



## تأثیر سایش بر خروج از خط خودرو ریلی در قوس

وحید ملوچی<sup>1</sup>، محمدرضا قضاوی<sup>2\*</sup>

1- کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران

2- دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران

\* تهران، صندوق پستی 111-14115، ghazavim@modares.ac.ir

## چکیده

## اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 08 دی 1392

پذیرش: 03 فروردین 1393

ارائه در سایت: 30 شهریور 1393

کلید واژگان:

پروفیل چرخ

سایش

خروج از خط

در تماس چرخ و ریل در خودروی ریلی، پدیده سایش از اهمیت قابل توجهی برخوردار است. به همین دلیل، مدل سازی و تحلیل دینامیکی پروفیل های چرخ نو و سایش یافته S1002 انجام شده و تأثیر پروفیل های نو و سایش یافته بر رفتار واگن بررسی گردیده است. سپس به بررسی پارامتر خروج از خط واگن هنگام عبور از قوس پرداخته شد. در این راستا حل تحلیلی با استفاده از تئوری تماسی هرتز و تئوری خطی کالکر انجام شده است. همچنین مدل سازی و تحلیل در نرم افزار آدامز/ریل برای پروفیل های مختلف چرخ انجام شده و ضرایب خروج از خط به دست آمده است. نتایج نشان می دهد که ضریب خروج از خط در هنگام ورود واگن به قوس افزایش یافته و پروفیل سایش یافته در اغلب موارد، آمادگی بیشتری برای خروج از خط از خود نشان می دهد، اما میزان سایش چرخ، تأثیر مستقیم بر خروج از خط واگن دارد و تا هنگامی که به میزان خاصی نرسد، خروج از خط رخ نمی دهد. در بسیاری از موارد، ضریب خروج از خط برای پروفیل سایش یافته مقدار کمتری نسبت به پروفیل نو به دست می دهد ولی هرگاه سایش چرخ از حد مشخصی تجاوز کند، ضریب خروج از خط افزایش می یابد و این حد مشخص، حدی است که لازم است چرخ برای انجام ری - پروفایل به قسمت تعمیرات فرستاده شود.

## Railway vehicle derailment in curve due to wear

Vahid Mahlooji<sup>1</sup>, Mohammad Reza Ghazavi<sup>2\*</sup>

1- Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Iran.

2- Department of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Iran.

\*P.O.B. 14115/111 Tehran, Iran, ghazavim@modares.ac.ir

## ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper  
Received 29 December 2013  
Accepted 23 March 2014  
Available Online 21 September 2014

## Keywords:

Wheel Profile  
Wear  
Derailment factor

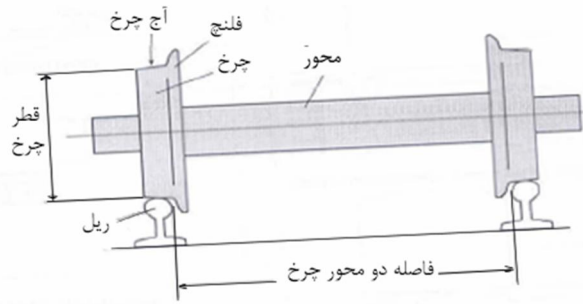
## ABSTRACT

Wear phenomena in wheel-rail contact for railway vehicle is very important parameter. For this purpose, simulation and dynamic analyze of new and worn wheel profiles are done. Then wagon's derailment factor along curved track is determined. Analytic solution is achieved by using Hertz contact theory and Kalker linear theory. Also, simulation and analysis is done in ADAMS/Rail software and for different wheel profiles and derailment factor is determining using derailment criteria. Results showing that derailment factor are low initially but vertical forces decreases and centrifugal force increases lateral forces and consequently derailment factor increases along wagon entering curved track and worn profiles have more tendencies exposed to derailment. However, permitted wear limit must be defined. In many cases, worn profiles have fewer tendencies to derailment. Using this method can determine wear limit of wheel profile to maintenance and re-profile operation. It is revealed that the curve length does not effect on derailment factor. Also, damper coefficient does not affect on mean derailment factor But it is much more turbulence. Perturbation in curve beginning is considerable and at the end of the curve, it restores to initial value.

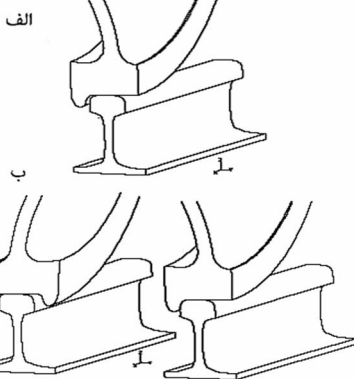
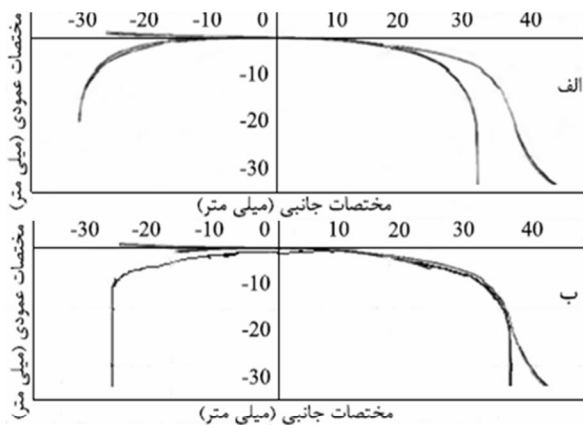
## 1- مقدمه

اصطکاک بستگی دارد. برداشته شدن ماده از سطح در اثر سایش، تابعی از لغزش و تنش های تماسی است که این دو پارامتر به دینامیک وسیله نقلیه ریلی بستگی دارند که این نیز خود متأثر از تغییر شکل پروفیل چرخ است. هم پایداری وسیله نقلیه ریلی و هم راحتی سرنشین وابسته به سایش چرخ و ریل است. مزایای در دسترس بودن مدل پروفیل چرخ قابل پیشگویی معتبر عبارت است از: اول، به اپراتور اجازه می دهد که برنامه زمان بندی مناسب را برای انجام ری - پروفایل تنظیم کند. دوم، طراحی سیستم چرخ و محور و وسیله نقلیه ریلی را تسهیل می بخشد که سبب کاهش سایش در سطح تماس چرخ و ریل می شود.

عمر چرخ های موجود در راه آهن معمولاً به وسیله سایش محدود می شود. سطح چرخ تحت تنش های تماسی نرمال و مماسی بزرگ قرار می گیرد. تغییر اندازه و جهت نیروهای تماسی در هنگامی که چرخ در مسیر منحنی و یا در تقاطعات قرار می گیرد، تأثیر فراوانی بر سایش دارد. این منطقه تماسی ثابت از روی لبه چرخ تا فلنج چرخ حرکت می کند. این تماس اسماً غلتشی است ولی میزان کمی لغزش هم در سطح مشترک چرخ و ریل ایجاد می شود. میزان لغزش به ابعاد منطقه تماسی، نیروی قائم، نیروی جانبی و ضریب



شکل 1 مجموعه چرخ و محور بر ریل [12]



شکل 2 الف - حالت مسیر مستقیم (تماس لبه چرخ)، ب - حالت مسیر منحنی الخط

(تماس فلنج چرخ) [13]

3- تماس نرمال چرخ و ریل

هنگامی که دو جسم الاستیک به یکدیگر فشرده می‌شوند، شرایط به قرار زیر است:

- رفتار الاستیک
- شعاع انحناء بالا در مقایسه با اندازه منطقه تماس
- انحناهای ثابت درون ناحیه تماس
- سطح تماس یک بیضی است.
- سطح تماس هموار فرض می‌شود.

میزان انحناء دو نیم فضا برای محاسبه ابعاد سطوح و توزیع فشار لازم است. در مورد چرخ و ریل، چهار انحناء اصلی را می‌توان در صفحات متعام فرض کرد که جهات آن‌ها مربوط به محورهای اصلی چارچوب XOY است.

دیباچه تماس چرخ و ریل را می‌توان به دو دوره تقسیم کرد. دوره اول که سرعت قطارها عموماً پائین بوده و تماس چرخ و ریل به صورت استاتیکی بررسی می‌شود. بسیاری از تحقیقات این دوره به بررسی شکل ناحیه تماس و تقسیمات آن ناحیه متمرکز شده بود. تحقیقات این دوره به ارائه یک سری از تئوری‌ها انجامید که همه آن‌ها بر پایه تئوری تماس هرتز بودند که ناحیه تماس را یک بیضی فرض می‌کرد.

در سال 1926، تئوری دوبعدی تماس غلتشی با اصطکاک توسط کارتر [1] برای کاربرد در دینامیک وسایل نقلیه ریلی ارائه شد. جانسون و ورمولن [2] تئوری خود را برای سطوح دلخواه با خزش بدون چرخش گسترش دادند. در این تئوری سطح تماس میان قطعات در حال غلتش به دو ناحیه مشخص (لغزش و چسبندگی) تقسیم شدند. هالینگ، اولرتن و هاینس [3] پیشرفت‌هایی برای تئوری تقریبی از تماس بیضی با لغزش طولی خالص ارائه دادند. کالکر [4] یک راه حل تقریبی ساده را که شبیه به راه حل کارتر بود ارائه داد. در ادامه کالکر [5] تئوری‌های عددی و روش‌های عددی را بر پایه اجزاء محدود مورد استفاده قرار داد. ژیاو گیو [6] مدلی که ضرائب فرتیت و میرایی ریل و زیرسازی خطوط ریل را در نظر می‌گرفت، جهت بررسی پایداری جانبی در پیچ ارائه دادند. ژندل [7] در مورد پیش‌بینی سایش پروفیل چرخ در مقایسه با نتایج اندازه‌گیری‌های میدانی تحقیق کرد. تلیسکیوی و الوفسون [8] میزان سایش بین چرخ و ریل را با دیدگاه متالورژیکی و با استفاده از مفهوم عدد سایش به دست آوردند. دیانا و برونی [9] تأثیرات سایش پروفیل‌های چرخ و ریل را بر خصوصیات دینامیکی بررسی کردند. براقین و لوئیس [10] با در نظر گرفتن یک مدل ریاضی میزان سایش پروفیل چرخ را به سبب سایش بررسی کردند. رنجبر پایداری جانبی واگن با سرعت بالا را در قوس بررسی کرد [11].

با بررسی تحقیقات یاد شده، مشاهده می‌شود که مدل تماس چرخ و ریل در مسیر قوس از جمله مواردی است که تا به حال به صورت جدی بررسی نشده است. در نظر گرفتن نیروهای تماسی خزشی از جمله مواردی است که بررسی آن برای نخستین بار انجام می‌گیرد. در این تحقیق مدل‌سازی واگن برای تعیین حد مجاز سایش پروفیل چرخ در مسیر قوس انجام می‌گیرد و بهترین پروفیل چرخ از لحاظ عملکرد تعیین می‌شود. در این راستا حل تحلیلی با استفاده از تئوری تماسی هرتز و تئوری خطی کالکر انجام شده است.

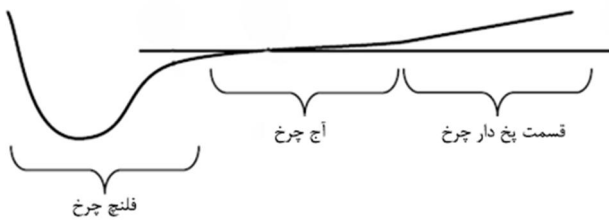
2- دینامیک چرخ و محور

رفتار دینامیکی یک بوژی توسط تماس چرخ و ریل و همچنین ترکیب‌بندی تعلیق‌ها و مفصل‌بندی واگن‌های مجاور معین می‌شود. در این میان، تماس چرخ و ریل که رفتار دینامیکی چرخ و محور را بر ریل مشخص می‌کند، نقش اساسی بر دینامیک بوژی دارد. چرخ و محور هدایت‌کننده اصلی بوژی بر ریل است. شکل 1 یک چرخ و محور قرار گرفته بر ریل را نمایش می‌دهد.

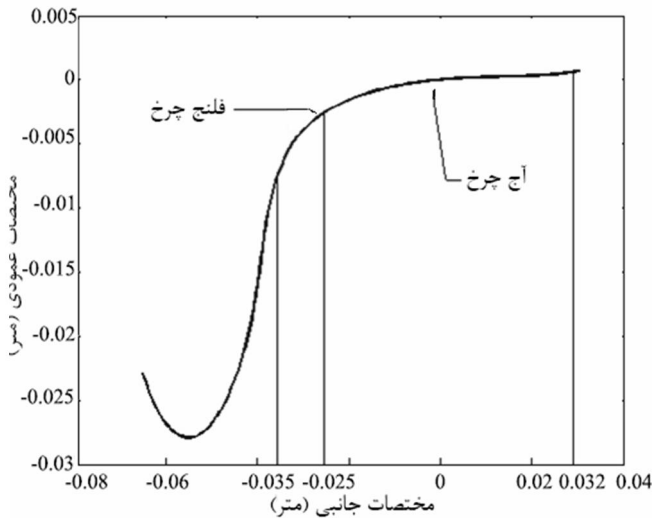
چرخ در حالت عادی نسبت به ریل در دو حالت می‌تواند قرار گیرد: اول، حالتی که مسیر مستقیم است و فلنج چرخ هیچ‌گونه درگیری با ریل ندارد (شکل 2 الف)؛ دوم، حالتی که قطار بر مسیر منحنی‌الخط حرکت می‌کند که در این حالت با توجه به جهت انحناء، فلنج یکی از چرخ‌ها با ریل تماس پیدا می‌کند و چرخ دیگر برعکس این مکانیزم را عمل می‌کند (شکل 2 ب).

انحنای پروفیل چرخ در نقاط مختلف تماس، پروفیل چرخ به سه قسمت جداگانه تقسیم می‌شود. با حرکت از سمت راست، قسمت پخ دار چرخ، قسمت آج چرخ و قسمت فلنچ چرخ که در شکل 4 مشاهده می‌گردند. با وارد کردن نقاط پروفیل چرخ، منحنی‌های مرتبه 13 برای لبه و فلنچ پروفیل چرخ به دست می‌آید. از این رابطه‌ها برای محاسبه شعاع انحنای چرخ در حالات مختلف تماس با ریل استفاده می‌شود (پیوست الف). سرانجام با استفاده از رابطه‌های (13-14)، پروفیل چرخ ترسیم می‌شود (شکل 5).

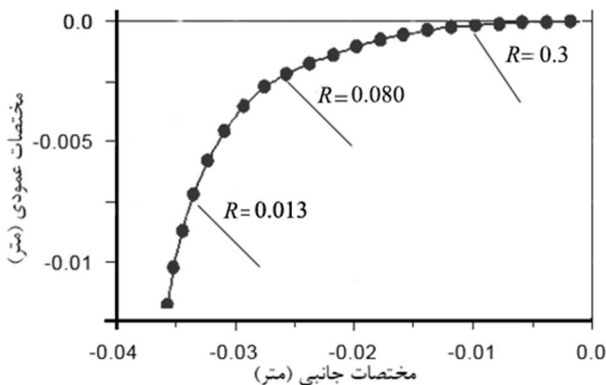
برای پروفیل ریل، نیازی برای به دست آوردن معادله منحنی نیست. مشاهده می‌شود که ریل دارای سه شعاع انحنای مختلف 300، 80 و 13 است که بازه تغییرات آن‌ها در شکل 6 قابل مشاهده است. به این ترتیب با مشخص شدن مختصات نقاط تماس در پروفیل‌های چرخ و ریل و با استفاده از رابطه‌های ریاضی تعیین شعاع انحنای رابطه‌های (3-4)، مقادیر  $R_{WX}$  و  $R_{RX}$  برای هر لحظه به دست می‌آیند.



شکل 4 قسمت‌های مختلف پروفیل چرخ [13]



شکل 5 منحنی پروفیل چرخ S1002



شکل 6 مرزبندی شعاع انحنای پروفیل ریل UIC 60

چرخ و ریل در یک نقطه منفرد 0 که فاصله نرمال (عمودی) بین آن‌ها کمینه است، یکدیگر را ملاقات می‌کنند (شکل 3). شکل سطوح اجسام در حالت بدون بارگذاری توسط چند جمله‌ای‌های مرتبه دوم به صورت رابطه‌های (2-1) معرفی می‌شوند:

$$z_1 = A_1x^2 + B_1y^2 \quad (1)$$

$$z_2 = A_2x^2 + B_2y^2 \quad (2)$$

$A_1, 2$  و  $B_1, 2$  ضرایب ثابت در همسایگی نقطه تماس فرض می‌شوند که توسط عبارات دیفرانسیلی جزئی مرتبه دوم به انحاهای محلی اصلی مربوط می‌گردند.

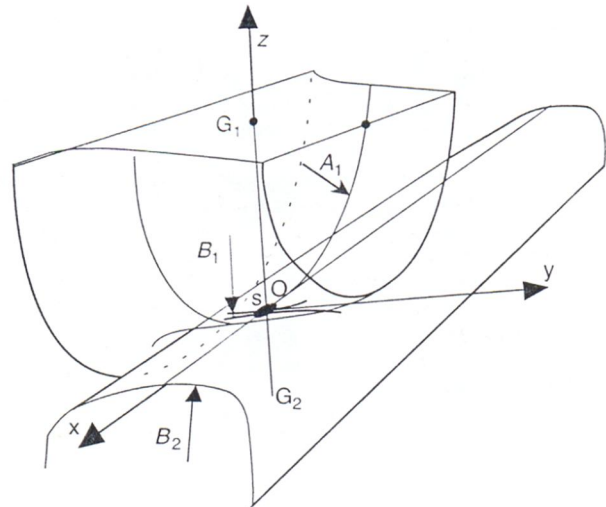
برای چرخ و ریل، شعاع‌های انحنای به صورت رابطه (3) محاسبه می‌شوند:

$$\begin{aligned} \frac{d^2z_1}{dx^2} &= 2A_1 \approx \frac{1}{r_n} && \text{برای چرخ:} \\ \frac{d^2z_1}{dy^2} &= 2B_1 \approx \frac{1}{r_{wx}} \\ \frac{d^2z_2}{dx^2} &= 2A_2 \approx \frac{1}{R} && \text{برای ریل:} \\ \frac{d^2z_2}{dy^2} &= 2B_2 \approx \frac{1}{R_{rx}} \end{aligned} \quad (3)$$

$B_1$  و  $B_2$  از پروفیل‌های عرضی به دست می‌آید و  $A_1$  از  $r_n$  که شعاع نرمال چرخ است، محاسبه می‌شود و  $r_n$  نیز از شعاع غلتش چرخ  $r_0$  به دست می‌آید. همچنین در این رابطه‌ها،  $R_{WX}$  شعاع انحنای پروفیل چرخ در نقطه تماس،  $R_{RX}$  شعاع انحنای پروفیل ریل در نقطه تماس و  $R$  شعاع انحنای مسیر در نقطه تماس در راستای غلتش است.

$$\begin{aligned} A &= \frac{1}{2} \left( \frac{1}{r_n} + \frac{1}{R} \right) \\ B &= \frac{1}{2} \left( \frac{1}{R_{wx}} + \frac{1}{R_{rx}} \right) \end{aligned} \quad (4)$$

در این تحقیق، در راستای مدل‌سازی تماس چرخ و ریل، برای ریل از پروفیل UIC60 و برای چرخ نیز از پروفیل‌های نو و سایش یافته S1002 که در صنعت کاربرد فراوانی دارند، استفاده گردیده است. برای محاسبه انحنای پروفیل‌های چرخ و ریل در نقاط تماس، لازم است که معادله ریاضی منحنی پروفیل چرخ و ریل بدست بیاید. با توجه به نقشه پروفیل ریل، شعاع انحنای  $R_{RX}$  در هر نقطه مشخص است اما برای محاسبه



شکل 3 تماس هر تزی چرخ و ریل

## 3-1- محاسبه ابعاد نیم‌محورها

محاسبه نیم‌محورها بر پایه تعیین نسبت نیم‌محورها به این صورت است که برای  $g < 1$  یا  $g = a/b$  یا  $g = b/a$  تابع  $B/A$  با استفاده از زاویه  $\theta$  به‌عنوان یک پارامتر واسط به‌صورت رابطه (5) تعیین می‌شود:

$$\cos \theta = \frac{|B - A|}{B + A} \quad (5)$$

مقدار نیم محورها  $a$  و  $b$  به‌صورت روابط (7-6) نوشته می‌شود:

اگر  $a > b$  باشد:

$$a = m \left( \frac{3}{2} N \frac{1 - v^2}{E} \frac{1}{A + B} \right)^{1/3} \quad (6)$$

$$b = n \left( \frac{3}{2} N \frac{1 - v^2}{E} \frac{1}{A + B} \right)^{1/3} \quad (7)$$

پارامترهای  $m$  و  $n$  ضرایب بدون بعدی هستند که به‌عنوان تابعی از نسبت  $g = \frac{n}{m}$  یا زاویه  $\theta$  جدول‌بندی شده‌اند. جدول 1 مقادیر مختلف این ضرایب را برحسب زاویه  $\theta$  نشان می‌دهد.

پس از تعیین مقادیر  $A$  و  $B$ ، لازم است تا با استفاده از رابطه‌های (7-6)،

ابعاد نیم‌محورهای بیضی تماسی هر تری تعیین شود.

## 4- تماس مماسی چرخ و ریل

در مورد یک تماس هرتزی، نیروهای خزشی تابعی از سرعت نسبی بین اجسام صلب در نزدیکی نقطه تماس و خزش هستند.

رابطه عمومی برای نیروهای خزشی و گشتاور خزش چرخشی شامل ضرایب سختی  $C_{ij}$  که در تئوری خطی کالکر [15] معرفی شده، و به‌صورت رابطه (8) است:

$$\begin{aligned} F_x &= F_{10n} = -Gabc_{11}\xi_x \\ F_{y_{yaw}} &= -Gabc_{22}\xi_y \\ F_{y_{spin}} &= Gabc_{23}\sqrt{ab}\xi_{sp} \\ F_y &= F_{lat} = F_{y_{yaw}} + F_{y_{spin}} \\ &= -Gabc_{22}\xi_y + Gabc_{23}\sqrt{ab}\xi_{sp} \\ M_z &= Gabc_{23}\sqrt{ab}\xi_y - (ab)^2 Gc_{33}\xi_{sp} \end{aligned} \quad (8)$$

شکل ماتریسی رابطه‌های (8) به‌صورت رابطه (9) نوشته می‌شود.

$$\begin{pmatrix} F_x \\ F_y \\ M_z \end{pmatrix} = -Gabc \begin{bmatrix} c_{11} & 0 & 0 \\ 0 & c_{22} & \sqrt{abc_{23}} \\ 0 & -\sqrt{abc_{23}} & abc_{33} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \xi_x \\ \xi_y \\ \xi_{sp} \end{pmatrix} \quad (9)$$

برای تعیین نیروهای دینامیکی در سطح تماس، رابطه یکسانی برای تمام اتصالات دینامیکی وجود دارد که شامل یک جمله الاستیک و یک جمله میرایی است [16].

رابطه خزش دینامیکی، شامل عبارتی برحسب سرعت است که علامت آن مخالف با تغییر شکل الاستیکی است که در میرایی به‌صورت رابطه (10) شرکت دارد [17].

$$\begin{aligned} \xi_{xl} &= -\left( \frac{\Delta r}{r_0} + \frac{D_c}{2} \dot{\alpha} \right) \\ \xi_{xr} &= -\xi_{xl} \\ \xi_y &= \frac{\dot{y}}{\dot{x}} - \alpha \\ \xi_{sp} &= \frac{\sin \gamma}{r_0} - \frac{\dot{\alpha}}{\dot{x}} \cos \gamma \end{aligned} \quad (10)$$

جدول 1 مقدار ضرایب هرتز برای مقادیر مختلف  $\theta$  [14]

$\theta$ (درجه)	30	60	120	150	180
$A/B$	0/072	0/333	3/0	13/93	$\infty$
$b/a = m/n$	0/180	0/483	2/072	5/538	$\infty$
$m$	2/731	1/486	0/717	0/493	0

ضرایب  $C_{ij}$  تابعی از نسبت  $b/a$  بیضی هستند [18]. در مورد چرخ و ریل، برای فولاد که ضریب پواسون آن برابر با 0/27 است، باید از میانبایی استفاده شود. بدین‌منظور یک برازش به‌صورت چند جمله‌ای رابطه (11) می‌شود:

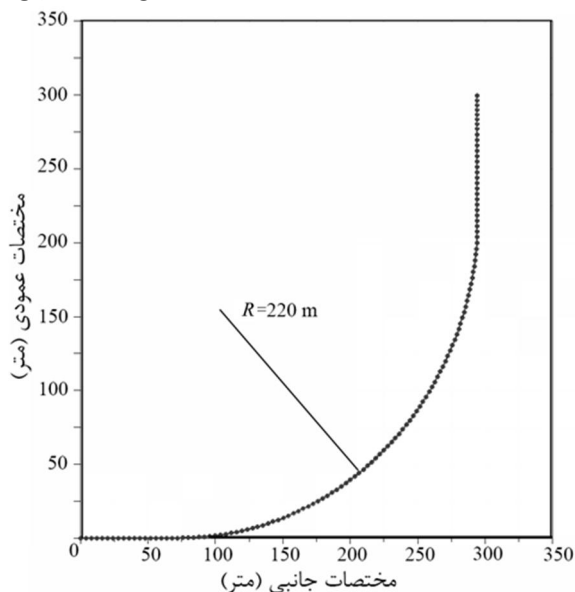
$$\begin{aligned} c_{11} &= 3/2893 + \frac{0/975}{b/a} - \frac{0/012}{(b/a)^2} \\ c_{22} &= 2/4014 + \frac{1/3179}{b/a} - \frac{0/02}{(b/a)^2} \\ c_{23} &= 0/4147 + \frac{1/0184}{b/a} + \frac{0/0565}{(b/a)^2} - \frac{0/0013}{(b/a)^3} \end{aligned} \quad (11)$$

## 5- بررسی و تحلیل نتایج

مسیر مورد نظر، مسیری به طول 500 متر است که ابتدا 100 متر را به صورت مستقیم و در مسیری به شعاع انحناء بی‌نهایت می‌پیماید ( $R=0$ ) و پس از آن 300 متر را در مسیر قوس به شعاع انحناء 220 متر ( $R=220m$ ) (کمترین شعاع انحناء قوس موجود در راه‌آهن ایران است) در جهت چپ‌گرد و با زاویه قوس 75 درجه حرکت می‌کند و پس از خروج از قوس نیز 100 متر را در مسیر مستقیم طی می‌کند. مسیر کاملاً هموار است و هیچ‌گونه سراسیمبی و یا سربالایی وجود ندارد یعنی حرکت در جهت Z وجود ندارد و حرکت تنها در صفحه XY صورت می‌گیرد (شکل 7). واگن با سرعت 27/8 متر بر ثانیه (100 کیلومتر بر ساعت) حرکت می‌کند و مسیر را در زمان 17 ثانیه طی می‌کند.

از آن‌جا که قوس پیچ به سمت چپ است، بنابراین چرخ‌های سمت راست واگن حالت بحرانی دارند و اگر خروج از خط رخ دهد، به دلیل بلند شدن چرخ‌های سمت راست واگن از روی ریل خواهد بود.

در ابتدا که تماس چرخ و ریل در قسمت لبه چرخ قرار دارد، به این دلیل که در ابتدا مقدار  $A$  از مقدار  $B$  کمتر است، بیضی تماسی دارای طول کمتر و عرض بیشتر است. در این حالت، شعاع انحناء چرخ و ریل هر دو مثبت و بر اساس رابطه (4) با یکدیگر جمع شده و سبب بیشتر شدن مقدار  $B$  نسبت به  $A$  که در حالت مسیر مستقیم تنها ناشی از شعاع نرمال چرخ است، می‌شود و مطابق جدول 1، مقدار نیم‌محور طولی  $a$  نسبت به نیم‌محور عرضی  $b$  کمتر است؛ اما با ورود به قسمت زاویه کانت (در بسیاری از مواقع به‌ویژه سر پیچ‌ها



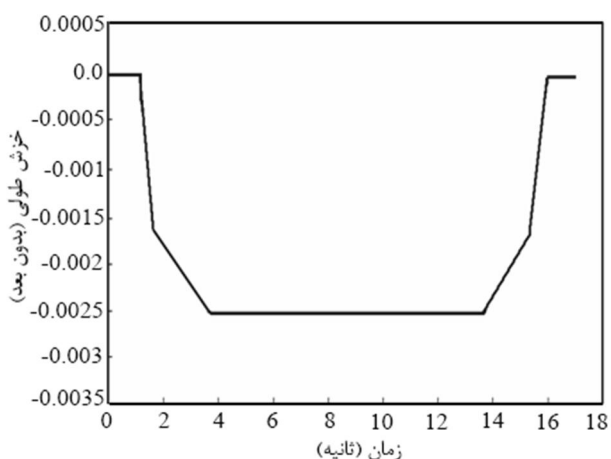
شکل 7 منحنی مسیر حرکت واگن در صفحه XY

5-1- محاسبه خزش دینامیکی

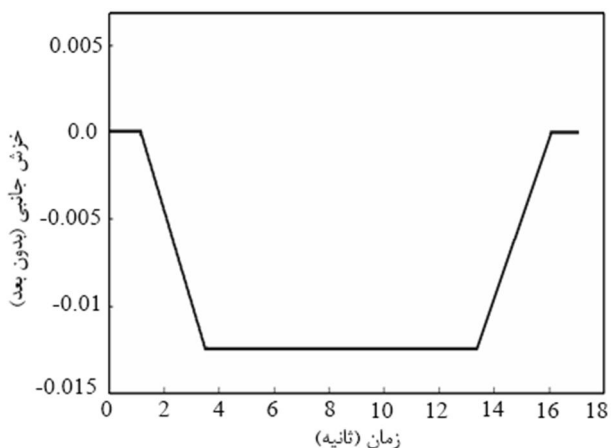
به کمک رابطه‌های (12)، عبارات خزش طولی، جانبی و چرخشی به‌دست می‌آیند که نمودار تغییرات آن‌ها به‌ترتیب در شکل‌های (11-13) نشان داده شده است.

5-2- محاسبه نیروهای تماسی

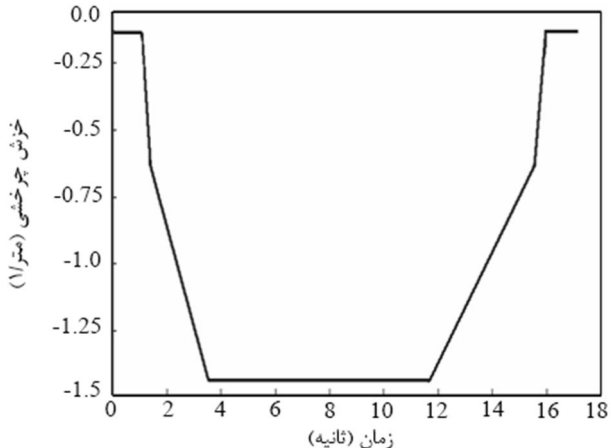
پس از آن‌که عبارات خزش جانبی و چرخشی به‌دست آمد، با استفاده از رابطه (11) مقادیر نیروهای تماسی در جهات جانبی و عمودی محاسبه می‌شود که نمودار تغییرات آن‌ها به‌ترتیب در شکل‌های (14-15) مشاهده می‌شود.



شکل 11 نمودار تغییرات خزش طولی نسبت به زمان

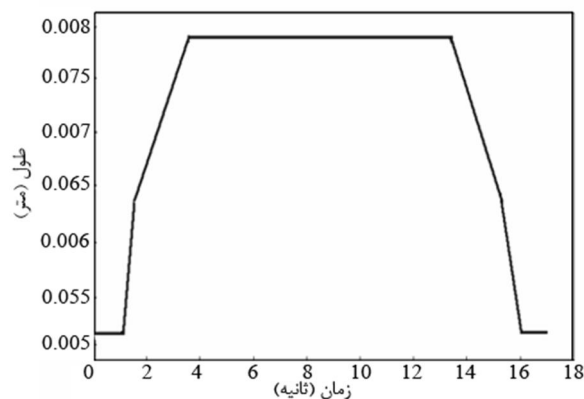


شکل 12 نمودار تغییرات خزش جانبی نسبت به زمان

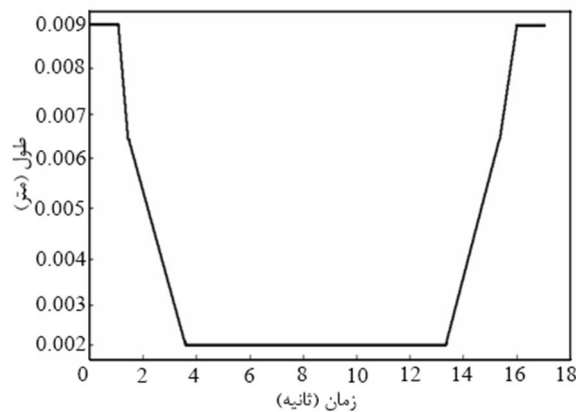


شکل 13 نمودار تغییرات خزش چرخشی نسبت به زمان

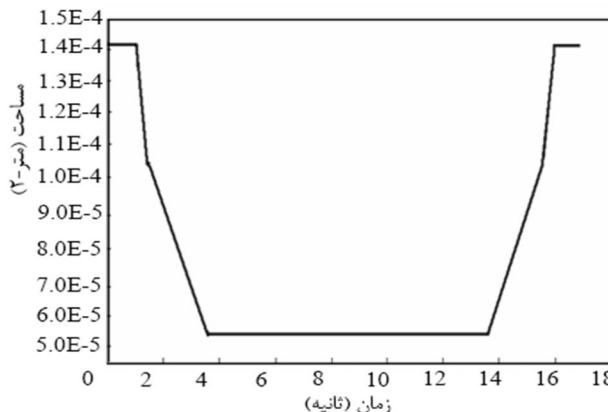
برای جلوگیری از واژگونی و خروج از خط حاصل از ورود یکباره واگن به قوس و افزایش ناگهانی نیروها، در فاصله کمی پیش از قوس (حدود 50-60 متر) ریلی که در سمت خارج قوس قرار دارد، نسبت به ریل داخل قوس اندکی بالاتر قرار می‌گیرد. این زاویه در فاصله بیان شده از مقدار صفر شروع شده و در ورود به قوس به مقدار نهایی خود می‌رسد. در مسیر مورد بحث، میزان زاویه کانت در ورود به قوس برابر  $5.71^\circ$  است، شعاع انحنای چرخ منفی شده و مقدار  $B$  کاهش می‌یابد و به تدریج نسبت  $a/b$  افزایش خواهد یافت تا واگن به قوس می‌رسد و در این‌جا تماس در قسمت فلنچ چرخ است و مقدار  $A$  با اضافه شدن مقدار شعاع قوس به شعاع نرمال چرخ افزایش یافته و با کاهش شعاع انحنای چرخ و ریل در این قسمت، مقدار  $B$  نیز کاهش می‌یابد و در ادامه قوس، نقطه تماس ثابت باقی مانده و مقدار نیم محوره‌های تماسی و نیز مساحت بیضی هرتر ثابت باقی می‌ماند (شکل‌های 8-10).



شکل 8 تغییرات نیم‌محور طولی بیضی تماسی هرتر  $a$

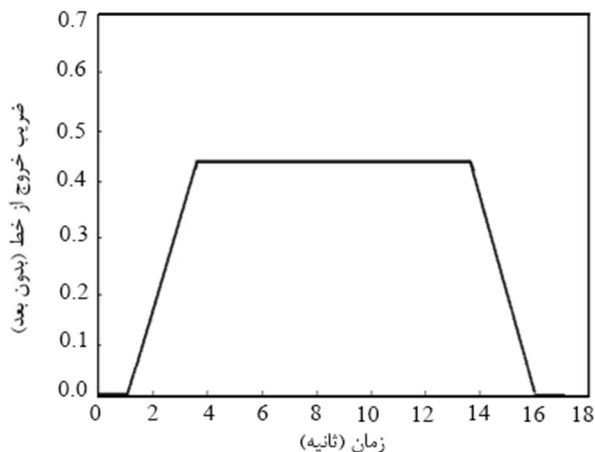


شکل 9 تغییرات نیم‌محور عرضی بیضی تماسی هرتر  $b$

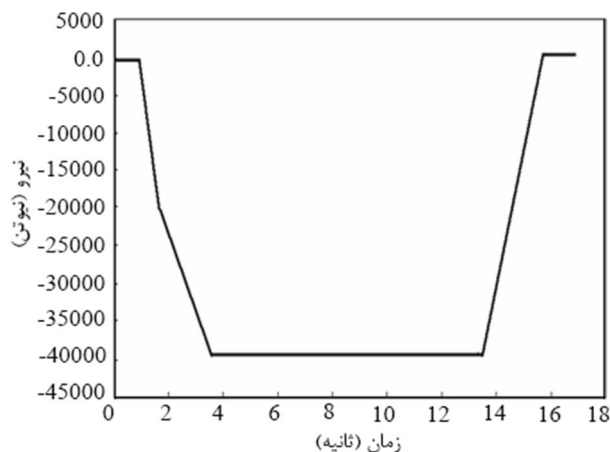


شکل 10 تغییرات مساحت بیضی تماسی هرتر

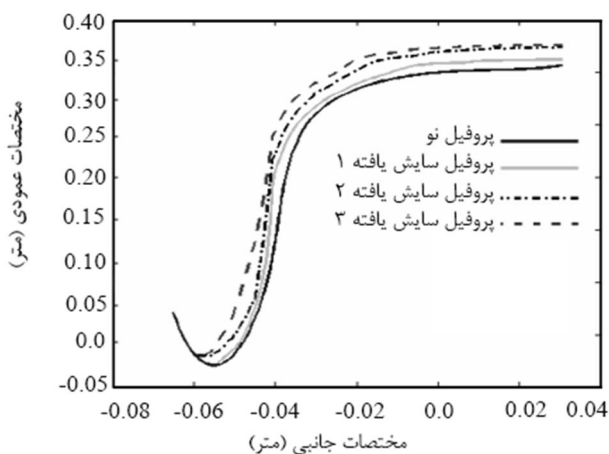




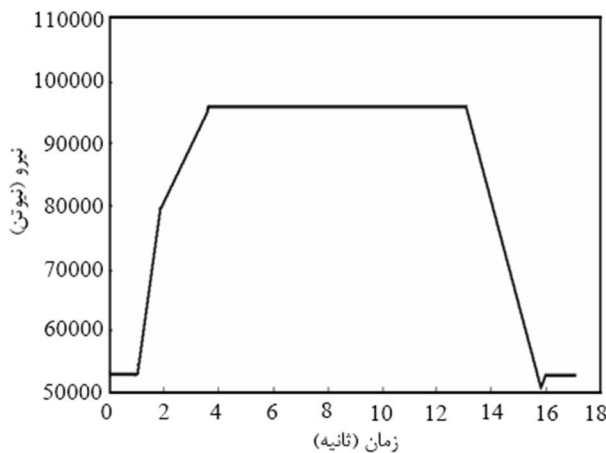
شکل 16 تغییرات ضریب خروج از خط



شکل 14 نمودار تغییرات نیروی تماسی جانبی نسبت به زمان



شکل 17 هندسه پروفیل‌های چرخ S1002 در چهار حالت نو، سایش یافته 1، سایش یافته 2 و سایش یافته 3



شکل 15 نمودار تغییرات نیروی تماسی عمودی نسبت به زمان

### 3-3-5- معیار خروج از خط

بر اساس تحقیقاتی که تاکنون انجام شده، سه معیار مختلف برای پیش‌بینی خروج از خط قطار به کار برده شده که بر مبنای نسبت نیروی جانبی به قائم  $(L/V)$  در نقطه تماس چرخ با ریل است. این معیارها عبارت است از نسبت  $(L/V)$  بر هر چرخ، نسبت  $(L/V)$  بر چرخ و محور و نسبت  $(L/V)$  بر واگن که به دلیل دقت و احتیاط بیشتر معیار خروج از خط واگن، این معیار مورد توجه قرار گرفته که رابطه آن به صورت رابطه (12) است [19]:

$$L/V = \left( \frac{\sum L}{\sum V} \right)_{\text{left or right}} \quad (12)$$

چنانچه در شکل 16 مشاهده می‌شود، در زمان ورود به قوس به تبع افزایش زاویه تماسی، ضریب خروج از خط و در نتیجه نیروهای تماسی افزایش یافته و در قوس به مقدار ثابت می‌رسد.

### 4-4-5- مدل‌سازی در نرم‌افزار آدامز/ریل<sup>1</sup>

برای مدل‌سازی تماس چرخ و ریل در نرم‌افزار آدامز/ریل [20] باید برای چرخ و ریل پروفیل‌های مشخصی تعریف شود. برای ریل از پروفیل UIC60 استفاده شده و برای چرخ نیز از پروفیل‌های نو و سایش یافته S1002 استفاده شده که هندسه آن‌ها در شکل 17 قابل مشاهده است. 3 پروفیل سایش یافته که پروفیل سایش یافته شماره 1 پس از طی مسافت 200000 کیلومتر و پروفیل شماره 2 پس از طی 300000 کیلومتر و پروفیل شماره 3 پس از طی 500000 کیلومتر اندازه‌گیری و ترسیم شده است. سایر پارامترهای محاسباتی در پیوست ب گنجانده شده است.

### 5-5- تعیین پروفیل چرخ بهینه

مهم‌ترین قسمت این تحقیق، تعیین تأثیر میزان سایش پروفیل چرخ بر فرآیند خروج از خط است. بر اساس اطلاعات موجود و برای مقایسه پروفیل‌های نو و سایش یافته، سه نوع پروفیل سایش یافته که به ترتیب پروفیل سایش یافته شماره 1-3 تعریف می‌شوند، از طریق تعریف نقاطشان به نرم‌افزار معرفی می‌شوند.

برای بررسی خروج از خط لازم است که نسبت نیروی جانبی به نیروی قائم (نسبت  $L/V$ ) محاسبه شود. این نیروها، نیروهای تماسی در هنگام تماس چرخ و ریل هستند.

شکل 18 نشان می‌دهد که نیروی تماسی جانبی در پروفیل سایش یافته شماره 1، کمترین مقدار و در پروفیل سایش یافته شماره 2، بیشترین مقدار را دارد. همچنین شکل 19، در 4 پروفیل نیروی تماسی عمودی را مقایسه می‌کند و نشان می‌دهد که بیشترین مقدار نیروی عمودی بر پروفیل سایش یافته شماره 1 اعمال می‌شود. بنابراین نسبت نیروی جانبی به نیروی عمودی در این پروفیل، کمترین مقدار را دارد و ضریب خروج از خط این پروفیل نسبت به دو پروفیل دیگر کمترین مقدار را خواهد داشت و پروفیل بهینه محسوب می‌شود.

برای تمام پروفیل‌های شکل 20 ضریب خروج از خط از مقدار صفر شروع شده و با ورود به قسمت زاویه کانت، به تدریج افزایش یافته و در زمان ورود به

1. ADAMS/Rail

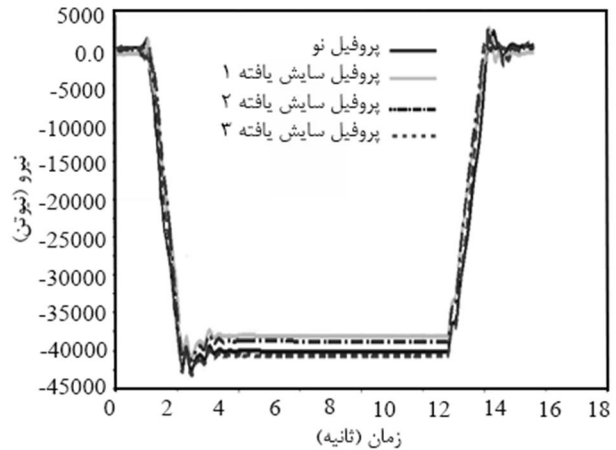
به دلیل این که اساس اولیه در حل تئوری هرتز، متمرکز در نظر گرفتن نیروهای اعمالی به هر چرخ است، حال آن که در نرم افزار آدامز، مدل سازی با وارد کردن تمام جزئیات واگن و در نظر گرفتن نیروهای سیستم تعلیق انجام شده و به حل واقعی نزدیک تر است، نمودارهای به دست آمده از حل تئوری، نوسان کمتری را در تغییرات ضریب خروج از خط نشان می دهند.

بر اساس شکل 20، پروفیل سایش یافته شماره 1، یعنی پروفیلی که پس از 200 هزار کیلومتر طی مسیر به دست می آید، کمترین ضریب خروج از خط را داراست و بهترین عملکرد را در قوس از خود به نمایش می گذارد. نکته مهم قابل توجه، عملکرد بهتر پروفیل سایش یافته نسبت به پروفیل جدید است. برخلاف این تصور که پروفیل نو همیشه باید عملکرد بهتری نسبت به پروفیل سایش یافته داشته باشد؛ اما پروفیل شماره 1، ضریب خروج از خط کمتری در قوس دارد و به همین دلیل است که پروفیل چرخ مدت زیادی در واگن باقی می ماند و پس از طی مسافت زیاد برای انجام ری - پروفایل از واگن خارج می - شود. پروفیل چرخ شماره 3 که پس از 500 هزار کیلومتر به این شکل درآمده، از سایر پروفیل ها بحرانی تر و این امر به معنی افزایش خطر خروج از خط برای پروفیل های چرخ است که بیش از این مقدار در واگن قرار داشته و در طی مسیر واگن، شرکت می کند. پروفیل هایی که بیش از این در واگن باقی بمانند، با افزایش سایش به صورت غیرخطی، به سرعت در معرض خطر خروج از خط بیشتر قرار می گیرند و لازم است تعویض شوند و یا برای انجام ری - پروفایل به قسمت تعمیرات فرستاده شوند.

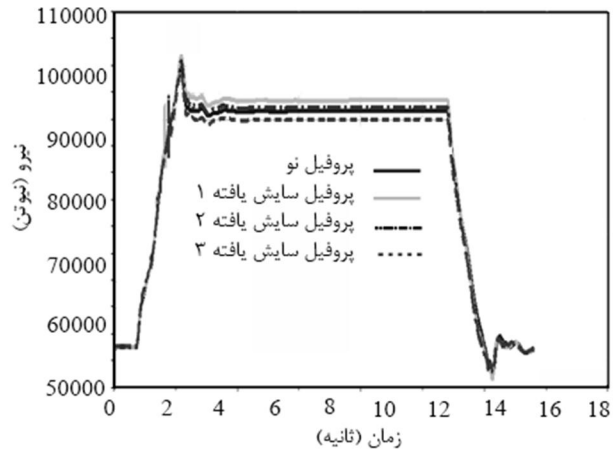
5-6- تأثیر زاویه قوس بر ضریب خروج از خط

برای تعیین تأثیر طول قوس (زاویه قوس)، مسیر تازه ای تعریف می شود. در این مسیر، واگن ابتدا در مسیر مستقیم به طول 300 متر حرکت می کند ( $D_1 = 300m$ ) و پس از قوس نیز، مسافت 150 متر ( $D_3 = 150m$ ) را در مسیر مستقیم طی می کند (شکل 21)؛ اما قسمت قوس که دارای شعاع 220 متر است، برای 6 مسیر متفاوت با 6 زاویه قوس مختلف انتخاب می شود. مسیر اول، مسیری به طول 115 متر و زاویه قوس 30 درجه، مسیر دوم به طول 230 متر و زاویه قوس 60 درجه، مسیر سوم به طول 300 متر و زاویه قوس 75 درجه، مسیر چهارم به طول 345 متر و زاویه قوس 90 درجه، مسیر پنجم به طول 518 متر و زاویه قوس 135 درجه و مسیر ششم به طول 645 متر و زاویه قوس 180 درجه انتخاب می شود.

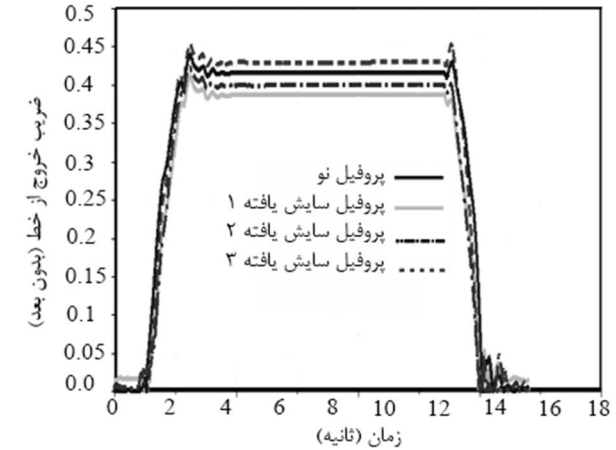
پروفیل چرخ نیز، پروفیل بهینه (پروفیل سایش یافته شماره 1) انتخاب می - شود. سرعت حرکت واگن برابر  $27/8 \text{ m/s} = 100 \text{ km/hr}$  انتخاب می شود. زمان تحلیل نیز در هر مسیر به گونه ای تعریف می شود که تمام مسیر تعریف شده را به طور کامل طی کند. نتایج برای چرخ بحرانی واگن (چرخ سمت راست از چرخ و محور جلوی بوژی جلویی) ارائه می شود. همان گونه که در شکل 22 مشاهده می شود، ضریب خروج از خط در آستانه قوس در هر 6 مسیر به یک اندازه افزایش یافته و در قوس نیز ضریب خروج از خط در هر 6 مسیر ثابت باقی مانده و تفاوت چندانی را نشان نمی دهند. با خروج از قوس نیز، در تمام موارد ضریب خروج از خط به سرعت کاهش می - یابد و به مقدار صفر باز می گردد. می توان نتیجه گرفت زمانی که واگن به قوس وارد می شود، بیشترین احتمال خروج از خط در ابتدای قوس وجود دارد و پس از آن این احتمال کاهش می یابد و این ضریب ارتباطی با طول قوس دارد، حتی در قوس های با طول کم که واگن مجبور است پس از طی مسیر قوسی کوتاه دوباره به مسیر مستقیم بازگردد، نیروهای بزرگ جانبی که متأثر



شکل 18 تغییرات نیروی تماسی جانبی برای 4 نوع پروفیل چرخ



شکل 19 تغییرات نیروی تماسی عمودی برای 4 نوع پروفیل چرخ



شکل 20 تغییرات ضریب خروج از خط برای 4 نوع پروفیل چرخ

قوس، به بیشینه مقدار خود رسیده و در ادامه قوس با اندکی تغییر در مقدار، ثابت باقی می ماند. به دلیل این که جهت پیچ قوس چپ گرد است، بنابراین در سر پیچ چرخ های سمت راستی تمایل به بلند شدن دارند و سبب کاهش نیروی قائم می شوند و از سوی دیگر حضور نیروی گریز از مرکز در قوس، سبب افزایش مقدار نیروی جانبی گشته و در نتیجه منجر به افزایش ضریب خروج از خط خواهد شد.

6- نتیجه‌گیری

با توجه به نتایج تحلیل، با قرار گرفتن چرخ در قطار و با گذر زمان، عمر چرخ به دلیل ساییش کاهش می‌یابد و این امر تا آنجا پیش می‌رود که منجر به خروج از خط شود. بنابراین با توجه به خصوصیات هر خطی که واگن در آن استفاده می‌شود، لازم است ضریب خروج از خط بحرانی تعیین شده و تا پیش از رسیدن مقدار ساییش چرخ به حد بحرانی، پروفیل چرخ برای انجام تعمیرات و ری-پروفایل از واگن خارج شود تا منجر به حادثه نشود. این امر به حدی از اهمیت برخوردار است که اگر به‌موقع صورت نگیرد، ممکن است خسارات اقتصادی زیادی همراه داشته باشد.

در این تحقیق، از دو روش برای بررسی تأثیر ساییش پروفیل چرخ بر خروج از خط، استفاده شد. روش اول براساس حل تئوری هرتز و تئوری خطی کالکر و روش دوم براساس مدل‌سازی در نرم‌افزار آدامز/ریل و حل آن برای مدل واگن در مسیر تعیین شده برای 4 نوع پروفیل چرخ مختلف انجام گرفت. چندین عامل مهم مانند ساییش چرخ و ریل، رفتار دینامیکی قطار و ایمنی آن وابسته به شکل هندسی پروفیل‌های چرخ و ریل و خصوصیات منطقه تماسی آن‌هاست.

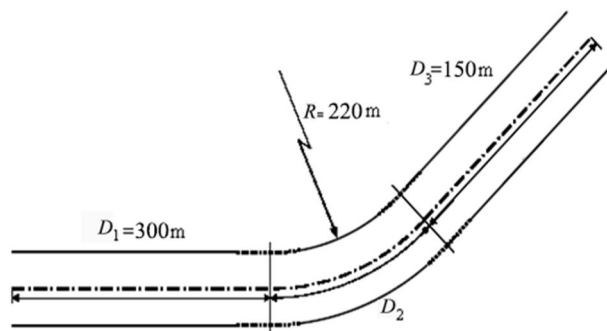
به دلیل این که فرض اولیه در حل تئوری هرتز، متمرکز در نظر گرفتن نیروهای اعمالی به هر چرخ است، درحالی که در نرم‌افزار آدامز، مدل‌سازی با وارد کردن تمام جزئیات اجزاء مختلف واگن انجام شده و در نظر گرفتن نیروهای سیستم تعلیق، سبب نزدیکی بیشتر نتایج به حل واقعی شده است، نمودارهای به‌دست آمده از حل تئوری، نوسان کمتری را در تغییرات ضریب خروج از خط نشان می‌دهند.

آن داده شد که پروفیل ساییش‌یافته شماره 1، یعنی پروفیلی که پس از 200 هزار کیلومتر طی مسیر به‌دست می‌آید، کمترین ضریب خروج از خط را داراست (0/39) و بهترین عملکرد را در قوس از خود به نمایش می‌گذارد. نکته مهم حائز اهمیت عملکرد بهتر پروفیل ساییش‌یافته نسبت به پروفیل جدید است. برخلاف این تصور که پروفیل جدید همیشه باید عملکرد بهتری نسبت به پروفیل ساییش‌یافته داشته باشد، اما دو پروفیل شماره 1-2 ضریب خروج از خط کمتری در قوس دارند و به همین دلیل است که پروفیل‌های چرخ مدت زیادی در واگن باقی می‌ماند و در فاصله زمانی زیاد برای انجام ری-پروفایل به قسمت تعمیرات فرستاده می‌شوند.

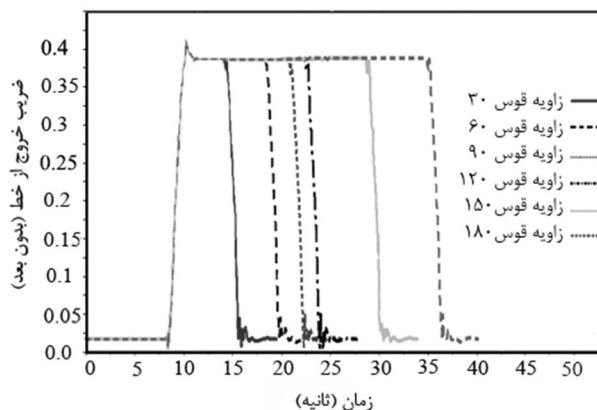
در این تحقیق، نشان داده شد که ضریب خروج از خط به طول قوس ارتباطی ندارد، حتی در قوس‌های به طول کم که واگن مجبور است پس از طی مسیر قوسی کوتاه دوباره به مسیر مستقیم بازگردد، نیروهای بزرگ جانبی که متأثر از نیروهای گریز از مرکز هستند، به همان میزان با افزایش نیروی عمودی مواجه می‌شوند، به‌گونه‌ای که ضریب خروج از خط ثابت باقی می‌ماند.

اغتشاشات همواره در همه مسیرها وجود دارد و همواره در ابتدا و انتهای قوس تقریباً به یک اندازه وجود دارد و میزان طول قوس، تأثیری بر دامنه اغتشاشات ندارد. پس از قوس نیز و با برگشت به مسیر مستقیم، دامنه اغتشاشات کاهش می‌یابد تا حذف شود.

نتایج نشان داد سختی دمپر بر ضریب خروج از خط واگن تأثیر چندانی نداشته ولی کاهش آن سبب افزایش اغتشاشات در ابتدای قوس می‌گردد.



شکل 21 مسیر انتخابی و قوسی با 6 طول مختلف

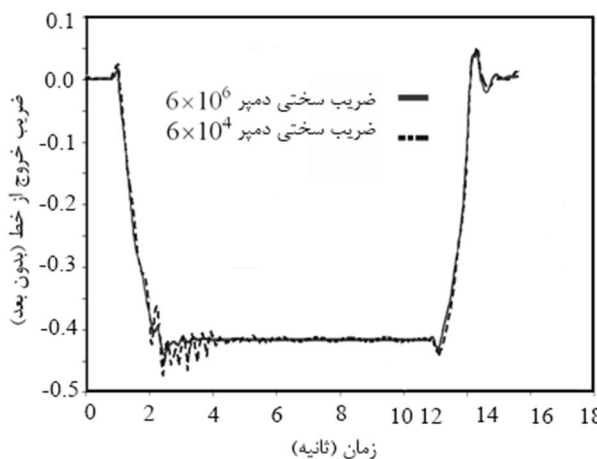


شکل 22 تأثیر میزان زاویه قوس بر ضریب خروج از خط برحسب زمان

از نیروهای گریز از مرکز هستند، به همان میزان با افزایش نیروی عمودی مواجه می‌شوند، به‌گونه‌ای که ضریب خروج از خط ثابت باقی می‌ماند.

5-7- تأثیر ضریب سختی دمپر بر ضریب خروج از خط

بوزی مورد بحث از 10 دمپر تشکیل شده که ضریب سختی دمپر هر بوزی برابر با  $6 \times 10^6$  است. برای بررسی تأثیر سختی دمپر بر ضریب خروج از خط واگن، سختی دمپر 100 برابر کاهش داده می‌شود. همان‌گونه که در شکل 23 مشاهده می‌شود، متوسط ضریب خروج از خط تغییر چندانی نداشته ولی نوسانات افزایش یافته است. همچنین اغتشاشات در ابتدای قوس بسیار چشمگیر است در حالی که در انتهای قوس، تفاوت چندانی با حالت پیشین مشاهده نمی‌شود.



شکل 23 نمودار ضریب خروج از خط واگن برحسب زمان در سرعت 27/8 m/s در قوس به شعاع 220 متر برای دو دمپر با ضرایب سختی مختلف



7- فهرست علائم

قسمت فلنچ چرخ:

$$z = 0/49103111 \times 10^{21}y^{13} + 0/10727644 \times 10^{21}y^{12} + 0/87251821 \times 10^{19}y^{11} + 0/22239302 \times 10^{18}y^{10} + 0/12238448 \times 10^{17}y^9 - 0/11605861 \times 10^{16}y^8 + 0/38209507 \times 10^{14}y^7 - 0/50389705 \times 10^{12}y^6 + 0/18156879 \times 10^{10}y^5 + 0/65146982 \times 10^8y^4 - 0/28665737 \times 10^7y^3 - 0/99726228 \times 10^5y^2 - 0/11660805 \times 10^4y - 4/98301245 \quad (14)$$

1-8- پیوست ب

مقادیر عددی پارامترهای محاسباتی در جدول 2 آمده است.

جدول 2 مقادیر عددی پارامترها

پارامترها	مقادیر
مدول یانگ چرخ و ریل	$E=210$ (GPa)
مدول برشی چرخ و ریل	$G=70$ (GPa)
ضریب پواسون چرخ و ریل	$\nu =0.27$
جرم واگن	$M_w=32000$ (kg)
ممان اینرسی واگن حول محور طولی	$I_{xx}w=56800$ (kg/m <sup>2</sup> )
ممان اینرسی واگن حول محور جانبی	$I_{yy}w=1970000$ (kg/m <sup>2</sup> )
ممان اینرسی واگن حول محور قائم	$I_{zz}w=1970000$ (kg/m <sup>2</sup> )
طول واگن	$L_w=24$ (m)
عرض واگن	$W_w=2.2$ (m)
ارتفاع واگن	$H_w=3$ (m)
جرم بوژی	$M_b=2615$ (kg)
ممان اینرسی بوژی حول محور طولی	$I_{xx}b=1722$ (kg/m <sup>2</sup> )
ممان اینرسی بوژی حول محور جانبی	$I_{yy}b=1476$ (kg/m <sup>2</sup> )
ممان اینرسی بوژی حول محور قائم	$I_{zz}b=3067$ (kg/m <sup>2</sup> )
سفتی دمپر بوژی	$K_b=3 \times 10^6$ (kN/m)
عرض بوژی	$L_b=2$ (m)
ارتفاع قاب جانبی بوژی	$H_b=0.2$ (m)
عرض قاب جانبی بوژی	$W_b=0.15$ (m)
جرم چرخ و محور	$M_w=1503$ (kg)
ممان اینرسی چرخ و محور حول محور طولی	$I_{xx}w=810$ (kg/m <sup>2</sup> )
ممان اینرسی چرخ و محور حول محور جانبی	$I_{yy}w=112$ (kg/m <sup>2</sup> )
ممان اینرسی چرخ و محور حول محور قائم	$I_{zz}w=810$ (kg/m <sup>2</sup> )
شعاع چرخ	$R_w=0.46$ (m)
جرم محور انتقال	$M_a=155$ (kg)
ممان اینرسی محور انتقال حول محور طولی	$I_{xx}a=2.1$ (kg/m <sup>2</sup> )
ممان اینرسی محور انتقال حول محور جانبی	$I_{yy}a=5.6$ (kg/m <sup>2</sup> )
ممان اینرسی محور انتقال حول محور قائم	$I_{zz}a=5.6$ (kg/m <sup>2</sup> )

9- مراجع

- [1] F. W. Carter, On the action of a locomotive driving wheel, Proc. Roy. Soc. Lond. Ser. A, 112, 151-157, 1926.
- [2] Vermeulen, P.J. and Johnson, K.L., Contact of nonspherical bodies transmitting tangential forces, *J. Appl. Mech.*, 31, pp. 338-340, 1964.
- [3] Garg, V.-K. and R.-V. Dukkipati, Dynamics of Railway Vehicle Systems. Toronto: Academic Press, 1984.
- [4] Kalker, J.J., On the rolling contact of two elastic bodies in the presence of dry friction, Thesis, Delft, 1967.
- [5] Kalker, J.J., Wheel-rail wear calculations with the program CONTACT, in Gladwell, G.M.L., Ghonen, H. and Kalonsek, J. (eds.), Proc. Int. Symp. On

$a$	نیم محور طولی بیضی هرتز (m)
$b$	نیم محور جانبی بیضی هرتز (m)
$A, B$	انحناء ها در نقطه تماس
$c_{ij}$	ضرائب کالکر
$E$	مدول یانگ (GPa)
$F_x$	نیروی طولی (N)
$F_y$	نیروی جانبی (N)
$G$	مدول برشی (GPa)
$L$	نیروی جانبی در منطقه تماس (N)
$m, n$	پارامترهای هرتز
$N$	بار عمودی بر منطقه تماس (N)
$r_0$	شعاع غلنتی چرخ حول محور $Oy(m)$
$r_n$	شعاع طولی چرخ در نقطه تماس (m)
$R_{wx}$	شعاع انحنای پروفیل چرخ در نقطه تماس (m)
$R_{rx}$	شعاع انحنای پروفیل ریل در نقطه تماس (m)
$R$	شعاع انحنای مسیر (m)
$V$	نیروی قائم در منطقه تماس (N)
$\dot{x} = V_x$	سرعت طولی چرخ و محور (m/s)
$y$	جابه جایی جانبی چرخ نسبت به ریل (m)
$\dot{y} = V_y$	سرعت جانبی چرخ و محور (m/s)

علائم یونانی

$\alpha$	زاویه انحراف چرخ و محور نسبت به ریل (rad)
$\dot{\alpha}$	سرعت نسبی انحرافی در سیستم مرجع مسیر (m/s)
$\gamma$	زاویه تماسی (شیب پروفیل ها در نقطه تماس (rad)
$\xi_x$	خزش طولی
$\xi_y$	خزش جانبی
$\xi_{sp}$	خزش اسپینی (چرخشی)
$\omega$	سرعت دورانی چرخ و محور حول محور $Oy(rad/s)$
$\nu$	ضریب پواسون چرخ و ریل

8- پیوست ها

1-8- پیوست الف

منحنی های مرتبه 13 برای لبه و فلنچ پروفیل چرخ قسمت لبه چرخ:

$$z = 0/10276579 \times 10^{20}y^{13} + 0/16407803 \times 10^{19}y^{12} + 0/11551126 \times 10^{18}y^{11} + 0/47171088 \times 10^{16}y^{10} + 0/12366860 \times 10^{15}y^9 + 0/21754115 \times 10^{13}y^8 + 0/26078575 \times 10^{11}y^7 + 0/21156159 \times 10^9y^6 + 0/11476807 \times 10^7y^5 + 0/37186161 \times 10^4y^4 + 0/35339030 \times 10^2y^3 - 1/56065909 \times 10^0y^2 + 0/33696870 \times 10^{-1}y - 0/20862304 \times 10^{-5} \quad (13)$$

- for fe analysis of wheel and rail interaction, Machine Elements, Department of Machine Design Royal Institute of Technology (KTH), Stockholm, Sweden, 2001.
- [14] Iwnicki, S.D., *Handbook of railway vehicle system*, pp. 85-120, 209-215, 2006.
- [15] Kalker, J.J.: *Book of tables for the hertzian creep-force law*. Report of the Faculty of Technical Mathematics and Informatics No. 96-61, Delft University of Technology, Delft, The Netherlands, 1996.
- [16] Kalker, J.J., *Three-Dimensional Elastic Bodies in Rolling Contact*. Kluwer Academic, Dordrecht, 1990.
- [17] Kalker, J. J., *A strip theory for rolling with slip and spin*, Proc. Kon. Nederlands Akademie van Wetenschapen, Amsterdam, B70, pp. 10-62, 1966.
- [18] Kalker, J.J.: *Book of tables for the hertzian creep-force law*. Report of the Faculty of Technical Mathematics and Informatics No. 96-61, Delft University of Technology, Delft, The Netherlands, 1996.
- [19] Shust, W. C., Elkins, J.A., Kalay, S., and El-sibaie, M., *Wheel-Climb Derailment Tests using AAR's Track Loading Vehicle*, Association of American Railroads Report R-910, December 1997.
- [20] ADAMS/Rail, Ver. 2005 R2, Mechanical Dynamic Incorporated, 2005.
- Contact Mechanics and Wear of Rail-Wheel Systems II, Kingston, RI, July 1986, University of Waterloo Press, Waterloo, Ontario, pp. 3-26, 1987.
- [6] W.Zhia C.B. Cai, S.Z. Guo, Coupling Model Of Vertical and Lateral Vehicle/Track Interaction, *vehicle system dynamics*, Vol.26, No.1 p. 61-79, 1996.
- [7] Jendel. T., Prediction of wheel profile wear-comparison with field measurement, *Wear* 253, 89-99, 2002.
- [8] T. Telliskivi, U. Olofsson, 2004, Wheel-rail wear simulation, *Wear* 257, 1145-1153
- [9] Diana, G., Bruni, S., Braghin, F., *Wheel-rail contact: Wear effects on vehicle dynamic behavior*, Politecnico di Milano, Dipartimento di Meccanica, Via La Masa 34, 20158 Milano, Italy, 2005.
- [10] Braghin, F., Lewis, R., A mathematical model to predict railway wheel profile evolution due to wear, *Wear* 261 (2006) 1253-1264, 2006.
- [11] M. Ranjbar, M. R. Ghazavi, High-speed railway vehicle lateral stability analysis in curve, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 13, No. 1, pp. 118-128, 2013. (In Persian)
- [12] Dukkipati R.V., *Vehicle Dynamics*, CRC Press, Boca Raton, ISBN 0-8493-0976-X, 2000.
- [13] Telliskivi, T., Olofsson, U., Sellgren, U. and Kruse, P., *A tool and a method*