

## تحلیل مکانیک شکست ترک ستاره‌ای درز ریل و معرفی پارامترهای

### مؤثر بر نرخ رشد ترک

#### مقاله پژوهشی

سعید محمدزاده، دانشیار، دانشکده مهندسی راه‌آهن، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران

حامد پایدار\*، دانش آموخته کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی راه‌آهن، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران

\*پست الکترونیکی نویسنده مسئول: hamed.paydar@gmail.com

دریافت: ۹۹/۰۶/۱۹ - پذیرش: ۱۴۰۰/۰۲/۰۵

صفحه ۲۴۹-۲۳۷

#### چکیده

امروزه اغلب خطوط به صورت جوشکاری شده پیوسته اجرا شده و درز ریل پیچی کمتر استفاده می‌شود. اما این نوع اتصال ریل‌ها به دلیل کاربرد در سیستم علائم الکتریکی و مدار راه، همچنان مورد استفاده قرار می‌گیرد. رشد ترک ستاره‌ای (ترک سوراخ پیچ ریل)، یکی از دلایل اصلی شکست ریل در ناحیه درز بوده و از نقطه نظر ایمنی نیز حائز اهمیت می‌باشد؛ زیرا اگر در حین عبور قطار این شکستگی رخ دهد، منجر به خروج از خط خواهد شد. مشاهدات میدانی نشان می‌دهد که این ترک‌ها اغلب در جداره اولین سوراخ جوانه زده و با زاویه حدود ۴۵ درجه، به سمت تاج و پاشنه ریل رشد می‌کنند. در این پژوهش، ابتدا با استفاده از روش اجزا محدود، مدلی برای درز ریل ارائه و به صورت شبه استاتیکی تحلیل شده است. پس از آن، ضمن بررسی روند تغییرات ضریب شدت تنش ضمن عبور چرخ از روی درز، برای حالت‌های مختلف، محدوده‌ای که در آن حداکثر مقدار ضریب شدت تنش معادل ایجاد می‌شود، تعیین شده است. سپس تأثیر تغییرات سه پارامتر بار محوری، سرعت قطار و سختی تکیه‌گاه ریل بر مقدار ضریب شدت تنش معادل و نسبت  $K_I$  به  $K_{II}$  بررسی شده است. در پایان، مسأله رشد ترک خستگی به صورت گام به گام و بر اساس رابطه پاریس، برای ۵ حالت مختلف تحلیل شده است. به کمک معیار حداکثر تنش مماسی، امتداد رشد ترک در هر مرحله به دست آمده و نهایتاً طول بحرانی ترک و تعداد کل سیکل‌های بارگذاری تا لحظه شکست محاسبه شده است. نتایج نشان می‌دهد که ضریب شدت تنش معادل به نیروی چرخ حساسیت بیشتری دارد. همچنین نرخ رشد ترک با افزایش نیروی چرخ و یا کاهش سختی تکیه‌گاه ریل، به طور تصاعدی افزایش می‌یابد. از نتایج کاربردی این مقاله می‌توان به بهینه‌سازی امور نگهداری خط و تصمیم‌گیری در مواردی همچون تعویض ریل ترک‌خورده یا عدم آن و زمان‌بندی مناسب جهت بازرسی‌های درز ریل اشاره کرد.

واژه‌های کلیدی: درز ریل پیچی، ترک سوراخ پیچ ریل، مکانیک شکست الاستیک خطی، معیار حداکثر تنش مماسی، رشد ترک خستگی

#### ۱- مقدمه

درز ریل باعث بروز خرابی‌هایی در ریل، ایجاد انقطاع و ناهمواری در سطح حرکت، افزایش ضریب ضربه و بار دینامیکی، افزایش ارتعاشات و ایجاد سروصدا، افزایش تنش‌های اعمال شده به اجزای خط و افزایش نرخ زوال خط می‌شود. ناحیه درز ریل تحت اثر بارگذاری تناوبی ناشی از عبور قطارها، مستعد بروز پدیده خستگی نیز می‌باشد که در طول بهره‌برداری می‌تواند منجر به شکست آن شود. از طرفی درز ریل و عدم نقص سازه‌ای در آن، از نقطه نظر ایمنی اهمیت خاصی دارد. زیرا که شکست ناگهانی ریل حین عبور قطار منجر به خروج از خط خواهد شد. به همین علت مطالعه و بررسی عملکرد اجزای درز ریل در برابر خستگی و شکست، همواره مورد توجه محققین بوده است. تغییر شکل‌های پلاستیک

استفاده از درز ریل جهت نگهداری انتهای دو ریل متوالی در محل مناسب، در تراز افقی و قائم مورد نیاز می‌باشد. همچنین درز ریل بر حسب نوع، فضای کافی را برای انبساط و انقباض ریل تحت اثر تغییرات درجه حرارت فراهم می‌کند. هرچند که امروزه استفاده از درز ریل پیچی به مراتب کاهش یافته و اغلب خطوط به صورت «جوشکاری شده پیوسته» است، اما بنا به دلایلی نظیر «لزوم وجود عایق الکتریکی در قطعات خط و ایستگاه‌ها»، «اتصالات سوزن به ریل‌ها» و «پیشگیری از بروز کماتش در قوس‌های با شعاع کم (قوس تند) مخصوصاً در مناطق کوهستانی»، همچنان استفاده از درز ریل لازم می‌باشد. درز ریل از ضعیف‌ترین قسمت‌های یک خط محسوب شده و عمر سرویس‌دهی بسیار کم و متغیری دارد. وجود

پاشنه ریل نرسند، هیچ علامتی از ترک خوردگی نمایان نخواهد بود (ذاکری و رضازاده، ۱۳۸۵ – UIC – Sih and Tzou, 1985 – Code 712, 2002 – کشاورزیان، ۱۳۹۰).

با توجه به مطالب فوق و به دلیل اهمیت موضوع، در این مقاله رشد ترک خستگی در سوراخ انتهایی ریل در محل درز، به کمک مدلسازی عددی در نرم افزار اجزا محدود آباکوس و بر اساس تئوری مکانیک شکست الاستیک خطی و رابطه پارسی مورد بررسی قرار گرفته است. با مدلسازی درز ریل، روند تغییرات ضرایب شدت تنش با حرکت چرخ از ابتدای درز تا فاصله یک متری، برای چندین حالت مختلف ترک در جداره سوراخ به دست آمده است. همچنین تأثیر مقادیر بار محوری، سرعت قطار و سختی تکیه‌گاه ریل بر ضریب شدت تنش معادل و نسبت  $K_I$  به  $K_{II}$  بررسی شده است. به این ترتیب، محل قرارگیری چرخ در مراحل بعدی ثابت و در نقطه‌ایست که بیشترین مقدار ضریب شدت تنش را در ترک ایجاد می‌کند. سپس با فرض اینکه ترک اولیه به طول  $0/1$  میلیمتر و با زاویه  $45^\circ$  در جداره سوراخ جوانه زده باشد، رشد ترک بر اساس رابطه پارسی و به صورت گام به گام تا لحظه شکست کامل ریل تحلیل شده است. این تحلیل برای ۵ ترکیب مختلف بار محوری، سرعت و سختی تکیه‌گاه ریل انجام شده است.

تاج ریل در محل درز و ترک‌های اطراف سوراخ انتهایی ریل از مهم‌ترین و عمده خرابی‌های درز ریل به شمار می‌رود. در زمینه خستگی تاج ریل و گسیختگی آن، مطالعات زیادی تاکنون صورت گرفته است. اما در رابطه با تحلیل خستگی و رشد ترک سوراخ پیچ ریل، مطالعات کمتری انجام شده است. مخصوصاً در رابطه با مقطع ریل UIC60 که کاربرد بسیار زیادی در خطوط ریلی کشور دارد. بر اساس مشاهدات میدانی و مطالعات صورت گرفته، این ترک‌ها اغلب در اطراف سوراخ انتهایی ریل جوانه زده و در اکثر موارد، با زاویه حدود  $45^\circ$  درجه به سمت تاج و پاشنه ریل منشعب می‌شوند (شکل ۱). این ترک‌ها در اثر بروز خستگی در جداره سوراخ و در نقاطی از آن که تنش‌های کششی متناوباً اعمال می‌گردد (نقاط در راستای قطر سوراخ)، جوانه می‌زنند. رژیم خستگی در جداره سوراخ از نوع پرچرخه است؛ به همین دلیل ترک خوردگی در این ناحیه به مراتب دیرتر از ترک‌های تاج ریل ایجاد می‌شود. البته کیفیت سوراخ‌کاری جان ریل نقش مهمی در شکل‌گیری این خرابی دارد. پس از جوانه‌زنی، ترک به سرعت رشد کرده و در صورتی که به موقع شناسایی نشود، منجر به شکست ناگهانی ریل می‌شود. نکته حائز اهمیت در مورد این ترک‌ها، پنهان ماندن آن‌ها در پشت درزبندها است که سبب می‌شود شناسایی خرابی ملزم به باز کردن درزبندها باشد. در غیر این صورت، تا زمانی که ترک‌ها به تاج یا



شکل ۱. شکست ناشی از رشد ترک در سوراخ پیچ ریل در محل درز

## ۲- پیشینه تحقیق

خستگی را به صورت گام به گام تحلیل نموده و مسیر رشد ترک را در دو حالت بارگذاری متقارن و بارگذاری نامتقارن چرخ به دست آوردند. از جمله نتایج مهم این تحقیق می‌توان به عدم رشد یکنواخت جبهه ترک اشاره کرد؛ به گونه‌ای که جبهه ترک در کناره‌ها، کمتر از نقاط میانی آن رشد می‌کند. مایویل و استرینگفلو اثر شل‌شدگی درزبندها، ناترازی تاج ریل در محل درز و سرعت قطار را در رشد ترک سوراخ پیچ ریل بررسی کردند (Mayville and Stringfellow, 1995). نتایج پژوهش این محققین نشان می‌دهد که شل‌شدگی درزبندها، نیروی اعمالی به ترک را تا ۲۵ درصد افزایش می‌دهد.

همانگونه که قبلاً هم اشاره شد، مطالعات انجام شده در این زمینه بسیار اندک و در عین حال قدیمی هستند. مایویل و هیلتون در پژوهشی شکل خاص برجستگی‌های به وجود آمده در سطح شکست ترک سوراخ پیچ ریل را بررسی کرده و به کمک تست‌های آزمایشگاهی دریافتند که تغییرات دمایی در طول رشد ترک و در نتیجه تغییرات نیروی محوری ایجاد شده در ریل عامل شکل‌گیری این برآمدگی‌هاست (Mayville and Hilton, 1984). سیه و ترو در پژوهش خود، رشد این ترک را تحت اثر بارگذاری چرخ و همچنین نوسانات دمایی مورد بررسی قرار دادند (Sih and Tzou, 1985). این محققین با تحلیل تنش به روش اجزای محدود و استفاده از معیار چگالی انرژی کرنشی، رشد ترک

### ۳- مدل اجزا محدود درز ریل

فاصله مرکز تا مرکز سوراخ‌ها ۱۶۴ میلیمتر، فاصله اولین سوراخ از انتهای ریل ۸۰ میلیمتر، قطر سوراخ روی ریل ۲۸ میلیمتر و قطر پیچ ۲۵ میلیمتر می‌باشد. بر اساس نشریه ۳۰۱، اندازه درز (فاصله بین دو سر ریل) برابر با ۴ میلیمتر در نظر گرفته شده است. جهت اعمال بار چرخ به تاج ریل، قطاعی از بانداژ پروفیل چرخ S1002 بر اساس مشخصات موجود در مرجع (UIC Code 510-2, 2004) مدل شده است. به دلیل اینکه هیچگونه تحلیل تنش در چرخ و یا سطح تماس آن با ریل مد نظر نمی‌باشد، لذا چرخ به صورت کامل مدل نشده است تا از حجم محاسبات کاسته شود. بار چرخ و شرایط تکیه‌گاهی آن به نقطه‌ای با مختصات مرکز دوران چرخ اعمال شده است. سپس این نقطه به قطاع بانداژ کوپل شده است. مشخصات مکانیکی اجزای مدل در جدول ۱ آورده شده است.

جدول ۱. مشخصات مکانیکی اجزای مدل (Mohammadzadeh, Sharavi and Keshavarzian, 2013 – BS EN13674-1, 2011)

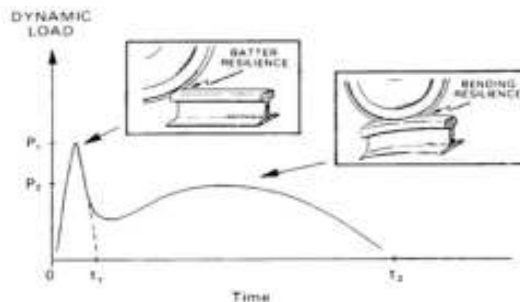
چرخ	پیچ	درزبندها (اتصال‌ها)	ریل	مدول الاستیسیته (E) (MPa)
۲۱۰۰۰۰	۲۰۷۰۰۰	۲۰۹۰۰۰	۲۰۹۰۰۰	
۰/۳	۰/۳	۰/۳	۰/۳	ضریب پواسون (ν)
۷۸۰۰	۷۸۰۰	۷۸۰۰	۷۸۰۰	چگالی (ρ) (Kg/m <sup>3</sup> )

$$P_b = \frac{T_b}{k_b \times D_b} \quad (1)$$

بنا به دلایلی نظیر عدم امکان تحلیل دینامیکی ترک در نرم‌افزار آباکوس (Dassault Systèmes, 2014) و مدت زمان بسیار زیاد تحلیل دینامیکی، لذا مدل اجزا محدود درز ریل به صورت شبه استاتیکی تحلیل شده است. برای در نظر گرفتن ماهیت دینامیکی بارگذاری چرخ، از ضریب ضربه استفاده شده است. در رابطه با نیروی دینامیکی چرخ در اثر عبور از ناحیه درز ریل، تاکنون مطالعات زیادی صورت گرفته است که از مهم‌ترین و پرکاربردترین آن‌ها می‌توان به پژوهش جنکینز و همکارانش (Jenkins et al., 1974) اشاره کرد. بر اساس نتایج این تحقیق، روند کلی تغییرات نیروی تماسی چرخ و ریل در حین عبور از درز به صورت شکل ۲ می‌باشد.

جهت تحلیل درز ریل و ترک سوراخ پیچ ریل، مدل اجزا محدود سه بعدی درز ریل در نرم افزار آباکوس تهیه شده است. جهت کاهش حجم محاسبات و به دلیل متقارن بودن سازه خط آهن، فقط نیمی از آن شبیه‌سازی شده است. در این پژوهش، درز ریل معلق با شش پیچ مدل شده است. مشخصات هندسی پروفیل ریل UIC60 و اتصالات درز ریل از مراجع (BS EN13674-1, 2011, UIC Code 864-8, 1983) استخراج و شیب عرضی ۱:۲۰ برای نشیمنگاه ریل در نظر گرفته شده است (نشریه ۳۰۱، ۱۳۸۴). طول ریل در مجموع دو متر (در هر طرف درز یک متر) می‌باشد. همچنین دو قطعه ۴ متری ریل به صورت المان یک بعدی تیر، در محل تار خنثی ریل (در ارتفاع ۸۰/۹۲ میلیمتری از کف) به دو انتهای قطعه سه بعدی ریل متصل و کوپل شده است. برای المان تیر نیز مشخصات هندسی مطابق با پروفیل ریل تعریف شده است.

بین قطعاتی از مدل که در تماس با یکدیگر هستند، اندرکنش از نوع تماس سطح به سطح با رفتار مماسی تعریف شده است. مقادیر ضریب اصطکاک برای تماس بین چرخ و ریل برابر ۰/۳ و برای تماس بین ریل با درزبندها، درزبندها با پیچ‌ها و جداره سوراخ‌ها با پیچ‌ها برابر ۰/۴ در نظر گرفته شده است (Cai et al., 2007). ضریب اصطکاک بین وجوه ترک برابر ۰/۲ انتخاب شده است (Desimone and Beretta, 2006). نیروی پیش‌تندگی پیچ‌های درز ریل ( $P_b$ ) از رابطه (۱) محاسبه شده است؛ که در آن  $T_b$  گشتاور اعمالی به پیچ و برابر با ۵۰۰ نیوتون متر،  $k_b$  ضریب گشتاور پیچ و برابر با ۰/۲ و  $D_b$  قطر پیچ بر حسب متر است. به این ترتیب، نیروی پیش‌تندگی پیچ برابر با ۱۰۰ کیلونیوتون خواهد بود.



شکل ۲. تغییرات نیروی دینامیکی چرخ در حین عبور از ناحیه درز ریل (Jenkins et al., 1974)

تراورس و بالاست) در ناحیه درز خواهد شد (Mohammadzadeh, Sharavi and Keshavarzian, 2013 - Jenkins et al., 1974 - 2013 - ۱۳۹۲ - Talamini, Jeong and - Mandal and Peach, 2010 - Gordon, 2007). روابط زیر به عنوان تخمینی از نیروهای ضربه‌ای  $P_1$  و  $P_2$  ارائه شده است (Jenkins et al., 1974):

$$P_1 = P_0 + 2\alpha V \times \sqrt{\frac{K_H \cdot m_e}{1 + \frac{m_e}{m_u}}} \quad (2)$$

$$P_2 = P_0 + 2\alpha V \times \sqrt{K_t \cdot m_u} \times \left(1 - \frac{c_t \cdot \pi}{\sqrt{K_t(m_u + m_t)}}\right) \times \sqrt{\frac{m_u}{m_u + m_t}} \quad (3)$$

ریل محدود نمی‌شود، لذا در این پژوهش ضریب ضربه دینامیکی بار چرخ بر اساس رابطه (۳) محاسبه می‌شود. از المان‌های فنر به عنوان تکیه‌گاه‌های ریل با فاصله ۶۰۰ میلی‌متر استفاده شده است. سختی این فنرها که بیانگر مجموعه پد زیر ریل، بالاست، زیربالاست و بستر خط می‌باشند، برابر با ۳۰ کیلونیوتون بر میلی‌متر انتخاب شده است (Mohammadzadeh, Sharavi and Keshavarzian, 2013). تعداد کل المان‌های مدل بدون ترک، حدود ۲۹۰۰۰۰ المان شامل ۲۸۵۱۰۰ المان شش وجهی هشت گرهی (C3D8R) و ۴۹۰۰ المان خطی تیر (B31) می‌باشد. در نواحی تماس بین اجزا و نقاط تمرکز تنش همچون اطراف سوراخ پیچ ریل، از المان‌های با ابعاد کوچکتر استفاده شده است.

اولین پیک نیرویی ( $P_1$ ) حدود ۰/۲۵ تا ۰/۵ میلی ثانیه بعد از عبور چرخ از درز رخ می‌دهد. این نیرو که فرکانس بالایی دارد، باعث کوبیده شدن تاج ریل می‌شود و در مدت زمان کوتاهی حذف می‌شود. پیک دوم ( $P_2$ ) که مقدار کمتری نسبت به پیک اول دارد، در مدت زمان بیشتری اعمال گردیده و ناشی از خمش ریل در ضعیف‌ترین نقطه است. نیروی  $P_2$  تقریباً در نزدیکی اولین تراورس رخ می‌دهد و باعث ایجاد خرابی‌هایی در کل سازه خط (اتصالات،

که در این روابط،  $P_0$  بار استاتیکی چرخ بر حسب نیوتون،  $V$  سرعت قطار بر حسب متر بر ثانیه،  $m_u$  جرم غیر معلق قطار بر حسب کیلوگرم،  $K_H$  سختی خطی شده هرتز بر حسب نیوتون بر متر،  $m_t$ ،  $m_e$ ،  $c_t$  و  $k_t$  پارامترهای معادل خط با واحدهای کیلوگرم، نیوتون بر متر و نیوتون ثانیه بر متر، و  $\alpha$  زاویه درز بر حسب رادیان است. مقدار میرایی خط جهت محاسبه این روابط برابر با  $1/44 \times 10^4$  نیوتون ثانیه بر متر انتخاب شده است (Mohammadzadeh, Sharavi and Keshavarzian, 2013). جزئیات مربوط به نحوه محاسبه پارامترها در مرجع (Jenkins et al., 1974) آمده است. از آنجا که نیروی  $P_2$  در طول بیشتری از ناحیه درز ریل ایجاد شده و تأثیر آن فقط به تاج



شکل ۳. مدل اجزا محدود درز ریل

و ۶۰ میلی‌متری در جان ریل تعریف و برای هر کدام، تعداد ۵، ۱۰ و ۱۵ حلقه مش اطراف نوک ترک ایجاد شده است. نتایج تحلیل این ۹ مدل، نشان‌دهنده کفایت مش با ۱۰ حلقه است.

۳-۱- اعتبارسنجی روش مدل‌سازی خط

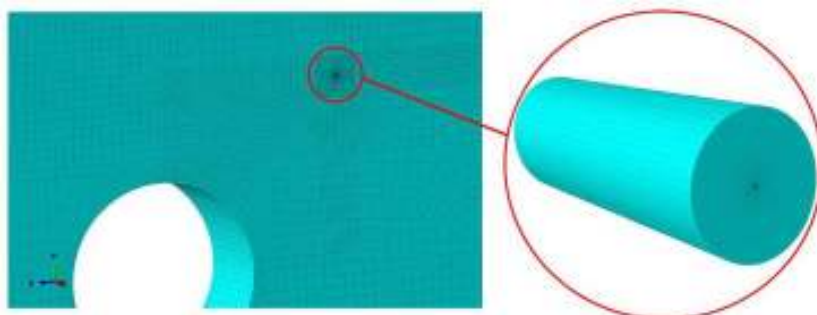
از آنجا که انجام آزمایش‌های میدانی و استفاده از نتایج آن جهت اعتبارسنجی مدل بسیار زمان‌بر و پرهزینه است، لذا ابتدا به کمک نتایج موجود در مرجع (Zakeri and Abbasi, 2012)،

برای مدل‌سازی ترک، از روش کلاسیک نرم‌افزار آباکوس استفاده شده است. مش‌ریزی اطراف نوک ترک به صورت شعاعی و در استوانه‌ای با محور جبهه ترک و شعاع یک دهم طول ترک انجام شده است (شکل ۴). المان‌های داخل این استوانه از نوع شش وجهی ۲۰ گرهی (C3D20) بوده و به علت تکینگی تنش در نوک ترک با نسبت معکوس جذر شعاع، گره میان وجه مکعب در اولین حلقه المان‌ها به فاصله یک چهارم منتقل شده است. جهت بررسی استقلال نتایج از ابعاد مش و همگرایی آن، سه ترک مورب ۱۰، ۲۵

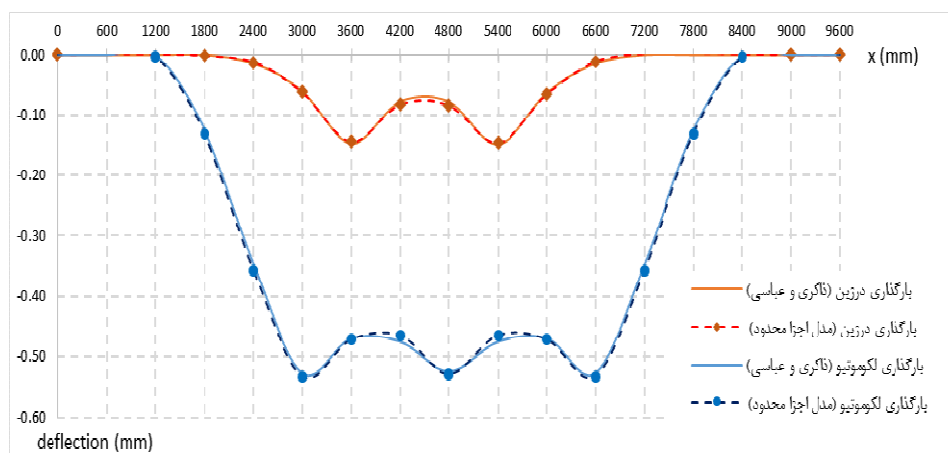
سبک مدل‌سازی خط صحیح بوده و پاسخ مدل قابل اعتماد است. از آنجا که صرفاً با تغییر دادن شکل قطعه، رفتار و معادلات کلی حاکم بر سازه تغییری نخواهد کرد، لذا اضافه شدن اجزای درز ریل به مدل فوق، تغییری در ماهیت مسأله ایجاد نکرده و نتایج مدل درز ریل نیز قابل اعتماد خواهد بود. به همین منظور ابتدا ریل به صورت پیوسته مدل‌سازی شده و تحت حالت‌های ارائه شده در مرجع (Zakeri and Abbasi, 2012) برای بارگذاری و سختی تکیه‌گاه ریل تحلیل شده است. نتایج جابجایی قائم خط در مدل، همخوانی بسیار خوبی با نتایج ارائه شده در مرجع را نشان می‌دهد. به عنوان نمونه، نتایج برای بارگذاری لکوموتیو و درزین در خط با مشخصات منطقه (۱) در شکل ۵ آورده شده است.

شیوه و سبک مدل‌سازی خط و شرایط تکیه‌گاهی آن اعتباردهی شده و سپس روند تغییرات تنش در جداره سوراخ پیچ ریل نیز با نتایج مرجع (Jenkins et al., 1974) مقایسه شده است.

ذاکری و عباسی در آزمایش‌های میدانی خود، اثر تغییرات مدول تکیه‌گاه ریل در خطوط بالاستی راه‌آهن را مورد بررسی قرار دادند (Zakeri and Abbasi, 2012). در این پژوهش به کمک روش تالبوت - واسیوتینسکی و با اندازه‌گیری جابجایی قائم خط در شرایط مختلف و تحت بارگذاری‌های متفاوت، مدول تکیه‌گاه ریل در هر حالت محاسبه شده است. چنانچه خط آهن با مشخصات ارائه شده در پژوهش مذکور و با روش بیان شده در بخش قبل مدل‌سازی گردد، و نتایج حاصل از تحلیل مدل با نتایج ارائه شده در مرجع همخوانی داشته باشد، می‌توان ادعا نمود که



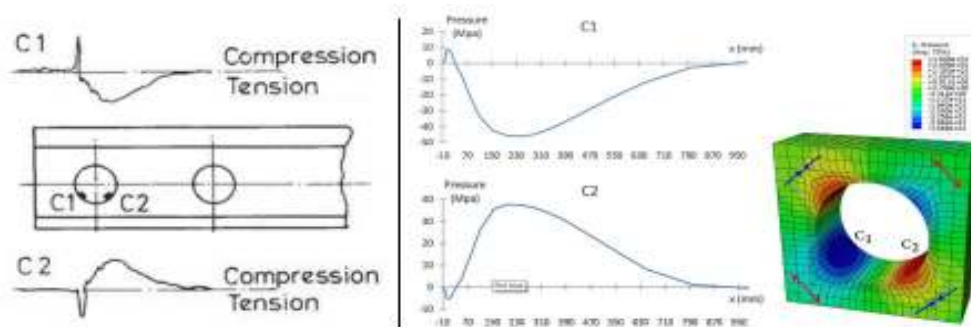
شکل ۴. نمایی از مش‌ریزی نوک ترک ۲۵ میلی‌متری در جان ریل



شکل ۵. نمودار تغییر شکل قائم تکیه‌گاه ریل برای بارگذاری‌های سنگین و سبک در خط ۱ از مرجع (Zakeri and Abbasi, 2012) و مقایسه با نتایج مدل اجزا محدود

روند تغییرات تنش، می‌توان به این نتیجه دست یافت که جداره‌های سوراخ در راستای قطر (نقطه  $C_1$ )، تحت اثر نیروی دینامیکی  $P_2$  عمدتاً تحت کشش قرار داشته و این امر به جوانه‌زنی و رشد ترک خستگی کمک بیشتری می‌کند (Jenkins et al., 1974).

همچنین با تغییر مکان چرخ نسبت به وسط درز، تغییرات تنش در جدار اولین سوراخ ریل از مدل اجزا محدود استخراج شده و با نتایج ارائه شده در مرجع (Jenkins et al., 1974) مقایسه شده است. در این حالت بارگذاری چرخ مشابه نمودار شکل ۲ و بر اساس روابط ۲ و ۳ انجام شده است. علاوه بر همخوانی مناسب



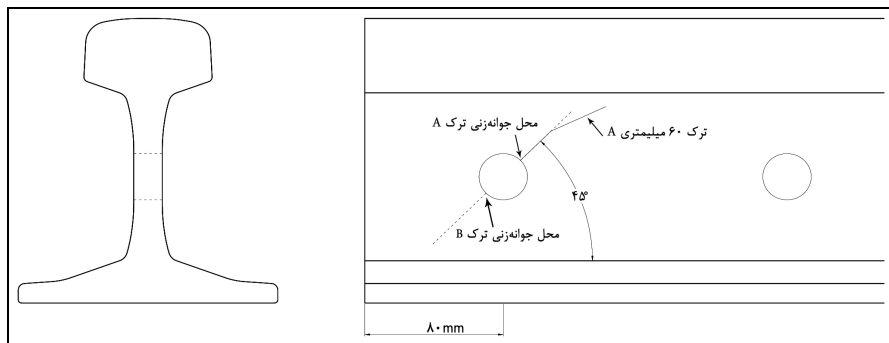
شکل ۶. روند تغییرات تنش در جداره اولین سوراخ ریل در مدل اجزای محدود (سمت راست) و نتایج مرجع (Jenkins et al., 1974) (سمت چپ)

#### ۴- تحلیل مکانیک شکست ترک سوراخ پیچ ریل

آن و به طور متوسط در ۱۳ نقطه) قرار داده شده و مدل مربوطه تحلیل شده است تا ضرایب شدت تنش  $K_I$ ،  $K_{II}$  و  $K_{III}$  به دست آید. در همه حالت‌ها، بار محوری و سرعت قطار به ترتیب برابر با ۲۰ تن و ۹۰ کیلومتر بر ساعت است. شرط استفاده از ضریب شدت تنش ( $K$ ) و سایر روابط مربوطه در تحلیل ترک، برقراری فرضیات اساسی مکانیک شکست الاستیک خطی و به عبارت دیگر، کوچک بودن ابعاد ناحیه پلاستیک نوک ترک نسبت به ابعاد قطعه و طول ترک است. ابعاد ناحیه پلاستیک نوک ترک در شرایط بارگذاری سیکلیک با استفاده از رابطه ۴ قابل محاسبه است (Stephens et al., 2001). در تمامی تحلیل‌های فوق، ابعاد ناحیه پلاستیک از مقادیر محاسبه شده با رابطه ۴ کوچکتر است. لذا مکانیک شکست الاستیک خطی قابل استفاده خواهد بود. از آنجا که تغییرات ضرایب شدت تنش در طول جبهه ترک (ضخامت جان) بسیار ناچیز است، لذا در این پژوهش از این تغییرات صرف نظر شده و میانگین این مقادیر مد نظر قرار می‌گیرد. همچنین فرض می‌شود که ترک در هر مرحله از رشد خود به صورت متقارن و یکنواخت گسترش یابد.

در این پژوهش فرض می‌شود که ترک در راستای ۴۵ درجه‌ای نسبت به افق (قطر سوراخ) جوانه زده باشد. در ابتدای امر، به روند تغییرات ضرایب شدت تنش بر اساس موقعیت قرارگیری چرخ (یک سیکل بارگذاری ترک) نیاز است. به همین منظور ۷ حالت ترک‌خوردگی در اطراف اولین سوراخ ریل مدلسازی شده است. این ۷ حالت شامل طول‌های ۱۰، ۲۵ و ۶۰ میلیمتری از ترک A به صورت منفرد، طول‌های ۱۵ و ۴۰ میلیمتری از ترک B به صورت منفرد و ترکیب هر دو ترک A و B با طول یکسان ۰/۱ و ۱۰ میلیمتر می‌باشد (شکل ۷). این نحوه از آرایش ترک‌ها برای تخمین اولیه از محل ایجاد حداکثر ضریب شدت تنش معادل ترک در حال رشد است. از آنجا که با رشد و تغییر طول ترک ممکن است محل ایجاد حداکثر ضریب شدت تنش نیز تغییر کند، لذا ترک‌ها با طول‌های متفاوت انتخاب شده‌اند تا برآورد نسبی از وضعیت ترک در مراحل مختلف رشد به دست آید. همه این ترک‌ها در امتداد ۴۵ درجه هستند؛ به جز ترک A ۶۰ میلیمتری که متشکل از دو خط در راستای ۴۵ درجه و ۲۵ درجه می‌باشد. برای هر حالت، چرخ در فواصل مختلف نسبت به وسط درز (از وسط درز تا فاصله ۱ متری

$$2r_y' \approx \frac{1}{12\pi} \left( \frac{\Delta K}{S_y} \right)^2 \quad (4)$$



شکل ۷. نامگذاری و محل جوانه زنی ترک‌های اطراف سوراخ پیچ ریل

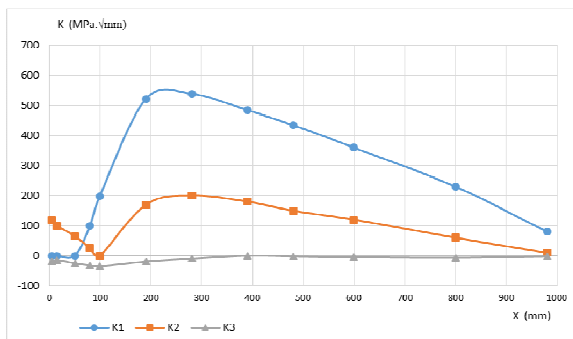
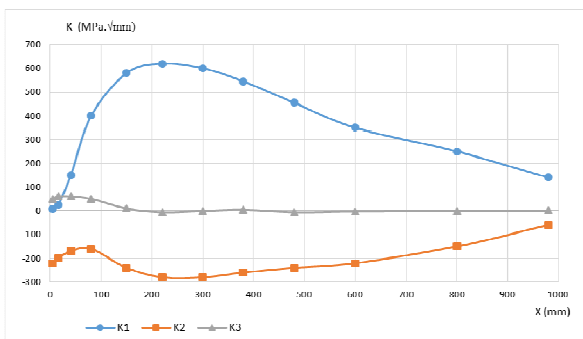
مود دیگر، مقادیر بسیار کمتری دارد که علت آن را می‌توان در محصورشدگی جان ریل میان درزبندها دانست. از آنجا که ترک تحت بارگذاری مرکب مود اول و دوم قرار دارد، لذا باید از ضریب شدت تنش معادل در محاسبات استفاده کرد. یکی از روابط ارائه شده در این زمینه، مدل تاناکا می‌باشد که اثر هر سه مود بارگذاری را در نظر می‌گیرد (Stephens et al., 2001):

$$\Delta K_{eq} = \left( \Delta K_I^4 + 8\Delta K_{II}^4 + \frac{8\Delta K_{III}^4}{1-\nu} \right)^{0.25} \quad (5)$$

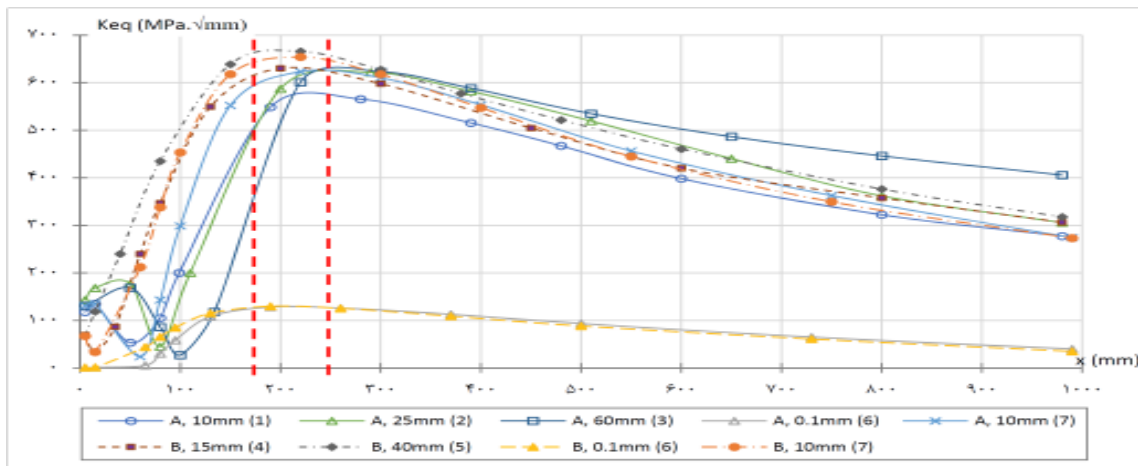
می‌باشد. به عبارت دیگر در حالتی که ریل تحت خمش، ضعف بیشتری از خود نشان می‌دهد، ترک هم در شرایط بحرانی‌تری قرار می‌گیرد. بنابراین می‌توان گفت که پیک نیرویی  $P_2$ ، نقش اصلی را در بارگذاری ترک‌ها خواهد داشت. همچنین در شرایطی که جداره سوراخ در نقاط جوانه‌زنی ترک، تحت کشش بیشتری قرار دارد، ضریب شدت تنش مود اول ترک‌ها نیز بیشترین مقدار خود را دارد. از آنجا که تغییرات محل ایجاد حداکثر ضریب شدت تنش معادل با تغییر طول ترک‌ها کم است، لذا می‌توان فاصله ۲۲۰ میلیمتری از وسط درز را به عنوان محل بحرانی بارگذاری چرخ جهت رشد ترک انتخاب کرد.

به عنوان نمونه، تغییرات ضرایب شدت تنش در یک سیکل بارگذاری برای حالت‌های ترک منفرد ۱۰ میلیمتری A و ۴۰ میلیمتری B در شکل ۸ آورده شده است. نتایج تحلیل سایر ترک‌ها مشابه همین نمودار است. وجه اشتراک نتایج همه تحلیل‌ها این است که به علت عدم تقارن ناچیز در بارگذاری چرخ (شیب عرضی ریل)، مقدار  $K_{III}$  برابر با صفر نمی‌باشد؛ اما نسبت به دو

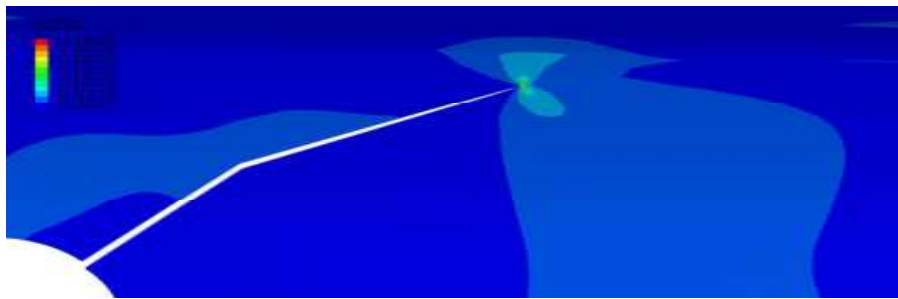
در رابطه فوق،  $\Delta K_{eq}$  بیانگر ضریب شدت تنش معادل و  $\nu$  ضریب پواسون است. جهت تصمیم‌گیری بهتر، در نمودار شکل ۹ تغییرات ضریب شدت تنش معادل در یک سیکل بارگذاری برای همه ترک‌ها نشان داده شده است. نتایج نشان می‌دهد در حالتی که هر دو ترک A و B همزمان در جان ریل وجود داشته باشند، نسبت به حالتی که هر کدام به صورت منفرد وجود داشته باشند، مقادیر ضریب شدت تنش بیشتری ایجاد شده و شرایط را بحرانی‌تر می‌کند (شکل ۹). مقدار حداکثر ضریب شدت تنش معادل در شرایطی که چرخ تقریباً در فاصله بین ۱۸۰ تا ۲۴۰ میلیمتری از وسط درز باشد، ایجاد می‌شود. این روند بسیار شبیه نمودارهای شکل ۲ و شکل ۶



شکل ۸. تغییرات ضرایب شدت تنش در یک سیکل بارگذاری برای ترک ۱۰ میلیمتری A (نمودار راست) و ترک ۴۰ میلیمتری B (نمودار چپ)



شکل ۹. تغییرات ضریب شدت تنش معادل بر حسب محل قرارگیری چرخ، برای هفت حالت ترک‌خوردگی و محدوده ایجاد حداکثر آن



شکل ۱۰. توزیع تنش مایز در ترک ۶۰ میلیمتری A (بزرگنمایی ۲۰ برابر)

#### ۴-۱- بررسی اثر پارامترهای مختلف بر ضریب شدت تنش معادل

در این مرحله، ابتدا اثر تغییرات بار محوری و سرعت قطار و نیز تغییرات سختی تکیه‌گاه ریل بر مقدار ضریب شدت تنش معادل مورد بررسی قرار گرفته است. به همین منظور، هر دو ترک A و B با طول ۱۰ میلیمتر تعریف شده و بارگذاری چرخ در فاصله ۲۲۰ میلیمتری از لبه ریل انجام شده است. دو حالت مربوط به نیروی دینامیکی چرخ، یکی برای بار محوری ۲۵ تن با سرعت ۱۲۰ کیلومتر بر ساعت و دیگری برای بار محوری ۱۵ تن با سرعت ۶۰ کیلومتر بر ساعت می‌باشد. در این دو حالت، سختی تکیه‌گاه ریل ثابت و برابر با ۳۰ کیلونیوتون بر میلیمتر است. اثر تغییرات سرعت در ضریب ضربه دینامیکی اعمال می‌گردد. همچنین دو حالت مربوط به سختی فنرهای تکیه‌گاه ریل، یکی برای مقدار ۱۵ کیلونیوتون بر میلیمتر و دیگری برای مقدار ۴۵ کیلونیوتون بر میلیمتر (شرایط نگهداری نامناسب خط (محمدزاده و ذاکری سردودی، ۱۳۸۸)) در نظر گرفته شده است. در این دو حالت، بار

محوری و سرعت قطار ثابت و به ترتیب برابر با ۲۰ تن و ۹۰ کیلومتر بر ساعت است. اثر تغییرات سختی تکیه‌گاه ریل در سختی المان‌های فنر نشیمنگاه ریل در مدل عددی اعمال شده است. بنابراین در مجموع پنج مدل مختلف تحلیل شده است که یک مدل به عنوان مبنا بوده (بار محوری ۲۰ تن، سرعت ۹۰ کیلومتر بر ساعت و سختی تکیه‌گاه ریل ۳۰ کیلونیوتون بر میلیمتر) و نتایج ۴ مدل دیگر نسبت به آن سنجیده شده است. نتایج نشان می‌دهد که افزایش در مقدار نیروی چرخ، باعث افزایش ضریب شدت تنش معادل در هر دو ترک می‌شود. اما افزایش سختی تکیه‌گاه ریل، باعث کاهش ضریب شدت تنش معادل در ترک‌ها می‌شود. بر اساس جدول ۲، تغییرات ۴۰ درصدی در نیروی چرخ، حدود ۳۰ درصد تغییر در ضریب شدت تنش معادل را در پی دارد. در حالی که تغییرات ۵۰ درصدی سختی تکیه‌گاه ریل، ضریب شدت تنش معادل را حدوداً ۱۰ درصد تغییر می‌دهد.

جدول ۲. درصد تغییر حداکثر ضریب شدت تنش معادل به ازای تغییر نیروی چرخ و سختی تکیه‌گاه ریل

سختی تکیه‌گاه ریل (N/mm)			نیروی چرخ (N)			I %	K <sub>eq</sub>	A
۴۵۰۰۰	۳۰۰۰۰	۱۵۰۰۰	۲۴۴۴۹۵	۲۴۲۲۴۵	۱۵۲۵۰۵			
%+۵۰	---	%-۵۰	%+۴۱	---	%-۳۷	I %	K <sub>eq</sub>	A
۵۸۱/۴۹	۶۲۲/۱۰	۷۰۵/۱۳	۸۲۶/۹۵	۶۲۲/۱۰	۴۶۰/۴۶	I %	K <sub>eq</sub>	A
%-۷	---	%+۱۳	%+۳۴	---	%-۲۶	I %	K <sub>eq</sub>	A
۶۱۰/۵۳	۶۵۴/۲۲	۷۲۸/۳۱	۸۸۴/۹۱	۶۵۴/۲۲	۴۷۷/۷۵	I %	K <sub>eq</sub>	B
%-۷	---	%+۱۳	%+۳۵	---	%-۲۷	I %	K <sub>eq</sub>	B

#### ۵- رشد ترک خستگی بر اساس رابطه پاریس

نرخ رشد ترک‌های خستگی اطراف سوراخ پیچ ریل در جان ریل بر اساس رابطه پاریس انجام شده است:

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K_{eq})^m \quad (1)$$

در رابطه فوق، m و C ثابت‌های ماده می‌باشند که مقادیر آن‌ها برای فولاد ریل در جدول ۳ آورده شده است.  $\Delta K_{eq}$  بیانگر تغییرات ضریب شدت تنش معادل در هر سیکل بارگذاری ( $K_{eq\ max} - K_{eq}$ )

در مرحله بعد، تغییر نسبت  $K_I$  به  $K_{II}$  به ازای تغییرات نیروی چرخ و سختی تکیه‌گاه ریل بررسی شده است. مشابه مقدار ضریب شدت تنش معادل، نسبت ضریب شدت تنش مودهای اول و دوم نیز حساسیت بیشتری به تغییرات نیروی چرخ در برابر تغییرات سختی تکیه‌گاه ریل نشان می‌دهد. مهم‌ترین نکته‌ای که از نتایج به دست می‌آید، انحراف در مسیر رشد ترک در اثر تغییر نیروی چرخ است. لذا نمی‌توان مسیر رشد ترک‌ها را یکسان در نظر گرفت.



اعمال بار چرخ در فاصله ۲۲۰ میلیمتری از لبه ریل می‌باشد. جهت تعیین امتداد رشد ترک در شرایط بارگذاری مرکب، از معیار شناخته شده «حداکثر تنش مماسی» استفاده شده است (Erdogan and Sih, 1963). مطابق این معیار، زاویه بین امتداد رشد ترک و امتداد ترک اولیه ( $\theta_0$ ) از رابطه ۷-۱ به دست می‌آید که رابطه ۷-۲، از آن نتیجه می‌شود. در این روابط  $K_I$  و  $K_{II}$  ضرایب شدت تنش مودهای اول و دوم ترک اولیه می‌باشند.

می‌باشد. با توجه به نمودارهای شکل ۹ می‌توان در نظر گرفت زمانی که چرخ به اندازه کافی از ترک‌ها دور شده باشد، ضریب شدت تنش معادل به حداقل مقدار خود خواهد رسید. از آنجا که مقادیر منفی  $K_{eq}$  مورد قبول نمی‌باشد، لذا  $K_{eq \min}$  برابر با صفر فرض می‌شود.  $da/dN$  بیانگر نرخ رشد ترک بوده که  $a$  طول ترک بر حسب میلیمتر و  $N$  تعداد سیکل بارگذاری می‌باشد. از آنجا که مقادیر  $K_{III}$  در مقایسه با دو مود دیگر بسیار ناچیز است، در این بخش از آن صرف نظر شده است. بر اساس نتایج بخش قبل، محل

جدول ۳. مشخصات خستگی فولاد ریل R260 (BS EN13674-1, 2011 – Skyttebol, Josefson and Ringsberg, 2005)

ثابت رابطه پاریس		چقرمگی شکست، $K_{Ic}$ (MPa√mm)
M	C (mm/cycle - MPa√m)	
۳/۳۳	$۲/۴۷ \times 10^{-۹}$	۹۲۰

$$K_I \sin \theta_0 + K_{II} (3 \cos \theta_0 - 1) = 0 \quad (۱-۷)$$

$$\theta_0 = 2 \tan^{-1} \left( 0.25 \left( \frac{K_I}{K_{II}} \pm \sqrt{\left( \frac{K_I}{K_{II}} \right)^2 + 8} \right) \right), \quad + : K_{II} < 0 \quad - : K_{II} > 0 \quad (۲-۷)$$

بر اساس معیار حداکثر تنش مماسی، زمانی رشد ناپایدار ترک (شکست) رخ خواهد داد که رابطه ۸ برقرار شود:

$$K_{Ic} = \cos\left(\frac{\theta_0}{2}\right) \left( K_I \cos^2\left(\frac{\theta_0}{2}\right) - 1.5 K_{II} \sin \theta_0 \right) \quad (۸)$$

مقدار تغییر طول ترک به کمک رابطه پاریس محاسبه شده است. این روند تا زمانی که یکی از ترک‌ها به طول بحرانی خود برسد، ادامه یافته است. خلاصه محاسبات تحلیل رشد خستگی ترک‌ها در جدول ۵ آمده است. نمودار نرخ رشد ترک B در شکل ۱۱ آورده شده است.

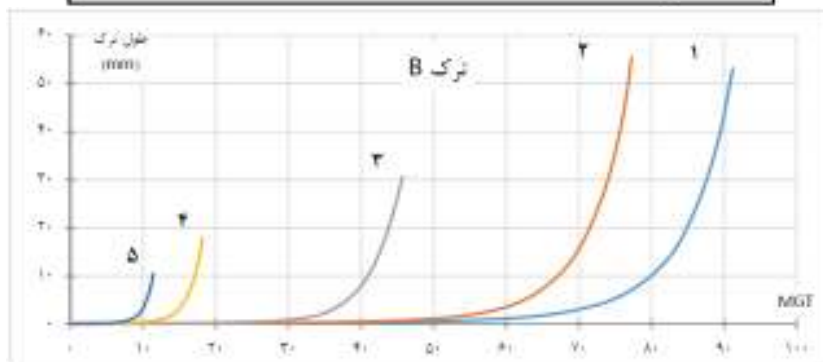
فرض شده است که هر دو ترک A و B در جداره سوراخ جوانه زده باشند و طول اولیه هرکدام ۰/۱ میلیمتر باشد. با توجه به نتایج بخش قبل، رشد ترک برای ۵ حالت مختلف بارگذاری و به صورت گام به گام تحلیل شده است (جدول ۴). در هر گام تعداد سیکل مشخصی بارگذاری اعمال شده و با فرض اینکه تغییر طول ترک، تغییر محسوسی در مقدار ضریب شدت تنش معادل نداشته باشد،

جدول ۴. حالت‌های مختلف در نظر گرفته شده برای تحلیل رشد ترک خستگی

بار محوری (ton)	سرعت قطار (km/h)	سختی تکیه‌گاه ریل (N/mm)	نیروی دینامیکی چرخ (N)	حالت
۱۵	۶۰	۴۵۰۰۰	۱۵۵۰۶۵	حالت ۱
۱۵	۶۰	۳۰۰۰۰	۱۵۲۵۰۵	حالت ۲
۲۵	۶۰	۳۰۰۰۰	۲۳۶۰۲۵	حالت ۳
۲۰	۱۲۰	۳۰۰۰۰	۲۹۰۴۲۰	حالت ۴
۲۰	۱۲۰	۱۵۰۰۰	۲۸۷۵۲۵	حالت ۵

جدول ۵. خلاصه نتایج ۵ حالت تحلیل رشد ترک خستگی

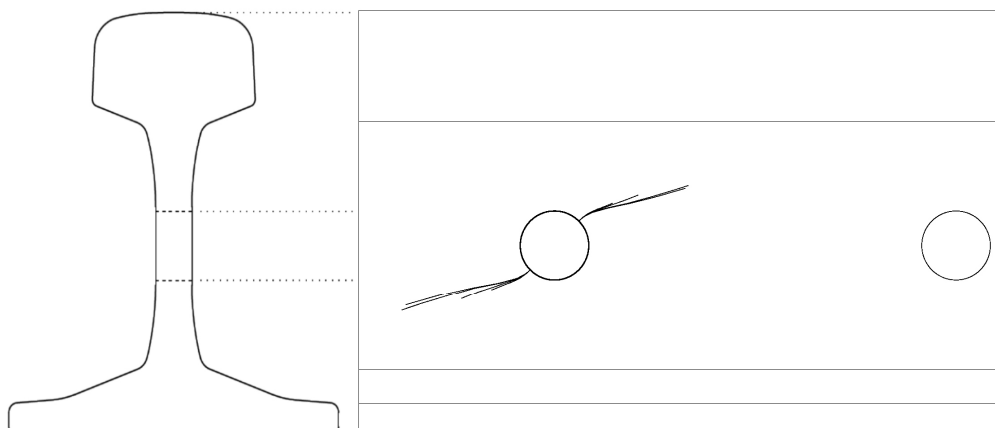
MGT	تعداد کل سیکل‌های بارگذاری	طول ترک در لحظه شکست (mm)	ترک A	ترک B
۹۱/۳	۶۰۸۰۰۰۰	۴۵/۷	۱	۱
		۵۳/۱	۱	۲
۷۷/۲۵	۵۱۵۰۰۰۰	۴۷/۳	۱	۱
		۵۵/۳	۱	۲
۴۵/۷۵	۱۸۳۰۰۰۰	۲۶/۶	۱	۱
		۳۰/۷	۱	۲
۱۸/۳	۹۱۰۰۰۰	۱۵/۷	۱	۱
		۱۸/۰	۱	۲
۱۱/۳	۵۷۰۰۰۰	۹/۴	۱	۱
		۱۰/۵	۱	۲



شکل ۱۱. نمودار نرخ رشد ترک بحرانی (ترک B) بر حسب تناژ ناخالص بار عبوری

ریل است. در مراحل اولیه رشد ترک و زمانی که طول آن کم است، سرعت رشد ترک نیز بسیار پایین است. اما با افزایش طول ترک، سرعت رشد آن به صورت تصاعدی افزایش یافته و احتمال شکست ناگهانی ریل افزایش می‌یابد. در شکل ۱۲، مسیر رشد ترک‌ها برای هر پنج حالت تحلیل شده در کنار هم نمایش داده شده است. بر این اساس، با رشد ترک B، جبهه ترک به لبه آزاد ریل نزدیک شده و طول سالم قطعه کاهش می‌یابد. به همین دلیل، این ترک در همه حالت‌ها بحرانی است.

بر اساس نتایج، در همه حالت‌ها ترک B بحرانی بوده و زودتر می‌شکند. همانگونه که انتظار آن نیز می‌رود، افزایش چشمگیر نرخ رشد ترک و کاهش عمر ریل در اثر افزایش هر یک از پارامترهای سرعت و یا بار محوری و کاهش سختی تکیه‌گاه ریل است؛ به گونه‌ای که تعداد سیکل نهایی حالت اول نسبت به حالت پنجم، حدود ده برابر است. از طرفی، طول بحرانی ترک B در حالت ۱ تقریباً پنج برابر حالت ۵ می‌باشد که قابل توجه است. مشابه روندی که در بخش قبل نیز مشاهده شد، حساسیت نرخ رشد ترک به تغییرات نیروی چرخ به مراتب بیشتر از تغییرات سختی تکیه‌گاه



شکل ۱۲. نمای کلی مسیر رشد ترک‌ها

سرویس‌دهی ریل را ۲۰ درصد افزایش می‌دهد. همچنین با افزایش نیروی چرخ یا کاهش سختی تکیه‌گاه ریل، طول بحرانی ترک B نیز کاهش قابل ملاحظه‌ای دارد. با توجه به نرخ بالای رشد ترک‌ها، توصیه می‌شود که پس از مشاهده جوانه‌زنی ترک در جداره سوراخ، دفعات بازرسی درز ریل افزایش یافته و ریل‌های با ترک‌های طولی، هرچه زودتر تعویض گردند.

#### ۷- مراجع

- کشاورزبان، ح.، (۱۳۹۰)، "تحلیل قابلیت اطمینان خستگی چند محوری درز ریل از نوع Fish Plate"، پایان‌نامه کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی راه آهن، دانشگاه علم و صنعت ایران.

- "نشریه ۳۰۱: مشخصات فنی عمومی راه آهن"، (۱۳۸۴)، انتشارات سازمان مدیریت و برنامه‌ریزی کشور.

- جبارعلی‌ذاکری سردرودی، م. رضازاده زوارده‌سی، م.، (۱۳۸۵)، "روش‌های نگهداری خط آهن"، انتشارات دانشگاه علم و صنعت؛ چاپ اول.

- عطایی، ش.، محمدزاده، س.، نوری، م. و کشاورزبان، ح.، (۱۳۹۲)، "مقایسه عمر خستگی درز مورب و عادی بر اساس آزمایش میدانی"، سومین کنفرانس بین‌المللی پیشرفتهای اخیر در مهندسی راه آهن، دانشگاه علم و صنعت ایران.

- کوئن راد ایسولد، (۱۳۸۸)، "خطوط ریلی پیشرفته؛ راه آهن و مترو (جلد اول)"، ترجمه: سعید محمدزاده، جبارعلی‌ذاکری سردرودی، انجمن مهندسی حمل و نقل ریلی ایران.

- "Abaqus 6.14 Documentation - Abaqus analysis user's guide", (2014), Dassault Systèmes, Simulia Corp.

- BS, EN 13674-1, (2011), "Railway applications - Track - Rail - Part 1: Vignole railway rails 46 kg/m and above".

- Cai, W., et al., (2007), "Dynamic stress analysis of rail joint with height difference defect using finite element method", Engineering Failure Analysis, 14(8), pp. 1488-1499.

- Erdogan, F. and G.C. Sih, (1963), "On the Crack Extension in Plates Under Plane Loading and Transverse Shear", Journal of Basic Engineering, 85(4), pp. 519-525.

- Jenkins, H., et al., (1974), "The effect of track and vehicle parameters on wheel/rail vertical dynamic forces", Railway Engineering Journal.

لازم به ذکر است که در خطوط راه‌آهن با گذشت زمان و زوال درز ریل، ناهمواری‌های سطح ریل افزایش یافته و به دنبال آن ضریب ضربه در بارگذاری درز نیز به مراتب افزایش می‌یابد. سایر خرابی‌ها نظیر شل شدن پیچ‌ها، زوال بالاست و بستر خط، عیوب تراورس‌ها و ضعف اتصالات نیز در این امر دخیل هستند. نیروهای دیگری که به ریل وارد می‌شوند و در این تحلیل از آنها صرف نظر شده است، همچنین وضعیت چرخ و سیستم تعلیق ناوگان هم از عوامل مهم دیگر هستند.

#### ۶- نتیجه‌گیری

ترک‌های اطراف سوراخ انتهایی ریل در ناحیه درز، از مهم‌ترین و عمده خرابی‌های ریل به شمار می‌رود. بر اساس مشاهدات میدانی، این ترک‌ها اغلب با زاویه حدود ۴۵ درجه در اطراف سوراخ جوانه زده و به سمت تاج و پاشنه ریل منشعب می‌شوند. نکته حائز اهمیت در مورد این ترک‌ها، پنهان ماندن آن‌ها در پشت درزبندها است که شناسایی آن‌ها را به تأخیر انداخته و ممکن است منجر به شکست ناگهانی ریل در حین عبور قطار شود. در این مقاله تحلیل این ترک‌ها مد نظر قرار گرفته و بر اساس مدلسازی عددی در نرم‌افزار اجزا محدود آباکوس، تخمینی از عمر رشد آن‌ها به دست آمد. به همین منظور ابتدا روند تغییرات ضرایب شدت تنش در یک سیکل بارگذاری برای چندین حالت مختلف ترک در جداره سوراخ مشخص شد. نتایج نشان می‌دهد مقدار حداکثر ضریب شدت تنش معادل تقریباً در فاصله بین ۱۸۰ تا ۲۴۰ میلیمتری از وسط درز ایجاد می‌شود که ناشی از خمش ریل و همچنین افزایش ضریب شدت تنش مود اول ناشی از کشش ایجاد شده در جداره سوراخ در این بازه است. تأثیر تغییرات بار محوری، سرعت قطار و سختی تکیه‌گاه ریل بر مقدار ضریب شدت تنش معادل نیز بررسی شد. نتایج این بخش نشان می‌دهد ضریب شدت تنش معادل به تغییرات نیروی چرخ حساسیت بیشتری نشان می‌دهد. از طرفی، با تغییرات پارامترهای بارگذاری، نسبت  $K_I$  به  $K_{II}$  نیز تغییر می‌کند، که بیانگر عدم یکتا بودن مسیر رشد ترک است. در پایان رشد ترک خستگی به کمک رابطه پاریس و معیار حداکثر تنش مماسی تحلیل شد. بر این اساس، ترک B در همه حالت‌ها بحرانی بوده و زودتر می‌شکند. در شرایط یکسان، افزایش نیروی چرخ تا ۵۰ درصد، نرخ رشد ترک را تا ۲/۵ برابر افزایش و عمر سرویس‌دهی ریل را تا ۴۰ درصد کاهش می‌دهد. در حالی که افزایش ۵۰ درصدی سختی تکیه‌گاه ریل، نرخ رشد ترک را تا ۲۰ درصد کاهش داده و عمر

International Union of Railways, Paris.

-UIC, Code 510-2, (2004), "Trailing stock: wheels and wheelsets; Conditions concerning the use of wheels of various diameters", International Union of Railways, Paris.

-Sih, G.C. and D.Y. Tzou, (1985), "Rail-end bolt hole fatigue crack in three dimensions. Theoretical and Applied Fracture Mechanics", 1985. 3(2), pp.97-111.

-Stephens, R.I., et al., (2001), "Metal fatigue in Engineering", 2<sup>nd</sup> ed.

-Skyttebol, A., B.L. Josefson, and J.W. Ringsberg, (2005), "Fatigue crack growth in a welded rail under the influence of residual stresses", Engineering Fracture Mechanics, 72(2), pp. 271-285.

-Talamini, B., D.Y. Jeong, and J. Gordon., (2007), "Estimation of the fatigue life of railroad joint bars, in ASME/IEEE 2007 Joint Rail Conference and Internal Combustion Engine Division Spring Technical Conference. 2007. American Society of Mechanical Engineers.

-Zakeri, J.A. and R. Abbasi, (2012), "Field investigation on variation of rail support modulus in ballasted railway tracks. Latin American Journal of Solids and Structures, 9, pp. 643-656.

Desimone, H. and S. Beretta, Mechanisms of mixed mode fatigue crack propagation at rail butt-welds. International Journal of Fatigue, 2006. 28(5-6): p. 635-642.

-Mayville, R.A. and P.D. Hilton, (1984), "Fracture mechanics analysis of a rail-end bolt hole crack. Theoretical and Applied Fracture Mechanics, 1(1), pp. 51-60.

-Mayville, R.A. and R.G. Stringfellow, (1995), "Numerical analysis of a railroad bolt hole fracture problem. Theoretical and Applied Fracture Mechanics", 24(1), pp. 1-12.

-Mandal, N.K. and B. Peach, (2010), "An Engineering Analysis of Insulated Rail Joints: A General Perspective", International Journal of Engineering Science and Technology.

-Mohammadzadeh, S., M. Sharavi, and H. Keshavarzian, (2013), "Reliability analysis of fatigue crack initiation of railhead in bolted rail joint", Engineering Failure Analysis, 29(0), pp. 132-148.

-UIC, Code 712, Rail defects. (2002), "International Union of Railways", Paris.

-UIC, Code 864-8 O.,(1983), "Rolled profiles for fish-plates for 54 kg/m and 60 kg/m rails",

# Fracture Mechanics Analysis of Rail-End Bolt Hole Crack and Effects of Different Parameters on Fatigue Crack Growth Rate

*Saeed Mohammadzadeh, Associate Professor, School of Railway Engineering,  
Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran.*

*Hamed Paydar, M.Sc., Grad., School of Railway Engineering, Iran University of Science and  
Technology, Tehran, Iran.*

*Email: [hamed.paydar@gmail.com](mailto:hamed.paydar@gmail.com)*

Received: March 2021-Accepted: July 2021

## ABSTRACT

Bolted rail joints are one of sensitive components in railway tracks which is used in signaling and broken rail identification systems. Rail joints are the most vulnerable spots in the track structure and many man-hours are spent on their maintenance. A common mode of failure in bolted rail joints is fatigue crack initiation and growth from the bolt holes at the end of the rail. Nowadays, fatigue and fracture of railway track components has been a critical problem. Consequently it caused high cost of maintenance and it threatened the safety of mobility. On the other hand, in addition to casualties and financial loss, this occurrence could have serious consequences. The fatigue failure around rail-end bolt holes is particularly dangerous since it leads to derailment of trains and consequently occurs inevitable accidents. However, researchers have not treated the crack growth in much detail. Therefore, this research will focus on fracture mechanics analysis of the rail-end bolt hole crack. Firstly, a 3D finite element model of rail joint has been provided using commercially available software Abaqus/CAE. In this study, FE models analyzed quasi-statically. After the verification of model and checking the condition of LEFM, fracture mechanics analysis of cracks were carried out. In this stage, considering the stress intensity factor of cracks, the effects of variation of axle load, train speed and the rail support stiffness was determined on the equivalent stress intensity factor and the ratio of KI to KII. In addition, step by step fatigue crack growth analysis has been conducted based on Paris law and Maximum Tangential Stress (MTS) criterion. As a result, the estimation of cracks path and cracks growth rate were obtained.

**Keywords:** Bolted Rail Joint; Rail-end Bolt Hole Crack; Linear-Elastic Fracture Mechanics (LEFM); Maximum Tangential Stress (MTS) Criterion; Fatigue Crack Growth