

تعیین قیود تماس چرخ - محور با ریل به روش هندسی

علی اسدی لاری، استادیار، دانشکده مهندسی راه آهن، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران
احمد رضا فلاح گیلوایی، کارشناس ارشد، دانشکده مهندسی راه آهن، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران
E-mail: asadi_r@iust.ac.ir

چکیده

بررسی تماس چرخ و ریل و تعیین پارامترهای مربوط به آن، به عنوان نقطه شروع در تحلیل دینامیکی وسیله نقلیه ریلی از اهمیت بسیاری برخوردار است. در این مقاله با بحث روی هندسه تماس پروفیل چرخ و ریل، معادلات آن با فرض تماس تک نقطه‌ای پروفیل‌ها به دست آمده و در ادامه شبیه‌سازی هندسه تماس با استفاده از نرم افزار MATLAB ارائه می‌شود. ورودی این شبیه‌سازی، جابجایی عرضی اکسل و خروجی آن موقعیت نقطه تماس پروفیل‌های چرخ و ریل و شکل سطح تماس است. به منظور صحت‌گذاری بر نتایج خروجی، نرم‌افزارهای شبیه‌سازی دینامیکی VAMPIRE و ADAMS/Rail و نیز داده‌های موجود در فیش UIC519 مورد استفاده قرار گرفته است.

واژه‌های کلیدی: اکسل (wheelset)، تماس هرتزی، نقطه تماس، سطح تماس

۱. مقدمه

چرخ و ریل و استخراج پارامترهای موردنیاز، حرکت شبه‌استاتیکی یک واگن را در قوس در نظر گرفته و به گونه نظری تحلیل کردند. دافک [۳] و دی پتر [۴] تماس سه بعدی چرخ و ریل را مورد تحلیل قرار دادند که در آن زاویه حمله چرخ در نظر گرفته شده بود. همزمان بحث تماس از حالت صلب تک نقطه‌ای به حالت کشسانی دو یا چند نقطه‌ای هرتزی توسعه داده شد [۵ و ۶]. در دهه اخیر تلاش‌هایی برای استفاده از کدهای غیر هرتزی آغاز شده است [۷، ۸، ۹]. هم چنین اسدی لاری در محیط AutoCAD (با استفاده از قابلیت‌های زبان Autolisp) اقدام به یافتن نقاط تماس چرخ و ریل با در نظر گرفته جابجایی اکسل کرد [۱۰].

در این مقاله پس از بحث در مورد تئوری‌های مختلف هندسه تماس چرخ و ریل، معادلات تماس هندسی چرخ و ریل در حالت تک نقطه‌ای ارائه شده و سپس نتایج کد نوشته شده در محیط نرم‌افزار MATLAB بر اساس این معادلات با نتایج حاصل از نرم‌افزارهای تجاری موجود نظیر ADAMS/Rail مقایسه شده است.

اصولاً یکی از مراحل مهم در تحلیل دینامیکی وسیله نقلیه ریلی حل مسئله تماس چرخ و ریل است. به عنوان مثال برای بررسی پایداری وسیله نقلیه ریلی، برآورد میزان سایش چرخ و ریل، محاسبه پروفیل بهینه چرخ و یا ریل در یک مسیر خاص، هندسه تماس چرخ و ریل به عنوان شروع کار در نظر گرفته می‌شود. همچنین برای حل دینامیک یک وسیله نقلیه ریلی در ابتدا باید نقاط تماس چرخ و ریل را یافته و سپس با استفاده از پارامترهای تماس از جمله نقاط تماس و سطح تماس، نیروی خزشی بین چرخ و ریل را به دست آورد.

در تحلیل دینامیکی فرکانس پایین، سطح تماس چرخ و ریل را می‌توان صلب فرض کرده و از تغییر شکل ناحیه تماس صرف نظر کرد. در خطوط مستقیم و یا در قوس‌های با شعاع زیاد می‌توان فرض کرد که اکسل در راستای عمود بر میان‌تار در طول مسیر است [۱]. در بعضی شرایط نظیر فرکانس‌های بالا، در هنگام عبور از قوس‌ها، فرض تماس صلب چندان معتبر نیست و تماس چند نقطه‌ای هرتزی و تماس غیر هرتزی باید مورد استفاده قرار گیرد. الکینز و گاستلینگ [۲] با استفاده از پروفیل‌های اندازه‌گیری شده

۲. نظریه‌های مختلف هندسه تماس چرخ و ریل

۱-۲ تماس تک نقطه‌ای صلب هرتزی

این شیوه از ابتدایی‌ترین روش‌ها برای یافتن نقاط تماس چرخ و ریل است. در این روش فرض بر آن است که چرخ و ریل صلب بوده و تغییر شکل پروفیل‌های چرخ و ریل تأثیری در یافتن نقاط تماس ندارد. این روش بر پایه یافتن کمترین فاصله عمودی بین نقاط پروفیل‌های چرخ و ریل استوار است. در واقع در این روش با اعمال یک جابجایی عرضی اکسل، پروفیل چرخ نسبت به پروفیل ریل که ثابت است جابجا می‌شود. سپس کمترین فاصله عمودی بین چرخ و ریل به عنوان نقاط تماس صلب معرفی خواهد شد. نکته مهم این است که باید حداقل فاصله به دست آمده برای چرخ و ریل چپ با چرخ و ریل راست، برابر باشد.

پس از یافتن نقاط تماس چرخ و ریل، می‌توان شعاع انحنای چرخ و ریل را در آن نقاط یافت و سپس با استفاده از روابط هرتز [۱۲ و ۱۱] ابعاد بیضی هرتز و مقدار تغییر شکل اجسام را مشخص کرد. در این روش ورودی‌های سیستم، جابجایی عرضی اکسل و زاویه حمله (زاویه بین خط مرکز خط آهن و آسه طولی اکسل) است و خروجی‌ها، شعاع غلتش چرخ‌های چپ و راست، زاویه تماس چرخ‌های چپ و راست و نیز سطح تماس است.

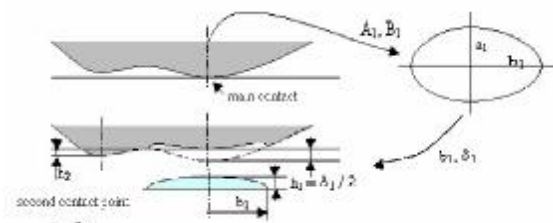
از عیوب اصلی روش تماس صلب وجود ناپیوستگی در پارامترهای تماس نسبت به جابجایی جانبی اکسل است (به شکل ۱۲ رجوع کنید). چون از این پارامترها در تحلیل‌های دینامیکی وسیله نقلیه ریلی استفاده می‌شود وجود این ناپیوستگی‌ها به معنای بروز ناپایداری عددی در تحلیل‌هاست و بنابراین نتایج خروجی تحلیل به مقدار زیاد تغییر می‌یابد. وجود پرش در پارامترها به معنای وجود تماس دو یا چند نقطه‌ای است [۵]. از روش‌هایی که برای غلبه بر این مشکل بکار می‌روند استفاده از روش هموار کردن کردار با استفاده از اسپلاین‌ها است. نرم افزار ADAMS/Rail از قابلیت Bezier-Spline‌ها برای این اقدام بهره می‌گیرد [۱۳]. به همین منظور روش‌هایی نظیر تبدیل دو نقطه تماس به یک نقطه تماس معادل و ارائه مدل شبه الاستیک تماس توسط محققان، به هنگام کاربرد روش‌های عددی مورد استفاده قرار گرفته‌اند [۵، ۱۴ و ۱۵].

۲-۲ تماس الاستیک چند نقطه‌ای هرتزی

در حالت تماس صلب، تنها امکان تماس یک نقطه از چرخ با

ریل وجود دارد. با اعمال تغییر شکل‌های ناشی از نقطه تماس اولیه، امکان تماس نقاط دیگر به وجود خواهد آمد. در واقع ایجاد تغییر شکل در محل تماس اولیه، این امکان را به پروفیل چرخ و ریل می‌دهد که به هم نزدیک شوند و از این طریق نقاط دیگری در اندرکنش چرخ و ریل همزمان با نقاط تماس اولیه به هم تماس حاصل خواهند کرد. همان طور که گفته شد تماس صلب در نواحی با امکان تماس بیش از یک نقطه، دچار پرش و ناپیوستگی خواهد شد و این امر تغییر قابل ملاحظه‌ای در نیروها به وجود خواهد آورد که باعث ناپایداری تحلیل خواهد شد. با در نظر گرفتن تماس الاستیک، پرش‌های ایجاد شده در تماس صلب از بین می‌روند.

در این روش پس از یافتن نقاط تماس صلب، بیضی تماس محاسبه و مقدار تغییر شکل δ دو جسم در محل تماس، از طریق رابطه هرتز محاسبه می‌شود. سپس پروفیل چرخ و ریل بر اساس کسری از δ به دست آمده، تغییر شکل داده می‌شود [۱۶ و ۱۷]. در صورت استفاده از تابع بوزینیک [۱۲] برای محاسبه تغییر شکل‌ها، نتیجه بهتری حاصل می‌شود و از ایجاد نقاط تماس کوچک اضافی جلوگیری می‌شود. این روش به طور خلاصه در شکل ۱ نشان داده شده است.



شکل ۱. یافتن نقطه تماس دوم از طریق اعمال تغییر شکل δ در محل تماس اولیه

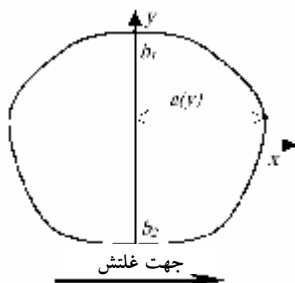
۳-۲ تماس غیر هرتزی

هرتز در تئوری خود فرض کرد که دو جسم در محل تماس دارای شعاع انحنای ثابت‌اند. بر این اساس سطح تماسی که در اندرکنش چرخ و ریل حاصل می‌شود، یک بیضی، مشهور به بیضی هرتز است. اما در تماس چرخ و ریل به ازای جابجایی‌های جانبی معین اکسل، شعاع انحنای چرخ و ریل در محل تماس تغییر می‌کند. در این صورت سطح تماس حاصله متفاوت از بیضی خواهد بود و فشار تماس نیز نیم بیضوی نخواهد شد (شکل ۲).

$$z(x, y) = \frac{x^2}{2R} + h(y) \quad (2)$$

که R شعاع غلتش چرخ در ناحیه تماس و $h(y)$ فاصله بین نقاط چرخ و ریل در صفحه $x=0$ می باشد. در سطح تماس ثابت در نظر گرفته می شود، هر چند که می تواند تغییر کند. بر این اساس ریشه های تابع زیر منجر به تعیین مقادیر b_1 و b_2 در شکل ۴ خواهد شد:

$$\delta = h(y) \quad (3)$$

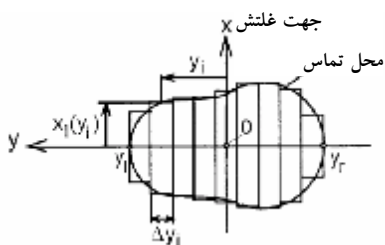


شکل ۴. سطح تماس غیر هرتزی [۱۷]

در این روش ناحیه بین b_1 و b_2 به تعدادی نوار تقسیم شده و طول هر نوار از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$a(y, \delta) = \sqrt{2R(u(0, y))} = \sqrt{2R(\delta_0 - h(y))} \quad (4)$$

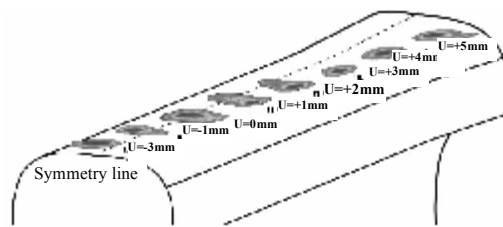
پس از به دست آمدن ابعاد سطح تماس، فشار اعمالی بر هر نوار محاسبه شده و می توان نیروی خزشی درون هر نوار را نیز محاسبه کرد [۷، ۸، ۹].



شکل ۵. تقسیم بندی سطح تماس با المان های نواری [۱۷]

۳. معادلات حاکم بر هندسه تماس چرخ و ریل در حالت صلب تک نقطه ای

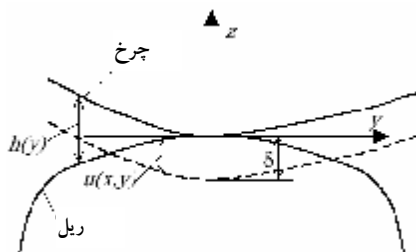
به دلیل کاربرد شکل پروفیل سایشی یا مخروطی چرخ، با جابجایی عرضی اکسل، شعاع های غلتش چرخ های چپ و راست



شکل ۲. انحراف شکل سطح تماس و توزیع فشار تماسی بین چرخ و ریل نسبت به حالت هرتز به دلیل جابجایی عرضی اکسل بر روی ریل [۱۸]

تفاوت آشکار شکل و ابعاد سطح تماس نسبت به حالت هرتزی، در حالتی که در ناحیه تماس شعاع انحنا متغیر باشد، باعث بروز حالت غیر هرتزی می شود [۱۹].

کد CONTACT کالکر با حل مسئله تماس بین دو جسم با سطوح دلخواه به روش المان مرزی امکان در نظر گرفتن تماس های غیر هرتزی را فراهم کرده است [۲۰]. اما این کد بسیار زمان بر بوده و نمی توان از آن در نرم افزارهای دینامیکی استفاده کرد. روش های دیگری نیز به منظور افزایش سرعت تحلیل به کار گرفته شده است [۷، ۸، ۹]. در این روش ها ابتدا با استفاده از روش صلب نقاط تماس اولیه به دست آمده، دو جسم به اندازه δ_0 که کسری از δ حاصل از تئوری هرتز است، به داخل یکدیگر نفوذ داده می شوند (شکل ۳).



شکل ۳. تماس بین چرخ و ریل و تابع تداخل [۱۷]

بر این اساس تابعی تحت عنوان تابع تداخل به صورت زیر تعریف می شود [۱۷]:

$$u(x, y) = \begin{cases} \delta_0 - z(x, y) & \text{if } z(x, y) \leq \delta_0 \\ 0 & \text{if } z(x, y) > \delta_0 \end{cases} \quad (1)$$

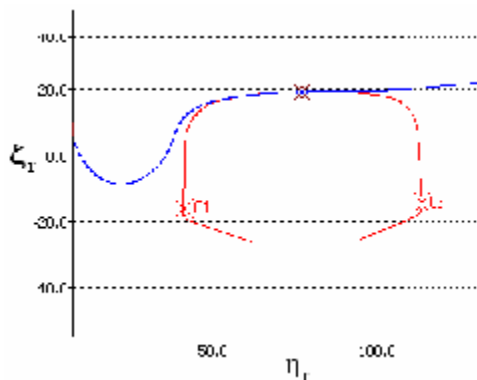
دستگاه مختصات دیگری نیز به صورت $O^* X^* Y^* Z^*$ تعریف می‌شود که مبدا آن در گرانیگاه اکسل قرار دارد و آسه $O^* Y^*$ در راستای آسه اکسل به طرف داخل قوس، آسه $O^* X^*$ عمود بر آسه $O^* Y^*$ است. با تعریف این دستگاه، متغیرهای زاویه رول اکسل φ و زاویه پیچش اکسل ψ را می‌توان مطابق شکل ۶ بیان کرد. نیز زاویه چرخش چرخ حول آسه $O^* Y^*$ است. جابجایی گرانیگاه اکسل نسبت به دستگاه مختصات $OXYZ$ را می‌توان به صورت بردار X_0 بیان کرد که دارای سه مولفه u_x, u_y, u_z است، ولی از آنجا که O^* در صفحه YOZ قرار دارد و دو دستگاه مختصات در راستای طولی هم سرعت هستند، می‌توان چنین نوشت:

$$X_0 = [0 \ u_y \ u_z]$$

بنابراین موقعیت و زاویه چرخش اکسل در دستگاه مختصات $OXYZ$ را می‌توان با $\psi, \theta, \varphi, s, u_y, u_z$ بیان کرد. منحنی‌های پروفیل چرخ و ریل سمت راست و چپ را می‌توان به صورت زیر تعریف کرد:

$$\xi_w = f(\eta_w) \quad , \quad \xi_r = f(\eta_r) \quad (5)$$

که ξ_w و η_w مختصات نقاط چرخ و ξ_r و η_r مختصات نقاط ریل بوده (شکل ۷) که می‌تواند برای چرخ و ریل سمت چپ و راست با هم متفاوت باشد. شیب طوقه چرخ در نقطه تماس در هر لحظه با δ_w ، زاویه بین سطح تماس و میانتار اکسل، و شعاع غلتش آن نقاط با r مشخص می‌شود.

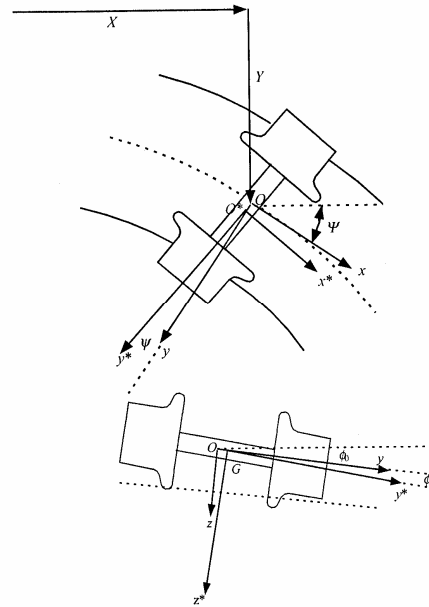


شکل ۷. نمایش پروفیل‌های چرخ و ریل در حال تماس

در استخراج معادلات زاویه پیچش ψ اکسل به دلیل کوچک بودن در نظر گرفته نشده و حالت دو بعدی تماس منظور شده است. نقطه تماس اولیه چرخ با سطح ریل (هنگامی که اکسل در وسط قرار دارد) نقطه A است. با جابجایی عرضی گرانیگاه اکسل به اندازه u_y ، دوران اکسل حول آسه طولی به اندازه زاویه φ

تغییر کرده و در نتیجه سرعت خطی چرخ‌های چپ و راست در محل تماس با ریل را تحت تأثیر قرار می‌دهد. از طرفی شیب نیز در نقاط تماس چپ و راست تغییر می‌کند که سفتی ثقلی یعنی نیروی عرضی برگرداننده اکسل به حالت مرکزی را تحت تأثیر قرار می‌دهد. بنابراین به دست آوردن شعاع غلتش آنی در چرخ‌های چپ و راست و همچنین زاویه تماس از اهمیت خاصی برخوردار بوده، و حصول آنها از طریق بررسی هندسه تماس مقدور است.

برای نوشتن معادلات فرض می‌شود ریل در صفحه افقی یک مسیر منحنی به شعاع R و با زاویه دور φ_0 را طی می‌کند که می‌تواند در جهت عرضی نیز جابجایی y_0 داشته باشد. مقادیر y_0, φ_0 در طول مسیر قابل تغییر است (شکل ۶).



شکل ۶. دستگاه مختصات چرخ - محور

اولین گام در به دست آوردن معادلات، مشخص کردن دستگاه‌های مختصات است. همان طور که در شکل ۶ مشخص شده یک مختصات کلی چسبیده به زمین X, Y, Z تعریف می‌شود و یک دستگاه مختصات $OXYZ$ که مبدا آن روی میانتار خط قرار دارد، آسه OX در راستای میانتار خط آهن است و OY عمود بر این خط به طرف داخل قوس است. این دستگاه با سرعت وسیله V در طول مسیر حرکت می‌کند.

$$\tan \delta_{rl} = \frac{d\xi_{rl}}{d\eta_{rl}} \quad (15)$$

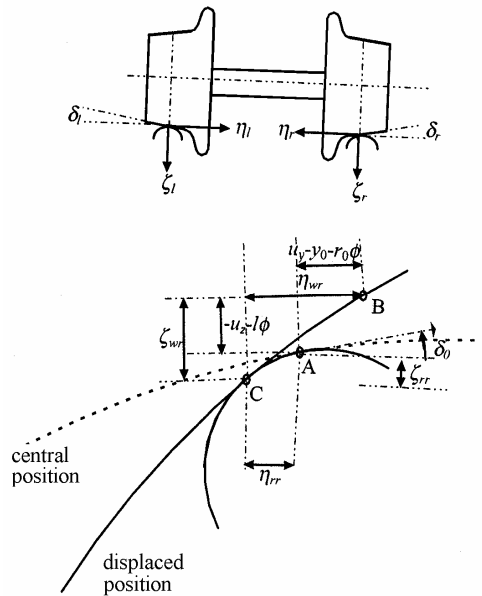
با داشتن ۱۱ معادله و حل آنها می‌توان نقاط تماس چرخ و ریل، شیب در آن نقاط، جابجایی قائم مرکز جرم اکسل و زاویه رول را به عنوان تابعی از u_y به دست آورد.

برای حل این معادلات غیر خطی باید از روش نیوتن-رافسون استفاده کرد. از آنجا که پروفیل‌های چرخ و ریلی که از اندازه‌گیری‌های میدانی توسط دستگاه‌های مخصوص نظیر MiniProf به دست می‌آید، متشکل از یک سری مختصات نقاط پروفیل چرخ و ریل است (به صورت فایل متنی) و لذا شکل پروفیل به صورت یک تابع ریاضی در دسترس نیست. استفاده از روش نیوتن-رافسون امکان‌پذیر نخواهد بود. روش دیگری که برای حل این معادلات وجود دارد، استفاده از روش هندسی است که در این تحقیق از آن استفاده شده است. در واقع همان روش تکراری که در روش نیوتن-رافسون وجود دارد، در اینجا به روش هندسی انجام خواهد شد. از روش نیوتن-رافسون می‌توان در مواقعی که شکل پروفیل به صورت تعداد محدودی تابع در دست باشد، استفاده کرد.

یکی از مزیت‌های این روش قابلیت استفاده از آن برای هر نوع پروفیل است. از این روش برای پروفیل‌هایی که شکل آنها بر اساس توابع ریاضی مشخص است و همچنین پروفیل‌هایی که به صورت عددی در دسترس اند، می‌توان بهره جست. مزیت دیگر این روش سرعت بیشتر آن نسبت به روش نیوتن رافسون است. علاوه بر آن در حالی که تضمینی برای همگرایی روش نیوتن رافسون وجود ندارد، همگرایی این روش نیز تضمین شده است. لازم به یادآوری است که در مواردی نظیر تماس سه بعدی چرخ و ریل و به ویژه زمانی که پروفیل چرخ در دور تا دور چرخ یکسان نبوده و پروفیل ریل نیز در طول ریل تغییر می‌کند، چاره‌ای جز استفاده از روش هندسی وجود ندارد و دیگر استفاده از توابع ریاضی امکان‌پذیر نیست.

اما یکی از معایب این روش در مرحله تقریب زدن پروفیل اصلی با استفاده از اسپیلاین‌ها با درجه ۳ است. از این اسپیلاین‌ها برای به دست آوردن شعاع انحنای پروفیل استفاده می‌شود. از آنجا که پروفیل‌های عددی دارای مقداری ناهمواری هستند که به دلایل مختلف از جمله نوع سیستم اندازه‌گیری ظاهر می‌شوند، باید در تقریب زدن پروفیل‌ها اندکی پروفیل اصلی را تغییر داد و در واقع

جابجایی نقطه تماس به اندازه $\varphi - y_0 - r_0$ است که نقطه تماس جدید در نقطه دیگری مثل C قرار می‌گیرد (شکل ۸).



شکل ۸ هندسه تماس چرخ و ریل (سمت راست)

بنابراین برای چرخ سمت راست داریم:

$$u_y - y_0 - r_0 \varphi - \eta_{wr} + \eta_{rr} = 0 \quad (6)$$

$$u_z + L\varphi + \zeta_{wr} - \zeta_{rr} = 0 \quad (7)$$

$$\varphi - \delta_{wr} + \delta_{rr} = 0 \quad (8)$$

و برای چرخ سمت چپ داریم:

$$u_y - y_0 - r_0 \varphi - \eta_{wl} + \eta_{rl} = 0 \quad (9)$$

$$u_z + L\varphi + \zeta_{wl} - \zeta_{rl} = 0 \quad (10)$$

$$\varphi - \delta_{wl} + \delta_{rl} = 0 \quad (11)$$

زوایا در نقاط تماس نیز از روابط زیر به دست می‌آید:

$$\tan \delta_{wr} = \frac{d\xi_{wr}}{d\eta_{wr}} \quad (12)$$

$$\tan \delta_{wl} = \frac{d\xi_{wl}}{d\eta_{wl}} \quad (13)$$

$$\tan \delta_{rr} = \frac{d\xi_{rr}}{d\eta_{rr}} \quad (14)$$

۴. نتایج حاصل از شبیه‌سازی تماس صلب و

بحث پیرامونی

بر اساس روابطی که در بخش قبل آورده شد، کدی در محیط نرم افزار MATLAB تهیه شد تا تماس صلب بین چرخ و ریل را حل و پارامترهای موردنظر را استخراج کند [۲۱]. ورودی‌های برنامه، پروفیل‌های چرخ و ریل و پارامترهای هندسی خط هستند. برنامه به صورت عمومی و کلی نوشته شده و قابلیت استفاده در یک کد دینامیکی را داراست، به این معنا که برنامه موردنظر قادر است، پارامترهایی همچون اعوجاج‌های عمودی و عرضی خط را به عنوان ورودی دریافت کند و در کنار یک کد جهت تعیین نیروهای خزشی، عملیات تحلیل دینامیکی را انجام دهد.

الگوریتم حل تماس تک نقطه‌ای چرخ و ریل در شکل ۱۰ مشاهده می‌شود. در بخش ورود اطلاعات، پروفیل‌های چرخ و ریل و ابعاد هندسی چرخ و خط وارد می‌شود. پروفیل‌های ورودی که در واقع با تعیین تعدادی مختصات X و Y با اسپیلاین تقریب زده می‌شوند. از این اسپیلاین‌ها در حل مسئله و در نهایت جهت یافتن شعاع انحنای نقاط تماس استفاده می‌شود.

برای یافتن کمینه فاصله، ابتدا فاصله تمام نقاط پروفیل چرخ و ریل از هم به دست می‌آید تا نقاطی که تماس بین آنها محتمل تر است مشخص شود. سپس با ایجاد ۳۰ نقطه مجازی در آن ناحیه از چرخ و ریل و در واقع افزایش تفکیک‌پذیری آن قسمت از چرخ و ریل، مرحله یافتن کمینه فاصله از آن ناحیه مجدداً تکرار شد. این مراحل بنا به نیاز و با توجه به میزان دقت تعریف شده برای برنامه، ممکن است چندین بار تکرار شود. برای به دست آوردن نقاط تماس نیاز است که پروفیل چرخ نسبت به ریل دوران داده شود. برای این کار، پس از تعیین تقریبی میزان دوران موردنیاز، با استفاده از ماتریس مربوط، پروفیل دوران داده می‌شود:

$$\begin{Bmatrix} x' \\ y' \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \alpha & \sin \alpha \\ -\sin \alpha & \cos \alpha \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} \quad (17)$$

به منظور تعیین صحت عملکرد کد فوق، نتایج آن با نرم افزارهای تجاری شناخته شده‌ای همچون ADAMS/Rail و VAMPIRE و نیز نتایج ارایه شده در فیش UIC 519 [۲۴] مقایسه می‌شود.

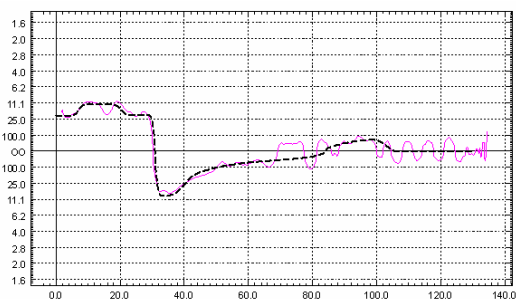
پروفیل و اسپیلاین‌های به دست آمده را هموار کرد (شکل ۹). این امر سبب می‌شود که پروفیلی که برای تحلیل به کار می‌رود، کمی متفاوت با پروفیل اصلی باشد. این ناهمواری‌ها در محاسبه سطح تماس تاثیر مستقیم می‌گذارند.

یکی از راه‌ها، استفاده از روش‌های هموار سازی اسپیلاین‌ها می‌باشد. رابطه اسپیلاین به صورت زیر است:

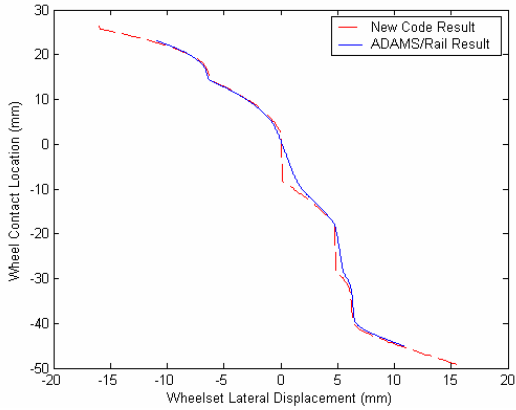
$$p \sum_i (w_i - s(x_i))^2 + (1-p) \int \left(\frac{d^2 s}{dx^2} \right)^2 dx \quad (16)$$

که در این معادله W وزن داده شده به هر نقطه و p پارامتر هموارسازی است. در صورتی که $p=0$ باشد یک کردار خطی به روش حداقل میانگین بر روی داده‌ها تقریب زده می‌شود و در صورتی که مقدار $p=1$ باشد، اسپیلاین معمولی بر روی داده‌ها تقریب زده می‌شود. تقریب مناسبی برای تعیین p با استفاده از $1/(1+h^3/6)$ حاصل می‌آید که h مقدار میانگین فاصله داده‌ها است. روش‌های دیگری نیز وجود دارد که خارج از بحث این مقاله است. برای هموارسازی در این کد، مقدار p از رابطه بالا به دست آمده (درجه ۳) است.

کدهای غیر هرتزی حساسیت کمتری نسبت به شعاع انحنای دارند و کمتر از این عامل تأثیر می‌پذیرند. ناپایداری به وجود آمده از این ناهمواری‌ها در خروجی نقاط تماس و در نتیجه در خروجی محاسبات نیروهای خزشی ظاهر می‌شود و کلاً یک پایداری ذاتی را در مسأله داخل می‌کنند. بنابراین باید در مرحله هموارسازی دقت فراوان به عمل آید.



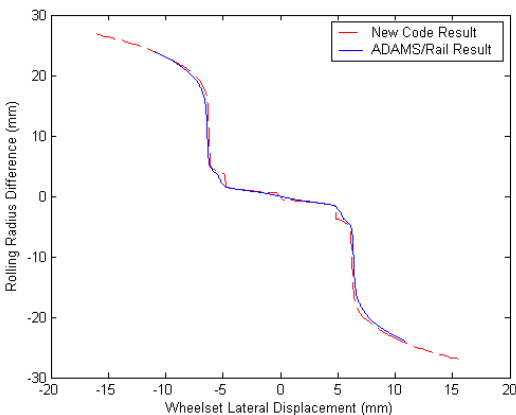
شکل ۹. ناهمواری شعاع انحنای پروفیل واقعی اندازه‌گیری شده با دستگاه MiniProf (کردار پیوسته) نسبت به پروفیل تئوری (کردار خط چین)



شکل ۱۲. موقعیت نقاط تماس روی چرخ، برای ترکیب پروفیل‌های چرخ S1002 و ریل UIC با شیب ۱/۴۰

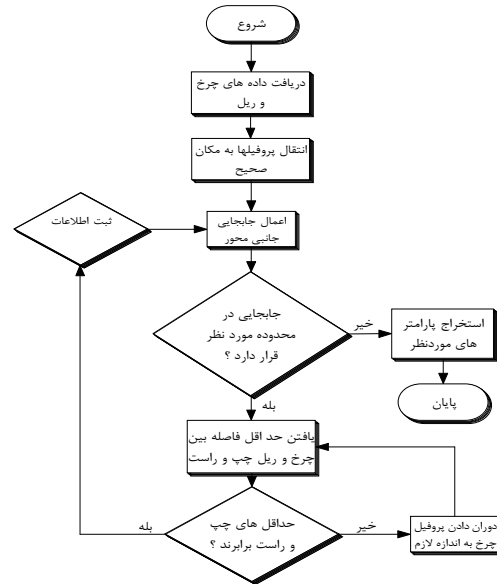
طبق شکل مزبور نتایج کد جدید منطبق بر نتایج نرم افزار دیگر است. پرش‌های حاصل از تماس صلب در نتایج کد توسعه یافته در این مطالعه دیده می‌شوند، در حالی که همان‌طور که قبلاً اشاره شد نرم افزار ADAMS/Rail با هموار ساختن خروجی، پرش‌ها را حذف می‌کند. در شکل ۱۳ تفاوت شعاعی ایجاد شده بین چرخ‌های چپ و راست در همین ترکیب هندسی چرخ و ریل دیده می‌شود.

شکل‌های ۱۴ و ۱۵ نتایج فوق را برای اندرکنش چرخ و ریل S1002/UIC60 با شیب ریل ۱/۲۰ (که شیب ریل خطوط ایران می‌باشد) نشان می‌دهد. در این شکل‌ها از نتایج نرم افزار VAMPIRE و کد نوشته شده استفاده شده است. مشاهده می‌شود که نتایج کد توسعه یافته با دقت بالایی نقاط صلب تماس را پیدا کرده و پارامترهای موردنظر را استخراج می‌کند.



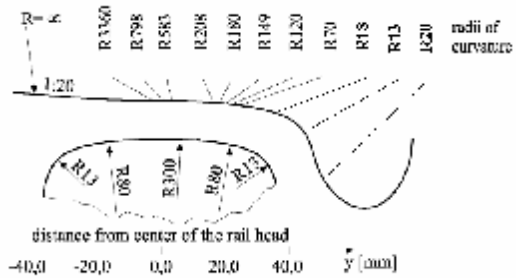
شکل ۱۳. تفاوت شعاع غلتشی، برای ترکیب پروفیل‌های چرخ S1002 و ریل UIC با شیب ۱/۴۰

تطابق خوبی بین کد نوشته شده و نتایج نرم افزار ADAMS



شکل ۱۰. الگوریتم حل تماس تک نقطه‌ای صلب چرخ و ریل

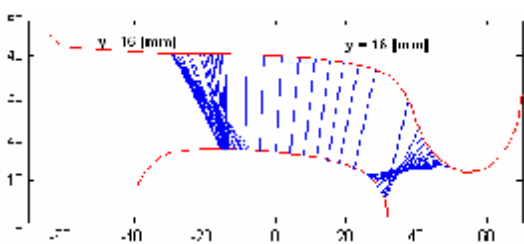
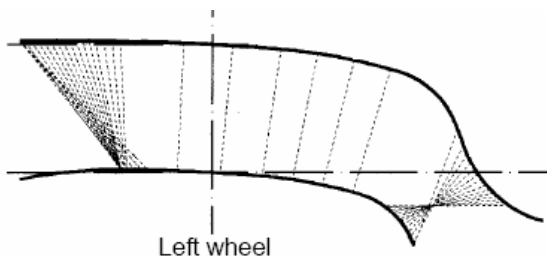
مقایسه اول شامل تماس پروفیل استاندارد S1002 [۲۲] و پروفیل ریل استاندارد UIC60 [۲۳] با شیب ریل ۱/۴۰ است (شکل ۱۱).



شکل ۱۱. پروفیل چرخ S1002 و ریل UIC60 [۱۸]

سایر پارامترهای بکار رفته عبارتند از: عرض خط ۱۴۳۵ mm، فاصله داخلی فلنج چرخ‌ها ۱۳۶۰ mm، محل قرار گرفتن خط غلتش چرخ ۷۰ mm میلیمتر از پشت فلنج چرخ، قطر چرخ‌ها مساوی و برابر ۹۲۰ mm و بار وارده بر چرخ‌ها ۵۰۰۰۰ N. پروفیل‌های ورودی شامل بر ۱۸۰ نقطه هستند و برای به دست آوردن خروجی، نمو عرضی ۰/۱ میلیمتر استفاده شده و بنابراین خروجی‌ها مشتمل بر ۱۸۰۰ نقطه هستند. محل نقاط تماس بر روی چرخ، حاصل از نرم افزار ADAMS/Rail در قیاس با کد توسعه یافته در این مطالعه در شکل ۱۲ دیده می‌شود.

شکل ۱۶ کردار تفاوت شعاعی به ازای جابجایی عرضی محور و شکل ۱۷ محل نقاط تماس را نشان می‌دهد. در این مورد نیز نتایج حاصل به خوبی بر نتایج ارایه شده در مرجع ۲۴ منطبق شده است.

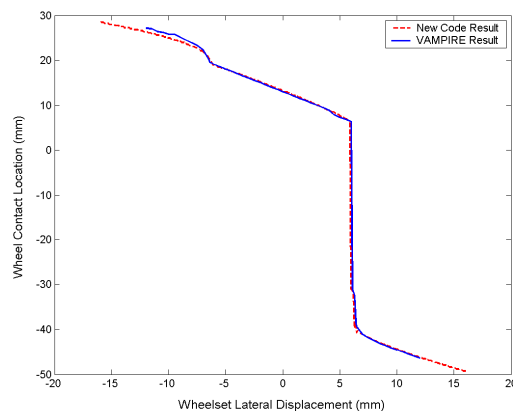


شکل ۱۷. محل نقاط تماس برای ترکیب چرخ A و ریل A، شکل بالا نتایج ارایه شده در فیش [24] UIC 519. شکل پایین نتایج حاصله از کد نوشته شده

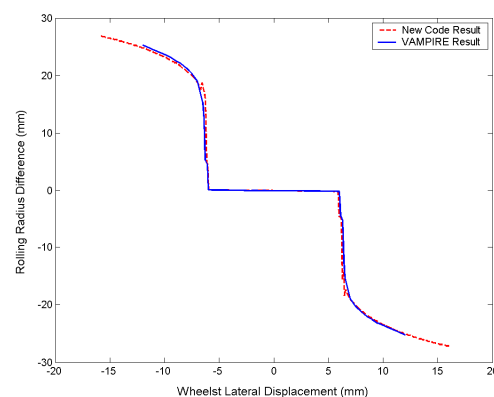
۵. بحث و نتیجه‌گیری

بررسی تماس بین چرخ و ریل و نیروهای متعامل بین این دو جسم در صنعت ریلی از اهمیت بسیاری برخوردار است. در این مقاله با معرفی تئوری‌های مختلف هندسه تماس چرخ و ریل، معادلات تماس برای حالت صلب با استفاده از مراجع علمی گفته شد. سپس نتایج حاصل از کدی که بر اساس این معادلات برای اولین بار در ایران تهیه شده، ارایه گردید. سپس به منظور بررسی قابلیت اعتماد نتایج حاصل مقایسه‌ای با نرم افزارهای شناخته شده VAMPIRE و ADAMS/Rail و نتایج فیش UIC 519 [۲۴] صورت گرفت. نتایج مقایسه‌ای حاکی از دقت بالای کد توسعه یافته تک نقطه‌ای هر تزی در این مطالعه بوده و بنابراین مقدمات ایجاد یک نرم افزار ریلی را برای حل دینامیکی وسایل نقلیه ریلی فراهم کرده است [۲۱]. بر همین اساس می‌توان کد تکمیلی برای محاسبه نیروهای خزشی بین چرخ و ریل بر اساس تئوری‌های معتبر موجود ارایه کرد که با استفاده از المان تماسی چرخ و ریل، متشکل از کد تماس و کد خزشی، تحلیل دینامیکی یک وسیله نقلیه ریلی امکان‌پذیر خواهد شد.

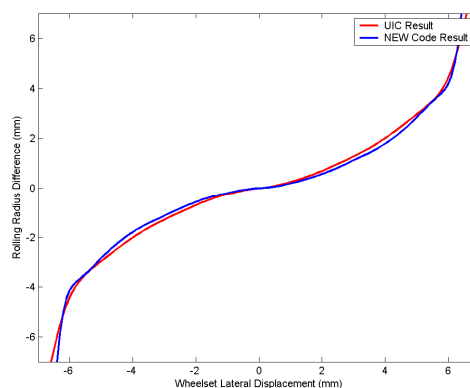
وجود دارد. جهت تعیین صحت نتایج، از خروجی‌های ارایه شده در فیش UIC 519 نیز استفاده می‌شود. مقایسه بین پروفیل چرخ A و پروفیل ریل A معرفی شده در این مرجع صورت گرفته است.



شکل ۱۴. موقعیت نقاط تماس روی چرخ، برای ترکیب پروفیل‌های چرخ S1002 و ریل UIC با شیب ۱/۲۰



شکل ۱۵. تفاوت شعاع غلتشی، برای ترکیب پروفیل‌های چرخ S1002 و ریل UIC با شیب ۱/۲۰



شکل ۱۶. تفاوت شعاع غلتشی برای ترکیب پروفیل چرخ A و ریل A از فیش UIC 519 [۲۴]

15. Arrus, P., de Pater A. D., Meyers, P. (2002) "The stationary motion of a one-axle vehicle along a circular curve with real rail and wheel profiles", *Vehicle System Dynamics*, Vol. 37, No. 1, pp. 29-58.
16. Piotrowski, J., Chollet H. (2005) "Wheel-rail contact models for vehicle system dynamics including multi-point contact", *Vehicle System Dynamics*, Vol. 43, No. 6-7, pp. 455-483.
17. Lovalev, R., Yazykov, V. N., Mikhilchenko, G. S. and Pogorelov, D. Yu., "Railway vehicle dynamics: some aspects of wheel-rail contact modeling and optimization of running gears", *Mechanics Based Design of Structures and Machines*, Vol. 31, No. 3, 2003, pp. 315-334.
18. Knothe K., Wille R., Zastrau, B. W.(2001) "Advanced contact mechanics - Road and Rail", *Vehicle System Dynamics*, Vol. 35(4-5), 2001, pp. 361-407.
19. Yan W., Fischer F. D.(2000) "Applicability of the Hertz contact theory to rail-wheel contact problems", *Archive of Applied Mechanics*, Vol. 70, pp. 255-268.
20. Kalker, J. J. (1990) "Three dimensional elastic bodies in rolling contact", Kluwer Academic Publishers.
21. Fallah, A. R., Behmadi M., Fazli V. and Eshraghi I.(2006) "Geometric study of wheel/rail contact and its simulation", *Proceedings of 14th annual (International) Conference on Mechanical Engineering (ISME2006)*, Isfahan, Iran. (in Persian).
22. UIC 510-2 OR (2004) "Trailing stock: wheels and wheelsets, condition concerning the use of wheels of various diameters", 4th edition.
23. UIC 861-3 OR (1969) "Standard 60 kg/m rail profiles types: UIC 60 and UIC 60E", 3rd edition.
24. UIC 519 OR (2004) "Method for determining of equivalent conicity", 1st edition, 2004.
1. Wickens, A. H. (2003) "Fundamentals of rail vehicle dynamics, guidance and stability", Swets and Zeitlinger.
2. Elkins, J. A. and Gostling, R. J. (1977) "A general quasi-static theory for railway vehicles", 5th IAVSD Symposium, Vienna, , pp. 388-406.
3. Duffek, W. (1982) "Contact geometry in wheel/rail mechanics", *Proceedings of Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems*, Vancouver, Canada.
4. De Pater, A. D. (1988) "The geometric contact between wheel and rail", *Vehicle System Dynamics*, Vol. 19, No. 3, pp. 127-140,
5. Pascal, J. P. and Sauvage G. (1993) "The available methods to calculate the wheel/rail forces in Non - Hertzian contact patches and rail damaging", *Vehicle System Dynamics*, Vol. 22, 1993, pp. 263-275.
6. Piotrowski, J. (1982) "A theory of wheelset forces for two point contact between wheel and rail", *Vehicle System Dynamics*, Vol. 11, No. 2, pp. 63-87.
7. Kik, W. and Piotrowski, J. (1966) "A fast, approximate method to calculate normal load at contact between wheel and rail and creep forces during rolling", *Proceedings of the Second Mini Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems*, Budapest, Hungary, pp. 52-61.
8. Linder, Ch. (1997) "Erschleiss von Eisenbahnradern mit Unrundheiten", *Dissertation ETH Nr. 12342*.
9. Ayasse, J. B. and Chollet, H.(2005) "Determination of the wheel rail contact patch for semi-Hertzian conditions", *Vehicle System Dynamics*, Vol. 43(3), pp. 159-170.
10. Asadi Lari A.(2005) "Analytical and practical investigations to increase the predictability of wheel life", PhD. Thesis, Mechanical Engineering Dept., University of Sheffield.
11. Timoshenko S. P. and Goodier, J. N. (1985) "Theory of elasticity", 2nd ed., McGraw-Hill, New York, 1951.
12. Johnson, K. L. (1985) "Contact mechanics", Cambridge Univ. Press, Cambridge.
13. Wheel/rail element reference guide, n.p. Mechanical Dynamics Co., 2002.
14. Schupp G., Weidemann C. and Mauer L. (2004) "Modeling the contact between wheel and rail within multibody system simulation", *Vehicle System Dynamics*, Vol. 41, No. 5, pp. 349-364.

پانویس‌ها

- 1- Track Centreline
- 2- Interference
- 3- Gravitational Stiffness