

تحلیل المان محدود خستگی تماس غلتشی در سوزن‌های متداول در خطوط ریلی ایران

مجید شهروی^{*}، محمد رضاصفت

دانشکده راه‌آهن، دانشگاه علم و صنعت، تهران، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۷-۰۴-۰۳
بازنگری: ۱۳۹۷-۰۸-۱۹
پذیرش: ۱۳۹۷-۰۹-۱۲
ارائه آنلاین: ۱۳۹۷-۰۹-۳۰

کلمات کلیدی:

تقاطع سوزن
خستگی تماس غلتشی
شبیه‌سازی عددی
پیش‌بینی عمر
جوانه‌زنی ترک

خلاصه: بالاترین توزیع خرابی‌های گزارش شده در خطوط راه آهن وابسته به سوزن‌ها است. علل اصلی این خرابی‌ها را می‌توان در: نیروهای تماس چرخ-ریل بالا، خزش در تیغه سوزن به علت تغییرات در پروفیل ریل و عدم پیوستگی در پروفیل ریل در گذر از ریل بال و نیشدلی که سبب نیروی‌های برخورد شدید می‌شود، جستجو کرد. در این مقاله روشی برای محاسبه عمر خستگی در نیشدلی سوزن ارائه شده است. ابتدا مدلی دینامیک در مسیر کامل سوزن شامل پائل سوئیچ و تقاطع شبیه‌سازی شده است. به منظور بررسی دقیق‌تر نیشدلی سوزن به دلیل بحرانی بودن این نقطه از خط، نتایج نیروهای حاصل از مدل دینامیک به مدلی استاتیک با جزئیات بیشتر انتقال داده شده است. سپس نتایج تنش و کرنش استخراج شده تا یک تحلیل خستگی برای یافتن عمر و صفحه جوانه زنی ترک خستگی تماس غلتشی، روی نیشدلی سوزن ارائه شود. با توجه به اهمیت مقوله خستگی و لزوم بررسی تأثیر متغیرهای مختلف بر میزان عمر خستگی، مطالعه پارامتریک با در نظرگیری متغیرهایی نظیر سرعت سیر، وزن واگن، ضریب اصطکاک و نوع سوزن انجام شده است. نتایج بیانگر عمرهای جوانه‌زنی ترک کمتر در سوزن‌های UIC ۶۰ و قوس‌ها با شعاع بیشتر است. نیروهای تماس کمتری در سوزن‌های UIC ۶۰ نسبت به U ۳۳ مشاهده شده است، همچنین با بالا رفتن ضریب اصطکاک عمر خستگی به طور محسوسی کاهش یافته است.

۱- مقدمه

شامل خسارت‌های مالی نمی‌شود و ممکن است منجر به هزینه‌های جانی برای مسافران و خدمه قطارها نیز شود. با مراجعه به «سالنامه آماری حمل‌ونقل ریلی» در بین سال‌های ۱۳۸۹ و ۱۳۹۳ افزایش شدیدی در عملیات‌های تعمیر و نگهداری روی سوزن‌ها در سال‌های اخیر مشاهده می‌شود، برای مثال در سال ۱۳۸۹، ۳۳۱۵۰ عملیات تعمیر و نگهداری روی ۶۶۵۲ سوزن در سامانه ریلی انجام شده است که بیانگر به‌طور میانگین ۵ عملیات رو هر سوزن موجود است، این عدد در سال ۱۳۹۳ به ۶/۹ عملیات افزایش یافته است که رشد حدوداً دو برابری در بازه زمانی ۴ ساله است.

به دلیل اهمیت‌های بیان شده، سوزن‌ها چندین دهه است که مورد توجه محققان و پژوهشگران مختلف قرار دارند، محققان مختلفی مانند پلتز^۱ و همکاران [۲] و وان^۲ و همکاران [۳]، سه سازوکار خسارت سایش، تغییر شکل پلاستیک انباشته و خستگی تماس

سوزن‌ها از حیاتی‌ترین بخش‌های خط در حمل‌ونقل ریلی هستند، انواع مختلفی از نقص‌ها مانند: سایش، تغییر شکل پلاستیک، خستگی تماس غلتشی، رشد ترک، موجی شدن ریل و... می‌تواند باعث واماندگی آن‌ها شود. به سبب وجود شرایطی نظیر نیروهای مماسی تماس چرخ-ریل بالا و خزش در تیغه سوزن به علت تغییرات در پروفیل ریل، تغییرات ناگهانی انحنا چرخ در نوک تیغه سوزن، عدم پیوستگی در پروفیل ریل در گذر از ریل بال و نیشدلی که ممکن است سبب نیروی‌های برخورد شدید شود، هنگام عبور قطار بالاترین توزیع خرابی‌ها نسبت به سایر اجزای خط و واگن در سورن اتفاق می‌افتد.

نرخ خسارت مخصوصاً سایش در برخی از محورهای ایران به حدی بالا است که سوزن‌ها در عرض کمتر از دو ماه کارایی خود را از دست می‌دهند و با هزینه بالا تعویض می‌شوند [۱]. هزینه‌های تحمیلی از جانب خسارات ایجاد شده در سوزن‌ها در راه‌آهن ایران فقط

^{*} نویسنده عهده‌دار مکاتبات: m_shahravi@iust.ac.ir

1 M. Pletz
2 C. Wan



بیشتر انتقال داده شده و در مقاطع مختلف در مسیر حرکت چرخ، تحلیل انجام شده است. سپس نتایج تنش و کرنش استخراج شده و داده‌های تولیدی توسط روابط تحلیلی پردازش شده تا تحلیل خستگی روی نیشدلی سوزن ارائه شود. با توجه به اهمیت مقوله خستگی و لزوم بررسی تأثیر متغیرهای مختلف بر میزان عمر خستگی تقاطع، مطالعه پارامتریک با در نظرگیری متغیرهایی نظیر سرعت سیر، وزن واگن، ضریب اصطکاک و نوع سوزن انجام شده است. هدف اصلی آنالیز خستگی تقاطع می‌تواند به صورت زیر خلاصه شود: شناسایی محتمل‌ترین موقعیت جوانه‌زنی ترک و جهت‌گیری صفحه جوانه‌زنی ترک و پیش‌بینی عمر جوانه‌زنی ترک خستگی در صفحه آن.

۲- شبیه‌سازی دینامیکی

تحلیل دینامیک سیر واگن در مسیر کامل سوزن به روش دینامیک اجسام چندتایی^۶ توسط نرم افزار یونیورسال مکانیزم^۷ انجام شده است. تحلیل‌های دینامیکی و اندازه‌گیری نیروهای خروجی، بر روی چرخ و محور جلوی بوژی شماره ۱ در یک واگن روسی لبه‌بند صورت پذیرفته است (شکل ۱ سمت چپ). اجزای بوژی ۱۸-۱۰۰ را می‌توان در چند بخش تقسیم‌بندی نمود که شامل فریم (فریم از سه تکه تشکیل شده است که شامل دو قاب کناری و یک گهواره)، گهواره، تعلیق اولیه (که وظیفه جذب ارتعاشات وارد بر واگن را دارد نیز شامل ۵ فنر در هر سمت بوژی است)، یاتاقان، چرخ و محور صفحات سایشی (بر روی قاب‌های کناری زبانه‌هایی تعبیه شده است تا صفحات سایشی بین این زبانه‌ها قرار گیرند و به‌عنوان قیدی از جدا شدن این بوژی از یکدیگر جلوگیری کنند)، است. چرخ و محور به‌وسیله یاتاقان‌ها به قاب‌های کناری متصل می‌گردد. گهواره نیز توسط سیستم تعلیق و صفحات سایشی که در (شکل ۱ سمت راست) به قاب‌های کناری متصل می‌گردد. مشخصات فنرها، جرم قاب‌های کناری و گهواره، مشخصات چرخ و ریل در جدول ۱ بیان شده است. جهت مدل‌سازی تکه مرکزی و ضربه ناشی از انتقال چرخ از ریل باله به نیشدلی مطابق مدل ارائه شده در مرجع [۹] با استفاده از نقشه سوزن‌های ۳۳U و ۶۰UIC از یک ناهمواری V شکل استفاده گردید (شکل ۲). مقادیر c ، b ، H_d برای هر دو سوزن ۶۰UIC و ۳۳U در جدول ۲ نمایش داده شده است.

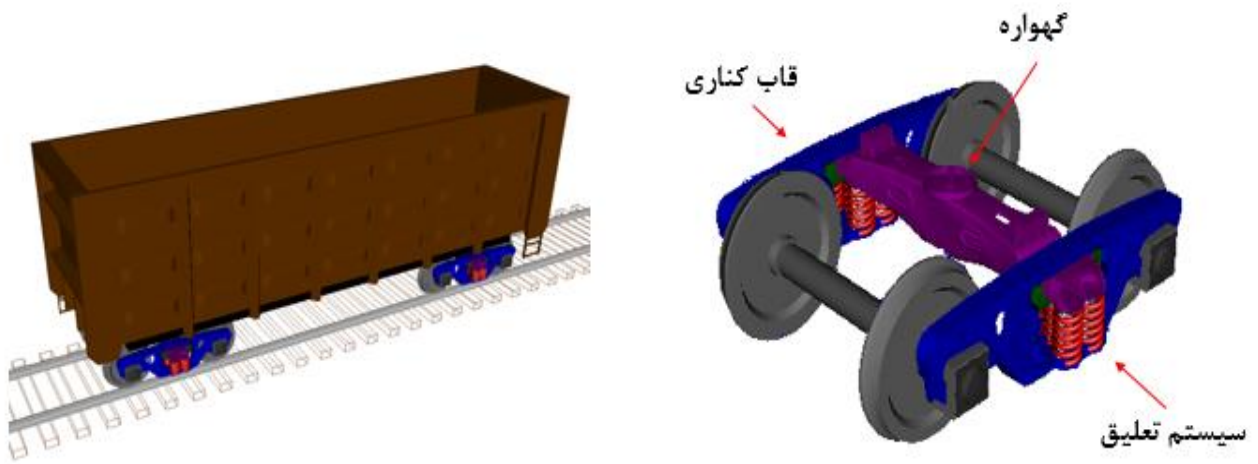
غلته‌های را به‌عنوان خسارات غالب در سوزن معرفی کرده‌اند و این‌ها به‌طور گسترده توسط محققین در مقالات مختلف بررسی شده است. ویست^۱ و همکاران [۴] با مدل‌سازی نیشدلی سوزن از دو جنس مختلف رفتار خستگی کم چرخه این دو تقاطع را تحت عبور مکرر چرخ بررسی کرده و نتایج را ارائه داده‌اند. مندل^۲ [۵] با اعمال توزیع فشار با فرمول‌بندی غیر هرتزی روی مفصل ریل به تحلیل خستگی کم چرخه در این ناحیه پرداخته است.

جوهانسن^۳ و همکاران [۶] روشی برای شبیه‌سازی کاهش پروفیل ریل سوئیچ‌ها و تقاطع‌ها در اثر سایش ارائه کردند. در این مقاله با معرفی سایش و تغییر شکل پلاستیک انباشته به‌عنوان سازوکارهای خسارت معمول در اجزای سوزن به بررسی آن‌ها پرداخته شده است. در ادامه خستگی تماس غلته‌های به‌عنوان شکل دیگری از خسارت که منتهی به ترک‌های سطحی در ریل می‌شود، معرفی شده است. بنا به نظر نویسندگان در نظرگیری هر سه سازوکار خسارت معرفی شده برای پیش‌بینی تخریب کلی اجزای سوزن واجب است. ژیانو^۴ و همکاران [۷] در مقاله‌ای عددی تنش و تغییر شکل در تقاطع راه‌آهن را بررسی کرده‌اند. با در نظر گرفتن ویژگی غیرخطی ماده، یک مدل المان محدود سه‌بعدی الاستیک-پلاستیک که شامل چرخ، سوزن و تراورس‌ها است، را توسعه داده‌اند. اثر دینامیکی بار چرخ و تماس چرخ و سوزن مورد بررسی قرار گرفته شده و تنش‌ها، کرنش پلاستیک، جابجایی‌های عمودی سوزن شبیه‌سازی شده تحت بار دینامیکی چرخ در موقعیت‌های مختلف تماسی چرخ و سوزن بررسی شده است. زین^۵ و همکاران [۸] فرآیند آنالیز جوانه‌زنی ترک تماسی غلته‌های و پیش‌بینی عمر خستگی در محل تقاطع سوزن‌های راه‌آهن را بسط داده‌اند. مدل المان محدود سه‌بعدی برای به دست آوردن نتایج تنش و کرنش، با در نظر گرفتن تأثیرات دینامیک تماس غلته‌های چرخ-تقاطع سوزن استفاده شده است.

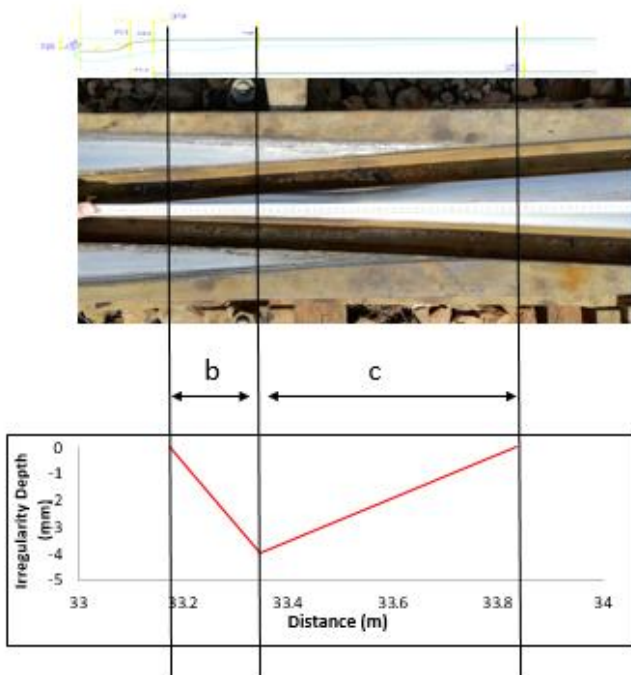
در این مقاله ابتدا سیر واگن در مسیر کامل سوزن شامل پانل سوئیچ و تقاطع به‌صورت دینامیک تحلیل شده است. سپس به‌منظور بررسی دقیق‌تر تقاطع سوزن به دلیل بحرانی بودن این نقطه از خط، نتایج نیروهای حاصل از مدل دینامیک به مدلی استاتیک با جزئیات

- 1 M. Wiest
- 2 N. K. Mandal
- 3 A. Johansson
- 4 J. Xiao
- 5 L. Xin

6 Multi-body dynamic
7 Universal Mechanism



شکل ۱: مدل واگن لبه بلند باری با بوژی ۱۸-۱۰۰
 Fig. 1. Model of freight car high-sided wagon with 18-100 railway bogie



شکل ۲: ناحیه انتقال چرخ از ریل باله به نیشدلی
 Fig. 2. Wheel's transition zone from wing rail to crossing nose

جدول ۱: مشخصات بوژی ۱۸-۱۰۰ به همراه چرخ و ریل
 Table 1. Characteristics with rail and wheel 18-100 railway bogie

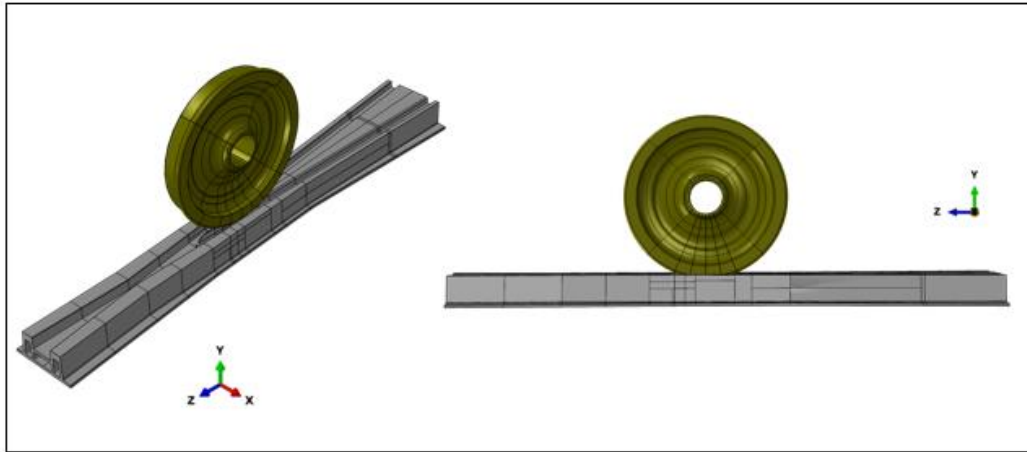
مقدار	مشخصات
۶۳۲۰۰۰	سختی عمودی فنر (N/m)
۵۲۶	وزن قاب کناری (kg)
۵۹۶	وزن گهواره (kg)
۱۵۰۰	وزن هر مجموعه چرخ و محور (kg)
۰/۴۳۷	شعاع چرخ (m)
۲۱۰	مدول یانگ چرخ و ریل (MPa)
۴۴۰۰۰۰۰	سختی عمودی ریل (N/m)
۱۸۰۰۰۰۰۰	سختی جانبی ریل (N/m)
۴۰۰۰۰	میرایی عمودی ریل (Ns/m)
۱۰۰۰۰	میرایی جانبی ریل (Ns/m)

جدول ۲: مقادیر پارامترهای ناهمواری مدل سازی شده برای دو سوزن
 Table 2. Imperfection in both turnouts Constant parameters for implemented

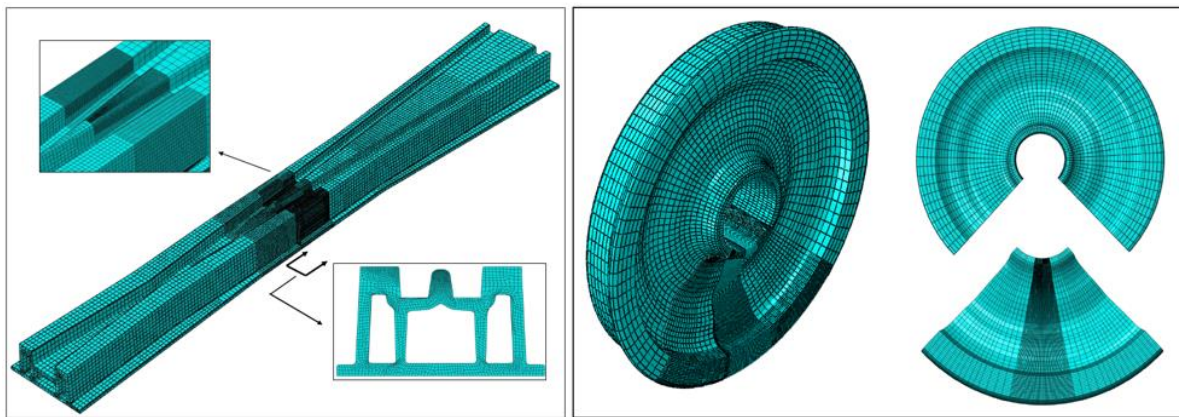
c (mm)	b (mm)	H_a (mm)	نوع پروفیل
۴۰۴	۹۳	۴	UIC۶۰
۴۹۰	۱۷۰	۳/۸	U۳۳

۳- شبیه سازی استاتیکی

در این بخش نتایج نیروهای جانبی و محوری حاصل از تحلیل دینامیک، به عنوان ورودی مدلی جدید با جزئیات بیشتر و به صورت استاتیکی، استفاده شده است. به منظور بررسی دقیق تر شرایط تنش و کرنش، پانل تقاطع دو نوع سوزن 60UIC و 33U که در خطوط



شکل ۳: مدل چرخ-سوزن در آباکوس
Fig. 3. Wheel-turnout model in Abaqus



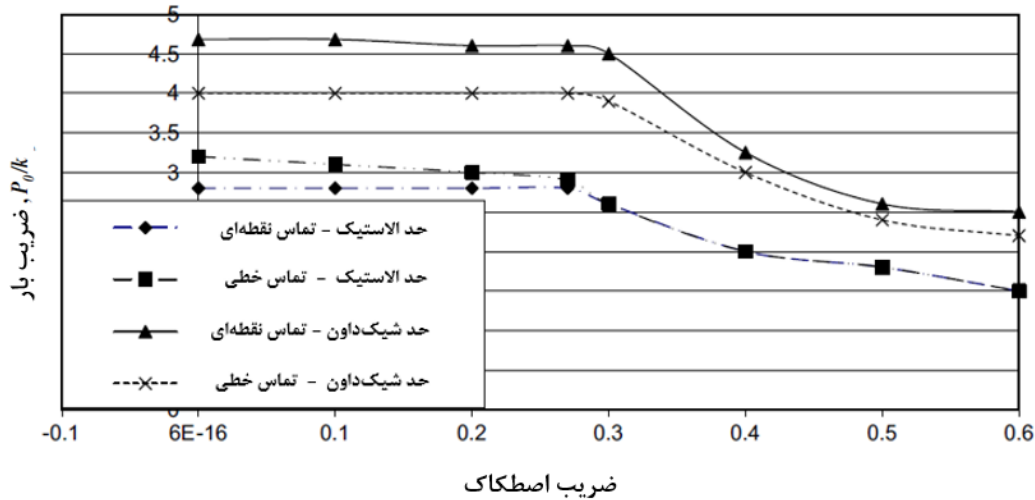
شکل ۴: اجزای مش بندی شده. سمت راست چرخ S1002 و سمت چپ تکه مرکزی سوزن UIC60
Fig. 4. Meshed parts. Right: S1002 wheel, and left: crossing panel in UIC60 turnout

با ۸۹۰۰۰۰ المان بوده که اکثر این المان‌ها، همان‌طور که در شکل ۴ به تصویر کشیده شده است در ناحیه تماس تمرکز دارند. مقطع چرخ مش بندی شده در ناحیه تماس نیز در این شکل مشخص است. به علت تغییر ناحیه تماس در سوزن‌های UIC60 و UIC۳۳ تعداد کل المان‌ها در هر مدل متفاوت بوده است. ولی اندازه المان‌های C3D8R در ناحیه تماس برابر $2 \times 2 \times 2 \text{ mm}^3$ بوده و دماغه سوزن با استفاده از این المان‌ها مش بندی شده است (شکل ۴). انتخاب نواحی برش ایجاد شده در قطعات سوزن به نحوی بوده است که ناحیه تماس در همه حالت‌ها در یک‌تکه از سوزن قرار داشته باشد تا ناپیوستگی در ناحیه تماس باعث دور شدن جواب از مقدار واقعی نشود. برای محاسبه اندازه مناسب المان آنالیز حساسیت مش روی مدل انجام گردیده است.

ریلی ایران پر استفاده‌اند، مدل‌سازی شده‌اند. به علت هندسه پیچیده سوزن و ماهیت مسئله که نیازمند المان‌های ریز در ناحیه تماس است، مش بندی مدل به صورت یک‌تکه امکان‌پذیر نبوده است و مدل تکه‌تکه شده و مش بندی ریزتر فقط در مقطعی که تحت تماس با چرخ بوده است انجام شده است. برای چرخ نیز از چنین راهکاری استفاده شده است. مدل نهایی چرخ-سوزن در شکل ۳ نمایش داده شده است.

شبیه‌سازی در نرم‌افزار آباکوس^۱ انجام گردیده است. چرخ در ناحیه تماس با المان‌هایی از نوع C3D8R^۲ با ابعاد $2 \times 2 \times 2 \text{ mm}^3$ مش بندی شده است، تعداد کل المان‌های استفاده شده در چرخ برابر

1 Abaqus
 2 An 8 node linear brick, reduced integration



شکل ۵: حدود الاستیک و شیک داون تحت بارگذاری تماس نقطه‌ای و خطی [۱۳]
 Fig. 5. Elastic and shakedown limits under line and point contact loading

۳-۱- مدل ماده

و حد شیک داون پلاستیک از این رو با نام دیگر آستانه رجتینگ نیز خوانده می‌شود [۱۰].

طراحی ایده آل در سیستم خط-قطار و علی‌الخصوص انتخاب مواد باید به گونه‌ای باشد که در تماس چرخ-ریل تنش‌ها کمتر از حد شیک داون الاستیک چرخ و ریل باشد [۸]. ضریب نیرو P_0/k ، تغییر شکل ماده تحت بارگذاری چرخه‌ای در دماغه تقاطع را کنترل می‌کند که توسط قضیه شیک داون قابل محاسبه است. روشی گرافیکی برای محاسبه حد شیک داون در [۱۳] توسط جانسون برای تماس نقطه‌ای^۸ و تماس خطی^۹ ارائه شده است (شکل ۵). برای مقادیر کم ضریب اصطکاک جریان پلاستیک تکرار شونده در صورتی که اتفاق می‌افتد که مقدار ضریب نیرو از $4/68$ که مقدار ضریب نیرو برای تماس دایروی است، تجاوز کند [۱۳ و ۱۴].

بار وارده به نیشدلی سوزن در اثر عبور مکرر چرخ قطار نیز به صورت چرخه‌ای است. کار سختی نقش مهمی در پاسخ قطعات به بارگذاری چرخه‌ای دارد. برای انجام شبیه‌سازی دقیق این پدیده، یک مدل ساختاری که کار سختی را در نظر می‌گیرد، باید استفاده شود. با توجه به توضیحات ارائه شده یک مدل شبه استاتیک از نیشدلی سوزن با مدل ماده الاستیک-پلاستیک با سخت‌شوندگی ایزوتروپیک/کینماتیک^{۱۰} و بدون در نظرگیری چرخ ایجاد شده است، که در آن سطح تماس معادل حاصل از برهمکنش بین چرخ و ریل، به صورت

به‌طور کلی پاسخ ماده به بارگذاری چرخه‌ای می‌تواند در ۴ گروه طبقه‌بندی شود. الاستیک، الاستیک شیک داون^۱، پلاستیک شیک داون^۲ و رجتینگ^۳. جزئیات کامل توسط لوئیس^۴ و همکاران در [۱۰]، جانسون^۵ در [۱۱] و کاپور^۶ در [۱۲] ارائه شده است.

اگر تنش چرخه‌ای کمتر از حد الاستیک ماده باشد پاسخ ماده به بارگذاری کاملاً الاستیک بوده و شکست اگر اتفاق بیفتد، به صورت خستگی پر چرخه^۷ اتفاق خواهد افتاد. اگر تنش الاستیک پایین‌تر از حد شیک داون الاستیک باشد سیستم تا حالتی که پس از چند چرخه پاسخ الاستیک خالص شود، شیک داون می‌کند و شکست اگر اتفاق بیفتد به صورت خستگی پر چرخه خواهد بود. اگر تنش چرخه‌ای بالاتر از حد شیک داون الاستیک باشد، سیستم دیگر به حالت الاستیک خالص شیک داون نمی‌کند و در هر چرخه تغییر شکل پلاستیک وجود خواهد داشت و شکست احتمالی توسط خستگی کم چرخه محتمل است، چنین چرخه‌های بسته‌ای از کرنش پلاستیک فقط زیر حد شیک داون پلاستیک محتمل هستند. اگر چرخه کرنش پلاستیک باز باشد آنگاه یک تغییر خالص کرنش پلاستیک بعد از هر چرخه وجود دارد این کرنش پلاستیک انباشته‌شده، رجتینگ نام دارد

- 1 Elastic shakedown
- 2 Plastic shakedown
- 3 ratcheting
- 4 R. Lewis
- 5 Johnson KL
- 6 Kapoor A
- 7 High cycle fatigue

- 8 Point contact
- 9 Line contact
- 10 Isotropic and kinematic hardening

مدل شبه‌استاتیک با استفاده از مدل ماده الاستیک-پلاستیک با سخت‌شوندگی ایزوتروپیک/کینماتیک و در نظرگیری رچتینگ، توسعه یافته است [۱۶]. قانون تکامل این مدل از دو جزء تشکیل شده است: کینماتیک غیرخطی و ایزوتروپیک.

جزء کینماتیک مدل ساختاری، تابعی از نرخ کرنش پلاستیک است که انتقال سطح تسلیم در فضای تنش را به صورت زیر، شرح می‌دهد.

$$\dot{\alpha}_k = C_k \frac{1}{\sigma_{y0}} (\sigma_y - \alpha) \dot{\epsilon}^p - \gamma_k \alpha_k \dot{\epsilon}^p \quad (3)$$

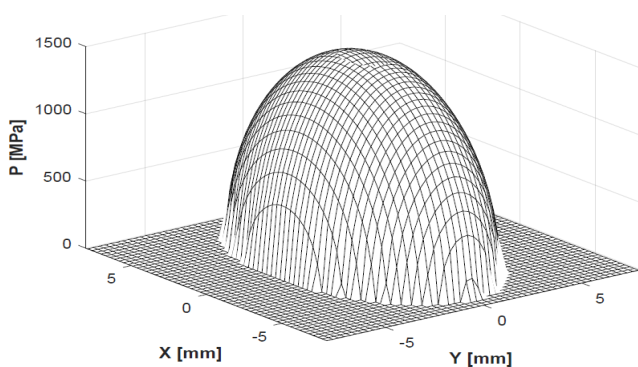
$$\alpha = \sum_{k=1}^N \alpha_k \quad (4)$$

که در این روابط N تعداد بک‌استرس‌ها، C_k و γ_k پارامترهای مربوط به جنس ماده یعنی مدول سخت‌شوندگی کینماتیک اولیه و نرخ کاهش مدول سخت‌شوندگی کینماتیک با افزایش تغییر شکل پلاستیک، σ_{y0} تنش تسلیم اولیه، α بک‌استرس، $\dot{\epsilon}^p$ نرخ کرنش پلاستیک و σ_y تنش معادل هستند. جزء دیگر این مدل سخت‌شوندگی ایزوتروپیک است که تغییرات تنش معادل (که خود تعریف‌کننده اندازه سطح تسلیم است) را به‌عنوان تابعی از تغییر شکل پلاستیک شرح می‌دهد.

$$\sigma_y = \sigma_{y0} + H \epsilon^p \quad (5)$$

که در آن H مدول سخت‌شوندگی پلاستیک ایزوتروپیک است. مقدار ثوابت و خصوصیات فولاد استفاده شده در دماغه تقاطع در جدول ۳ ارائه شده است [۸].

نمودار کرنش پلاستیک معادل برحسب زمان برای نقطه‌ای از



شکل ۶: توزیع فشار تماسی نرمال

Fig. 6. Normal contact pressure distribution

بار محوری و برشی روی نیشدلی اعمال شده است. شایان توجه است که سطح تماس معادل در چندین چرخه متوالی تا زمانی که رفتار الاستیک شیک‌داون در ناحیه تماس بر نیشدلی حاکم شود، با سرعت ثابت روی سطح نیشدلی حرکت می‌کند. سپس در یک مدل استاتیک جدید با ورود چرخ، نیشدلی سوزن مورد نظر به عنوان شرایط اولیه از نظر هندسه و مدل ساختاری استفاده می‌شود.

در تماس پروفیل‌های چرخ و ریل تنش‌های نرمال و مماسی در ناحیه تماس بسیار متمرکزند؛ بنابراین تنش‌های تماسی با در نظرگیری چرخ و ریل به‌عنوان اجسام الاستیک نیمه بی‌نهایت قابل تقریب زنی‌اند. این بدان معنی است که ابعاد ناحیه تماس نسبت به شعاع خمیدگی سطح‌های در تماس کمتر است. بر اساس فرضیات تئوری تماس هرتز [۱۵] بین دو جسم نیمه بی‌نهایت شعاع انحنا پروفیل‌های چرخ و ریل در ناحیه تماس ثابت فرض شده‌اند، فشار نرمال به‌صورت یک بیضی‌گون روی ناحیه تماس بیضوی با نیم محوره‌های a و b توزیع شده است. توزیع فشار تماسی بیضی‌گون $p(x, y)$ به‌صورت رابطه (۱) است. شرایط تماس در سوزن در بعضی موارد از این فرضیات فاصله دارد برای مثال در تماس گوشه گیج ریل تقاطع در ناحیه تماس، شعاع انحنا پروفیل چرخ و ریل متغیر است که باعث تغییر ابعاد ناحیه تماس خواهد شد.

$$p(x, y) = \frac{3F_n}{2\pi ab} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2} \quad (1)$$

نیروی تماسی برشی در خلاف جهت حرکت به‌صورت زیر مدل شده است:

$$q(x, y) = \mu p(x, y) \quad (2)$$

که در آن μ ضریب اصطکاک است. به‌منظور اعمال نیروی متحرک تماسی فشاری و برشی روی سطح دماغه با فرمول‌بندی هرتز، سابروتین $Dload$ به کار گرفته شده است [۱۶]. برای نیروی برشی مقدار ضریب اصطکاک برابر 0.2 و a و b در معادلات هرتز به ترتیب برابر $4/37$ و $7/14$ میلی‌متر در نظر گرفته شده است [۱۷].

فرض ساده ساز در این مرحله عدم تغییر اندازه ناحیه تماس در حین حرکت نیرو روی دماغه تقاطع است که می‌تواند باعث دور شدن نتایج در لحظات ابتدایی بارگذاری که چرخ به‌طور هم‌زمان با دماغه تقاطع و ریل پهلویی در تماس است، شود. توزیع فشار تماسی نرمال در شکل ۶ رسم شده است.

به صورت خستگی پر چرخه خواهد بود. از این رو شرایط به وجود آمده پس از چندین سیکل بارگذاری به عنوان ورودی مدل استاتیکی استفاده شده است.

۳-۲- شرایط مرزی

با توجه محور مختصات شکل ۳، ۷ تراورس در راستای طول سوزن تعریف شده و سختی آن‌ها به صورت فنر معادل به مدل اعمال شده است. این فنرها یک درجه آزادی و در جهات X و Z گیردار بوده، از یک سمت به کف تقاطع متصل و از سمت دیگر کاملاً گیردار هستند. نیروی محوری و جانبی به وسط چرخ اعمال شده است. تحلیل‌ها در ۱۱ مقطع مشخص برای سوزن ۶۰ UIC و ۳۳ U انجام شده‌اند. در انتخاب این مقاطع چندین عامل در نظر گرفته شده است: اولین مورد بررسی کامل تقاطع سوزن بوده است که هر سه ناحیه تماس با ریل بال، ناحیه انتقالی و تماس با نیشدلی را در برگیرد، مورد دوم نقاط بحرانی بوده است که با مراجع به تحقیقات انجام شده سعی شده است در نقاط نزدیک به بحرانی و ناحیه انتقالی تعداد مقطع بیشتری مورد بررسی قرار گیرد و نکته آخر مطالعات میدانی بوده است که با توجه به خسارات مشاهده شده در ایستگاه‌های بررسی شده مقاطع مورد نظر انتخاب شده‌اند.

۴- مدل خستگی

ترکیبی بر اساس چگالی انرژی و دیدگاه صفحه بحرانی برای مسئله خستگی کم چرخه که توسط جیانگ و سهیت‌اغلو [۱۸] پیشنهاد شده است، برای پیش‌بینی عمر خستگی در تقاطع استفاده شده است. این دیدگاه شدیداً تابع وضعیت تنش، تاریخچه بارگذاری و نوع ماده سازنده است. در این معیار مؤلفه‌های نرمال و برشی تنش و کرنش در صفحه بحرانی برای وارد کردن خسارت به ماده همکاری می‌کنند پارامتر خستگی^۱ در رابطه (۶) ارائه شده است.

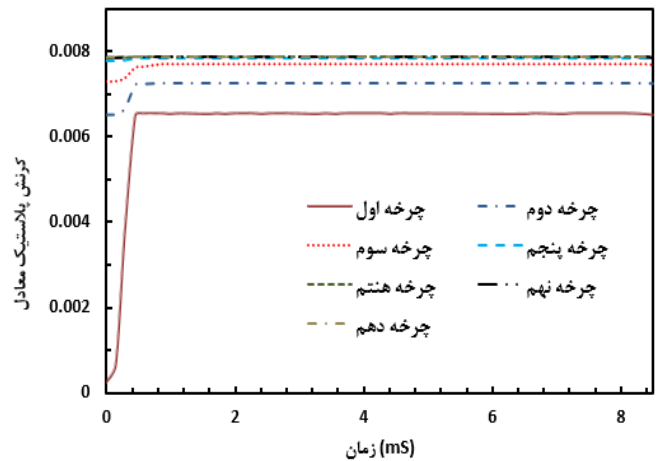
$$FP = \langle \sigma_{\max} \rangle \frac{\Delta \varepsilon}{2} + J \Delta \gamma \Delta \tau \quad (6)$$

که در آن $\langle \sigma_{\max} \rangle$ پرنانتر مکاولی^۲، $\langle x \rangle = 0.5(|x| + x)$ ، تنش نرمال ماکزیمم، $\Delta \varepsilon$ دامنه کرنش نرمال، $\Delta \gamma$ دامنه

جدول ۳: خصوصیات مکانیکی فولاد [۸]

Table 3. Material properties for steel

مقدار		خصوصیت
۵۰۰	σ_{y0}	تنش تسلیم اولیه (MPa)
۲۰	H	مدول سخت‌شوندگی پلاستیک ایزوتروپیک (GPa)
۱۳/۲	C	مدول سخت‌شوندگی کینماتیک (GPa)
۳/۱۲	γ	پارامتر سخت‌شوندگی کینماتیک
۲۰۰	E	مدول الاستیسیته (GPa)
۰/۳	ν	نسبت پواسون
۷۸۵۰	ρ	چگالی (kg/m^3)



شکل ۷: کرنش پلاستیک معادل انباشته برای چرخه اول تا دهم
Fig. 7. Accumulated plastic strain for first ten cycles

نیشدلی برای چرخه‌های اول تا دهم در شکل ۷ رسم شده است، آشکار است که بعد از تغییر شکل پلاستیک در چرخه‌های اولیه (چرخه اول تا پنجم)، تغییر شکل پلاستیک دیگری در چرخه‌های بعدی مشاهده نمی‌شود، بیشینه تغییر شکل پلاستیک معادل در چند چرخه کم تعداد ابتدایی اتفاق می‌افتد برای چرخه‌های بعدی مقدار ثابتی دارد و بیانگر این است که تقریباً پس از ۵ چرخه رفتار الاستیک شیک‌داون بر دماغه تقاطع حاکم است. بعد از چندین چرخه بارگذاری ابتدایی، نوسانی پایا در مقادیر تنش در طول چرخه‌های بعدی مشاهده می‌شود که نشانگر سطح تنش شبیه به هم برای این چرخه‌ها در زمان بارگذاری و باربرداری است. این خود گواه حاکم شدن رفتار الاستیک شیک‌داون بر دماغه تقاطع بعد از چندین چرخه ابتدایی است، پس‌ازاین خسارت اگر اتفاق بیفتد

1 Fatigue parameter- FP

2 MacCauley bracket

صفحه مورد بحث از روابط (۸) تا (۱۲) محاسبه می‌شود [۱۹].

$$\sigma_{norm}(t) = [n]^T [\sigma(t)][n] \quad (۸)$$

$$[T(t)] = [\sigma(t)][n] \quad (۹)$$

$$\tau(t) = \sqrt{[T(t)]^T [T(t)] - \sigma_{norm}^2} \quad (۱۰)$$

$$\varepsilon_{norm}(t) = [n]^T [\varepsilon(t)][n] \quad (۱۱)$$

$$\gamma(t) = \frac{\tau(t)}{G} \quad (۱۲)$$

که در روابط بالا $[\sigma(t)]$ حالت تنش، $[\varepsilon(t)]$ حالت کرنش، $\sigma_{norm}(t)$ تنش نرمال، $\varepsilon_{norm}(t)$ کرنش نرمال و G مدول برشی هستند. عمر جوانه‌زنی ترک N_f در این صفحه ترک همانند زیر محاسبه شده است:

$$FP_{max} = \begin{cases} \left(\langle \sigma_{max} \rangle \frac{\Delta \sigma}{2} + J \Delta \tau \Delta \gamma \right)_{max} = \frac{(\sigma'_f)^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma'_f \varepsilon'_f (2N_f)^{b+c} \\ \left(\langle \sigma_{max} \rangle \frac{\Delta \sigma}{2} + J \Delta \tau \Delta \gamma \right)_{max} = \frac{(\tau'_f)^2}{E} (2N_f)^{2b} + \tau'_f \gamma'_f (2N_f)^{b+c} \end{cases} \quad (۱۳)$$

از طریق رابطه (۱۳) و با استفاده از ضرایب جدول ۴ که پارامترهای مدل خستگی J-S است، عمر خستگی جوانه‌زنی ترک محاسبه می‌شود.

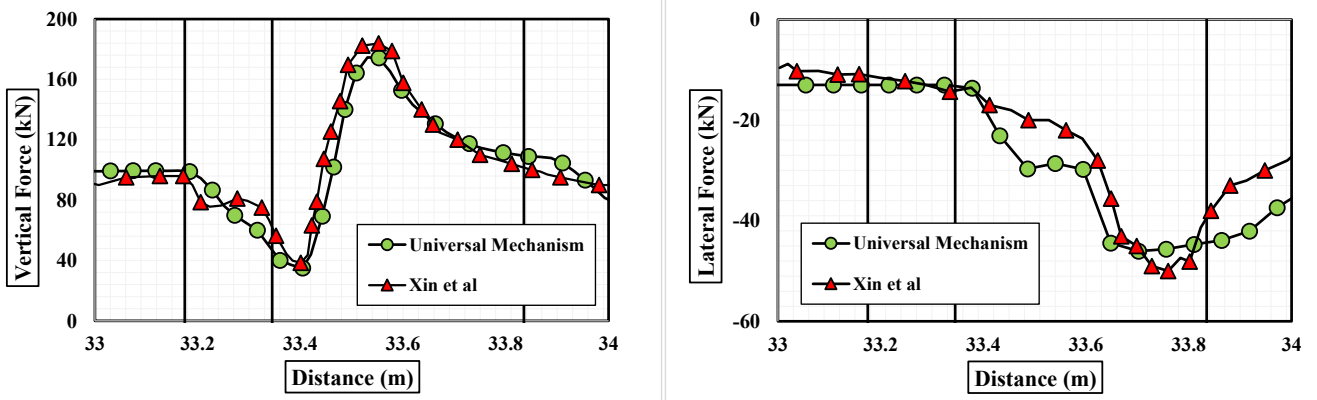
جدول ۴: پارامترهای مدل J-S [۸]
Table 4. J-S model parameters

مقدار	پارامتر (واحد)
۹۳۶	استحکام خستگی کشش σ'_f (MPa)
۴۶۸	استحکام خستگی برشی τ'_f (MPa)
۰/۱۰۳	ضریب شکل‌پذیری خستگی کششی
۰/۱۵۴۵	ضریب شکل‌پذیری خستگی برشی
-۰/۰۸۹	B
-۰/۵۵۹	C
۰/۳	J

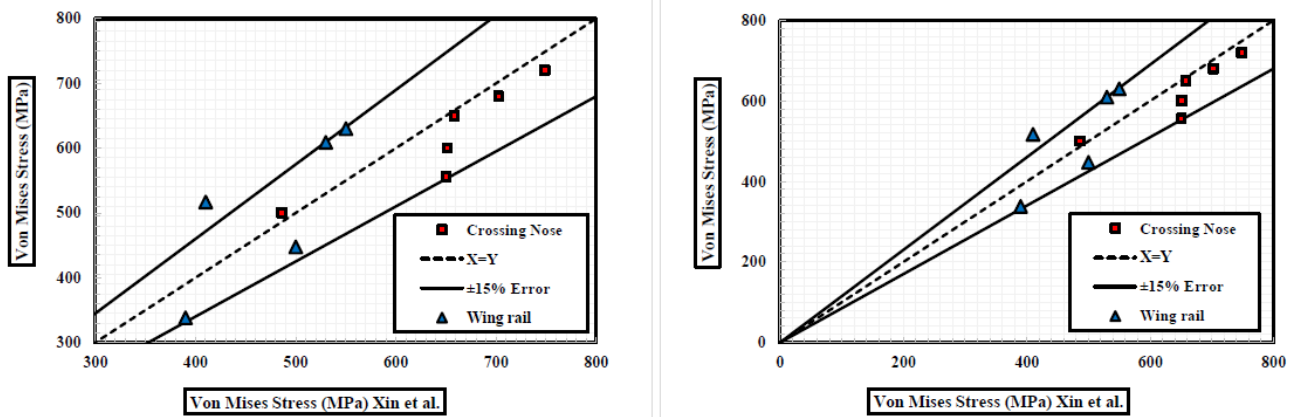
کرنش برشی، $\Delta \tau$ دامنه تنش برشی می‌باشند. صفحه بحرانی به صورت صفحه با بیشینه پارامتر خستگی یا FP تعریف می‌شود. از طریق یک دوران تانسوری برای تنش و کرنش در تمامی صفحه‌های گذرنده از یک نقطه پارامتر خستگی در تمامی آنها محاسبه شده و صفحه با بیشینه مقدار FP به عنوان صفحه بحرانی تعریف می‌شود. انرژی-چگالی باید همانند پارامتر خسارت در تمامی صفحات ماده برای تمامی فواصل کوچک بارگذاری محاسبه شود که در آن تأثیر هر یک از اعضا با ثوابت وابسته به ماده و بارگذاری α و β سنجیده می‌شود. مدل از نظر فیزیکی به ۲ مود بارگذاری برای جوانه‌زنی خستگی و شکست وابسته است: کشش که توسط $\alpha \Delta \sigma \Delta \varepsilon$ و برش که توسط $\beta \Delta \gamma \Delta \tau$ نمایندگی می‌شوند. رفتار ترک وابسته به ماده و دامنه بارگذاری است. بعضی مواد ترک برشی، بعضی ترک کششی و بعضی هر دو رفتار را به نمایش می‌گذارند. به منظور یافتن صفحه بحرانی در قطعه‌ای که تحت بار چرخه‌ای قرار گرفته است، ابتدا باید نقطه بحرانی مشخص شود، نقطه بحرانی به صورت نقطه‌ای از قطعه تعریف می‌شود که در آن تنش معادل به حداکثر مقدار خود می‌رسد [۸]، این تنش معادل می‌تواند تنش فون میزز باشد. اگر نقطه بحرانی به عنوان مرکز کره‌ای که شعاع واحد دارد در نظر گرفته شود، جهت برداری که از مرکز این کره به محیط آن وصل می‌شود با دو زاویه (زوایای θ و ϕ) به ترتیب زوایا نسبت به محور عمودی و محور ریل) مشخص می‌گردد و تعیین‌کننده راستای نرمال یک صفحه در فضا خواهد بود. بردار نرمال عمود بر صفحه مطابق رابطه (۷) محاسبه می‌شود.

$$\begin{aligned} n_x &= \sin \phi \sin \theta \\ n_y &= \cos \theta \\ n_z &= \sin \phi \cos \theta \end{aligned} \quad , \quad [n] = \begin{bmatrix} n_x \\ n_y \\ n_z \end{bmatrix} \quad (۷)$$

تنش و کرنش در هر راستای اختیاری تابع سه متغیر است، دو متغیر زوایای تعیین‌کننده راستای نرمال و دیگری زمان بارگذاری است. ترتیب روند یافتن صفحه بحرانی به شرح زیر است. یک صفحه دلخواه با بردار نرمال واحد n که به وسیله تعریف می‌شود در محل نقطه بحرانی در نظر گرفته می‌شود. مرحله ذکر شده برای تمامی فواصل زمانی سیکل مورد نظر تکرار می‌گردد تا تاریخچه زمانی پارامتر خستگی برای صفحه مورد نظر به دست آید. تنش‌ها و کرنش‌ها در



شکل ۸: مقایسه نتایج شبیه‌سازی دینامیکی و نتایج موجود
 Fig. 8. A comparison between dynamic simulation results and available data



شکل ۹: مقایسه نتایج شبیه‌سازی استاتیکی و نتایج موجود
 Fig. 9. A comparison between static simulation results and available data

۵- نتایج

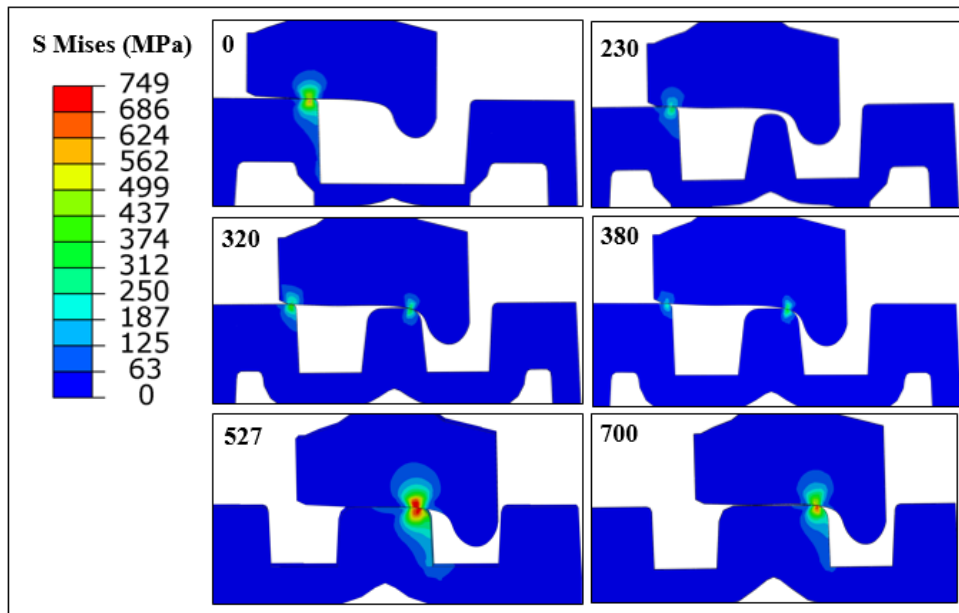
۵-۱- صحت سنجی

سوزن است مشابه با تحلیل قبلی بوده و بیشینه خطایی حدود ۵ درصد بین دو نمودار قابل مشاهده است، در نمودار نیروی جانبی اختلاف بیشتری بین نتایج مشاهده می‌شود، روند نمودار به درستی تغییرات نیرو را نشان می‌دهد.

در گام بعد نتایج نیروی حاصل از تحلیل دینامیکی وارد آباکوس شده و در مقاطع با فواصل مشخصی از نوک دماغه تقاطع مسئله حل گردیده است و نتایج تنش و کرنش در پانل تقاطع به دست آمده است. در شکل ۹ نمودار مقایسه‌ای بین نتایج تنش و کرنش تحلیل انجام شده در آباکوس و نتایج زین ارائه شده است.

در شکل ۹ محور عمودی نتایج حاصل از شبیه‌سازی انجام شده در آباکوس می‌باشد و محور افقی مقادیر تنش در شبیه‌سازی انجام شده توسط زین است. هر نقطه از نمودار بیانگر یک مقطع از تقاطع بوده

به منظور صحت سنجی مدل عددی ارائه شده، نتایج به دست آمده از شبیه‌سازی‌های عددی انجام شده با نتایج گزارش شده توسط زین و همکاران [۸] مقایسه شده است. واگن باری با بار محوری ۱۰۰ تن با سرعت ۱۳۰ کیلومتر بر ساعت با در نظرگیری ضریب اصطکاک ۰/۲ از روی پانل تقاطع سوزن عبور کرده است، به منظور صحت سنجی روش ارائه شده، تمامی شرایط مدل‌سازی در این دو نرم‌افزار اعمال شده است. نتایج نیروهای عمودی و جانبی استخراج شده و در شکل ۸ با نتایج تحلیل زین در ناحیه نیشدلی مقایسه شده است. تطابق خوبی در نیروی عمودی مشاهده می‌شود و همان‌طور که از نمودار مشخص است روند کلی تغییرات نیرو در ناحیه نیشدلی که بحرانی‌ترین ناحیه



شکل ۱۰: تنش فون میزز برای مقاطع مختلف تقاطع سوزن
Fig. 10. Von Mises stress distribution for different positions in crossing nose

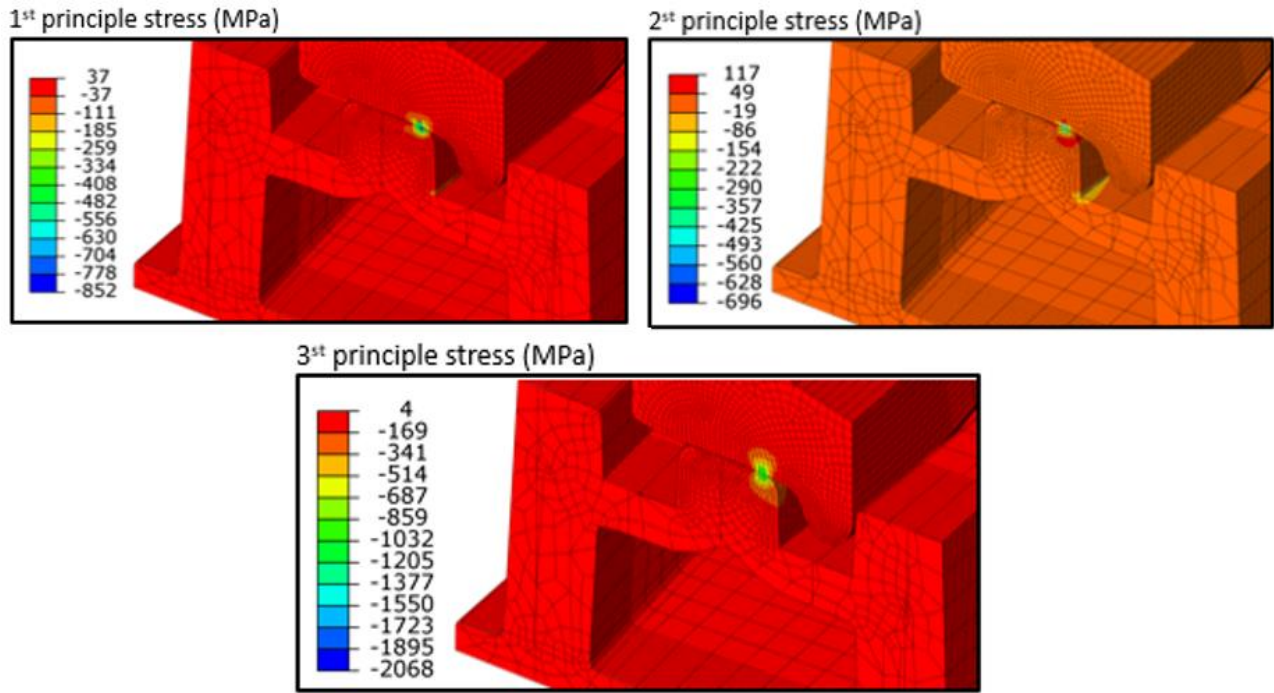
۲-۵- محاسبه عمر خستگی برای مقاطع بحرانی

در این بخش نتایج تنش و کرنش مقطع بحرانی و سایر مقاطع سوزن‌ها وارد کد متلب شده صفحه جوانه‌زنی ترک و عمر جوانه‌زنی ترک در این صفحه با استفاده از روابط بخش ۴ محاسبه شده است. توزیع تنش، شامل تنش‌های اصلی اول و دوم و سوم در نقطه بحرانی در شکل ۱۱ نشان داده شده است. از سه تنش اصلی مشخص است که بیشترین مساحت در تقاطع تحت تنش فشاری قرار دارد که به علت نیروی ضربه بالا در تقاطع است. با رجوع به دایره مور برای حالت تنش سه‌بعدی، آشکار است که اگر سه تنش اصلی در یک نقطه مشخص در تقاطع فشاری باشند، تنش‌های نرمال تمامی صفحه‌ها فشاری‌اند. در این نقاط ترک‌خوردگی برشی حاکم است و عمر خستگی را تعیین می‌کند. معادله (۶) به صورت $J\Delta\gamma\Delta\tau$ ساده می‌شود. همچنین، در این مورد تعداد چرخه‌ها تا جوانه‌زنی ترک N_f باید به صورت اجزای برشی محاسبه شود. در خصوص نقاطی که هر دو تنش‌های کششی و فشاری را دارند، ترک‌خوردگی برشی و کششی هر دو باید در نظر گرفته شوند.

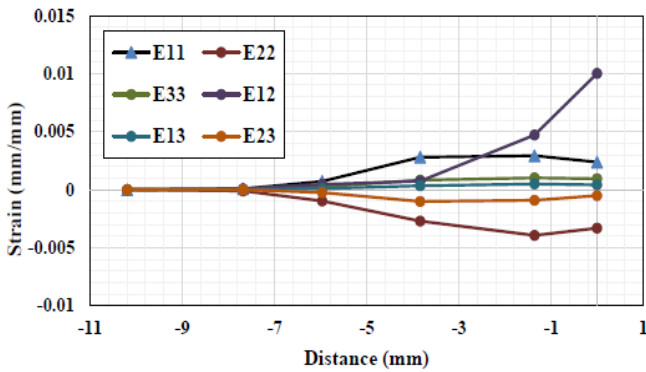
بنابراین برای آنالیز خستگی در مقطع بحرانی، چندین نقطه هم در ناحیه فشاری و هم فشاری/کششی برای مقایسه در سوزن UIC ۶۰ با شعاع قوس ۳۰۰، سرعت ۴۵ کیلومتر بر ساعت و بارمحوری ۸۰ تن انتخاب شده‌اند. جزای تنش و کرنش برای نقاط انتخاب شده در

و که به صورت زوج مرتبی از نتایج تحلیل و نتایج موجود در صفحه مختصات مشخص شده است، واضح است که هرچه نسبت این دو مقدار به یک نزدیک‌تر باشد (نقطه روی خط $X=Y$ قرار داشته باشد) جواب به دست آمده دقیق‌تر است. دو خط سیاه در نمودار هم بیانگر حاشیه‌های با ۱۵٪ اختلاف از جواب دقیق بوده و این دو خط معیار قابل قبول بودن جواب در نظر گرفته شده‌اند. با کمی دقت از نمودار مشخص است که تمامی تحلیل‌ها روی دماغه جواب نزدیک به جواب دقیق ارائه داده‌اند و مقادیر قابل قبول هستند. خطا در نتایج تنش حاصل از ریل بال کمی افزایش یافته اما تمامی مقادیر به جز یک عدد در محدوده خطای مورد قبول قرار دارند که بیانگر دقت تحلیل‌های انجام شده است.

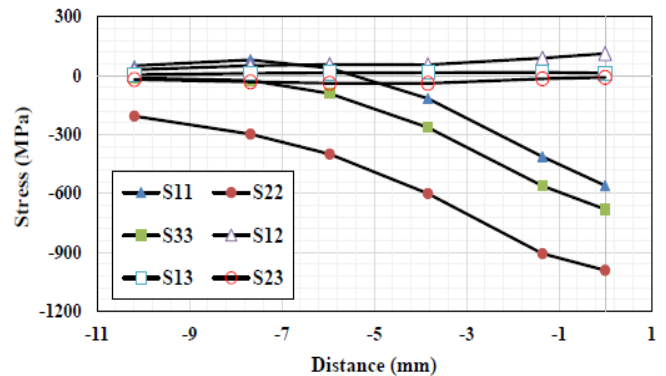
شکل ۱۰ کانتورهای تنش فون میزز برای مقاطع مختلف سوزن را نشان می‌دهد. نیروهای دینامیک متناظر برای هر مقطع از یونیورسال مکانیسم استخراج شده است، پس از تحلیل نتایج به این صورت بوده‌اند. بیشینه تنش در مقطعی به فاصله ۵۲۷ میلی‌متر از نوک دماغه تقاطع مشاهده شده است که این مقدار با مقادیر گزارش شده در [۷ و ۸] تطابق خوبی دارد و هردو این محققین فاصله‌ای بین ۵۰۰ تا ۵۳۰ میلی‌متر را به عنوان ناحیه بحرانی یعنی ناحیه با بیشینه تنش معرفی کرده‌اند. در ناحیه انتقالی مقادیر تنش کمتر بوده و پس از ناحیه انتقال یعنی در مقاطع ۵۲۷، ۶۰۰ و ۷۰۰ میلی‌متر مقادیر تنش افزایش می‌یابند.



شکل ۱۱: توزیع تنش در مقطع بحرانی
 Fig. 11. Stress distribution at critical position



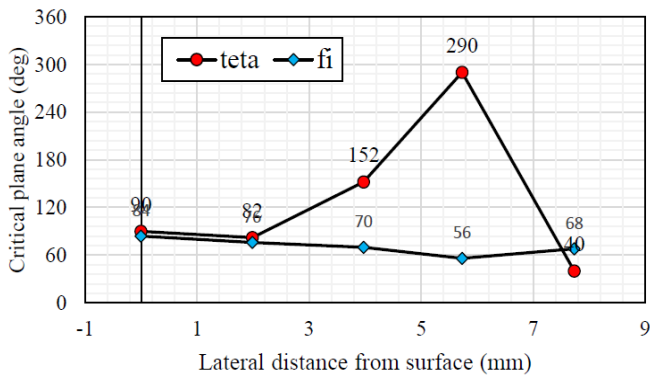
شکل ۱۳: اجزای کرنش در موقعیت‌های مختلف عمودی در مقطع بحرانی
 Fig. 13. Strain components in different vertical positions from rail surface



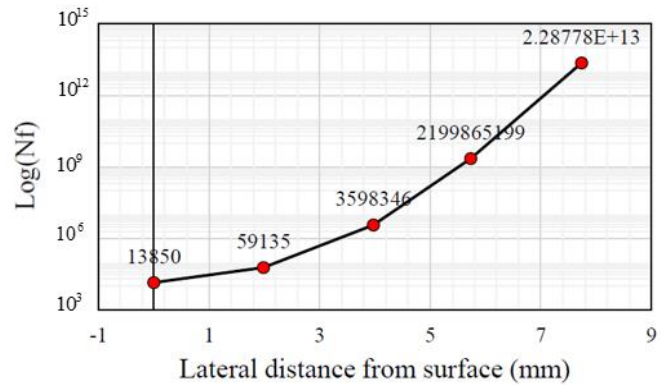
شکل ۱۲: اجزای تنش در موقعیت‌های مختلف عمودی در مقطع بحرانی
 Fig. 12. Stress components in different vertical positions from rail surface

در این دو شکل مشخص است که هرچه فاصله عمودی از سطح ریل افزایش می‌یابد، اجزای کرنش و تنش مخصوصاً در جهت عمودی به صورت قابل توجه کاهش می‌یابد. این اجزا در بخش بعد مقدار FP در این نقاط را تعیین می‌کنند و نقش مهمی در عمر خستگی دارند. در این نمودارها عدد ۱ نمایانگر جهت X عدد ۲ بیانگر محور Y و عدد ۳ نمایانگر محور Z از دستگاه مختصات است. همان‌طور که انتظار می‌رود در این نمودارها تنش محوری در راستای Y بیشترین مقدار را دارا بوده و تنش‌های نرمال تا عمقی نزدیک به ۴ میلی‌متر از سطح

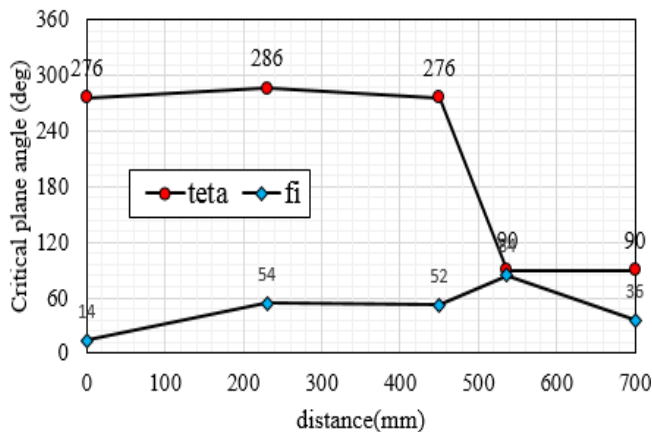
شکل‌های ۱۲ و ۱۳ رسم شده‌اند در ابتدا نقطه بحرانی که بالاترین مقدار تنش فون میزز را دارد انتخاب می‌شود. این نقطه در سطح ریل قرار دارد و دارای تنش‌های نرمال فشاری در تمامی صفحات است. فاصله عمودی از سطح ریل بدین منظور از ۰ میلی‌متر در محور افقی در شکل‌های ۱۲ و ۱۳ رسم شده است. علاوه بر این ۵ نقطه دیگر پایین‌تر از نقطه بحرانی برای آنالیز عمر خستگی انتخاب شده‌اند. فاصله افقی از سطح ریل تا این ۵ نقطه به ترتیب عبارت‌اند: از ۱/۳۵۷، ۳/۸۳۷، ۵/۹۶۶، ۷/۶۷۸ و ۱۰/۱۹۲.



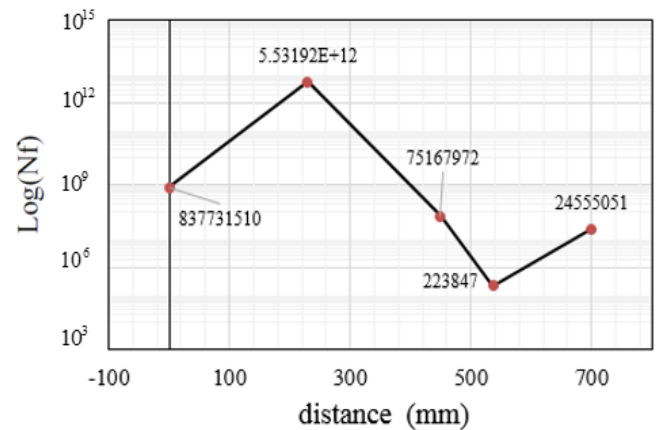
شکل ۱۵: زوایای صفحات بحرانی در موقعیت‌های مختلف عمودی
Fig. 15. Angles of the critical planes in different vertical positions from rail surface



شکل ۱۴: عمر جوانه زنی ترک خستگی در موقعیت‌های مختلف عمودی
Fig. 14. Number of cycles to fatigue crack initiation in different vertical positions from rail surface



شکل ۱۷: زوایای صفحات بحرانی در طول سوزن
Fig. 17. Angles of the critical planes in the lateral positions



شکل ۱۶: تعداد چرخه تا خستگی در طول سوزن
Fig. 16. Number of cycles to fatigue crack initiation in the lateral positions

افزایش می‌یابد و جوانه‌زنی ترک خستگی تماس غلظتی روی سطح انجام خواهد شد.

۳-۵- محاسبه عمر خستگی برای کل تقاطع

به علت تفاوت‌های هندسی در تقاطع، شرایط تماس شامل زاویه تماس و اندازه ناحیه برخورد و غیره در طول تقاطع مغیر است، به همین دلیل، آنالیز تنش/ کرنش علاوه بر آنالیز عمر خستگی در نقاط مختلف مورد نیاز است. صفحه بحرانی در ۵ نقطه تماس در تقاطع انتخاب شده‌اند. برای این نقاط زاویه و تعداد چرخه منتهی به جوانه‌زنی ترک در شکل‌های ۱۶ و ۱۷ به ترتیب رسم شده‌اند. با توجه به نتایج زاویه ϕ ، یعنی زاویه بین این صفحه تا جهت طولی برای صفحه جوانه‌زنی ترک بین ۵۰ تا ۹۰ درجه است. در حالی که زاویه θ

همگی فشاری می‌باشند و با بیشتر شدن عمق تغییراتی در شرایط تنش ایجاد می‌شود.

با محاسبه صفحه با بالاترین مقدار FP به عنوان صفحه بحرانی، جهت‌گیری این صفحه در فضا توسط دو زاویه θ و ϕ به دست آمده است. در شکل ۱۵ این زوایا برای فواصل مختلف در عمق نیشدلی ارائه شده است. مشخص است که مقادی یکسانی برای زاویه ϕ در عمق‌های مختلف محاسبه شده است؛ اما برای زاویه θ که بیانگر زاویه بین بردار نرمال و جهت عمودی است، مقادی متفاوتی به دست آمده است. علت ممکن است در شرایط متفاوت بارگذاری بر روی نقاط زیرسطحی نسبت به نقاط روی سطح نهفته باشد. مقادیر عمر خستگی برای نقاط مختلف در عمق در شکل ۱۴ نشان داده شده است. با افزایش فاصله نسبت به سطح عمر خستگی

این مورد خاص در تقاطع سوزن شرایط بارگذاری خشن تر و شرایط تماسی خاص وجود داشته است. در مقطع‌های بافاصله از مقطع بحرانی و یا نقاطی در مقطع بحرانی که بافاصله از نقطه بحرانی قرار دارند عمر تا چند ده میلیون چرخه نیز به دست آمده است که می‌تواند به صورت عمر جوانه‌زنی ترک بی‌نهایت تلقی شود و به طور یقین در این نقاط ترک خستگی جوانه نخواهد زد.

۵-۵- تأثیر سرعت، وزن واگن بر عمر خستگی

به منظور بررسی تأثیر پارامترهای سرعت، وزن و اصطکاک بر عمر جوانه‌زنی ترک خستگی در مقطع بحرانی سوزن‌های مطالعه شده جدول‌های ۵ و ۶ ارائه شده است. در این دو جدول تأثیر پارامترهای مورد بحث بر عمر جوانه‌زنی ترک خستگی تماس غلتشی در مقاطع بحرانی سوزن بررسی شده است. در ۹۰ درصد مقاطع بررسی شده در این بخش زاویه جوانه‌زنی ترک بدون تغییر بوده و با زاویه θ ۹۰ درجه و ϕ ۸۴ درجه جوانه‌زنی ترک پیش‌بینی شده است که بیانگر تأثیر هندسه سوزن و شرایط تماس بر زاویه جوانه‌زنی است و با تغییر نیرو یا سرعت سیر واگن زاویه صفحه جوانه‌زنی ترک تغییری نکرده است. با بررسی جدول‌های ۵ و ۶ که در آن‌ها نتایج عمر جوانه‌زنی ترک برای هر شعاع قوس به صورت مجزا ارائه شده است، قوس با شعاع کمتر باعث ایجاد عمر جوانه‌زنی ترک کمتری در مقطع بحرانی شده است،

جدول ۶: نتایج عمر خستگی برای سوزن UIC60 با قوس ۳۰۰ متر

Table 6. Number of cycles to fatigue crack initiation in UIC60 turnout with radius of 300 m

عمر خستگی (چرخه)	سرعت واگن (km/h)	وزن واگن (ton)
۲۱۶۷۶۳	۳۰	۱۰۰
۳۴۷۲۷	۴۵	
۱۸۲۶۹	۶۰	
۱۰۵۶۶۲۱	۳۰	۸۰
۲۲۳۸۴۷	۴۵	
۳۰۸۱۱	۶۰	
۳۲۰۸۷۵۱	۳۰	۶۰
۸۶۲۶۵۹	۴۵	
۱۵۲۱۹۲	۶۰	

مقادیر مختلفی را دارا است و پیش‌بینی زاویه این صفحه با جهت عمودی سخت است.

شکل ۱۶ عمر جوانه‌زنی ترک خستگی در موقعیت‌های طولی مختلف را نمایش می‌دهد؛ که در آن مقطع بافاصله ۵۳۷ میلی‌متر کمترین تعداد چرخه تا جوانه‌زنی ترک را دارد. مقطع بعد از ۵۳۷ میلی‌متر و سه نقطه دیگر که به نقطه دماغه نزدیک تر هستند، عمر خستگی طولانی‌تری دارند؛ بنابراین نتیجه می‌شود که عمر خستگی تمامی تقاطع توسط نقطه بحرانی در فاصله ۵۳۷ میلی‌متری از دماغه مشخص می‌شود.

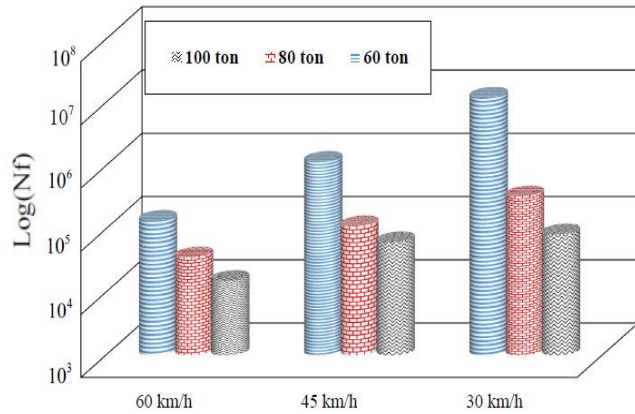
۵-۴- پیش‌بینی عمر خستگی

در ۳۸ مورد عمر جوانه‌زنی محاسبه شده بین نتایج تنش کرنش حاصل از ۵۰ مقطع بررسی شده در سوزن‌های مختلف، عمر بین ۳۹۰۰۰ تا ۱۲۳۰۰۰ چرخه به دست آمده است. عمر جوانه‌زنی ترک واقعی برای یک خط معمولی نیز توسط تحقیق میدانی به دست آمد. تعداد چرخه‌های عمر خستگی بین ۵۱۰۰۰ تا ۶۰۷۰۰۰ بوده است [۸]. با این حال در این مقاله کمترین چرخه عمر پیش‌بینی شده ۱۳۸۵۰ چرخه برای سوزن U33 با شعاع قوس ۱۹۰ متر برای واگنی به وزن ۱۰۰ تن و سرعت ۶۰ کیلومتر بر ساعت بوده است، در این بازه قرار ندارد، این مسئله این‌گونه می‌تواند شرح داده شود که در

جدول ۵: نتایج عمر خستگی برای سوزن UIC60 با قوس ۱۹۰ متر

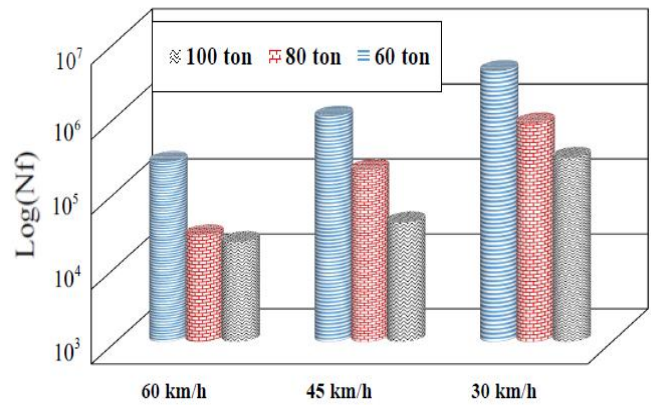
Table 5. Number of cycles to fatigue crack initiation in UIC60 turnout with radius of 190 m

عمر خستگی (چرخه)	سرعت واگن (km/h)	وزن واگن (ton)
۲۸۶۲۴۴	۳۰	۱۰۰
۳۹۴۹۲	۴۵	
۲۱۴۸۸	۶۰	
۸۳۲۱۲۱	۳۰	۸۰
۱۹۶۷۶۸	۴۵	
۲۶۶۲۴	۶۰	
۴۱۰۳۳۵۵	۳۰	۶۰
۱۰۱۸۵۶۱	۴۵	
۲۵۱۰۵۹	۶۰	



شکل ۱۹: عمر جوانه‌زنی ترک برای وزن‌های واگن و سرعت‌های مختلف، سوزن ۳۳U

Fig. 19. Number of cycles to fatigue crack initiation for different wagon weight and speed in U33 turnout



شکل ۱۸: عمر جوانه‌زنی ترک برای وزن‌های واگن و سرعت‌های مختلف، سوزن ۶۰UIC

Fig. 18. Number of cycles to fatigue crack initiation for different wagon weight and speed in UIC60 turnout

- با بررسی نتایج تنش-کرنش مربوط به سوزن U33 با شعاع قوس‌های ۱۹۰ و ۳۰۰ و سوزن ۶۰UIC با شعاع قوس ۱۹۰ و ۳۰۰ در همگی موارد مقطعی که در فاصله ۵۳۷ میلی‌متر از نوک دماغه سوزن قرار دارد بیشینه تنش فون میز را دارا بوده و در تمامی سوزن‌ها این مقطع بحرانی است.

- با بالا رفتن وزن در سرعت ثابت، مقادیر تنش و کرنش بیشتر شده است و در تمامی وزن‌ها یک‌روند خاص در نتایج ۴ سوزن مختلف مشاهده شده است. سوزن ۳۳U با شعاع قوس ۱۹۰ متر بحرانی‌ترین سوزن نسبت به دیگر سوزن‌ها بوده است. در سرعت‌های مختلف واگن نیز نتایج مشابهی مشاهده شده است.

- نتایج مشابهی برای زاویای جوانه‌زنی ترک نسبت به محور ریل به دست آمده است (۵۰ تا ۹۰ درجه) درحالی‌که زاویه نسبت به محور عمودی مقادیر مختلفی را دارا است.

- در ۳۸ مورد عمر جوانه‌زنی محاسبه شده در این پژوهش از ۵۰ مقطع بررسی شده در ۴ نوع سوزن مختلف، عمر جوانه‌زنی ترک خستگی بین ۳۹۰۰۰ تا ۱۲۳۰۰۰ چرخه محاسبه شده است.

- قوس با شعاع کمتر باعث ایجاد عمر جوانه‌زنی ترک کمتری در مقطع بحرانی می‌شود، یعنی ترک در تقاطع با شعاع کمتر زودتر جوانه می‌زند.

- سوزن‌های ۶۰UIC در مقایسه با سوزن‌های ۳۳U عمر جوانه زنی ترک بالاتری دارند و با توجه به اهمیت خستگی تماس غلتشی در خطوط ریلی استفاده از سوزن ۶۰UIC معقول‌تر است.

یعنی ترک در تقاطع با شعاع کمتر زودتر جوانه می‌زند. همان‌طور که انتظار می‌رود با بالا رفتن وزن در سرعت ثابت مقادیر عمر جوانه‌زنی ترک بیشتر شده است و در تمامی وزن‌ها یک‌روند خاص در نتایج مشاهده شده است.

برای مشخص شدن تأثیر سرعت و بارمحوری برای دو سوزن ۶۰UIC و ۳۳U مقادیر عمر جوانه‌زنی ترک خستگی تماس غلتشی به‌صورت نمودارهای ستونی در شکل‌های ۱۸ و ۱۹ برای سوزن ۶۰UIC با قوس ۱۹۰ و برای سوزن ۳۳U با قوس ۳۰۰ ارائه شده‌اند. همان‌طور که از این دو نمودار مشخص است در سرعت‌های پایین عمر خستگی برای بارهای محوری مختلف مقادیر نزدیک‌تری را دارا است و در سرعت بالاتر اختلاف بیشتری بین مقادیر عمر خستگی در بارهای محوری مختلف مشاهده می‌شود. همچنین تأثیر قوس در عمر خستگی نیز مشخص است، قوس کوچک‌تر منتهی به عمر خستگی کمتر خواهد شد.

۶- نتیجه‌گیری

نتایج حاصل از این تحقیق را می‌توان به‌صورت زیر جمع‌بندی کرد:

- با افزایش سرعت یا وزن قطار در بیشینه نیروی تماسی جانبی و محوری در نتایج شبیه‌سازی افزایش می‌یابد. بیشینه نیروی تماس محوری مربوط به ناحیه دماغه تقاطع است به علت ضربه ایجاد شده هنگام عبور چرخ از ریل بال به دماغه تقاطع است.
- محل ضربه در سوزن ۳۳U و ۶۰UIC در موقعیتی یکسان بوده و در فاصله ۵۰۰ میلی‌متری از دماغه تقاطع رخ می‌دهد.

- of crossing nose, *Vehicle System Dynamics*, 52(11) (2014) 1517-1540.
- [4] M. Wiest, W. Daves, F. Fischer, H. Ossberger, Deformation and damage of a crossing nose due to wheel passages, *Wear*, 265(9-10) (2008) 1431-1438.
- [5] N.K. Mandal, On the low cycle fatigue failure of insulated rail joints (IRJs), *Engineering Failure Analysis*, 40 (2014) 58-74.
- [6] A. Johansson, B. Pålsson, M. Ekh, J.C. Nielsen, M.K. Ander, J. Brouzoulis, E. Kassa, Simulation of wheel-rail contact and damage in switches & crossings, *Wear*, 271(1-2) (2011) 472-481.
- [7] J. Xiao, F. Zhang, L. Qian, Numerical simulation of stress and deformation in a railway crossing, *Engineering failure analysis*, 18(8) (2011) 2296-2304.
- [8] L. Xin, V. Markine, I. Shevtsov, Numerical analysis of rolling contact fatigue crack initiation and fatigue life prediction of the railway crossing, in: *CM2015: 10th International Conference on Contact Mechanics*, Colorado Springs, USA, 30 August-3 September 2015, 2015.
- [9] M.R. Ghazavi, M.Taki, Dynamic simulations of the freight three-piece bogie motion in curve, *Vehicle System Dynamics*, 46(10) (2008) 955-973.
- [10] R. Lewis, U. Olofsson, *Wheel-rail interface handbook*, Elsevier, 2009.
- [11] K. Johnson, The strength of surfaces in rolling contact, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Mechanical Engineering Science*, 203(3) (1989) 151-163.
- [12] A. Kapoor, A re-evaluation of the life to rupture of ductile metals by cyclic plastic strain, *Fatigue & fracture of engineering materials & structures*, 17(2) (1994) 201-219.
- [13] K. Johnson, A graphical approach to shakedown in rolling contact, in: *Applied Stress Analysis*, Springer, 1990, pp. 263-274.
- [14] J.W. Ringsberg, Cyclic ratchetting and failure of a pearlitic rail steel, *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 23(9) (2000) 747-758.

• افزایش بار محوری و یا سرعت واگن در حرکت از روی سوزت تأثیر زیادی بر عمر جوانه زنی ترک خستگی دارد، و با رعایت این دو مورد توسط لکوموتیورانان عمر سوزن‌ها افزایش قابل ملاحظه‌ای خواهد داشت.

فهرست علائم

علائم انگلیسی

H	مدول سخت‌شوندگی پلاستیک ایزوتروپیک، GPa
C	مدوی سخت‌شوندگی کینماتیک، GPa
E	مدول الاستیسیته، GPa
N_f	عمر خستگی
FP	پارامتر خستگی
G	مدول برشی، GPa

علائم یونانی

$\sigma_{y,0}$	تنش تسلیم اولیه، MPa
ρ	چگالی، kg/m^3
γ	پارامتر سخت‌شوندگی کینماتیک
μ	ضریب اصطکاک
ν	نسبت پواسون
σ'_f	استحکام خستگی کششی، MPa
τ'_f	استحکام خستگی برشی، MPa

زیرنویس

f شکست

مراجع

- [1] J. Sadeghi, B. Akbari, Field investigation on effects of railway track geometric parameters on rail wear. *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A*, 7(11), (2006) 1846-1855.
- [2] M. Pletz, W. Daves, W. Yao, H. Ossberger, Rolling contact fatigue of three crossing nose materials—Multiscale FE approach, *Wear*, 314(1-2) (2014) 69-77.
- [3] C. Wan, V. Markine, I. Shevtsov, Improvement of vehicle–turnout interaction by optimising the shape

- fatigue, 23(7) (2001) 575-586.
- [18] Y. Jiang, H. Sehitoglu, A model for rolling contact failure, *Wear*, 224(1) (1999) 38-49.
- [19] J. P. Srivastava, P. K. Sarkar, V. R. Meesala, V. Ranjan, Rolling Contact Fatigue Life of Rail for Different Slip Conditions, *Latin American Journal of Solids and Structures*, 14(12) (2017) 2243-2264.
- [15] U. Zerbst, R. Lundén, K.-O. Edel, R.A. Smith, Introduction to the damage tolerance behaviour of railway rails—a review, *Engineering fracture mechanics*, 76(17) (2009) 2563-2601.
- [16] Abaqus Users Manual 2016
- [17] J.W. Ringsberg, Life prediction of rolling contact fatigue crack initiation, *International Journal of*