4)$$

F، نیروی پرسی به نیوتن، E، مدول الاستیسیته به نیوتن بر متر مربع و A_{rect} ، سطح تماس مستطیل شکل، به متر مربع می‌باشد. در شکل (۶) و جدول (۱) مقادیر تنش‌های هر تاز با فرمول جدید تنش و المان محدود ارائه شده، مقایسه شده است.

می‌کنند، تنش‌های ماکزیمم کششی در سر ریل واقع می‌شوند، در اثر حرکت چرخ‌های قطار بر روی ریل (که بر روی بستر الاستیک نصب شده است) تنش‌های نوسانی در ریل ایجاد شده و در مجموع باعث به وجود آمدن تنش‌های نوسانی طولی بزرگی در تاج ریل می‌شود، ترک‌هایی که عمود بر امتداد این تنش‌ها واقع می‌شوند سریع‌تر از دیگر ترک‌ها رشد می‌کنند. بحرانی‌ترین ترک‌ها، ترک‌های عرضی پیش رونده (پولی شکل) هستند، بعضی از ترک‌های دیگر مانند ترک عمودی طولی در سر ریل، ترک افقی در محل اتصال جان با سر ریل و ترک افقی در سر ریل در اثر بارهای وارده پیشروی می‌کنند ولی پیشروی آنها سریعاً باعث شکست کامل ریل نمی‌شود [۱۵، ۱۶ و ۱۷].

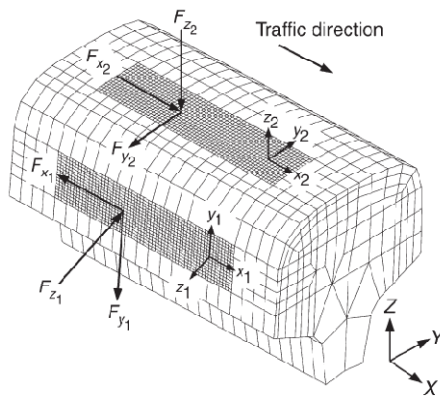
۳- ارائه فرمول جدید تنش تماسی برای دو جسم غلتان

تنش هر تاز، فرمولی جامع، قدرتمند و قدیمی می‌باشد که معمولاً برای محاسبه تنش تماسی اجسام دارای انحنا و... بکار برده می‌شود. در این مقاله، فرمول جدید تنش تماسی برای دو جسم غلتان ارائه می‌شود که نتایج آن به نتایج فرمول تنش هر تاز بسیار نزدیک است، این فرمول جدید تنش تماسی برای دو جسم غلتان، با استفاده از مفهوم تنش لهیدگی و تنش نرمال و نتایج عددی بدست آمده است و ضریب ثابت آن نیز از همین نتایج عددی حاصل شده

جدول (۱): مقایسه مقادیر تنش‌های هر تاز با فرمول جدید تنش تماسی و المان محدود

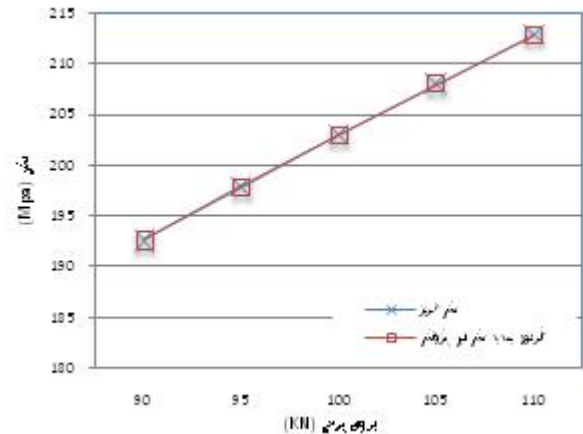
تنش (Mpa)	نیروی پرسی (KN)				
	۹۰	۹۵	۱۰۰	۱۰۵	۱۱۰
تنش هر تاز	۱۹۲/۵۱	۱۹۷/۸۷	۲۰۲/۹۲	۲۰۷/۹۳	۲۱۲/۸۲
فرمول جدید ارائه شده در این پژوهش برای تنش تماسی	۱۹۲/۵۱	۱۹۷/۷۹	۲۰۲/۹۲	۲۰۷/۹۴	۲۱۲/۸۳
المان محدود (با فرض یک چهارم سطح بیضوی، در این پژوهش)	۱۹۱	۱۹۶	۲۰۱	۲۰۷	۲۱۱
المان محدود (با فرض یک دوم سطح بیضوی، در این پژوهش)	۱۸۹	۱۹۱	۱۹۹	۲۰۱	۲۰۶
المان محدود (با فرض سه چهارم سطح بیضوی، در این پژوهش)	۱۸۴	۱۸۸	۱۹۷	۱۹۵	۲۰۰
المان محدود (با فرض یک ششم سطح بیضوی، در این پژوهش)	۱۹۶	۱۹۸	۲۰۶	۲۰۸	۲۱۵
المان محدود (با فرض یک هشتم سطح بیضوی، در این پژوهش)	۱۹۸	۲۰۲	۲۰۸	۲۰۹	۲۱۹

صورت می‌باشد که به وسیله نرم‌افزار ANSYS، بار را به صورت استاتیکی بر مجموعه چرخ و ریل وارد می‌کنیم و سپس توزیع و تحلیل تنش را در آن انجام می‌دهیم که برای انجام این کار بایستی ریل را مقید کنیم که به جای قیود از نیرو استفاده می‌کنیم یعنی در محل قیود، نیرو وارد می‌کنیم و از جابجایی آن جلوگیری می‌کنیم و سپس نیروها را وارد کرده و تحلیل می‌کنیم، تقریباً بار وارده بر چرخ را ۱۰ تن در نظر می‌گیریم چون به طور معمول بار محوری ۱۸ الی ۲۲ تن می‌باشد که بر هر چرخ تقریباً ۱۰ تن نیرو وارد می‌شود و هدف از این کار تحلیل تنش و بدست آوردن تنش بحرانی با تنش هرتز می‌باشد که تقریباً در تنش هرتز سطح تماس به شکل بیضی است و منظور از تنش هرتز، فشار پرسی بین دو سطح است که این نتیجه به طور تقریبی بایستی با تنش در راستای محور Y یکسان باشد که در قسمت بعدی بیشتر به آن می‌پردازیم [۱۳].



شکل (۸): جهت و نحوه اعمال نیروهای تماسی [۴]

برای شروع تحلیل بار ۲۰ تن را به مجموعه چرخ و ریل وارد می‌کنیم که ۱۰ تن آن به یک چرخ می‌رسد و مساحت ناحیه تماس بیضوی شکل بین چرخ و ریل حدود ۱ سانتی‌متر مربع می‌باشد و بار محوری به صورت فشار معادل روی یک چهارم ($\frac{1}{4}$) سطح داخلی محل اتصال چرخ و محور (به جای سطح کامل داخلی) وارد می‌شود و از اینجا فشار پرسی هرتز را بدست می‌آوریم که محاسبه آن در ادامه آمده است و در نتیجه در منطقه تماس تنش زیادی داریم، بنابراین منطقه تماس تنش‌های فوق‌العاده زیادی دارد برای تحلیل چنین مسائلی غالباً از تنش هرتز برای سطح تماس دو استوانه دوار استفاده می‌شود و محاسبات مهندسی لازم انجام می‌گیرد. بدین ترتیب که چرخ را به صورت استوانه‌ای دوار روی استوانه‌ای به شعاع بی‌نهایت (ریل) در نظر می‌گیرند، تنش هرتز حاصل در مورد هندسه‌های مختلف زمانی جواب قابل قبولی خواهد داد که منطقه تماس بیضی شکل باشد.

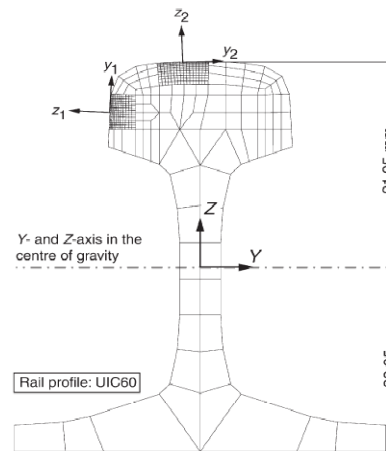


شکل (۶): مقایسه تنش هرتز و تنش ارائه شده در مقاله

همانطوری که از شکل (۶) و جدول (۱) برمی‌آید، فرمول جدید تنش تماسی بسیار دقیق می‌باشد که علاوه بر سادگی، به داده‌های کمتری نسبت به تنش هرتز احتیاج دارد.

۴- تئوری تحلیل تنش و شکست

برای بررسی تنش‌های تماسی از دو روش تنش هرتز و روش‌های عددی استفاده شده است، بارهای وارده در منطقه تماس از مدلسازی مسئله در نرم‌افزار ANSYS انجام شده و مقادیر مربوطه در حل مسئله تحلیل تنش بکار گرفته می‌شوند. شکل‌های (۸) و (۷)، سطح تماس و نحوه اعمال نیروهای تماسی را در حالت تماس چرخ و ریل نشان می‌دهند.

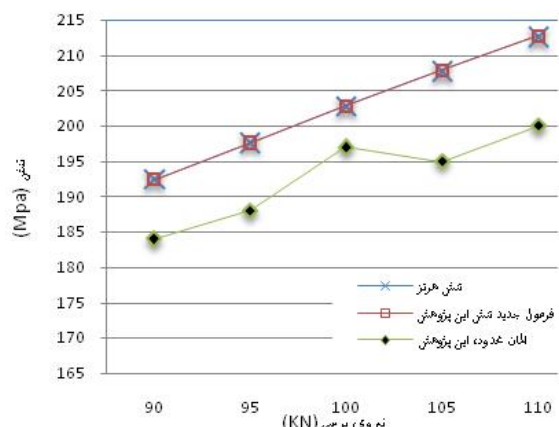


شکل (۷): ارائه موقعیت تماس ریل برای پروفیل ریل UIC 60 [۴]

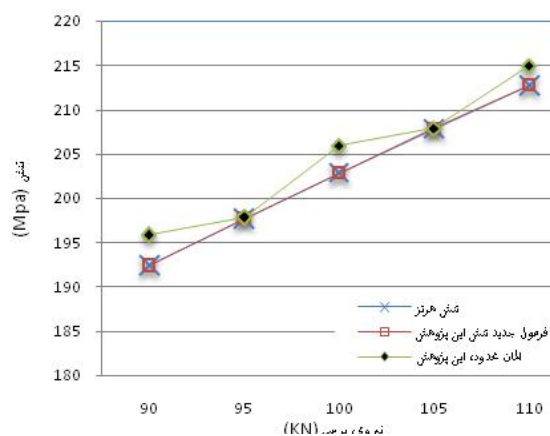
۴-۱- روش تحلیل تنش و شکست

در این قسمت به تجزیه و تحلیل تنش، تنش بحرانی و شروع شکست در ریل، برای مسیر مستقیم می‌پردازیم، روش کار بدین

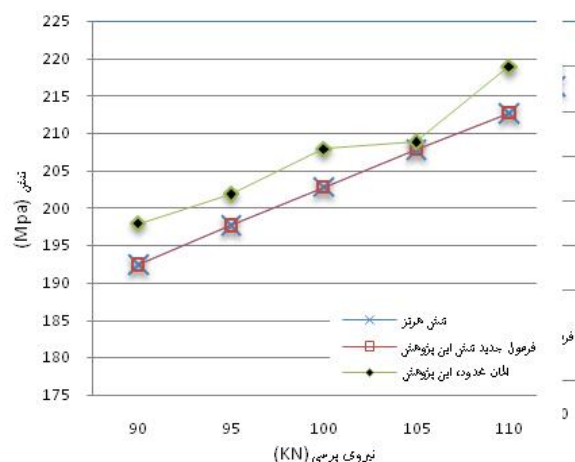
آن به همراه مقایسه در شکل‌های (۱۳ و ۱۲) مشاهده می‌نماییم و نشان می‌دهد که تنش‌های بزرگتری از مقادیر دقیق با این فرض بدست می‌آید.



شکل (۱۱): مقایسه المان محدود (۰/۷۵)، تنش هرتز و تنش ارائه شده در مقاله

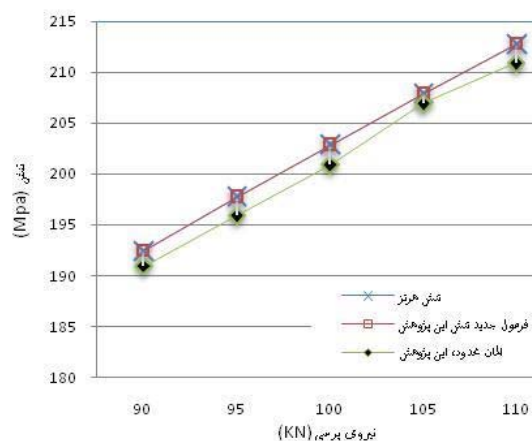


شکل (۱۲): مقایسه المان محدود (۱/۶)، تنش هرتز و تنش ارائه شده در مقاله

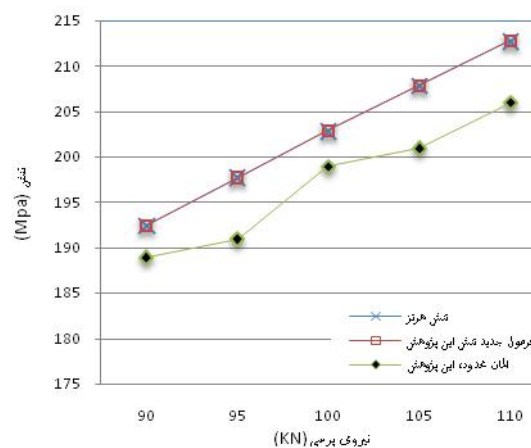


شکل (۱۳): مقایسه المان محدود (۱/۸)، تنش هرتز و تنش ارائه شده در مقاله

مقایسه تحلیل المان محدود با فرض فشار وارد بر یک چهارم سطح بیضوی اتصال چرخ و محور، تنش هرتز و تنش جدید تماسی در شکل (۹) نشان داده شده است. همانطوری که در شکل (۹) مشاهده می‌شود، اگر در تحلیل المان محدود، نیروی پرسی وارد بر مجموعه چرخ و محور را بر یک چهارم سطح تماس بیضوی آنها وارد نماییم، نتایج قابل قبولی بدست می‌آید، که با ضرایب دیگری از سطح تماس نتایج مناسبی حاصل نمی‌شود. شکل‌های (۱۳ و ۱۲ و ۱۱ و ۱۰)



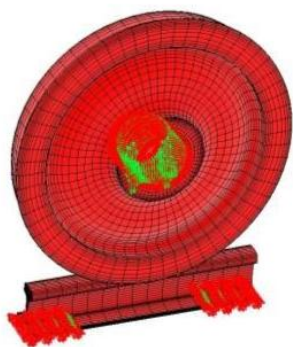
شکل (۹): مقایسه المان محدود (۰/۲۵)، تنش هرتز و تنش ارائه شده در مقاله



شکل (۱۰): مقایسه المان محدود (۰/۵)، تنش هرتز و تنش ارائه شده در مقاله

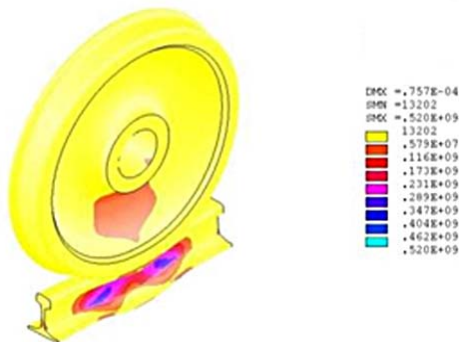
حال تحلیل المان محدود با نیروی وارد بر سه چهارم (۰/۷۵) و نیم (۰/۵) سطح تماس چرخ و محور انجام شده است که نتایج آن به همراه مقایسه در شکل‌های (۱۱ و ۱۰) مشاهده می‌نماییم و نشان می‌دهد که تنش‌های کوچکتری از مقادیر دقیق با این فرض بدست می‌آید. حال تحلیل المان محدود با نیروی وارد بر یک ششم (۱/۶) و یک هشتم (۱/۸) سطح تماس چرخ و محور انجام شده است که نتایج

وارد می‌شود، که با فرض یک چهارم مساحت داخلی، نتایج تئوری و المان محدود تطابق و توافق خوب و مناسبی با یکدیگر دارند ولی با ضرایب دیگری از سطح تماس داخلی بیضی، به تطابق مناسبی از نتایج تئوری و المان محدود نمی‌رسیم. در انتهای تحقیق مسیر رشد ترک پیش‌بینی شده و ضرایب اصلاح برای نتایج معرفی می‌شود. فشار ۳/۴۵۵ مگاپاسکال حاصل از تماس چرخ و ریل را مطابق شکل (۱۵) در محل اتصال چرخ و محور وارد می‌کنیم.



شکل (۱۵): اعمال قیود سینماتیکی و بارگذاری

برای حداکثر فشار پرسی مجاز برای هندسه مسئله از فرمول هرتز به مقدار $\sigma_{max} = 202.92 \text{ Mpa}$ می‌رسیم که با استفاده از فرمول جدید تنش نیز به همین نتیجه خواهیم رسید. که برای داده‌های مسئله مقادیر $F = 100000 \text{ N}$, $E = 207 \text{ Gpa}$ و قطرهای خمیدگی 1016 mm , ∞ و برای پهنای باند مقادیر ۱۹۷ و ۱۷۶ میلی‌متر را داریم جدول (۱). با نگاهی به نحوه توزیع تنش معادل Van Mises هر چه از منطقه تماس دور شویم مقدار تنش از مقدار ماکزیمم خود فاصله می‌گیرد، مقدار تنش معادل ماکزیمم بدست آمده با توجه به حداکثر تنش سطحی مجاز هرتز ضریب اطمینان ۳/۸ را بدست می‌دهد، شکل‌های (۱۶ و ۱۷ و ۱۸).



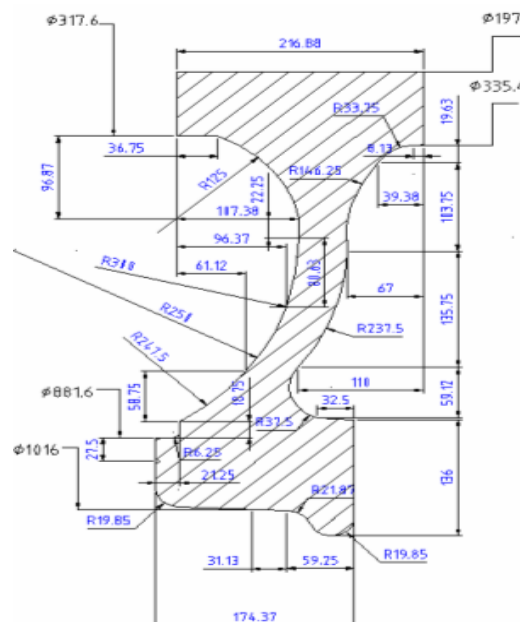
شکل (۱۶): توزیع تنش معادل Von Mises

بنابراین اگر در تحلیل المان محدود، نیروی پرسی وارد بر مجموعه چرخ و محور را بر یک چهارم سطح تماس بیضوی آنها وارد نماییم، نتایج قابل قبولی بدست می‌آید، که با ضرایب دیگری از سطح تماس نتایج مناسبی حاصل نمی‌شود.

۴-۲- فرضیات و محاسبات

در این قسمت از روش المان محدود (FEM) برای تحلیل توزیع تنش‌های ناشی از بار محوری و تغییر شکل‌ها در منطقه تماس استفاده شده است، مدل‌سازی با استفاده از نرم‌افزار ANSYS انجام شده است و تحلیل استاتیکی می‌باشد و تماس سطوح ریل و چرخ در حالت عادی و در یک مسیر مستقیم بررسی شده است نه در حالت Flange contact [۱۰ و ۱۱].

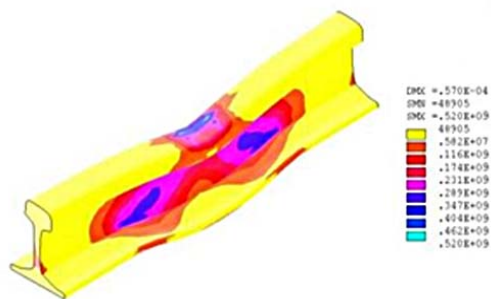
در انتها نتایج تنش ماکزیمم با تنش هرتز مقایسه شده است. برای تحلیل چنین مسئله‌ای غالباً از تنش هرتز برای سطح تماس دو استوانه دوار استفاده می‌شود و محاسبات لازم انجام می‌گیرد، بدین ترتیب که چرخ را به صورت استوانه‌ای دوار روی یک استوانه با شعاع بی‌نهایت (ریل) در نظر می‌گیرند [۱۲ و ۱۴]. برای مدل‌سازی از پروفیل ریل UIC60 و چرخ بوژی H665 دو محوره پرسی استفاده شده است شکل (۱۴).



شکل (۱۴): نقشه کامل چرخ استفاده شده برای مدل‌سازی [۴، ۱۱ و ۱۲].

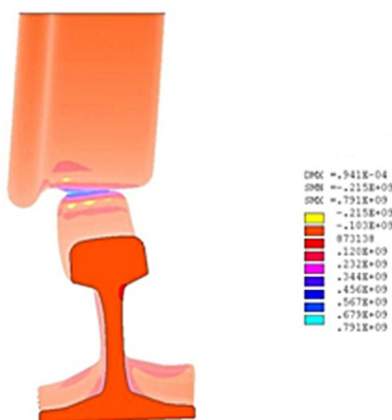
سپس ریل را با نیرو مقید می‌کنیم و برای وارد کردن بار روی چرخ و ریل بدین گونه عمل می‌کنیم که بار محوری به صورت فشار معادل روی یک چهارم مساحت سطح داخلی محل اتصال چرخ و محور

مقادیر این دو تنش با یکدیگر برابر باشند ولی تفاوت آنها در این است که در تحلیل تنش در راستای محور Y این مشکل وجود دارد که چرخ به دلیل ممان M که به آن وارد می‌شود کمی از راستای محور Y منحرف می‌شود و دو سطح تماس کاملاً مماس بر همدیگر نیستند و این می‌تواند دلیلی بر تفاوت نتایج تنش هرگز با تنش در راستای محور Y باشد، شکل‌های (۱۹ و ۲۰ و ۲۱)، ضریب اصلاح برای تبدیل نتایج تنش معادل المان محدود به تنش هرگز مقدار $1/0.094$ می‌باشد، یعنی: $202.9/1.094 = 185.4$ و ضریب اصلاح برای تبدیل نتایج تنش در راستای محور Y در روش المان محدود به تنش هرگز مقدار $1/0.352$ می‌باشد، یعنی: $196/0.352 = 557$.



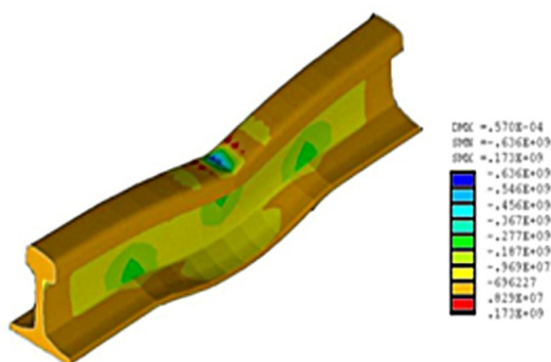
شکل (۱۷): توزیع تنش معادل در ناحیه تماس روی ریل

و توزیع تنش معادل در ناحیه تماس، به صورت زیر خواهد بود:



شکل (۱۸): توزیع تنش معادل در ناحیه تماس روی چرخ

شکل (۱۹): تنش در راستای محور Y برای مجموعه چرخ و ریل



شکل (۲۰): تنش در راستای محور Y برای ریل

و توزیع تنش در راستای محور Y برای چرخ به صورت زیر خواهد بود:

پس با این محاسبات تنش هرگز بدست آمد. از نظر تئوری این تنش هرگز بایستی با تنش در راستای محور Y برابر باشد. پس برای تنش هرگز مقدار ماکزیمم آن $p_{max} = 202.9 \text{ Mpa}$ بدست آمد و از تحلیل تنش در راستای محور Y که با نرم‌افزار ANSYS انجام می‌شود نتیجه $p_{max} = 201 \text{ Mpa}$ بدست می‌آید که مقداری با هم تفاوت دارند در حالی که بنا بر تئوری می‌بایست با هم تقریباً برابر باشند البته این دو نتیجه تقریب‌های خوبی هستند.

همان‌طور در شکل‌ها که دیده می‌شود ریل به عنوان یک تیر دو سر گیردار خیز برداشته است. مقدار ماکزیمم تنش معادل بدست آمده از تحلیل المان محدود ۵۲ مگا پاسکال است که در مقایسه با حداکثر فشار پرسی بدست آمده از فرمول هرگز، موقعیت مطلوبی را در ناحیه الاستیک نشان می‌دهد، این مقدار در مقایسه به اعداد مندرج در جداول و استانداردهای طراحی که حداکثر تنش سطحی مجاز را برای فولاد معمولی بین ۱۴۰ تا ۱۶۰ مگا پاسکال عنوان می‌کنند نیز از ضریب اطمینان ۲/۷ تا ۳ برخوردار است، [۱۵]. در نهایت، در مقایسه تنش هرگز و تنش در راستای محور Y مشاهده می‌شود که نتایج اندکی با یکدیگر تفاوت دارند در حالی که بایستی

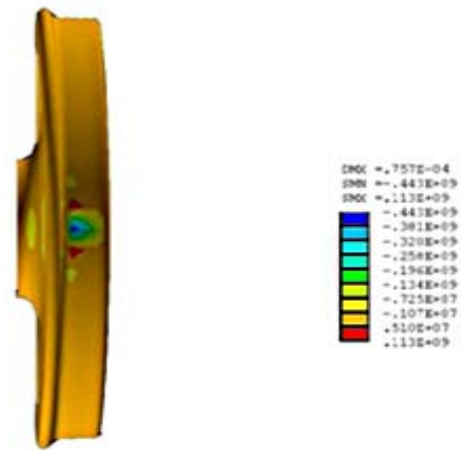
۲۰۲۰۹ اختلاف بسیار اندکی دارد و ضریب اصلاح در این حالت برابر ۱/۰۳۵۲ می‌باشد و دلیل اختلاف آن مقدار ممان M وارد بر چرخ است که باعث عدم تماس کامل چرخ و ریل می‌شود. برای پیش بینی شکست و ترک می‌توان گفت که در قسمت‌هایی که حاصل ضرب جابجایی در تنش، ماکزیمم شود احتمال ایجاد ترک و رشد آن و شکست وجود دارد و اگر این حاصل ضرب، در نقاط مختلف جسم تحلیل شده، علامت‌گذاری شود، مسیر و جهت رشد ترک و شکست جسم از به هم وصل کردن این نقاط از مقدار ماکزیمم به مینیمم بدست می‌آید یعنی مسیر و جهت رشد ترک و شکست آن، از نقاط حاصل ضرب ذکر شده، از ماکزیمم به مینیمم خواهد بود.

البته در مواردی خاص نیز در صورت بزرگ بودن تنش به تنهایی، یا بزرگ بودن جابجایی به تنهایی، می‌تواند باعث شکست آن شود و برای مسیر رشد ترک و جهت آن نیز در حالت بزرگ بودن فقط یکی از دو مقدار تنش یا جابجایی به تنهایی، به این صورت است که مسیر رشد ترک و جهت آن و شکست از نقاط تنش ماکزیمم به ترتیب به سمت نقاط تنش مینیمم خواهد نمود، به همین ترتیب برای جابجایی هم چنین حالتی همانند تنش دارد، به‌طور خلاصه، مقادیر گفته شده به ترتیب نزولی روی جسم، علامت‌گذاری شده و مسیر رشد ترک و شکست از مقدار ماکزیمم شروع شده و به ترتیب از تمام نقاط گذشته و به مقدار مینیمم خواهد رسید (منظور از نقاط، همان، حاصل ضرب تنش در جابجایی، یا مقادیر تنش به تنهایی یا جابجایی به تنهایی، علامت‌گذاری شده روی جسم می‌باشد). به طور مثال اگر معیار شکست و رشد ترک و جهت آن، فقط به تنهایی تنش ماکزیمم باشد، یعنی اگر مثلاً، مقدار تنش ماکزیمم (مستقلاً) در پنج نقطه از سطح تماس را داشته باشیم، اگر خطی را از این پنج نقطه عبور دهیم، این همان مسیر رشد ترک و شکست خواهد بود، و جهت رشد ترک از تنش ماکزیمم به سمت تنش مینیمم خواهد بود. مطالب فوق برای دو حالت و معیار دیگر (جابجایی ماکزیمم به تنهایی، حاصل ضرب تنش در جابجایی) نیز صادق است.

۶- نتیجه‌گیری

براساس اطلاعات بدست آمده، نتایج ذیل حاصل می‌شود:

- ۱- نتایج فرمول جدید تنش تماسی برای دو جسم غلتان، بسیار نزدیک به نتایج تنش هرتر می‌باشد.
- ۲- با ضرایب اصلاح ذکر شده در تحقیق می‌توان با تقریب مناسب و خوبی نتایج تئوری را به نتایج المان محدود تبدیل کرد.



شکل (۲۱): تنش در راستای محور Y برای چرخ

۵- بحث بر روی نتایج و پیش‌بینی مسیر رشد ترک و معرفی ضرایب اصلاح

طبق فرمول هرتر، تنش وارد بر مجموعه چرخ و ریل، در سطح تماس، برابر ۲۰۲/۹ مگا پاسکال گردید که فرمول جدید تنش تماسی برای دو جسم غلتان نیز دقیقاً همین مقدار را برای تنش بدست می‌آورد. و همانطور که در تحلیل تنش المان محدود (FEM) چرخ و ریل مشاهده شد مقدار تنش معادل در ناحیه تماس برابر ۲۰۱ مگاپاسکال گردید (با فرض نیروی وارد بر یک چهارم سطح تماس چرخ و محور)، شکل (۱۸)، که نتایج تئوری هرتر و تحلیل المان محدود ANSYS تطابق و توافق مناسب و خوبی با یکدیگر دارند و می‌توان به نتایج شبیه‌سازی مجموعه چرخ و ریل، با فرضیات منطقی در نظر گرفته شده، اطمینان نمود، نکته قابل توجه در شکل (۱۸)، این است که مقدار تنش معادل ۲۰۱ مگاپاسکالی، که در شکل با رنگ صورتی مشخص شده است نیز بیضی شکل است که تا حدودی موید تنش هرتر با فرض سطح بیضی شکل می‌باشد و می‌توان با تقریب بسیار خوب و مناسب، نتیجه‌ای نسبتاً دقیق بدست آورد که این نتیجه تطابق و توافق خوبی با نتایج تئوری دارد، در اینجا ضریب اصلاح در نظر گرفته شده برای چرخ ۱/۰۰۹۴ می‌باشد که با این ضریب اصلاح، تنش هرتر در ناحیه تماس با مقدار تنش معادل در چرخ حاصل از روش المان محدود برابر خواهد شد، قابل ذکر است که در تحلیل‌های دیگر المان محدود چنین شکل بیضی‌ای، در سطح تماس مشاهده نمی‌شود، بنابراین نتایج آنها نیز کمی تفاوت دارد و تطابق مناسبی با نتایج تئوری ندارند.

حال در شکل (۲۱) تنش در راستای محور (Y)، از روش المان محدود بدست آمده است، که مقدار تنش فشاری ۱۹۶ مگاپاسکال در ناحیه بیضوی سبز رنگ مشاهده شد که این مقدار نیز با مقدار تنش هرتر

- ۳- مسیر و جهت رشد ترک و همچنین پیش‌بینی شکست به مقادیر تنش ماکزیمم و جابجایی ماکزیمم و یا به بیشینه حاصل ضرب تنش در جابجایی بستگی دارد، که در سه حالت مختلف بررسی شد که به طور مستقل، در هر کدام از سه حالت (فقط تنش ماکزیمم مستقلاً، فقط جابجایی ماکزیمم مستقلاً، فقط حاصل ضرب تنش در جابجایی مستقلاً) مسیر و جهت رشد ترک و شکست، از مقدار ماکزیمم هر یک از سه حالت به طور مستقل شروع شده، و به ترتیب صعودی به نزولی، از تمام مقادیر گذشته و به مینیمم مقدار می‌رسد، که این همان جهت رشد ترک و شکست جسم می‌باشد.
- ۴- برای جلوگیری از رشد و پخش ترک، می‌توان از روش‌های، پلاستیک نمودن اطراف یا نوک ترک و یا اسیر نمودن ترک در چاه‌های و حفره‌های منفی تخلیه انرژی با مسیرهای تکراری، برای تلف کردن انرژی ترک، استفاده نمود. همچنین، اگر حفره یا سوراخ در مسیر حرکت ترک قرار گیرد باعث توقف و مهار گسترش ترک می‌شود چون ترک با انرژی بالا به گودال منفی تخلیه انرژی سقوط کرده و تمام انرژی اش را برای رشد و گسترش از دست می‌دهد.
- ۵- با فرضیه وارد کردن نیرو بر یک چهارم سطح تماس بیضوی چرخ و محور، نتایج قابل قبولی حاصل شد که با فرض یک چهارم سطح تماس داخلی، نتایج تئوری و المان محدود تطابق و توافق خوب و مناسبی با یکدیگر داشتند ولی با ضرایب دیگری از سطح تماس داخلی بیضوی به جای یک چهارم سطح تماس، به تطابق مناسبی از نتایج تئوری و المان محدود نمی‌رسیم.
- ۶- در مقایسه تنش هرتز و تنش در راستای محور Y، این نتیجه بدست آمد که اختلاف این دو تنش به دلیل ممانی است که به چرخ وارد می‌شود و این باعث کاهش تنش در ریل می‌شود و این امکان وجود دارد که با ساختن شکل خاصی از ریل یا شیب مناسب آن، تنش وارده بر ریل کاهش داده شود.
- ۷- تشکر و قدردانی**
- این مقاله منتج از طرح پژوهشی با همین موضوع می‌باشد. هزینه طرح پژوهشی از اعتبارات دانشگاه آزاد اسلامی واحد زنجان تامین شده است که جای تشکر و قدردانی ویژه دارد.
- ۸- مراجع**
- [3] Zerbst, U., Lunden, R., Edel, K. O., Smith, R. A., "Introduction to the Damage Tolerance Behavior of Railway rails- A Review," Engineering fracture mechanics, Vol. 76, No. 17, 2009, pp. 2563-2601.
- [4] Ringsberg, J. W., "Life Prediction of Rolling Contact Fatigue Crack Initiation," International Journal of fatigue, Vol. 23, No. 7, 2001, pp. 575-586.
- [5] Liptak, M., "Nondestructive Testing Information Analysis Center," Vol. 26, No. 1, 2001.
- [6] Lunden, R., "Charmec," Chalmers Railway Mechanics-chalmers University of Technology, a Nutek/Vinnova competence centre, 2003-2009.
- [7] Hiensch, E. J. M., Kapoor, A., Josefson, B. L., Ringsberg, J. W., Nielsen, J. C. O., and Franklin, F. J., "Rolling contact fatigue and wear behaviour of the infrastar Two-Material Rail," Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems, Vol. 258, No. 7-8, 2005, pp. 1048-1054.
- [8] Broek, D., The Practical use of Fracture Mechanics, 2nd ed., Fracture Search Inc., Galena, OH, USA, Kluwer Academic publishers, 1988, chaps. 1-8.
- [9] Anderson, T. L., Fracture Mechanics Fundamentals and Applications, 2nd ed., CRC press. Boca Raton London New York Washington, D.C., 1995, chaps. 1-10.
- [10] Zienkiewicz, O. C. Taylor, R. L., The finite element method, fourth edition., Vol. 1., 1994., McGraw Hill, chaps. 1-5.
- [11] plaskitt, R. J., Musiol, C. J., "Developing a Durable Product," ASAE distinguished lecture #26, agricultural equipment technology conference, ASAE publication number 9130202, 1991, pp. 1-24.
- [12] kumar, A., "Indian Railway Track," New Dehli, Manak Nagar, Lucknow-226011 , 1985.
- [13] Ansys, physical and mechanical properties, software package, ver. 10. GE. APDL, Microsoft, Tutorial chapter, 2006.
- [14] Orringer, j. M. , Morris, R. K., "Applied research on rail fatigue and fracture in the United State," Theoretical and applied Fracture mechanics, Vol. 1, No. 1, 1984, pp. 23-49.
- [15] Shigley, Mechanical Engineering Design, eighth edition, McGraw- Hill, 2006, chaps. 5-8.
- [16] Telliskivi, T., Olofsson, U., sellgren, U., and kruse, P., "A Tool and a Method For FE Analysis of Wheel and Rail interaction," Machine Elements, Department of machine design, Royal Institute of Tech (KTH), Stockholm, Sweden, supported by NUTEK, 2000.
- [17] Toth, L., "Fatigue Crack Growth Laws and Their Material Parameters," Zeszyty, Naukowe. mechanika /Politechnika Opolska, Vol. 269, z. 67, 2001, pp. 229-242.
- [1] Zerbst, U., Madler, K., Hintze, H., "Fracture Mechanics In Railway Applications-an Overview," Engineering Fracture Mechanics, Vol. 72, No. 2, Jan 2005, pp. 163-194.
- [2] Donzella, G., Petrogalli, C., "A failure Assessment Diagram for Components Subjected to Rolling Contact Loading," International. J. of fatigue, Vol. 32, No. 2, 2010, pp. 256-268.