



Numerical Analysis of Rolling Contact Fatigue in Common Turnouts of Iran Railway Track

M. Shahravi*, M. Rezasefat

Department of Railway Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran

ABSTRACT: The highest amount of reported failures in railway tracks are due to turnout problems. The main causes of these breakdowns are: high wheel-rail contact forces, creep in the switchblade due to changes in the rail profile, and inconsistency in the rail profile during wheel passage over wing rail and crossing nose causing collision forces. In this paper, a new method for crossing nose fatigue life prediction is presented using the finite element approach. Firstly, a dynamic model containing a complete turnout (switch and crossing panels) is simulated. For a closer look at the crossing, the results of the forces generated by the dynamic model are transmitted to a more detailed static model at specific sections, because of the criticality of this point in track. Then the stress and strain results are extracted to perform the fatigue analysis on the crossing nose in order to calculate fatigue crack initiation life and critical planes. Regarding the importance of fatigue and the necessity of investigating the effect of different variables on fatigue life, a parametric study is conducted considering variables such as velocity, wagon weight, and turnout type. The results indicate that the predicted fatigue life in UIC60 crossings is less than U33. Also, by increasing the wagon weight and speed or the curve radius fatigue crack initiation life have increased.

Review History:

Received: 2018/06/24
Revised: 2018/11/10
Accepted: 2018/12/03
Available Online: 2018/12/21

Keywords:

Turnout crossing
Rolling contact fatigue
Numerical simulation
Life prediction
Crack initiation

1- Introduction

Turnouts are important parts of the railway tracks as they provide guidance to the rail traffic. Wear, Plastic deformation and rolling contact fatigue are severe problems that can happen in turnouts due to high impact forces that are generated in the crossing because of rail discontinuity (between the crossing nose and the wing rail).

In Iran, high Rolling Contact Fatigue (RCF) and wear rate in the crossing nose is a severe problem that causes operation disturbance in a new turnout within two months [1]. Therefore, solutions for the RCF problem in the turnout crossings are highly demanded, and many scientists in the recent decade are investigating RCF related problems in turnouts.

Wear, accumulated plastic deformation and RCF have been introduced by researchers like Pletz et al. [2] and Wan et al. [3] as dominant damage mechanism in turnout's crossing nose. Wiest et al. [4] has investigated the low cycle fatigue in crossings made of two different materials under consecutive wheel passages using Finite Element Method (FEM).

Mandal [5] has studied cyclic behavior of rails by applying a dynamic wheel load through a contact patch, the distribution of contact pressure was considered using a non-Hertzian formulation. Johansson et al. [6] simulated the degradation of rail profiles in switches & crossings, a methodology was presented for simulating (predicting) all damage mechanisms for a mixed traffic situation in a switch. Xiao et al. [7] developed a three dimensional model to put on the simulation

of stress, plastic strain and vertical displacement in the crossing under dynamic wheel load at the different wheel-crossing contact positions. Elastic-plastic finite element simulation of wheel-crossing-ties was considered.

Xin et al. [8] has studied the rolling contact fatigue crack initiation and fatigue life prediction for the railway turnout crossing, a 3D explicit Finite Element (FE) model of a wheelset passing a turnout crossing was used to obtain the dynamic responses of the system. Contact forces, displacements, and accelerations, as well as the stresses and strain in the crossing nose, were reported along with crossing's crack initiation life. In this paper, a multi-body dynamic and a FEM model have been developed in order to investigate the RCF crack initiation life and RCF crack initiation and in two highly used turnouts, U33 and UIC60, in Iran. A multi-body dynamic model was used to calculate vertical and lateral contact forces when a train passed a full length railway turnout. Then the results were imported in the FEM model to investigate the strain- stress response of crossing nose. The stress-strain outputs were used to calculate crossing's RCF crack initiation life. Rigorous parametric studies have been conducted to investigate the effect of axle load, train speed and friction coefficient on crossing's RCF crack initiation life.

2- Methodology

Multi-body dynamic calculations have been performed using Universal Mechanism to measure vertical and lateral contacts forces when the freight wagon passes through a full

*Corresponding author's email: M_Shahravi@iust.ac.ir



Copyrights for this article are retained by the author(s) with publishing rights granted to Amirkabir University Press. The content of this article is subject to the terms and conditions of the Creative Commons Attribution 4.0 International (CC-BY-NC 4.0) License. For more information, please visit https://mej.aut.ac.ir/article_3203.html.

length turnout. For simplification in model's geometry, a V-shaped imperfection, based on [9], has been added to rail, where the wheel gets in the first contact with the crossing nose, to reproduce the impact that occurs due to the change in the inclination of the rolling planes. Fig. 1 illustrates this simplification.

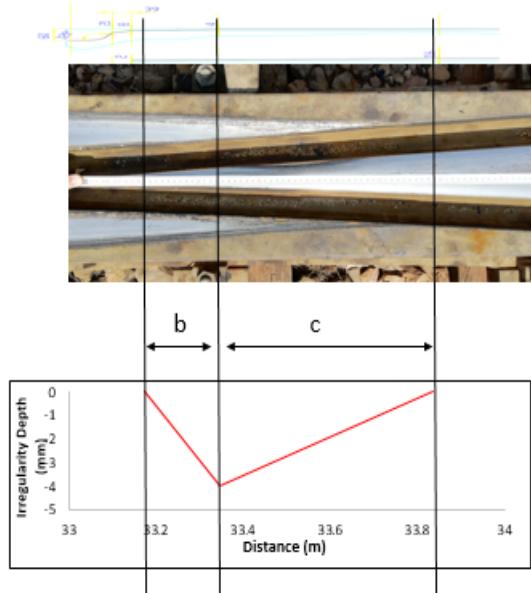


Fig. 1. Simplification of multi-body dynamic model

For detailed studies on stresses and strains as well as hardening quasi-static sub-model of crossing panel of each turnout has been developed using the implicit code ABAQUS/Standard [10]. The FEM sub-model includes a section of 5m in length of the wheel and the crossing nose, and isotropic and kinematic hardening [11, 12] is introduced to model as constitutive behavior of crossing. The meshed model is shown in Fig. 2.

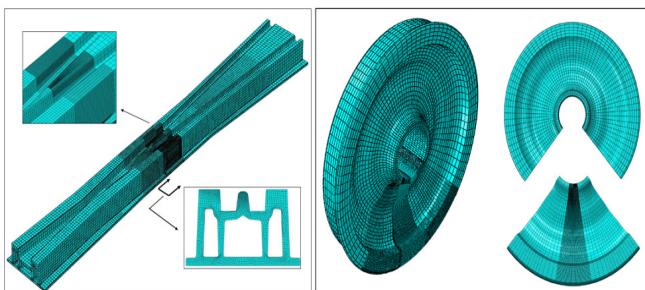


Fig. 2. Meshed quasi-static FEM model

Jiang and Sehitoglu [13] criterion are used to predict the fatigue life and critical plane of the crossing. This criterion combines two approach based on the energy density and critical plane for low cycle fatigue problems, and it is strongly dependent on the stress state, loading histories and material type. It is considered that both normal and shear components of stress and strain on the critical plane contribute to the damage of the material. The fatigue parameter FP is defined as

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

By surveying all the possible planes at a material point, the maximum FP and the critical plane are determined. The energy density is computed as FP on every material plane and for every increment of loading. The critical plane is defined as the plane with the maximum FP.

3- Results & Discussion

An example of the Von Mises stress states, in UIC60 turnout with axle load and train speed of 25 ton and 130 km/h, respectively, have been shown Fig. 3 when the rolling the wheel is situated and comes into contact with the crossing at each position. The criteria to estimate the most critical contact position has been chosen to be the Von Mises stress. In this case, the position with the highest Von Mises stress value of 747 MPa is at the distance of 527 mm on the crossing from its nose.

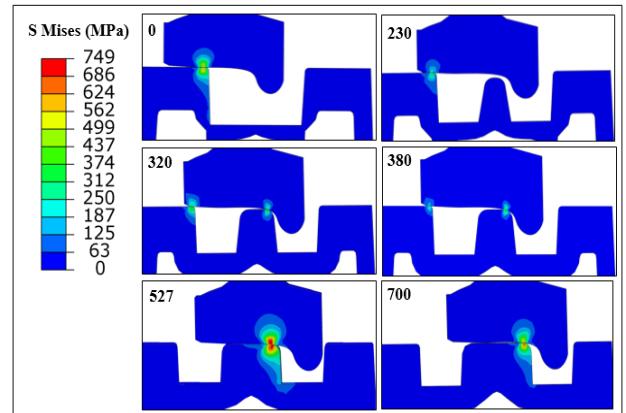


Fig. 3. Von Mises stress in different cross sections of UIC60 turnout.

Rolling contact fatigue crack initiation life cycles in the lateral distance is plotted in Fig. 4. One point at the surface and four other points beneath the contact point have been chosen for the fatigue life calculation. The distances from the rail surface are 1.35 mm, 3.83 mm, 5.96 mm and 10.19 mm respectively. It can be seen in this Figure that as the vertical distance from the rail surface increases, the fatigue crack initiation life increase, and if the rolling contact fatigue crack initiates, it will be at the surface of the rail.

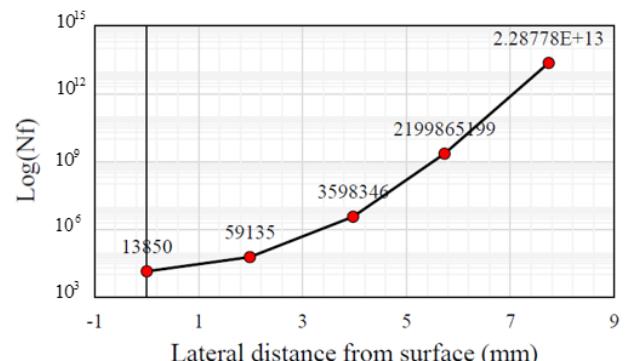


Fig. 4. The number of cycles to fatigue in the lateral direction.

The rolling contact fatigue crack initiation life results of the parametric study in UIC60 turnout with different wagon weight and speed has been plotted in Fig. 5.

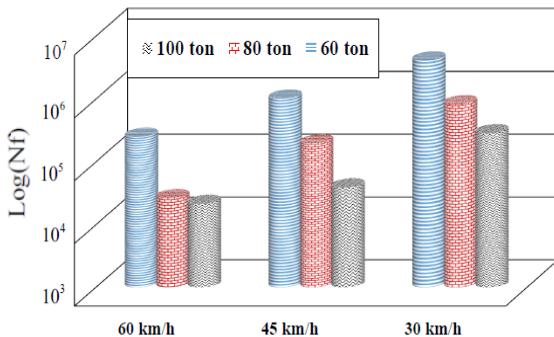


Fig. 5. Parametric study results.

4- Conclusion

The results indicate that the predicted fatigue life in UIC60 crossings is less than U33. Also, by increasing the wagon weight and speed or the curve radius fatigue crack initiation life have increased in different parametric study cases. Also, results show that rolling contact fatigue crack initiates at the surface of the rail and wheels contact region.

5- References

- [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 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] Abaqus Users Manual 2016
- [11] R. Lewis, U. Olofsson, *Wheel-rail interface handbook*, Elsevier, 2009.
- [12] 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.
- [13] Y. Jiang, H. Sehitoglu, A model for rolling contact failure, *Wear*, 224(1) (1999) 38-49.



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

مجید شهریو^{*}، 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 غلتی

شبیه‌سازی عددی

پیش‌بینی عمر

جوانه‌زنی ترک

خلاصه: بالاترین توزیع خرابی‌های گزارش شده در خطوط راه آهن و استه به سوزن‌ها است. علل اصلی این خرابی‌ها را می‌توان در نیروهای تماس چرخ-ریل بالا، خرزش 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 پانل 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 مدل 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 غلتی، 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 نظر گیری متغیرهایی نظیر سرعت سیر، وزن و اگن، ضربی اصطکاک و نوع سوزن انجام شده است. نتایج بیانگر عمرهای جوانه‌زنی ترک کمتر در سوزن‌های UIC ۶۰ و قوس‌ها با شاعر بیشتر است. نیروهای تماس کمتری در سوزن‌های UIC ۶۰ نسبت به ۳۳۱۵۰ U مشاهده شده است، همچنین با بالا رفتن ضربی 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 حمل و نقل 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 به طور 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 انباسته و خستگی تماس

سوزن‌ها از حیاتی ترین بخش‌های خط در حمل و نقل ریلی هستند، انواع مختلفی از نقص‌ها مانند: سایش، تغییر شکل پلاستیک، خستگی تماس غلتی، رشد ترک، موجی شدن ریل و... می‌تواند باعث واماندگی آن‌ها شود. به سبب وجود شرایطی نظیر نیروهایی مماسی تماس چرخ-ریل بالا و خرزش در تیغه سوزن به علت تغییرات در پروفیل ریل، تغییرات ناگهانی اینها چرخ در نوک تیغه سوزن، عدم پیوستگی در پروفیل ریل در گذار 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 سومن 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 عهده دار مکاتبات: m_shahravi@iust.ac.ir*

1 M. Pletz
2 C. Wan

(Creative Commons License) حقوق مؤلفین به نویسنده‌گان و حقوق ناشر به انتشارات دانشگاه امیرکبیر داده شده است. این مقاله تحت لیسانس آفرینندگی مردمی (Creative Commons License) در دسترس شما قرار گرفته است. برای جزئیات این لیسانس، از آدرس <https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode> دیدن فرمائید.



بیشتر انتقال داده شده و در مقاطع مختلف در مسیر حرکت چرخ، تحلیل انجام شده است. سپس نتایج تنش و کرنش استخراج شده و داده های 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 نظر گیری متغیرهایی نظیر سرعت سیر، وزن واگن، ضریب اصطکاک و نوع سوزن انجام شده است. هدف اصلی آنالیز خستگی تقاطع می تواند به صورت زیر خلاصه شود: شناسایی محتمل ترین موقعیت جوانه زنی ترک و جهت گیری صفحه جوانه زنی ترک و پیش بینی عمر جوانه زنی ترک خستگی در صفحه آن.

۲- شبیه سازی دینامیکی

تحلیل دینامیک سیر واگن در مسیر کامل سوزن به روش دینامیک اجسام چند تابی^۱ توسط نرم افزار یونیورسال مکانیزم^۲ انجام شده است. تحلیل های دینامیکی و اندازه گیری نیروهای خروجی، بر روی چرخ و محور جلوی بوزی شماره ۱ در یک واگن روسی لبه بلند صورت پذیرفته است (شکل ۱ سمت چپ). اجزای بوزی ۱۸-۱۰۰ را می توان در چند بخش تقسیم بندی 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 بوزی است)، یاتاقان، چرخ و محور و صفحات سایشی (بر روی قاب های کناری زبانه هایی تعییه شده است تا صفحات سایشی بین این زبانه ها قرار گیرند و به عنوان قیدی از جدا شدن این بوزی از یکدیگر جلوگیری کنند)، است. چرخ و محور به وسیله یاتاقان ها به قاب های کناری متصل می گردد. گهواره نیز توسط سیستم تعلیق و صفحات سایشی که در (شکل ۱ سمت راست) به قاب های کناری متصل می گردد. مشخصات فنرها، جرم قاب های کناری و گهواره، مشخصات چرخ و ریل در جدول ۱ بیان شده است. جهت مدل سازی تکه مرکزی و ضربه ناشی از انتقال چرخ از ریل باله به نیشدلی مطابق مدل ارائه شده در مرجع [۹] با استفاده از نقشه سوزن های UIC ۳۳ و UIC ۶۰ از یک ناهمواری V شکل استفاده گردید (شکل ۲). مقادیر H_d , c , برای هر دو سوزن UIC ۶۰ و UIC ۳۳ جدول ۲ نمایش داده شده است.

غلتشی را به عنوان خسارات غالب در سوزن معرفی کرده اند و این ها به طور گسترده توسط محققین در مقالات مختلف بررسی شده است. ویست^۳ و همکاران [۴] با مدل سازی نیشدلی سوزن از دو جنس مختلف رفتار خستگی کم چرخه این دو تقاطع را تحت عبور مکرر چرخ بررسی کرده و نتایج را ارائه داده اند. مندال^۴ [۵] با اعمال توزیع فشار با فرمول بندی غیر هر تری روی مفصل ریل به تحلیل خستگی کم چرخه در این ناحیه پرداخته است.

جوهانسن^۵ و همکاران [۶] روشی برای شبیه سازی کاهش پروفیل ریل سوئیچ ها و تقاطع ها در اثر سایش ارائه کردند. در این مقاله با معرفی سایش و تغییر شکل پلاستیک انباسته به عنوان سازو کارهای خسارت معمول در اجزای سوزن به بررسی آن ها پرداخته شده است. در ادامه خستگی تماس غلتشی به عنوان شکل دیگری از خسارت که منتظری به ترک های سطحی در ریل می شود، معرفی شده است. بنا به نظر نویسنده گان در نظر گیری هر سه سازو کار خسارت معرفی شده برای پیش بینی تخریب کلی اجزای سوزن واجب است. ژیائو^۶ و همکاران [۷] در مقاله ای عددی تنش و تغییر شکل در تقاطع راه آهن را بررسی کرده اند. با در نظر گرفتن ویژگی غیر خطی ماده، یک مدل المان محدود سه بعدی الاستیک-پلاستیک که شامل چرخ، سوزن و تراورس ها است، را توسعه داده اند. اثر دینامیکی بار چرخ و تماس چرخ و سوزن مورد بررسی قرار گرفته شده و تنش ها، کرنش پلاستیک، جابجایی های عمودی سوزن شبیه سازی شده تحت بار دینامیکی چرخ در موقعیت های مختلف تماسی چرخ و سوزن بررسی شده است. زین^۷ و همکاران [۸] فرآیند آنالیز جوانه زنی ترک تماسی غلتشی و پیش بینی عمر خستگی در محل تقاطع سوزن های راه آهن را بسط داده اند. مدل المان محدود سه بعدی برای به دست آوردن نتایج تنش و کرنش، با در نظر گرفتن تأثیرات دینامیک تماس غلتشی چرخ- تقاطع سوزن استفاده شده است.

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

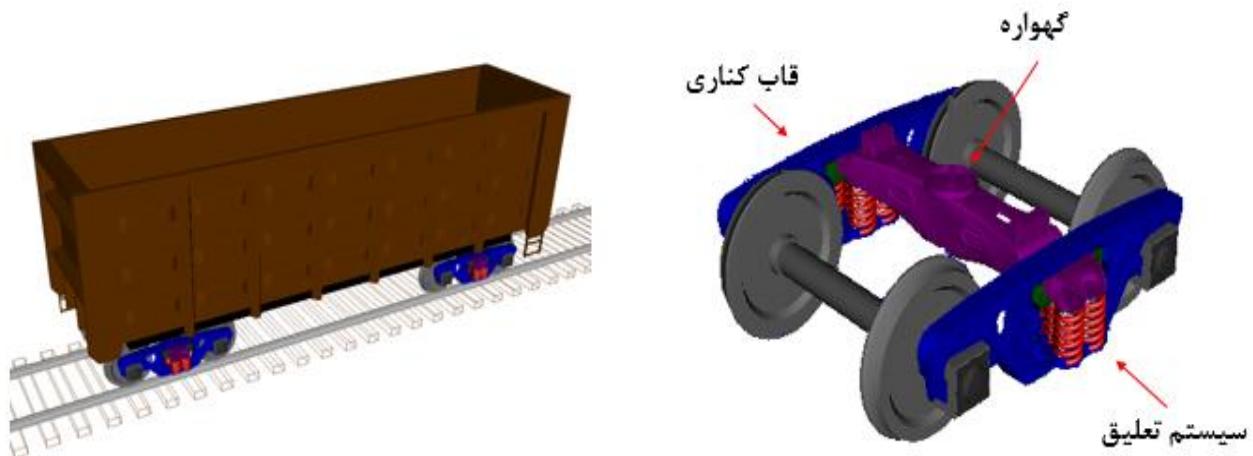
1 M. Wiest

2 N. K. Mandal

3 A. Johansson

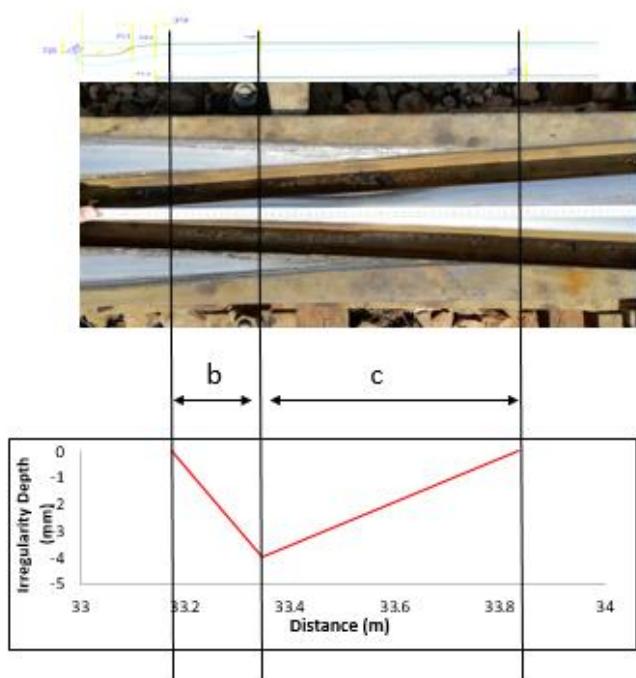
4 J. Xiao

5 L. Xin



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
۶۳۲۰۰	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)
۱۸۰۰۰۰۰	سختی جانبی ریل (N/m)
۴۰۰۰۰	میرایی عمودی ریل (Ns/m)
۱۰۰۰۰	میرایی جانبی ریل (Ns/m)

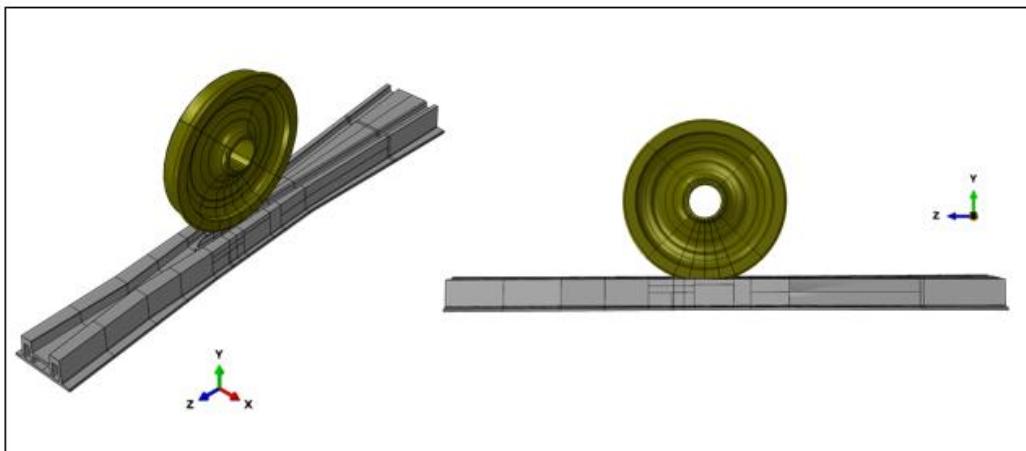
جدول ۲: مقادیر پارامترهای ناهمواری مدل‌سازی شده برای دو سوزن

Table 2. Imperfection in both turnouts Constant parameters for implemented

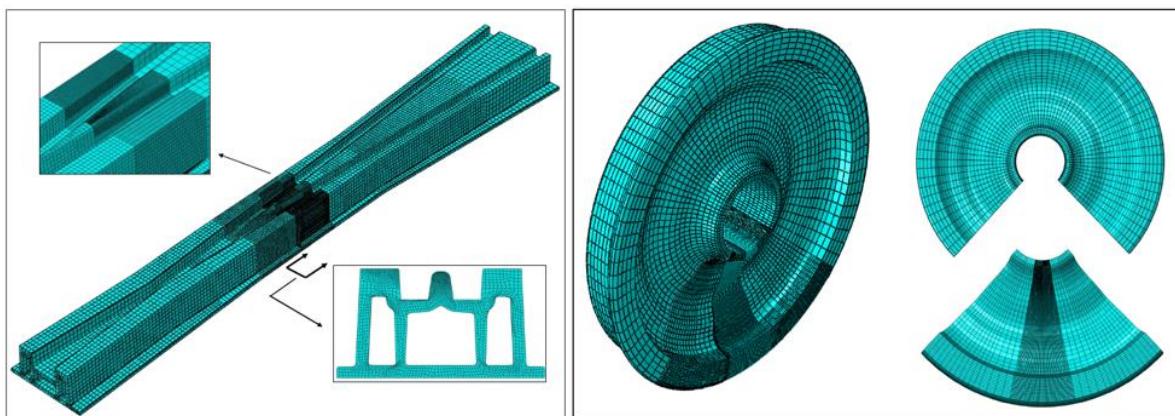
c (mm)	b (mm)	H_d (mm)	نوع پروفیل
۴۰۴	۹۳	۴	UIC۶۰
۴۹۰	۱۷۰	۳/۸	U۳۳

۳- شبیه‌سازی استاتیکی

در این بخش نتایج نیروی‌های 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 دقیق‌تر شرایط تنش و کرنش، پانل تقاطع دو نوع سوزن 60UIC و 33U در خطوط



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



شکل ۴: اجزای مش بنده شده. سمت راست چرخ S1002 و سمت چپ تکه مرکزی سوزن ۶۰UIC
Fig. 4. Meshed parts. Right: S1002 wheel, and left: crossing panel in UIC60 turnout

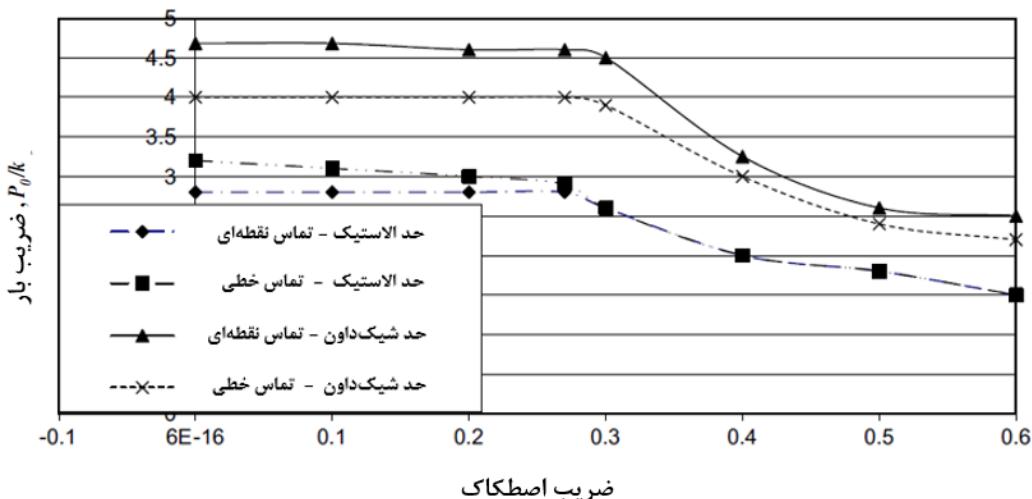
با ۸۹۰۰۰ المان بوده که اکثر این المان‌ها، همان‌طور که در شکل ۴ به تصویر کشیده شده است در ناحیه تماس تمرکز دارند. مقطع چرخ مش بنده شده در ناحیه تماس نیز در این شکل مشخص است. به علت تغییر ناحیه تماس در سوزن‌های UIC60 و C3D8R تعداد کل المان‌ها در هر مدل متفاوت بوده است. ولی اندازه المان‌های برش ایجاد شده 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 پراستفاده‌اند، مدل‌سازی شده‌اند. به علت هندسه پیچیده سوزن و ماهیت مسئله که نیازمند المان‌های ریز در ناحیه تماس است، مش بنده مدل به صورت یک‌تکه امکان‌پذیر نبوده است و مدل تکه‌تکه شده و مش بنده 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 آباکوس¹ انجام گردیده است. چرخ در ناحیه تماس با المان‌هایی از نوع C3D8R² با ابعاد $2 \times 2 \times 2$ mm³ مش بنده 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

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

طراحی ایده آل در سیستم خط-قطار و علی‌الخصوص انتخاب مواد باید به‌گونه‌ای 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 تکرارشونده درصورتی که اتفاق می‌افتد که مقدار ضریب نیرو از $4/68$ که مقدار ضریب نیرو برای تماس دایروی است، تجاوز کند [۱۳ و ۱۴].

بار واردہ 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 شبیه استاتیک از نیشدلی سوزن با مدل ماده الاستیک-پلاستیک با سخت‌شوندگی ایزوتروپیک/کینماتیک^{۱۰} و بدون در نظر گیری چرخ ایجاد شده است، که در آن سطح تماس معادل حاصل از برهمکنش بین چرخ و ریل، به صورت

۳-۱- مدل ماده

به‌طور کلی پاسخ ماده به بارگذاری چرخهای می‌تواند در ۴ گروه طبقه‌بندی شود. الاستیک، الاستیک شیک داون، پلاستیک شیک داون^{۱۱} و رچتینگ^{۱۲}. جزئیات کامل توسط لویس^{۱۳} و همکاران در [۱۰]، جانسون^{۱۴} در [۱۱] و کاپور^{۱۵} 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^{۱۶} 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 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 انباسته شده، رچتینگ 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 شبہاستاتیک با استفاده از مدل ماده الاستیک-پلاستیک با سختشوندگی ایزوتروپیک/کینماتیک و درنظرگیری 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.

$$\dot{\alpha}_k = C_k \frac{1}{\sigma_{y_0}} (\sigma_y - \alpha) \dot{\varepsilon}^p - \gamma_k \alpha_k \dot{\varepsilon}^p \quad (3)$$

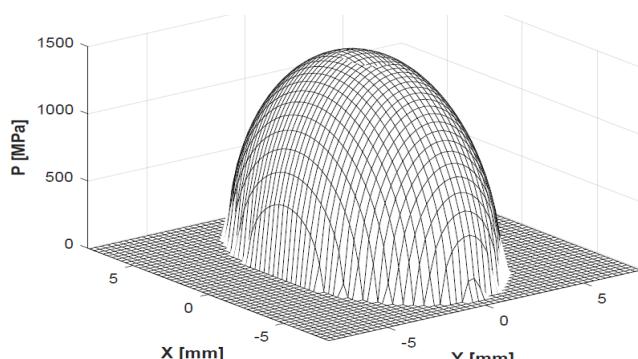
$$\alpha = \sum_{k=1}^N \alpha_k \quad (4)$$

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_y تنش تسلیم اولیه، α بکاسترس، $\dot{\varepsilon}^p$ نرخ کرنش پلاستیک و $\dot{\varepsilon}^p$ تنش معادل هستند. جزء دیگر این مدل سختشوندگی ایزوتروپیک است که تغییرات تنش معادل (که خود تعریف کننده اندازه سطح تسلیم است) را به عنوان تابعی از تغییر شکل پلاستیک شرح می‌دهد.

$$\sigma_y = \sigma_{y_0} + H \dot{\varepsilon}^p \quad (5)$$

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

نمودار کرنش پلاستیک معادل بر حسب 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 تنש‌های نرمال و مماسی در ناحیه تماس بسیار متغیر مترکزند؛ بنابراین تنش‌های تماسی با در نظرگیری چرخ و ریل به عنوان 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 اینجا پروفیل‌های چرخ و ریل در ناحیه تماس ثابت فرض شده‌اند، فشار نرمال به صورت یک بیضی‌گون روی ناحیه تماس بیضی‌گون ($p(x, y)$) به صورت 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 اینجا 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 به صورت زیر مدل شده است:

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

که در آن μ ضریب اصطکاک است. به منظور اعمال نیروی متحرک تماسی فشاری و برشی روی سطح دماغه با فرمول بندی هرتز، ساپروتین $Dload$ به کار گرفته شده است [۱۶]. برای نیروی برشی مقدار ضریب اصطکاک برابر 0.02 و $a = b = 0.07$ میلی‌متر 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 به طور همزمان با دماغه تقاطع و ریل پهلوی در تماس است، شود. توزیع فشار تماسی نرمال در شکل ۶ رسم شده است.

به صورت خستگی پر چرخه خواهد بود. ازین‌رو شرایط به وجود آمده پس از چندین سیکل بارگذاری به عنوان ورودی مدل استاتیک 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 UIC ۶۰ و ۳۳ U انجام شده‌اند. در انتخاب این مقاطع چنان‌چشم 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 نیشلی 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.

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

که در آن $\langle \cdot \rangle$ پرانتر مکاولی، $(|x| + x) / 5$ ، $\Delta \epsilon$ تنش نرمال ماکزیمم، J دامنه کرنش نرمال، $\Delta \gamma$ دامنه

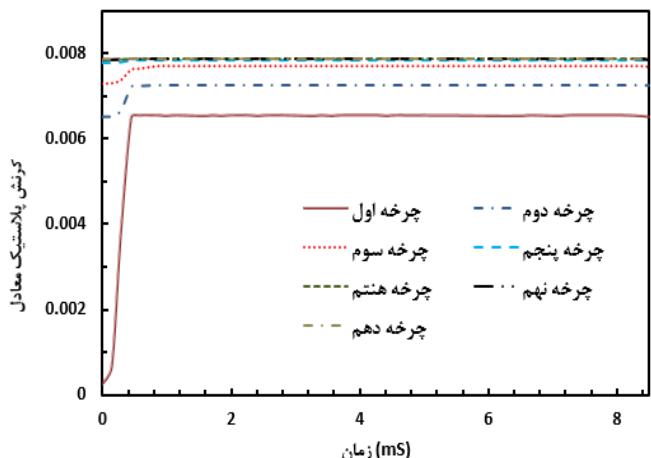
۱ Fatigue parameter- FP

2 MacCauley bracket

جدول ۳: خصوصیات مکانیکی فولاد [۱۸]

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	v	نسبت پواسون
۷۸۵۰	ρ	چگالی (kg/m³)



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

نیشلی 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، پس از این خسارت اگر اتفاق بیفتد

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

$$\sigma_{norm}(t) = [n]^T [\sigma(t)][n] \quad (8)$$

$$[T(t)] = [\sigma(t)][n] \quad (9)$$

$$\tau(t) = \sqrt{[T(t)]^T [T(t)] - \sigma_{norm}^2} \quad (10)$$

$$\varepsilon_{norm}(t) = [n]^T [\varepsilon(t)][n] \quad (11)$$

$$\gamma(t) = \frac{\tau(t)}{G} \quad (12)$$

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

$$FP_{max} = \begin{cases} \left(\langle \sigma^{max} \rangle \frac{\Delta z}{2} + J \Delta \tau \Delta \gamma \right)_{max} = \frac{(\sigma'_f)^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma'_f \varepsilon'_f (2N_f)^{b+c} \\ \left(\langle \sigma^{max} \rangle \frac{\Delta z}{2} + J \Delta \tau \Delta \gamma \right)_{max} = \frac{(\tau'_f)^2}{E} (2N_f)^{2b} + \tau'_f \gamma'_f (2N_f)^{b+c} \end{cases} \quad (13)$$

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

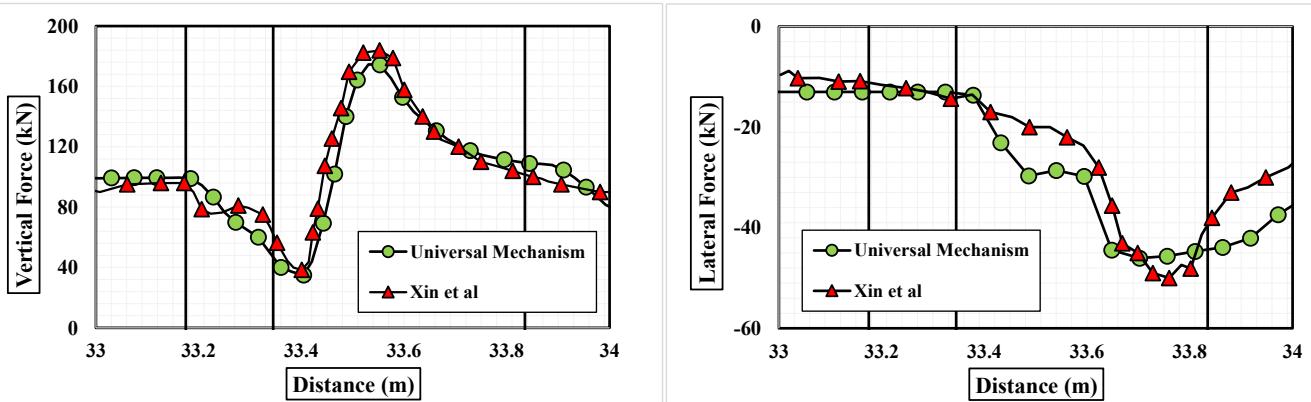
جدول ۴: پارامترهای مدل J-S
Table 4. J-S model parameters

مقدار	پارامتر (واحد)
۹۳۶	استحکام خستگی کشنش σ'_f (MPa)
۴۶۸	استحکام خستگی برشی τ'_f (MPa)
$0/10^3$	ضریب شکل‌پذیری خستگی کشنشی
$0/1545$	ضریب شکل‌پذیری خستگی برشی
$-0/089$	B
$-0/559$	C
$0/3$	J

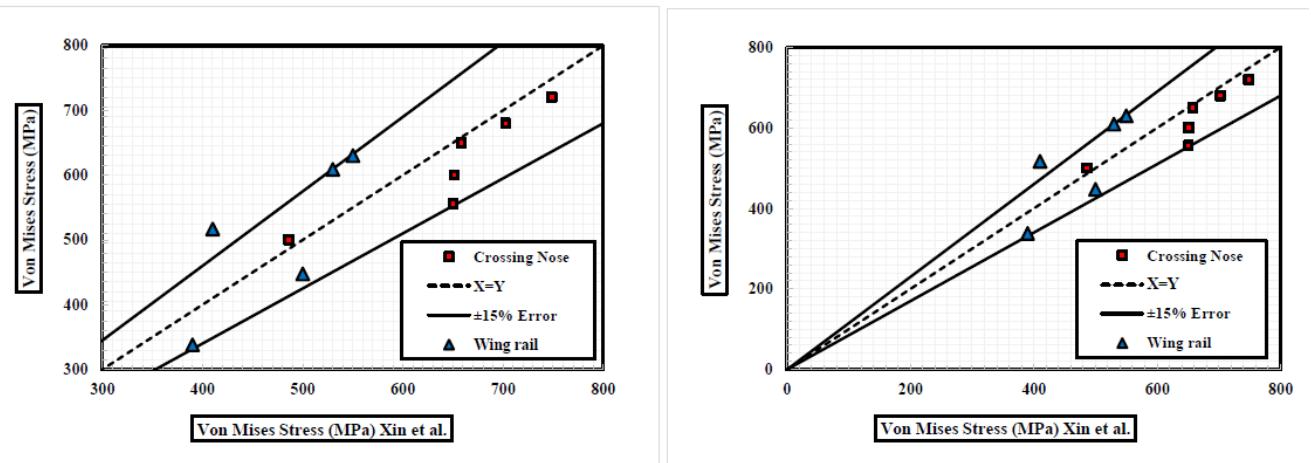
کرنش برشی، τ دامنه تنش برشی می‌باشد. صفحه بحرانی به صورت صفحه با بیشینه پارامتر خستگی یا FP تعریف می‌شود. از طریق یک دوران تانسوری برای تنش و کرنش در تمامی صفحه‌های گذرنده از یک نقطه پارامتر خستگی در تمامی آنها محاسبه شده و صفحه با بیشینه مقدار FP به عنوان صفحه بحرانی تعریف می‌شود. انرژی-چگالی باید همانند 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: کشنش 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 کشنشی و بعضی هر دو رفتار را به نمایش می‌گذارند. بهمنظور 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 حداقل مقدار خود می‌رسد [۸]، این تنش معادل می‌تواند تنش فون میز 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 (زاویای θ و ϕ) به ترتیب زوایا نسبت به محور عمودی و محور ریل) مشخص می‌گردد و تعیین کننده راستای نرمال یک صفحه در فضا خواهد بود. بردار نرمال عمود بر صفحه مطابق رابطه (۷) محاسبه می‌شود.

$$n_x = \sin \phi \sin \theta \quad , \quad [n] = \begin{bmatrix} n_x \\ n_y \\ n_z \end{bmatrix} \quad (7)$$

تنش و کرنش در هر راستای اختیاری تابع سه متغیر است، دو متغیر زوایای تعیین کننده 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 بهوسیله تعریف می‌شود در محل نقطه بحرانی در نظر گرفته می‌شود. مرحله ذکر شده برای تمامی فواصل زمانی سیکل موردنظر تکرار می‌گردد تا تاریخچه زمانی پارامتر خستگی برای صفحه موردنظر به دست آید. تنش‌ها و کرنش‌ها در



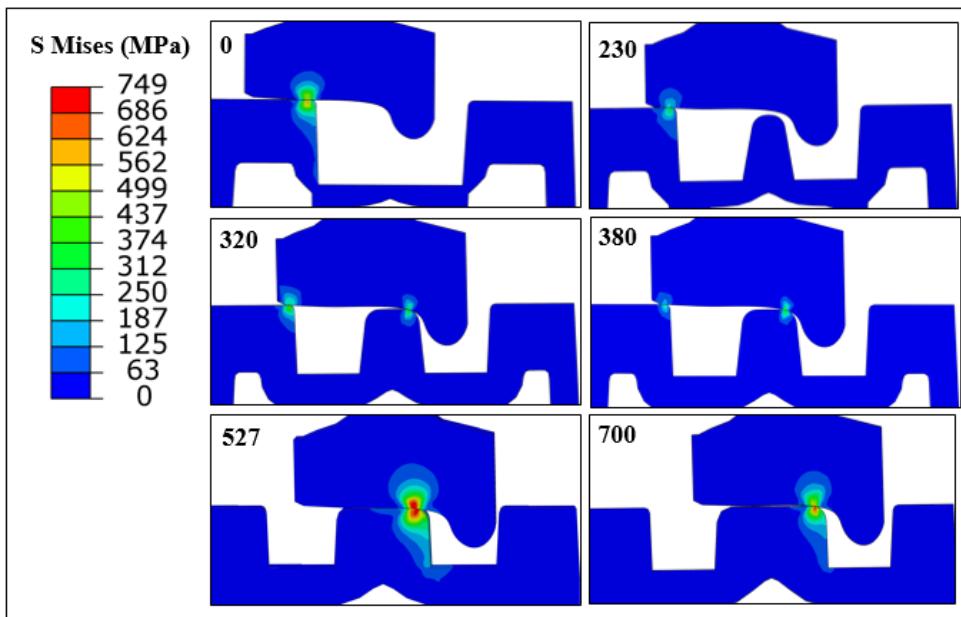
شکل ۸: مقایسه نتایج شبیه‌سازی دینامیکی و نتایج موجود
Fig. 8. A comparison between dynamic simulation results and available data



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

سوzen است مشابه با تحلیل قبلی بوده و بیشینه خطای حدود ۵ درصد بین دو نمودار قابل مشاهده است، در نمودار نیروی جانبی اختلاف بیشتری بین نتایج مشاهده می‌شود، روند نمودار بهدرستی 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

۵- نتایج
۵-۱- صحت سنجی
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 نظر گیری ضریب اصطکاک ۰/۲ از روی پانل تقاطع سوزن عبور کرده است، به منظور صحت سنجی روش ارائه شده، تمامی شرایط مدل سازی در این دو نرم افزار 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 بحرانی ترین ناحیه



شکل ۱۰: تنش فون میز برای مقاطع مختلف تقاطع سوزن

Fig. 10. Von Mises stress distribution for different positions in crossing nose

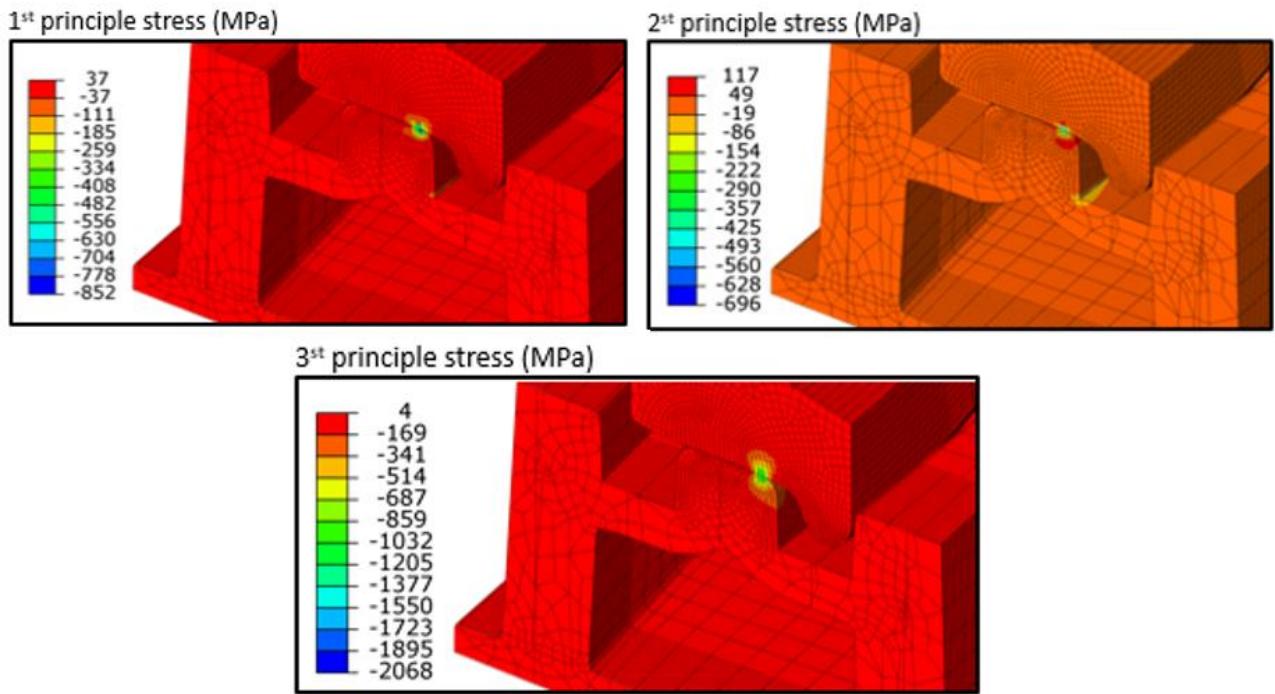
۵-۲- محاسبه عمر خستگی برای مقاطع بحرانی

در این بخش نتایج تنش و کرنش مقطع بحرانی و سایر مقاطع سوزن‌ها وارد کد مطلب 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 ترک خودگی برشی حاکم است و عمر خستگی را تعیین می‌کند. معادله (۶) به صورت $\Delta\gamma\Delta\sigma = N_r$ ساده می‌شود. همچنین، در این مورد تعداد چرخه‌ها تا جوانه‌زنی ترک N_r باید به صورت اجزایی برشی محاسبه شود. در خصوص نقاطی که هر دو تنش‌های کششی و فشاری را دارند، ترک خودگی برشی و کششی هر دو باید در نظر گرفته شوند.

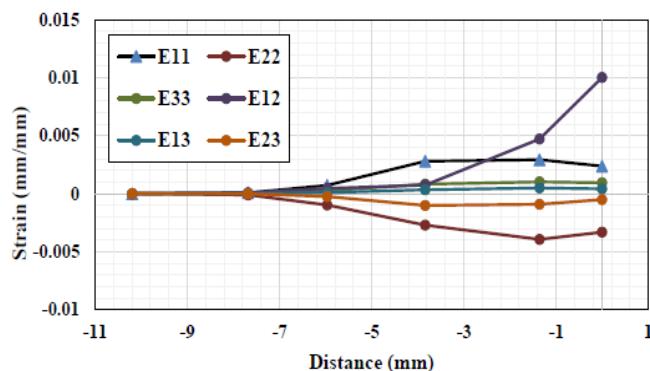
بنابراین برای آنالیز خستگی در مقطع بحرانی، چندین نقطه هم در ناحیه فشاری و هم‌فشاری/کششی برای مقایسه در سوزن UIC ۶۰ با شعاع قوس ۳۰۰، سرعت ۴۵ کیلومتر بر ساعت و بارمحوری ۸۰ تن انتخاب شده‌اند. جزه‌های تنش و کرنش برای نقاط انتخاب شده در

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 میز برای مقاطع مختلف سوزن را نشان می‌دهد. نیروهای دینامیک متناهی 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 ۵۳۰ تا ۵۴۰ 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 و ۶۰۰ میلی‌متر مقادیر تنش افزایش می‌باشد.

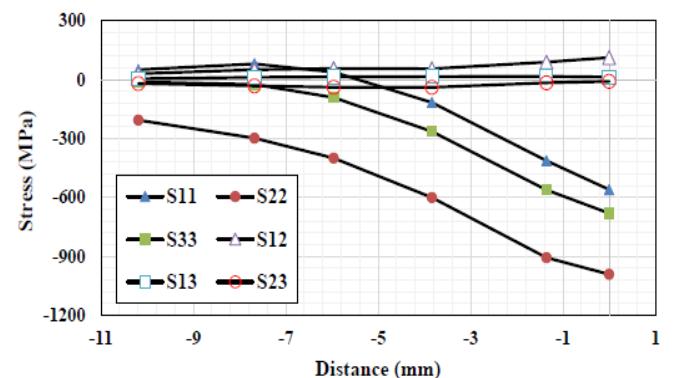


شکل ۱۱: توزیع تنش در مقطع بحرانی
Fig. 11. Stress distribution at critical position



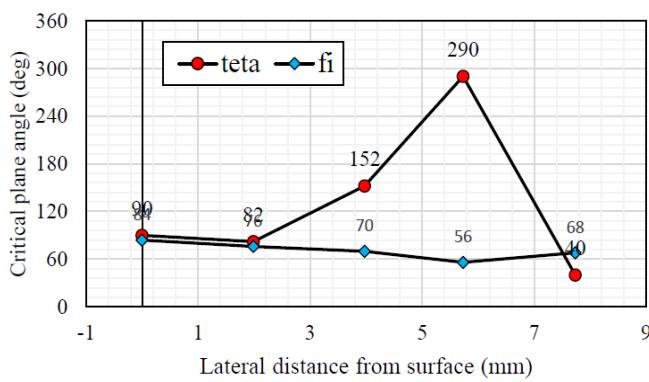
شکل ۱۳: اجزای گرنش در موقعيت‌های مختلف عمودی در مقطع بحرانی
Fig. 13. Strain components in different vertical positions from rail surface

در این دو شکل مشخص است که هرچه فاصله عمودی از سطح ریل افزایش می‌یابد، اجزای گرنش 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 Z و عدد ۳ نمایانگر محور Z از دستگاه مختصات است. همان‌طور که انتظار می‌رود در این نمودارها تنش محوری در راستای Z بیشترین مقدار را دارا بوده و تنش‌های نرمال تا عمقی نزدیک به ۴ میلی‌متر از سطح

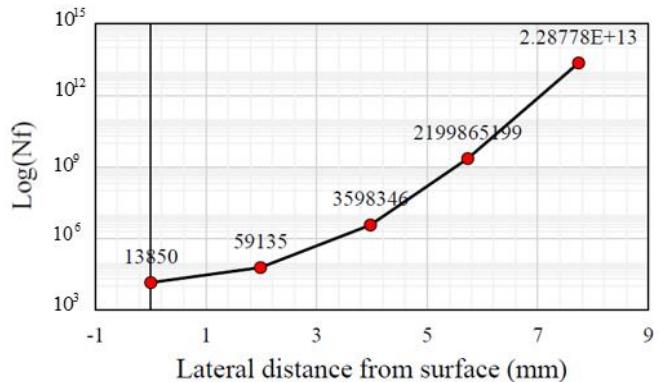


شکل ۱۲: اجزای تنش در موقعيت‌های مختلف عمودی در مقطع بحرانی
Fig. 12. Stress components in different vertical positions from rail surface

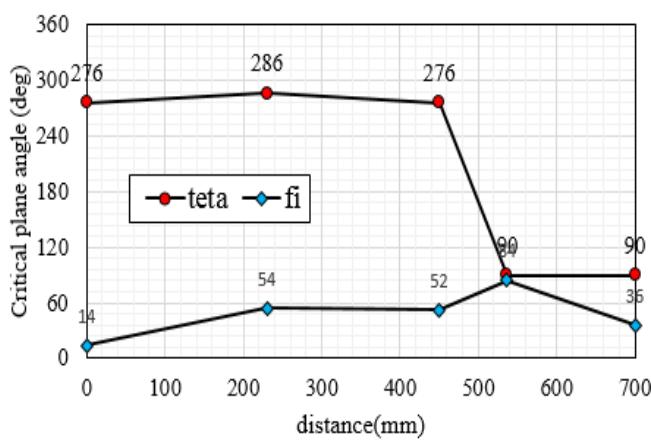
شکل‌های ۱۲ و ۱۳ رسم شده‌اند در ابتدا نقطه بحرانی که بالاترین مقدار تنش فون میزز را دارد انتخاب می‌شود. این نقطه در سطح ریل قرار دارد و دارای تنش‌های نرمال فشاری در تمامی صفحات است. فاصله عمودی از سطح ریل بدین منظور از ۰ میلی‌متر در محور افقی در شکل‌های ۱۲ و ۱۳ رسم شده است. علاوه بر این ۵ نقطه دیگر پایین‌تر 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.



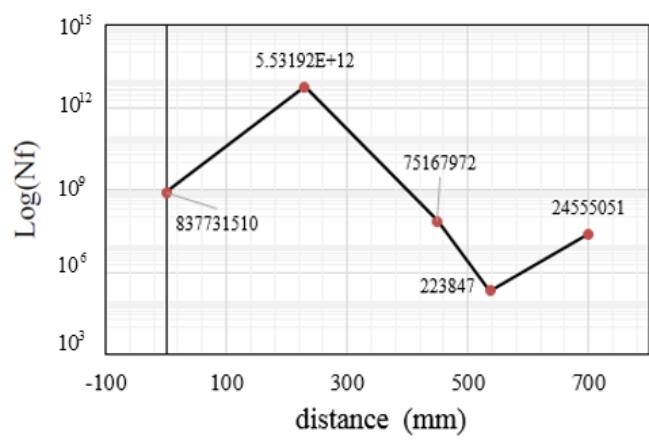
شکل ۱۵: زوایای صفحات بحرانی در موقعیت‌های مختلف عمودی
Fig. 15. Angles of the critical planes in different vertical positions from rail surface



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 غلتی روی سطح انجام خواهد شد.

۵-۳- 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 مغایر است، به همین دلیل، آنالیز تنش/کرنش علاوه بر آنالیز عمر خستگی در نقاط مختلف موردنیاز است. صفحه بحرانی در ۵ نقطه تماس در تقاطع اختبار 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 مقدادی یکسانی برای زاویه ϕ در عمقهای مختلف محاسبه شده است؛ اما برای زاویه θ که بیانگر زاویه بین بردار نرمال و جهت عمودی است، مقدادی متفاوتی به دست آمده است. علت ممکن است در شرایط متفاوت بازگذاری بر روی نقاط زیرسطحی نسبت به نقاط روی سطح نهفته باشد. مقدادر 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 خشن‌تر و شرایط تماسی خاص وجود داشته است. در مقطع‌های با فاصله از مقطع بحرانی و یا نقاطی در مقطع بحرانی که با فاصله 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.

مقادیر مختلفی را دارد 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 با فاصله ۵۳۷ میلی‌متر کمترین تعداد چرخه تا جوانه‌زنی ترک را دارد. مقاطع بعد از ۵۳۷ میلی‌متر و سه نقطه دیگر که به نقطه دماغه نزدیک‌تر هستند، عمر خستگی طولانی‌تری دارند؛ بنابراین نتیجه می‌شود که عمر خستگی تمامی تقاطع توسط نقطه بحرانی در فاصله ۵۳۷ میلی‌متری از دماغه مشخص می‌شود.

۵-۵- 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 موربد بحث بر عمر جوانه‌زنی ترک خستگی تماس غلتی 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 $\theta = 90^\circ$ درجه و $\phi = 84^\circ$ 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	

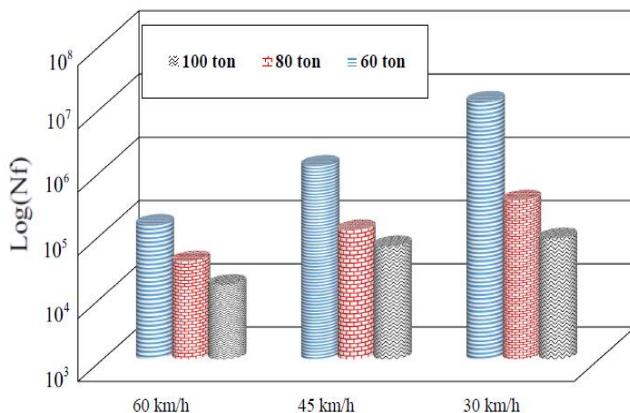
۵-۶- پیش‌بینی عمر خستگی

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 است [۸]. با این حال در این مقاله کمترین چرخه عمر پیش‌بینی شده ۱۳۸۵۰ چرخه برای سوزن U۳۳ 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

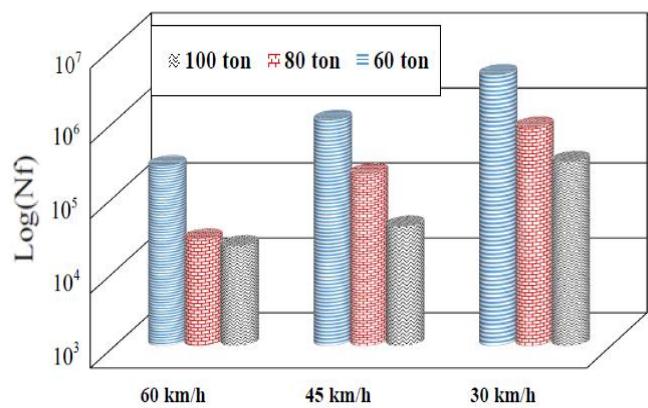
Table 5. Number of cycles to fatigue crack initiation in UIC60 turnout with radius of 190 m

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 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 زاویایی جوانهزنی ترک نسبت به محور ریل به دست آمده است (۵۰° تا ۹۰° درجه) در حالی که 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 جوانهزنی ترک بالاتری دارند و با توجه به اهمیت خستگی تماس غلتشی در خطوط ریلی استفاده از سوزن ۶۰UIC معقول تر است.

يعنى 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 دارد 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 تماسی 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 لکوموتیوران ان 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

σ_{y_0}	تنش تسليم اوليه، MPa
ρ	چگالي، kg/m³
γ	پارامتر سخت‌شوندگی کینماتیک
μ	ضربي اصطکاك
ν	نسبت پواسون
σ'_f	استحکام خستگي کششی ، MPa
τ'_f	استحکام خستگي برشی ، MPa
f	زبرنويس
f	شكست

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