



ارائه شده توسط:

سایت ترجمه فا

مرجع جدیدترین مقالات ترجمه شده

از نشریات معتبر

یک روش تکراری برای حل پاسخ دینامیکی سیستم های متصل به وسایل نقلیه ریلی بر اساس

پیش بینی نیروهای چرخ-ریل

چکیده

یک روش تکراری بر اساس پیش بینی نیروهای چرخ-ریل برای تعیین پاسخ دینامیک و پویای سیستم وسیله نقلیه ریلی ارائه شده است. ایده کلیدی روش موجود، اصلاح ارزش یا مقدار آغازین هر مرحله در طی تکرار با پیش بینی است. روش تکراری مرسوم با تکرار مرحله فعلی در مقدار تبدیل شده قبلی نیروی چرخ-ریل شروع می شود. با این حال در این روش، نیروهای چرخ-ریل پیش بینی شد توسط پیش بین خطای حداقل مربعات وزنی به عنوان مقدار شروع برای مرحله فعلی استفاده می شود. معادلات حرکت وسیله نقلیه و زیر سیستم ها به طور جدا تثبیت شده و به طور مکرر حل می شوند. بر طبق پاسخ ریل و مجموع چرخ ها و با در نظر گرفتن ناهمواری مسیر، نیروهای ریل - چرخ پیش بینی شده با مدل تعامل چرخ-ریل اصلاح می شود که در آن روابط هندسی تماس ریل-چرخ و نیروهای خزش ریل - چرخ در نظر گرفته می شوند. روش استراحت برای حل مسئله انتشار عددی در فرایند تکراری استفاده می شود.

یک وسیله نقلیه متحرک که در یک مسیر انعطاف پذیر دو لایه ای حرکت می کند در این مطالعه در نظر گرفته شد. صحت روش پیشنهادی با مقایسه نتایج حاصل از روش فعلی با نتایج حاصل از نرم افزار تجاری NUCRAS تایید شده و کارایی با مقایسه با روش تکراری سنتی تایید می شود. نتایج عددی نشان می دهد که روش فعلی نه تنها نتایج مشابهی با نرم افزار NUCRAS از حیث صحت می دهد بلکه موجب صرفه جویی ۲۵ درصدی در هزینه های محاسباتی در مقایسه با روش تکراری سنتی می شود. با توجه به ارتباط تماس چرخشی غیر خطی، به طور کامل در نظر گرفته شده است، روش حاضر می تواند نتایج دقیق تر از مدل کامپوننت وسیله نقلیه را دریافت کند. در ضمن، کارایی روش حاضر با استفاده از پیش بینی نیروهای ریل چرخ با پیش بینی کننده WLSE افزایش می یابد.

کلمات کلیدی: برهم کنش دینامیک چرخ-ریل، روش تکراری، پیش بین خطای حداقل مربعات وزنی، رابطه تماس

بین چرخ-ریل، نامنظم بودن مسیر

مدل پویا سیستم متصل به وسیله نقلیه و روش راه حل آن برای یک سری مطالعات پیشرفته مانند ارزیابی ایمنی در حال اجرا و قابلیت راحتی سواری از قطارهای با سرعت بالا، پیش بینی سایش چرخ و سر و صدای ارتعاش ضروری است. نتایج عددی می تواند به عنوان راهنمایی نظری برای پیدا کردن علت برخی از مشکلات مهندسی عملی مانند دور چرخ ها، راه راه ریخته گری، شناسایی منابع ارتعاش یا سر و صدا، و توسعه راه حل ها یا درمان های مربوط به این مشکلات استفاده شود. بنابراین اهمیت بهینه سازی پاسخ دینامیک سیستم ریل- وسیله نقلیه به طور موثر و دقیق است. پاسخ پویای سیستم متصل به وسیله نقلیه می تواند در فرکانس یا دامنه زمان حل شود [۱]. روش فرکانس برای راه حل کارآمدی از طول نامحدود و ساختارهای خطی دوره ای خصوصا برای راه حل تعامل دینامیکی چرخنده در فرکانس های بالا مورد استفاده قرار می گیرد، اما راه حل حوزه زمانی لازم است که در آن ناهماهنگی های مهمی نظیر ارتباط هندسه تماس چرخ و چوب برای حل پاسخ دینامیکی خودرو و سیستم مسیر در حوزه زمان، عمدتا دو روش در دسترس وجود دارد: روش متصل و روش تکراری. روش پیوند به عنوان یک کل سیستم و زیر سیستم های مسیر را در نظر گرفته و معادلات سیستم متصل را بدون هیچ گونه تکرار با یک روش ادغام گام به گام حل می کند. با این حال، ماتریس ضریب سیستم با توجه به موقعیت وسایل نقلیه در مسیر متفاوت است و باید در هر گام زمانی به روز شود و تجزیه شود. این کارآیی محاسباتی را کاهش می دهد. یکی دیگر از نقاط ضعف این است که شکل گیری ماتریس ضریب بستگی به مدل های وسیله نقلیه و ردیابی دارد، به عبارت دیگر، اگر یک نوع جدید از وسیله نقلیه یا مسیر معرفی شده باشد، باید همه ضرایب را تغییر داد. روش تکراری می تواند به طور موثر از این کاستی ها اجتناب کند.

در روش تکراری، کل سیستم به دو زیر سیستم در رابط خودرو و مسیر تقسیم می شود. دو زیر سیستم با ایجاد تعادل نیروها و سازگاری جابجایی در نقاط تماس بین چرخ ها و ریل ها متصل می شوند. معادلات حرکت دو زیرسیستم به طور جداگانه با یک روش تکرار حل شده است. سبز و کبون [۲،۳] شامل ساختار بارهای وسیله نقلیه با پاسخ مودال پل برای پیش بینی پاسخ دینامیکی آن در یک مجموعه داده شده از بارهای چرخ وسیله نقلیه بود و این

روش را برای تعامل پویا بین وسیله نقلیه و پل با روش تکرار . یانگ و فندر [۴] یک روش تکراری برای حل پاسخ دینامیکی پل یانگ تسه رودخانه در ووهان تحت یک قطار متحرک با ۲ لوکوموتیو و ۴ وسیله نقلیه حمل و نقل ارائه کردند. زو و همکاران [۵] تجزیه و تحلیل دینامیکی سیستم های پل متحرک و سیستم های مجهز به کابل در باد متقابل را با روش تکراری انجام داد. هارنت (۶) یک مدل عددی را توسعه دادند که یک قطار چند منظوره سهبعدی و یک پل عنصر محدود را برای بررسی اثرات پارامترهای مختلف مانند سرعت قطار، فرکانس قطار به پل، جرم و فاصله نسبت ها، کاهش دمای پل، در پاسخ دینامیک پل های راه آهن با روش تجدید نظری اصلاح شده نیوتن رافسون. ژانگ و همکاران [۷] یک مدل دینامیکی دوبعدی بادی را پیشنهاد کرد که اثر محافظتی برج پل را با موانع باد مثلثی مورد بررسی قرار داد و معادلات دینامیکی پل خودرو را با بارهای خارجی متفاوت تغییر داد. نگوین و همکاران [۸] وسایل نقلیه و زیر ساخت را به عنوان دو سیستم جداگانه در نظر گرفتند، هرچند یک مدل تماس چرخ-ریل پیشنهاد شده بود و یک طرح تکرار جدید برای حل مسائل نیروی تماس چرخ و ردیابی تماس از دست داد. هاوک و قالی [۹] یک روش تحلیلی را پیشنهاد دادند که به نام "روش تدریجی تکرار پویا" (IDSM) برای حل یک پاسخ از یک سیستم پل اسلحه برقی که به وسیله کامیون های چند محور بدون در نظر گرفتن اثرات زبری از آن عبور می کرد، پیشنهاد کرد. مارشلی و همکاران. [۱۰] با تعامل یک پل پیوسته چند اسپیندل مدل شده توسط صفحات ایزوتروپیک با وسیله نقلیه مدل سازی شده توسط هفت درجه از سیستم آزادی جرم محور آزاد به سرعت ثابت شد و پاسخ دینامیکی خودرو و پل را به صورت تکراری محاسبه کرد. فراری و همکاران [۱۱] تعامل پویا بین یک وسیله نقلیه مسافری و یک پل مورد مطالعه قرار گرفت و عملکرد و کارایی دو روش تکرار را که در طول تاریخ تمام وقت (WTH) یا در گام زمانی تک (STS) انجام می شد، مقایسه کرد. وینچیزی و همکاران [۱۲] تعامل پویا بین قطارها و پل را تجزیه و تحلیل کرد و یک بررسی پارامتری را انجام داد، از جمله تاثیر سرعت سفر و وزن قطار در پاسخ دینامیکی. لی و همکاران [۱۳] یک الگوریتم تکرار متقابل را برای حل پاسخ دینامیکی خودرو CRH۳ قطار چین و سیستم جفت ریل دنده ارائه داد. لی و همکاران [۱۴] یک روش عددی کامپیوتری برای تجزیه و تحلیل سیستم های متحرک وسیله نقلیه از ویژگی های غیر خطی و بررسی همگرایی طرح های تکراری محاسبات با و بدون جهش

چرخ، در روش تکرار، تجزیه ماتریس ضریب در هر گام زمانی می تواند اجتناب شود و بنابراین یک روش راه حل کارآمد می تواند جداگانه بر اساس ویژگی های ساختاری هر زیرسیستم توسعه یابد. اما لازم به ذکر است که فرایند تکرار ممکن است به آسانی به هم نزدیک نباشند و یا به طور آهسته همگام شوند، مخصوصاً برای سازه های بزرگ. این معایب دامنه استفاده از روش تکرار محدود را محدود می کند

برای غلبه بر نقایص روش های راه حل فوق، یک روش راه حل تکراری بر اساس پیش بینی نیروهای ریل چرخ در این مقاله ارائه شده است. نیروهای رانش چرخ ها توسط پیش بینی کننده WLSE پیش بینی شده و سپس به معادلات حرکت وسیله نقلیه تعویض می شوند و به طور جداگانه مسیر را برای حل پاسخ دینامیکی هر زیرسیستم می دهند. با توجه به پاسخ چرخ ها و ریل ها، با توجه به بی نظمی مسیر، نیروهای تماس پیش بینی شده با مدل تعامل چرخ-rail اصلاح می شود. اگر تفاوت بین نیروهای اصلاح شده و پیش بینی شده بیشتر از تحمل مشخص شده باشد، تکرار ادامه می یابد تا همگرایی به دست آید. تکنیک آرام سازی برای جلوگیری از مشکل انتشار عددی در روند تکرار پذیرفته شده است. با در نظر گرفتن وسیله نقلیه ۱۵ [CRH۲] بر روی یک مسیر مستقیم به عنوان مثال، پاسخ پویای وسیله نقلیه به انواع مختلف بی نظمی های مسیر، در حوزه زمان با روش فعلی، روش تکرار معمول و NUCARS، حل می شود. دقت روش فعلی با مقایسه دقیق نتایج عددی با NUCARS نشان داده شده است و کارایی با مقایسه هزینه های محاسبات با روش تکراری متعارف بدست می آید

۲-مدل دینامیک چرخ-ریل

روش تکراری در این مقاله پیشنهاد شده به انواع خودرو و مسیر محدود نمی شود. با توجه به محدودیت های قابلیت مدل سازی ساختار مسیر در NUCARS، مسیر به عنوان دو پرتو مویرهای اویلر با طول محدودی که بر روی دو لایه پشتیبانی می شود، مدل سازی می شود. وسیله نقلیه به عنوان یک سیستم جرقه ای بهار با ۳۵ فانوس دریایی مدل شده است. نیروی چرخ چرخ پیش بینی شده با مدل تعامل چرخ-ردیف برای در نظر گرفتن اثرات غیر خطی مربوط به تماس چرخ-ریلی تصحیح می شود.

۲=۱ معادلات حرکت زیر سیستم

CRH2 یکی از قطارهای با سرعت بالا در حال اجرا در چین است، با سرعت عملیاتی ۲۰۰ کیلومتر در ساعت. بر اساس مشخصات ساختاری خودرو CRH2، یک مدل دینامیکی سه بعدی برای یک وسیله نقلیه در این مقاله تهیه شده است که توسط یک بدنه خودرو بر روی دو فریم و چهار چرخ دنده طراحی شده است، همانطور که در شکل ۱ نشان داده شده است. بدنه خودرو، قاب ها و همه چرخ ها به عنوان اجسام سفت و سخت طراحی شده اند. هر جسم سفت و سخت با ۵ DOF، که y جانبی، عمودی Z ، ریل $/$ ، زمین B و شیب دار w است، اختصاص داده شده است، در حالی که حرکت طولی باید شناخته شده و با سرعت ثابت V مشخص شود. بنابراین تعداد کل DOFs مدل خودرو ۳۵ است. برای راحتی، فریم های جلو و عقب به ترتیب شماره ۱ و ۲ هستند. چرخ دنده در جلوی وسیله نقلیه در امتداد مسیر حرکت شماره ۱ است و دیگران شماره ۲، ۳ و ۴ به ترتیب. چرخ ها یا ریل چپ هنگام مشاهده از جلو به چرخ یا ریل در سمت چپ اشاره می کنند. چنین مدل ۳۵-DOF بطور گسترده ای برای مثال در [۱۶، ۱۷] استفاده می شود. با در نظر گرفتن حرکت در مورد موقعیت تعادل استاتیک، معادلات حرکت وسیله نقلیه می تواند

$$M_v \ddot{X}_v + C_v \dot{X}_v + K_v X_v = F_{vt} \quad (1)$$

به عنوان نوشته شود

جایی که X_v ، X_{-v} و $X \in v$ به ترتیب بردارهای جابجایی، سرعت و شتاب زیر سیستم خودرو هستند. بردار جاذبه X_v را می توان به صورت زیر نوشت

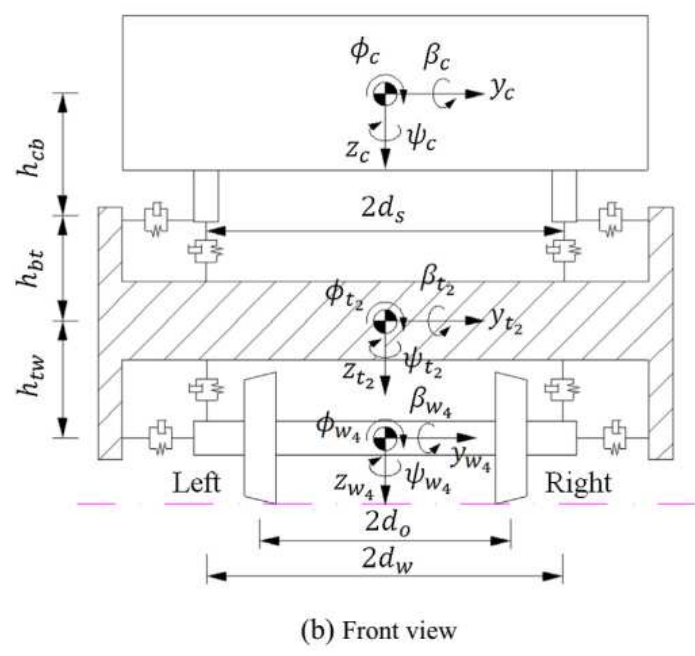
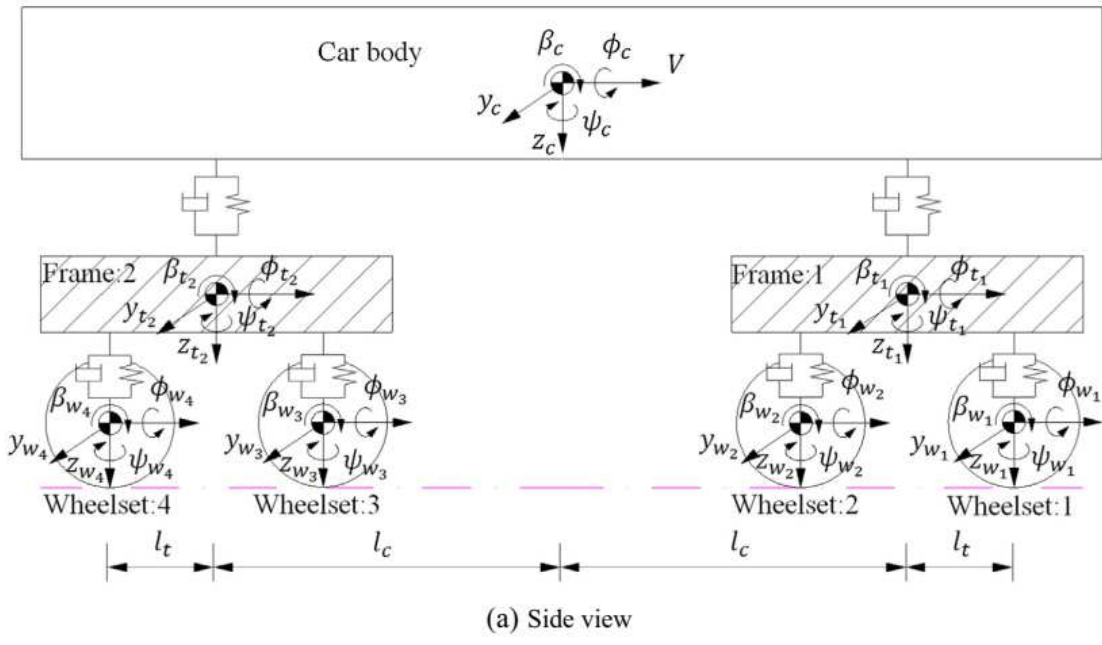
$$X_v = \left\{ x_c^T, x_{t_1}^T, x_{t_2}^T, x_{w_1}^T, x_{w_2}^T, x_{w_3}^T, x_{w_4}^T \right\}^T \quad (2)$$

علامت "c"، "t_۱"، "t_۲"، "w_۱"، "w_۲"، "w_۳" و "w_۴" عبارتند از بدن خودرو، قاب جلو، قاب عقب و چرخ دنده ها ۱-۴

$$x_i = \{y_i, z_i, \phi_i, \beta_i, \psi_i\}^T, \quad i = c, t_1, t_2, w_1, w_2, w_3, w_4 \quad (3)$$

M_v ، K_v ، C_v به ترتیب ماتریس های جرم، سختی و دمایی سیستم خودرو هستند و می توانند به صورت زیر بیان شوند

$$M_v = \text{diag}[M_c, M_{t_1}, M_{t_2}, M_{w_1}, M_{w_2}, M_{w_3}, M_{w_4}] \quad (4)$$



شکل ۱: مدل پویایی بعدی سیستم ریل - وسیله نقلیه

$$K_v = \begin{bmatrix} K_{cc} & K_{ct_1} & K_{ct_2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ K_{t_1c} & K_{t_1t_1} & 0 & K_{t_1w_1} & K_{t_1w_2} & 0 & 0 \\ K_{t_2c} & 0 & K_{t_2t_2} & 0 & 0 & K_{t_2w_3} & K_{t_2w_4} \\ 0 & K_{w_1t_1} & 0 & K_{w_1w_1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_{w_2t_1} & 0 & 0 & K_{w_2w_2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{w_3t_2} & 0 & 0 & K_{w_3w_3} & 0 \\ 0 & 0 & K_{w_4t_2} & 0 & 0 & 0 & K_{w_4w_4} \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$C_v = \begin{bmatrix} C_{cc} & C_{ct_1} & C_{ct_2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ C_{t_1c} & C_{t_1t_1} & 0 & C_{t_1w_1} & C_{t_1w_2} & 0 & 0 \\ C_{t_2c} & 0 & C_{t_2t_2} & 0 & 0 & C_{t_2w_3} & C_{t_2w_4} \\ 0 & C_{w_1t_1} & 0 & C_{w_1w_1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_{w_2t_1} & 0 & 0 & C_{w_2w_2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C_{w_3t_2} & 0 & 0 & C_{w_3w_3} & 0 \\ 0 & 0 & C_{w_4t_2} & 0 & 0 & 0 & C_{w_4w_4} \end{bmatrix} \quad (6)$$

بردار نیروی خارجی بر روی وسیله نقلیه‌ی از مسیر fvt به صورت زیر است

$$F_{vt} = \left\{ F_c^T, F_{t_1}^T, F_{t_2}^T, F_{w_1}^T, F_{w_2}^T, F_{w_3}^T, F_{w_4}^T \right\}^T \quad (7)$$

که

$$F_c = F_{t_1} = F_{t_2} = 0 \quad (8)$$

بردارهای زیر نیرو هستند که به ترتیب بر روی بدن خودرو، قاب جلو و عقب عمل می‌کنند. $\sum_{i=1}^4 F_{wi} = 0$ ؛ ۲؛ ۳؛ ۴

یک بردار زیر نیرو است که بر روی چرخ چرخشی عمل می‌کند و می‌تواند به صورت بیان شده باشد

$$F_{w_i} = \left\{ \begin{array}{l} Q_i^L + Q_i^R \\ P_i^L + P_i^R + (m_w + m_t/2 + m_c/4)g \\ d_0(P_i^R - P_i^L) - r_i^L Q_i^L - r_i^R Q_i^R + M_{ix}^L + M_{ix}^R + I_{wy} \dot{\beta}_{w_i} \dot{\psi}_{w_i} \\ r_i^L (F_{ix}^L + N_{ix}^L) + r_i^R (F_{ix}^R + N_{ix}^R) + \psi_{w_i} (r_i^R Q_i^R + r_i^L Q_i^L) + M_{iy}^L + M_{iy}^R \\ d_0(F_{ix}^L + N_{ix}^L - F_{ix}^R - N_{ix}^R) + d_0 \psi_{w_i} (Q_i^L - Q_i^R) + M_{iz}^L + M_{iz}^R + I_{wy} \dot{\phi}_{w_i} \dot{\beta}_{w_i} \end{array} \right\} \quad (i = 1, 2, 3, 4) \quad (9)$$

جایی که پیرانتزهای L و R چرخ های چپ و راست را نشان می دهند؛ شاخص های X، Y و Z به ترتیب جهت طولی، جانبی و عمودی را نشان می دهند. زیرمجموعه من برای شماره چرخ های ستاره ای است. $Q_i = P_i$ نیروهایی هستند که بر روی چرخ چپ $\delta a = Lp$ یا چرخ راست $\delta a = Rp$ از چرخ لاستیکی δa از ریل در جهت Y و Z مثبت عمل می کنند

$$\begin{cases} Q_i^\alpha = F_{iy}^\alpha + N_{iy}^\alpha \\ P_i^\alpha = F_{iz}^\alpha + N_{iz}^\alpha \end{cases} \quad (\alpha = L, R) \quad (10)$$

Ma_{ix} ، Ma_{iy} و Ma_{iz} سازنده های نیروی عادی بر روی چرخ ها در جهت X، Y و Z عمل می کنند؛ Ma_{ix} ، Ma_{iy} و Ma_{iz} از لحاظ لحظه ای روی چرخ ها در جهت X، Y و Z عمل می کنند؛ من رادیو نوری چرخ ها را روی چرخ چرخ دار I دارم I_{wy} لحظه ای از inertia چرخش است؛ mw ، mt و mc به ترتیب به ترتیب توده چرخش، قاب و بدن خودرو است. g شتاب گرانشی است؛ d_0 نیمی از فاصله جانبی بین نقاط تماس چرخ است.

۲-۲ معادلات حرکت زیر سیستم

مدل دو لایه مسیر انعطاف پذیر از دو ریل موازی ساخته شده است که با استفاده از اتصال دهنده های الاستیک بر روی تخته خواب ها نصب می شود، همانطور که در شکل ۲ نشان داده شده است. اولین لایه مسیر شامل ریل ها است که توسط پرتوهای پشتیبانی شده ی اویلر با طول محدود قطعا بر روی اتصال دهنده ها پشتیبانی می شود. تغییر شکل عمودی و جانبی و خمشی ریل ها در نظر گرفته شده است. هر خواب در لایه دوم مسیر، به عنوان یک جسم سفت و سخت با سه فضای جابه جایی جانبی، جابه جایی عمودی و ریل در نظر گرفته شده است. اتصالات بین ریل ها و خواب ها (اتصال دهنده ها) و اتصالات بین تخته های چوبی و زیر بنا با مجموعه ای از اجزای خطی بهار-دمپر در جهت و عمودی نشان داده شده است. حرکت زیرزمینی نادیده گرفته می شود. واگن راه آهن ۱/۴۰ است.

معادلات دقیق حرکت ریل ها و خواب ها را می توان در [۱۸ Ref.]. با حرکت در مورد موقعیت تعادلی ایستا به عنوان هدف از این مطالعه، ترکیب معادلات ریل و خواب در مختصات تعمیم یافته، معادله عمومی سیستم مسیر را می توان در فرم ماتریس بیان کرد

$$\mathbf{M}_t \ddot{\mathbf{X}}_t + \mathbf{C}_t \dot{\mathbf{X}}_t + \mathbf{K}_t \mathbf{X}_t = \mathbf{F}_{tv} \quad (11)$$

جایی که \mathbf{X}_t بردارهای جابجایی، سرعت و شتاب زیر سیستم مسیر هستند. بردار جابه جایی \mathbf{X}_t را می توان به صورت زیر نوشت

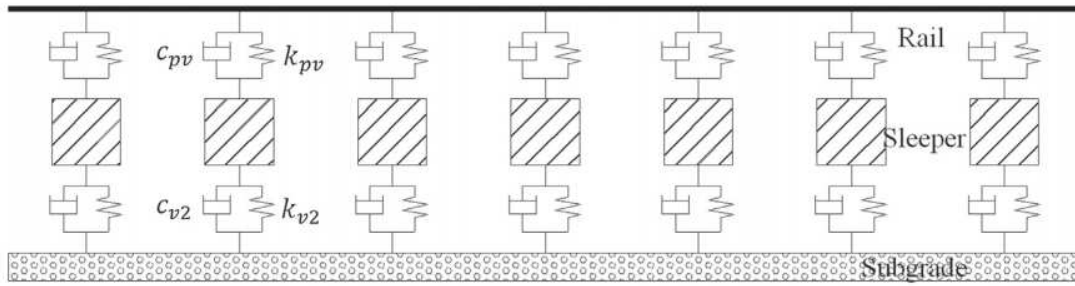
$$\mathbf{X}_t = \{ (\mathbf{q}_r^L)^T, (\mathbf{q}_r^R)^T, \mathbf{x}_s^T \}^T \quad (12)$$

$$\begin{cases} \mathbf{q}_r^L = \{ q_{y1}^L, \dots, q_{yK}^L, q_{z1}^L, \dots, q_{zK}^L, q_{t1}^L, \dots, q_{tK}^L \}^T \\ \mathbf{q}_r^R = \{ q_{y1}^R, \dots, q_{yK}^R, q_{z1}^R, \dots, q_{zK}^R, q_{t1}^R, \dots, q_{tK}^R \}^T \\ \mathbf{x}_s = \{ y_{s1}, \dots, y_{sN_s}, z_{s1}, \dots, z_{sN_s}, \phi_{s1}, \dots, \phi_{sN_s} \}^T \end{cases} \quad (13)$$

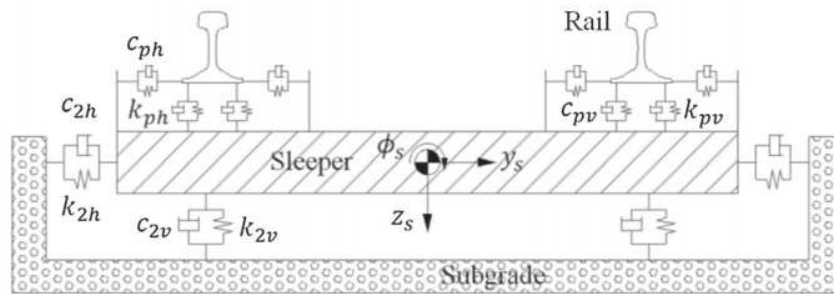
جایی که $q_{a y_k}$ ، $q_{a z_k}$ و $q_{a t_k}$ به ترتیب مختصات مودال راه آهن چپ ($a = L$) یا راه آهن راست ($a = R$) در جهت خمشی جانبی و عمودی و جهت گردشی است. $K, k = 1, \dots, K$ تعدادی از حالت های مورد نظر برای پرتو راه آهن است. y_{s_j} ، z_{s_j} و ϕ_{s_j} زاویه های زاویه ای جانبی، عمودی و زاویه ای اسلیپر هستند. \mathbf{M}_t ، \mathbf{K}_t ، \mathbf{C}_t ، ماتریس های جرم، سختی و کمینه سیستم آهنگ هستند و می توانند به صورت زیر بیان شوند:

$$\mathbf{M}_t = \text{diag} [\mathbf{M}_r^L, \mathbf{M}_r^R, \mathbf{M}_s] \quad (14)$$

$$\mathbf{K}_t = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{rr}^L & 0 & \mathbf{K}_{rs}^L \\ 0 & \mathbf{K}_{rr}^R & \mathbf{K}_{rs}^R \\ \mathbf{K}_{sr}^L & \mathbf{K}_{sr}^R & \mathbf{K}_{ss} \end{bmatrix} \quad (15)$$



(a) Side view



(b) Front view

شکل ۲: مدل دینامیکی سیستم دو لایه

$$\mathbf{C}_t = \begin{bmatrix} \mathbf{C}_{rr}^L & 0 & \mathbf{C}_{rs}^L \\ 0 & \mathbf{C}_{rr}^R & \mathbf{C}_{rs}^R \\ \mathbf{C}_{sr}^L & \mathbf{C}_{sr}^R & \mathbf{C}_{ss} \end{bmatrix} \quad (16)$$

بردار نیروی خارجی به صورت زیر است

$$\mathbf{F}_{tv} = \left\{ (\mathbf{F}_r^L)^T, (\mathbf{F}_r^R)^T, \mathbf{F}_s^T \right\}^T \quad (17)$$

$$\left\{ \begin{array}{l}
 \mathbf{F}_r^L = \left\{ -\sum_{i=1}^{N_w} Q_i^L Y_1(x_{w_i}), \dots, -\sum_{i=1}^{N_w} Q_i^L Y_K(x_{w_i}), -\sum_{i=1}^{N_w} P_i^L Z_1(x_{w_i}), \dots, \right. \\
 \left. -\sum_{i=1}^{N_w} P_i^L Z_K(x_{w_i}), \sum_{i=1}^{N_w} M_{w_i}^L \Phi_1(x_{w_i}), \dots, \sum_{i=1}^{N_w} M_{w_i}^L \Phi_K(x_{w_i}) \right\}^T \\
 \mathbf{F}_r^R = \left\{ -\sum_{i=1}^{N_w} Q_i^R Y_1(x_{w_i}), \dots, -\sum_{i=1}^{N_w} Q_i^R Y_K(x_{w_i}), -\sum_{i=1}^{N_w} P_i^R Z_1(x_{w_i}), \dots, \right. \\
 \left. -\sum_{i=1}^{N_w} P_i^R Z_K(x_{w_i}), \sum_{i=1}^{N_w} M_{w_i}^R \Phi_1(x_{w_i}), \dots, \sum_{i=1}^{N_w} M_{w_i}^R \Phi_K(x_{w_i}) \right\}^T \\
 \mathbf{F}_s = 0
 \end{array} \right. \quad (18)$$

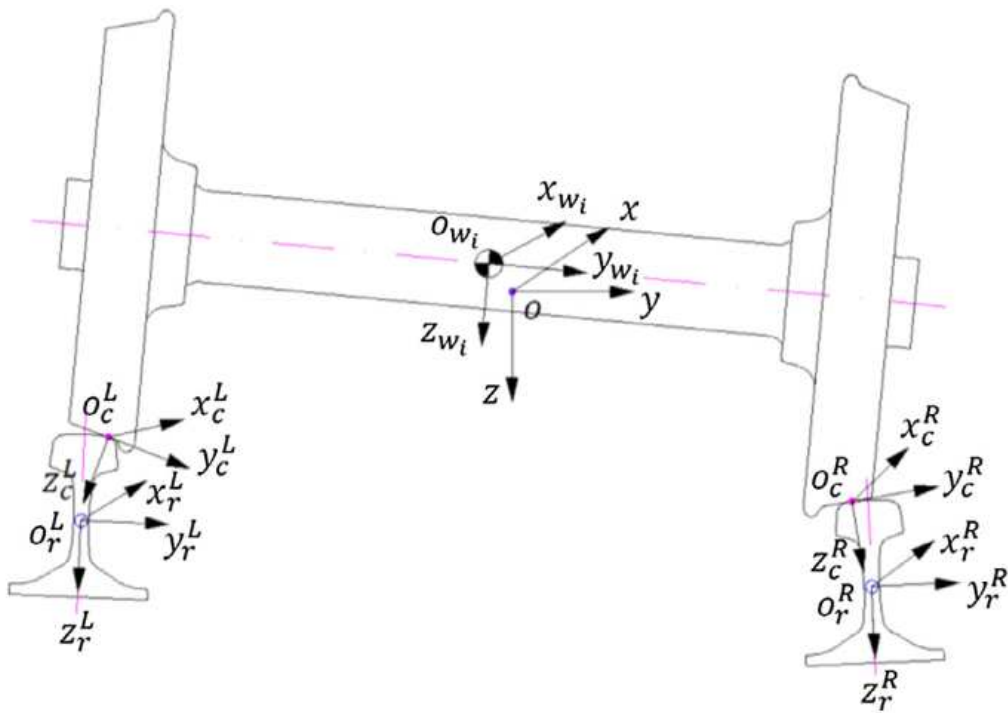
جایی که N_w تعداد چرخ های عددی است؛ x_{w_i} مختصات طولی چرخ های چرخ i است. Y_k ، Z_k و U_k به ترتیب به ترتیب به ترتیب شبیه سازی عملکرد خمشی جانبی، عمودی و پیچشی ریل هستند. $M_{w_i}^L = Q_{a_i}^L P_{h_i}^L$ معادله لحظه ای است که روی ریل چپ ($a = L$) یا راست راه آهن ($a = R$) از چرخ دنده i ام عمل می کند؛ h_r فاصله عمودی از مرکز پیچشی ریلی تا نقطه استفاده از نیروی چرخشی جانبی جانبی است. e فاصله جانبی از مرکز چرخشی ریل تا نقطه استفاده از نیروی چرخشی عمودی است.

۳-۲ مدل تعامل چرخ-ریل

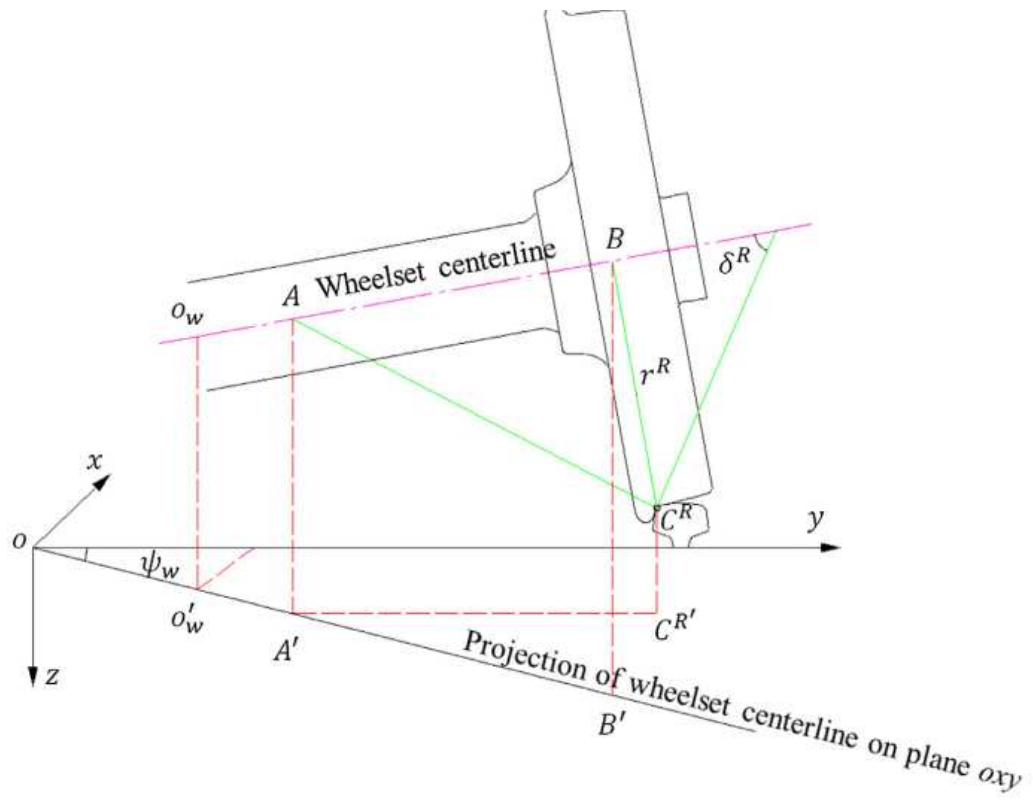
مدل تعامل چرخ - جزء اصلی سیستم متصل به وسیله نقلیه است. این عمدتاً شامل سه مدل زیرمجموعه است: مدل هندسی تماس، مدل نیروی عادی و مدل نیروی خزش مماسی. مدل هندسی تماس با چرخ-ریلی برای توصیف مکان نقاط تماس بر روی رابط چرخ و ریل استفاده می شود و پیش شرط لازم برای حل نیروهای ریل چرخ است. در روش محاسبه هندسی تماس با سقفی سیلندر چرخ، [۱۹] فرض می شود که ریل ها بدون هیچ حرکتی ثابت می شوند و پارامترهای هندسی تماس با چرخ یا ردیف، عملکرد غیرخطی جابجایی جانبی و زاویه چرخش چرخش است. زاویه چرخش چرخش به صورت یکپارچه تنظیم می شود تا فاصله حداقل فاصله عمودی سمت چپ و راست بین سطوح چرخ و ریل برابر شود. برای در نظر گرفتن تاثیر ارتعاش آهنگ، به ویژه حرکت های راه آهن، مدل هندسی تماس با چرخ جدید [۲۰] پیشنهاد شده توسط چن و Zhai برای حل مسائل مربوط به هندسه تماس چرخ - ریلی استفاده

می شود. این تغییر شکل کششی و جداسازی لحظه ای چرخ ها و ریل ها را مورد بررسی قرار می دهد و از راه حل تکراری زاویه چرخش چرخان جلوگیری می کند. برای محاسبه جداسازی لحظه ای چرخ ها از ریل ها، تئوری تماس کششی غیر خطی هرتز برای محاسبه نیروهای عادی چرخ ریل با توجه به تغییرات کششی چرخ ها و ریل ها در نقاط تماس در جهت نرمال استفاده می شود. به منظور بهبود دقت تخمین نیروهای خزش، نیروی خزش خمشی چرخ محرک با استفاده از الگوریتم [۲۱] FASTSIM محاسبه شده است که بر اساس نظریه ی ساده ی کالکر است. الگوریتم FASTSIM به طور گسترده ای در نرم افزار چند تجاری مانند NUCARS، SIMPACK و UM مورد استفاده قرار گرفته است. برای بهتر نشان دادن مدل تعامل چرخ-ریل، تعاریف مختصات چرخ و ریل در شکل ۳ نشان داده شده است. روند حل دقیق رابطه هندسی تماس چرخ-ریل به شرح زیر است:

مرحله ۱: با حل معادلات حرکت وسیله نقلیه و زیر سیستم های مسیر، پاسخ های لحظه ای چرخ دنده و دو ریل در هر گام زمانی محاسبه می شود. مرحله ۲: یک خط از نقاط روی پروفایل چرخ که در آن امکان تماس وجود دارد، نام لمس تماس با روش تماس محلی بدست می آید. شکل ۴ نشانگر رابطه هندسی اتصال چرخ راست و راست است. CR نشان دهنده نقطه تماس چرخ راست و راست است. برای جابه جایی شناخته شده γW ، زاویه شناخته شده حمله ww که به زاویه یوغ و زاویه w ریل شناخته شده ی چرخ دنده اشاره می کند، محور تماس با راننده چرخ راست را می توان با فرمول زیر تعریف کرد



شکل ۳: مختصات چرخ و ریل



شکل ۴: رابطه هندسه سه بعدی بین چرخ راست و ریل راست

$$\begin{cases} x_c = b_w l_x + l_x r^R \tan \delta^R \\ y_c = b_w l_y - \frac{r^R}{1-l_x^2} (l_x^2 l_y \tan \delta^R + l_z m) + y_w \\ z_c = b_w l_z - \frac{r^R}{1-l_x^2} (l_x^2 l_z \tan \delta^R - l_y m) \end{cases} \quad (19)$$

پارامتر l_x, l_y ; $m = \sqrt{1 - l_x^2 (1 + \tan^2 \delta^R)}$ نشان دهنده کوسینوس خط مرکزی چرخ است

$$\begin{cases} l_x = -\cos \phi_w \sin \psi_w \\ l_y = \cos \phi_w \cos \psi_w \\ l_z = \sin \phi_w \end{cases} \quad (20)$$

هنگامی که B_w تغییر می کند، یک سری از نقاط تماس احتمالی یک منحنی به نام "locus contact" ایجاد می کند. تماس locus برای تماس چرخ چرخه چپ می تواند به همان روش مشتق شده است. مرحله ۳: پروفیل های پویا راننده با استفاده از تبدیل فریم مرجع که در آن پروفیل ریل به سیستم مختصات مطلق تعریف شده است، با توجه به جابجایی ریل ها و بی نظمی محاسبه می شود. مرحله ۴: پروفیل چرخ و ریل دیسکاکتیو شده است و سپس توابع اسپیلین برای نشان دادن پروفیل ها استفاده می شوند به طوری که حداقل فاصله عمودی بین چرخ و ریل برای هر موقعیت می تواند با درون یابی بدست آید. [۲۳] همانطور که در شکل ۵ نشان داده شده است، پروفیل ریل در ابتدا روی لوکوس تماس می گیرد تا فاصله بین قطر بین چرخ و ریل را به دست بیاورد و فاصله ی کمترین فاصله چرخ دنده d_{min} در نقطه ی تماس در یک فرم گسسته بیان می شود

$$d_{min} = \min(d_{z1}, d_{z2}, \dots, d_{zp}) \quad (21)$$

جایی که جسیی = ۱؛ ...؛ p - فاصله بین قطر بین چرخ و ریل است؛ p تعداد نقاط گسسته نمایه ریل است. مرحله ۵: مختصات نقاط تماس روی سطوح چرخ و ریل در هر دو طرف به دست می آید. بر اساس مکان های شناخته شده نقاط تماس، پارامترهای مربوطه در نقاط تماس به دست می آیند مانند شعاع نورد لحظه چرخ ها، زاویه تماس و شعاع خمشی. نیروی عادی چرخ ریل بستگی به جابجایی نسبی نرمال بین چرخ و ریل است. بنابراین، بر اساس هر تزیان تئوری تماس غیر خطی، می توان آن را به عنوان محاسبه کرد

$$N_{iz_c}^x(t) = \begin{cases} [\delta Z_{iz_c}^x / G]^{3/2} & \delta Z_{iz_c}^x > 0 \\ 0 & \delta Z_{iz_c}^x \leq 0 \end{cases} \quad (22)$$

که $G = 3.86 r_n^{-0.115} \times 10^{-8} \text{ (m/N}^{2/3})$ ثابت تماس چرخ-ریل است. ، ۲۰ شعاع اسمی چرخ است؛ $\delta Z_{iz_c}^x$ معادله جابجایی طبیعی در نقاط تماس نقلیه چرخ است و $\delta Z_{iz_c}^x \leq 0$ بدان معنی است که چرخ از ریل خارج می شود. جابه جایی طبیعی می تواند به عنوان بیان شود

$$\begin{cases} \delta Z_{iz_c}^L = (Z_{w_i}(t) - (\Delta Z_{w_i}^L(t) - \Delta Z_{w_i}(0))) / \cos(\delta_i^L + \phi_{w_i}) \\ \delta Z_{iz_c}^R = (Z_{w_i}(t) - (\Delta Z_{w_i}^R(t) - \Delta Z_{w_i}(0))) / \cos(\delta_i^R - \phi_{w_i}) \end{cases} \quad (23)$$

جایی که $Z_{w_i}(t)$ جابجایی عمودی مرکز چرخش چرخ i در زمان t است؛ $\Delta Z_{w_i}^x(t)$ حداقل فاصله عمودی است. حداقل فاصله عمودی در گشتاور صفر است $\Delta Z_{w_i}(0)$

هنگامی که نیروهای تماس طبیعی شناخته می شوند، نیروهای خزش مماسی و لحظه خزش اسپین مشخص می شود. نیروی خزش خزش و چرخش لحظه خزش با استفاده از الگوریتم FASTSIM بر اساس نظریه ساده Kalker در این مقاله محاسبه می شود. نیروهای خزش و لحظه خزش چرخشی ناشی از حرکت مماسی چرخ نسبت به ریل در منطقه تماس است، بنابراین آنها به خزیدن بستگی دارند. بنابراین، ابتدا باید ریزشهای چرخ ریل را محاسبه کرد. طول ریزش طولی $\zeta_{ix_c}^x$ ، لبه جانبی جانبی $\zeta_{iy_c}^x$ و چرخش ناگهانی $\zeta_{i\psi_c}^x$ را می توان به صورت زیر تعریف کرد:

$$\begin{cases} \zeta_{ix_c}^x = \Delta V_{ix_c}^x / V_i^x \\ \zeta_{iy_c}^x = \Delta V_{iy_c}^x / V_i^x \\ \zeta_{i\psi_c}^x = \Delta \omega_{iz_c}^x / \Delta \omega_{iz_c}^x \end{cases} \quad (24)$$

که $V_i^x = (V + r_i^x V \cos(\psi_{w_i}) / r_0) / 2$ سرعت چرخ، $\Delta V_{ix_c}^x$ ، $\Delta V_{iy_c}^x$ اجزای سرعت نسبی نقطه ثابت در محور و $\Delta \omega_{iz_c}^x$ جزء تماس ریل-چرخ است

$$\Delta V_{ic}^x = T_c^x \Delta V_i^x \quad (25)$$

به ترتیب سرعت تغییر عمودی و جانبی ریل است J_y^x ، J_z^x

$$\begin{cases} j_y^z = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta j_y^z(x)}{\Delta t} = V \cdot \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta j_y^z(x)}{\Delta x} = V \cdot \frac{\partial j_y^z(x)}{\partial x} \\ j_z^z = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta j_z^z(x)}{\Delta t} = V \cdot \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta j_z^z(x)}{\Delta x} = V \cdot \frac{\partial j_z^z(x)}{\partial x} \end{cases} \quad (26)$$

$$\Delta \omega_{ic}^z = T_c^z \Delta \omega_i^z \quad (27)$$

که $\Delta \omega_i^z = \{ \Delta \omega_{ix}^z, \Delta \omega_{iy}^z, \Delta \omega_{iz}^z \}^T = \omega_{w_i} - \omega_r^z$ سرعت زاویه ای نسبی بین چرخ و ریل در مختصات مطلق

است. $\omega_r^z = \{ \dot{\phi}_r^z, 0, 0 \}^T$ سرعت زاویه ای مطلق ریل است

تا کنون، خزش طولی خام iXC ، خمش جانبی جانبی و چرخش چرخش iWC چرخ دنده ی i در زمان t حل شده است و رانش چرخ ریل نیرو فاکس، فاو و نقطه ی اسپین م توک را می توان با استفاده از الگوریتم FASTSIM همراه با نیروهای محاسبه شده محاسبه شده طبق معادله (۲۲). نیروهای عادی و نیروی خزش همه با توجه به مختصات تماس چرخ-ریل تعریف می شوند. با تغییرات هماهنگ، نیروهای خزش و لحظه خزش در هماهنگی مطلق به دست می آیند. در نهایت بردارهای نیرو از معادلات حرکت وسیله نقلیه و مسیر می توانند از معادله شکل گرفته شوند. (۷) و (۱۷)

۳- روش تکراری بر اساس پیش بینی

یک روش سریع و دقیق برای گرفتن نیروهای چرخ ریل در هر مرحله زمانی، کلید تعیین پاسخ دینامیکی سیستم متصل به وسیله نقلیه است. پیش بینی کننده WLSE برای پیش بینی نیروی جانبی چرخشی Qa_i و نیروی عمودی Pa_i در فرایند تکرار معرفی شده است. با قرار دادن نیروهای پیش بینی شده به معادلات حرکت وسیله نقلیه و مسیر، پاسخ دینامیکی هر زیرسیستم می تواند بدست آید. سپس با توجه به پاسخ چرخ ها و ریل ها و با توجه به بی نظمی مسیر، نیروهای پیش بینی شده با مدل تعامل چرخ-ریل اصلاح می شوند. اگر تفاوت بین نیروهای اصلاح شده و پیش بینی شده بیشتر از تحمل مشخص شده باشد، تکرار ادامه می یابد تا همگرایی به دست آید. تکنیک آرام سازی برای جلوگیری از مشکل انتشار عددی اتخاذ می شود. پاسخ دینامیکی سیستم متصل به وسیله

نقلیه را می توان با استفاده از پیش بینی نیروهای چرخ دنده به طور موثر تعیین کرد. برای راحتی، با استفاده از Qa من؛ n؛ k به عنوان مثال زیر زیر ۲ n 1/2؛ ۰؛ Nc نشان دهنده زمان ادغام tn = nDt، تعداد کل مراحل زمان، Dt زمان گام است؛ علامت k نشان دهنده تعداد تکرار در زمان tn است و k = ۰ به معنای شروع مرحله تکرار است. روش راه حل اصلی برای پویایی همراه با وسیله نقلیه شامل نه مرحله زیر است

مرحله ۱: وارد کردن پارامترهای وسیله نقلیه و تشکیل ماتریس توده Mv، ماتریس سفتی Kv و ماتریس سقوط Cv مدل خودرو با توجه به معادله (۴) - (۶)، به ترتیب؛ پارامترهای مسیر ورودی و تشکیل ماتریس توده Mt، سختی ماتریس Kt و ماتریس خشک شدن Ct مدل آهنگ با توجه به معادله (۱۴) - (۱۶)، به ترتیب؛ مرحله ۲: در زمان t۰، جابجایی اولیه، سرعت و بردارهای شتاب خودرو و مسیر را به صفر تنظیم کنید:

$$\mathbf{X}_{v,0} = \mathbf{X}_{t,0} = \dot{\mathbf{X}}_{v,0} = \dot{\mathbf{X}}_{t,0} = \ddot{\mathbf{X}}_{v,0} = \ddot{\mathbf{X}}_{t,0} = \mathbf{0}.$$

مرحله ۳: در زمان t۱ تنظیم مقدار شروع تکرار نیروی عمودی چرخ-ریل: Pa؛ $P_{i1}^{z,u} = -(m_w + m_t/2 + m_c/4)g$ تنظیم مقدار شروع تکرار نیروی جانبی چرخ و ریل و سایر نیروها به صفر؛ فا؛ $F_{ix,1}^{z,0} = N_{ix,1}^{z,0} = M_{ix,1}^{z,0} = M_{iy,1}^{z,0} = M_{iz,1}^{z,0} = \mathbf{0}$ ؛ شکل اولیه تکرار بردارهای نیرو $\mathbf{F}_{vt,1}^0$ توسط معادله (۷) و (۱۷) به

ترتیب برابر است با

$$\begin{cases} \mathbf{X}_{v,n}^0 = \mathbf{X}_{v,n-1} + \dot{\mathbf{X}}_{v,n-1}\Delta t + (1/2 + \gamma)\ddot{\mathbf{X}}_{v,n-1}\Delta t^2 - \gamma\ddot{\mathbf{X}}_{v,n-2}\Delta t^2 \\ \dot{\mathbf{X}}_{v,n}^0 = \dot{\mathbf{X}}_{v,n-1} + (1 + \varphi)\ddot{\mathbf{X}}_{v,n-1}\Delta t - \varphi\ddot{\mathbf{X}}_{v,n-2}\Delta t \\ \ddot{\mathbf{X}}_{v,n}^0 = \mathbf{M}_v^{-1}(\mathbf{F}_{vt,n}^0 - \mathbf{K}_v\mathbf{X}_{v,n-1} - \ddot{\mathbf{X}}_{v,n-1}((1 + \varphi)\mathbf{C}_v + (1/2 + \gamma)\mathbf{K}_v\Delta t)\Delta t \\ \quad - \dot{\mathbf{X}}_{v,n-1}(\mathbf{C}_v + \mathbf{K}_v\Delta t) + \ddot{\mathbf{X}}_{v,n-2}(\varphi\mathbf{C}_v + \gamma\mathbf{K}_v\Delta t)\Delta t) \end{cases} \quad (28)$$

$$\begin{cases} \mathbf{X}_{t,n}^0 = \mathbf{X}_{t,n-1} + \dot{\mathbf{X}}_{t,n-1}\Delta t + (1/2 + \gamma)\ddot{\mathbf{X}}_{t,n-1}\Delta t^2 - \gamma\ddot{\mathbf{X}}_{t,n-2}\Delta t^2 \\ \dot{\mathbf{X}}_{t,n}^0 = \dot{\mathbf{X}}_{t,n-1} + (1 + \varphi)\ddot{\mathbf{X}}_{t,n-1}\Delta t - \varphi\ddot{\mathbf{X}}_{t,n-2}\Delta t \\ \ddot{\mathbf{X}}_{t,n}^0 = \mathbf{M}_t^{-1}(\mathbf{F}_{tv,n}^0 - \mathbf{K}_t\mathbf{X}_{t,n-1} - \ddot{\mathbf{X}}_{t,n-1}((1 + \varphi)\mathbf{C}_t + (1/2 + \gamma)\mathbf{K}_t\Delta t)\Delta t \\ \quad - \dot{\mathbf{X}}_{t,n-1}(\mathbf{C}_t + \mathbf{K}_t\Delta t) + \ddot{\mathbf{X}}_{t,n-2}(\varphi\mathbf{C}_t + \gamma\mathbf{K}_t\Delta t)\Delta t) \end{cases} \quad (29)$$

که در آن فی و لاندا پارامتر های انگرسیون هستند. ماتریس های $C_v + K_v \Delta t, (1 + \varphi)C_v + (1/2 + \gamma)K_v \Delta t, M_v^{-1}, \varphi C_v + \gamma K_v \Delta t,$ را بایستی یک بار محاسبه کرد. مرحله ۶: محاسبه

نیروهای تصحیح $Q_{i,n}^{\alpha,1}$ و $P_{i,n}^{\alpha,1}$ با مدل تعامل چرخ-رینگ با استفاده از جابه جایی محاسبه و سرعت چرخ های چرخ و

ریل از مرحله ۵ با توجه به بی نظمی مسیر است. $\max\left(\left| \frac{Q_{i,n}^{\alpha,1} - Q_{i,n}^{\alpha,0}}{Q_{i,n}^{\alpha,1}} \right| \right) \leq \varepsilon$ و

$$\max\left(\left| \frac{P_{i,n}^{\alpha,1} - P_{i,n}^{\alpha,0}}{P_{i,n}^{\alpha,1}} \right| \right) \leq \varepsilon,$$

دارای مقدار 1.0×10^{-5} است.

مرحله ۷: در زمان tn ، فرض کنید که تکرار k کامل شده است و تکرار $k+1$ در حال حاضر در نظر گرفته شده است. محاسبه نیروهای $Q_{i,n}^{\alpha,k+1}$ ؛ $i: k$ ؛ $i: 1$ و $P_{i,n}^{\alpha,k+1}$ ؛ $i: n$ ؛ $i: 1$ با مدل تعامل چرخ-رینگ براساس جابجایی محاسبه شده

و سرعت چرخ های چرخ و ریل ها در تکرار k ، با توجه به بی نظمی مسیر. معرفی روش آرام سازی برای بهبود نیروها

و $Q_{i,n}^{\alpha,k+1}$ و $P_{i,n}^{\alpha,k+1}$ توسط معادله (۳۰) و (۳۱) برای تکرار بعدی. شکل دهی بردارهای نیرو $F_{vt,n}^{k+1}$ و $F_{tv,n}^{k+1}$ توسط

معادله (۷) و (۱۷) به ترتیب.

$$Q_{i,n}^{\alpha,k+1} = Q_{i,n}^{\alpha,k} + \eta(Q_{i,n}^{\alpha,0} - Q_{i,n}^{\alpha,k}) \quad (30)$$

$$P_{i,n}^{\alpha,k+1} = P_{i,n}^{\alpha,k} + \eta(P_{i,n}^{\alpha,0} - P_{i,n}^{\alpha,k}) \quad (31)$$

روش تکرار پرداز بالا نشان می دهد که روش کنونی براساس پیش بینی نیروهای ریل چرخ تنها نیاز به دو لایه حلقه

تکرار دارد و آسان است. به خصوص هنگامی که مرحله ۶ اجرا می شود، تکرار می تواند اجتناب شود و بازده

محاسباتی می تواند به طور قابل توجهی افزایش یابد اگر خطا بین نیروی پیش بینی شده و تصحیح شده با معیار

همگرایی منطبق باشد.

۴- روش پیش بینی خطای حداقل مربعات وزنی

پیش بینی کننده WLSE با توجه به طبیعت همگرایی سریع و سازگار آن در بسیاری از زمینه ها، مانند ناوبری، کنترل فرآیند صنعتی و شناسایی سیستم، موفقیت آمیز است [۲۵]. در این مقاله پیش بینی کننده WLSE برای پیش بینی نیروهای چرخشی معرفی شده است. نیروی جانبی نیروی چرخ Qa_i به عنوان مثال برای نشان دادن روش پیش بینی شده است.

$$\hat{Q}_{i,n}^{\alpha} = \sum_{\vartheta=1}^M a_{n-\vartheta}^{\alpha} Q_{i,n-\vartheta}^{\alpha} = (\mathbf{a}_n^{\alpha})^T \bar{\mathbf{Q}}_n^{\alpha} \quad (32)$$

که m ترتیب پیش بینی، $\mathbf{a}_n^{\alpha} = \{a_{n-1}^{\alpha}, a_{n-2}^{\alpha}, \dots, a_{n-M}^{\alpha}\}^T$ بردار ضریب، $a_{n-\vartheta}^{\alpha}$ ضریب پیش بینی است $\bar{\mathbf{Q}}_n^{\alpha} = \{Q_{i,n-1}^{\alpha}, Q_{i,n-2}^{\alpha}, \dots, Q_{i,n-M}^{\alpha}\}^T$

خطای پیش بینی به عنوان تفاوت بین مقدار پیش بینی شده $a_i Qb$ ؛ n و مقدار واقعی $a_i Qa$ ؛ n تعریف می شود. در الگوریتم WLSE، مقدار وزنی خطا گرفته شده است و برای مجموعه ای از وزن ها به حداقل می رسد. ضرایب باید به صورت انطباقی برای ملاقات حداقل معیار WLSE به صورت زیر تغییر کنند

$$\beta(\mathbf{a}^{\alpha}) = \frac{1}{2} \sum_{\vartheta=1}^n \xi_{\vartheta} \left[(\mathbf{a}_{\vartheta}^{\alpha})^T \bar{\mathbf{Q}}_{\vartheta}^{\alpha} - Q_{i,\vartheta}^{\alpha} \right]^2 \quad (33)$$

که

نیروی m قبل از زمان $\mathbf{a}^{\alpha} = \{a_n^{\alpha}, \dots, a_2^{\alpha}, a_1^{\alpha}\}^T$; $\bar{\mathbf{Q}}_{\vartheta}^{\alpha} = \{Q_{i,\vartheta-1}^{\alpha}, Q_{i,\vartheta-2}^{\alpha}, \dots, Q_{i,\vartheta-M}^{\alpha}\}^T$ است.

پیش بین wsle به صورت زیر است

مرحله ۱: تعیین نیرو در زمان t_1

مرحله ۲: محاسبه نیرو به ازای $2 \leq n \leq N_c$

$$\hat{Q}_{i,n}^{\alpha} = (\mathbf{a}_n^{\alpha})^T \bar{\mathbf{Q}}_n^{\alpha} \quad (34)$$

که $\mathbf{a}_2^x = \{1, 0, \dots, 0\}^T$; $\bar{\mathbf{Q}}_n^x = \{Q_{i,n-1}^x, Q_{i,n-2}^x, \dots, Q_{i,n-M}^x\}$ نیرو با اندیس برابر صفر تعیین می شود

مرحله ۳: به روز رسانی بردار ضریب

$$\mathbf{a}_{n+1}^x = \mathbf{a}_n^x + \frac{\mathbf{B}_n^x \mathbf{Q}_n^x}{\xi + (\bar{\mathbf{Q}}_n^x)^T \mathbf{B}_n^x \bar{\mathbf{Q}}_n^x} [Q_{i,n}^x - \hat{Q}_{i,n}^x] \quad (35)$$

مرحله ۴: بازنویسی ماتریس ب

$$\mathbf{B}_{n+1}^x = \frac{1}{\xi} \left\{ \mathbf{B}_n^x - \frac{\mathbf{B}_n^x \bar{\mathbf{Q}}_n^x (\bar{\mathbf{Q}}_n^x)^T \mathbf{B}_n^x}{\xi + (\bar{\mathbf{Q}}_n^x)^T \mathbf{B}_n^x \bar{\mathbf{Q}}_n^x} \right\} \quad (36)$$

مرحله ۵: بازگشت به مرحله ۲

۵- مثال های عددی

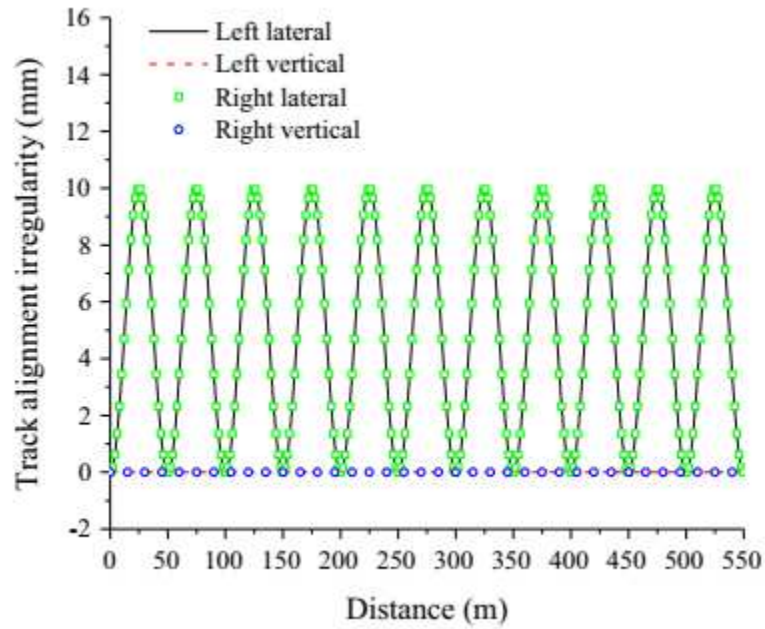
در این مطالعه یک مدل نقلیه CRH۲ با قطار چینی با سرعت بالا و مدل دو لایه انعطاف پذیر ساخته شده است. مدل تعامل چرخ-ریل شامل اثرات هندسه تماس و نیروهای خزش پویا است. بی نظمی خطوط کادسی مسافتی و بی نظمی خطوط اندازه گیری شده در شبیه سازی اتخاذ می شوند. گام زمانی Dt به ۰,۰۱ میلی ثانیه انتخاب می شود. پارامترهای اصلی سیستم وسیله نقلیه [۲۶] و سیستم مسیر [۲۷] مورد استفاده برای تجزیه و تحلیل، به ترتیب در جداول ۱ و ۲ آورده شده است. برای تایید روش فعلی، نتایج عددی با نرم افزار تجاری NUCARS مقایسه می شود. مدل دینامیکی پیوند خودرو که در NUCARS ساخته شده است، در شکل ۶ نشان داده شده است. بهره وری با مقایسه با روش تکراری متعارف تایید شده است. علاوه بر این، نیروهای پیش بینی شده در مقایسه با آخرین ارزش همگرا در هر گام زمانی برای بررسی دقت پیش بینی کننده WLSE مقایسه می شوند.

۵-۱ بی نظمی مسیر دوره ای

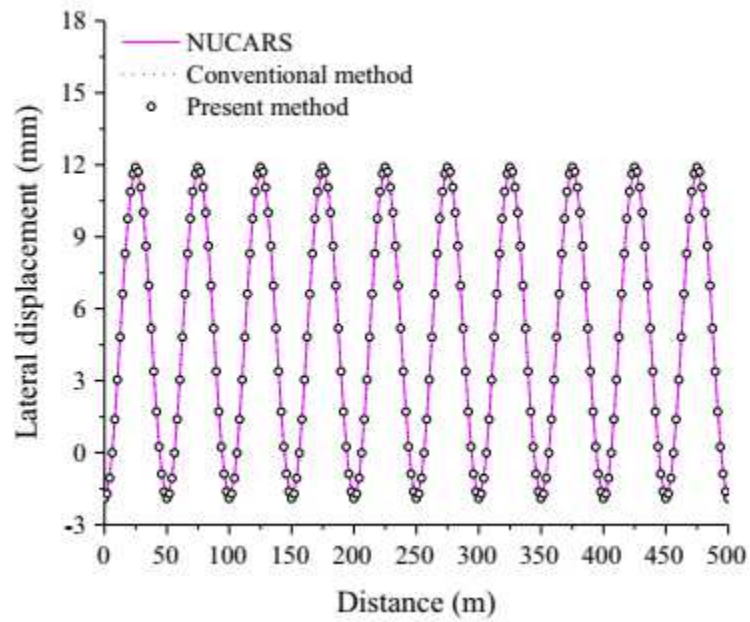
بی نظمی دوره ای مانند چرخ خارج از محدوده، شیب دار ریخته گری، راه آهن راه آهن، منابع معمول تحریک موجود در سیستم مسیر خودرو است. در این بخش، پاسخ دینامیکی یک وسیله نقلیه که با سرعت ثابت ۱۰۰ کیلومتر بر ساعت در طول مسیرهای مماس با پروفیل دوره ای و بی نظمی های هم ترازوی حرکت می کند، محاسبه می شود. بازنمودهای ریاضی ناهماهنگی های پروفایل و هماهنگی مشابه هستند و می توانند به صورت زیر بیان

شوند: $0.205 \cos 2\pi x = kA \delta 1$ ، در صورتی که نقطه اوج پیک $A = 10$ میلی‌متر برای ناهماهنگی تراز و $A = 10$ میلی‌متر برای

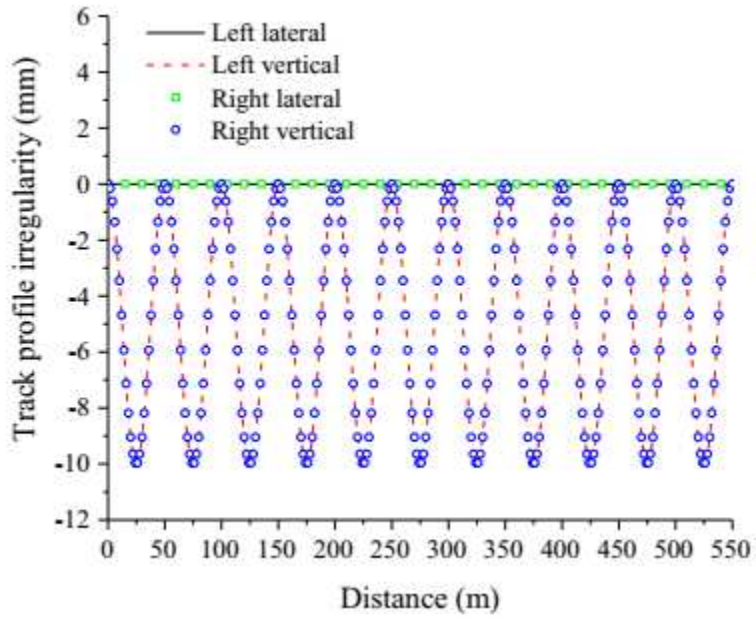
بی‌نظمی مشخصات، طول موج $k = 50 \text{ m}$ ، X فاصله طولی مسیر است. انجیر. ۷ و ۸ تراز آهنگ و ناهماهنگی‌های نمایشی را نشان می‌دهد. برای جلوگیری از تاثیر بی‌نظمی در بخش اولیه، تمام نتایج محاسبات بعد از ۵۰ متر انتخاب می‌شوند و مقدار شروع جابجایی طولی به صفر می‌رسد. انجیر. ۹-۱۱ داده‌های تاریخی مربوط به جابجایی‌های جانبی ۱ چرخ سوار، نیروهای جانبی چرخ رینگ چرخ $R1$ را نشان می‌دهد که به چرخ راست چرخ ۱ و چرخش‌های جانبی مرکز محدوده جرم بدن به ترتیب در زیر تحریک بی‌نظمی هماهنگی مسیر، محاسبه شده توسط NUCARS، روش تکراری متعارف و روش فعلی. همانطور که در شکل‌ها نشان داده شده است. نتایج ۹-۱۱ محاسبه شده توسط این سه روش کاملاً سازگار است. انجیر. ۱۲-۱۴ زمان‌های تاریخی مربوط به جابجایی عمودی اول چرخ دنده، نیروهای عمودی چرخ چرخ $R1$ و شتاب عمودی مرکز جرم ماشین را به ترتیب تحت تحریک ناهماهنگی پروفیل مسیر، محاسبه می‌کنند. NUCARS، روش تکراری متعارف و روش فعلی. دیده می‌شود که جابه‌جایی عمودی چرخش محاسبه شده توسط این سه روش تفاوت کمی دارد. همین امر برای منحنی‌های شتاب عمودی خودرو نیز صادق است. نیروی عمودی چرخ دنده محاسبه شده توسط روش فعلی بزرگتر از آنچه که توسط NUCARS بدست می‌آید، اما دارای همان گرایش تنوع و حداکثر خطای نسبی تنها ۰.۱۸٪ است. از طریق نتایج مورد بحث در بالا، روش حاضر تایید شده است که قابل اطمینان است.



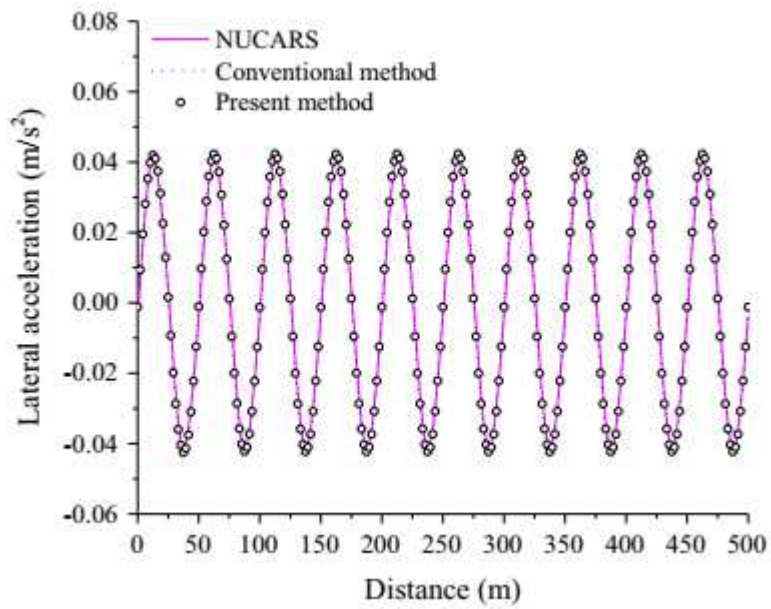
شکل ۷: بی نظمی مسیر



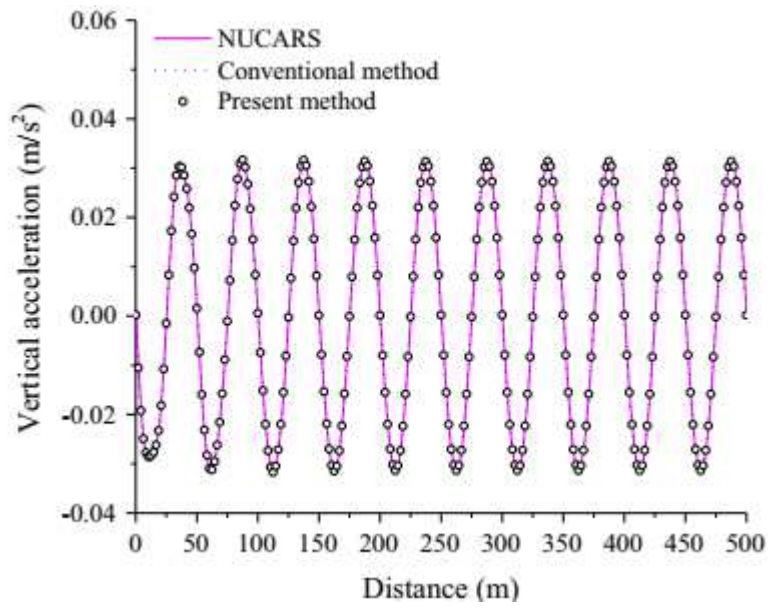
شکل ۹: جا ب جایی عمودی



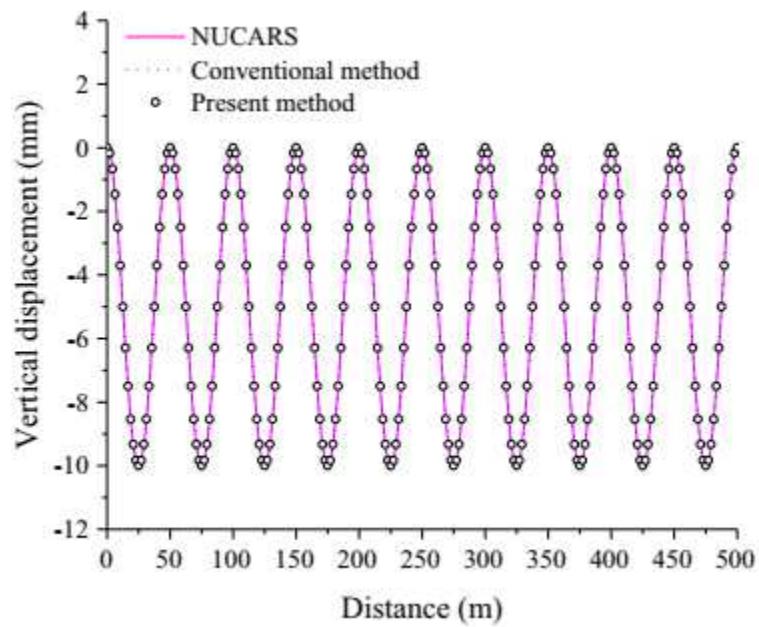
شکل ۸: بی نظمی پروفیل



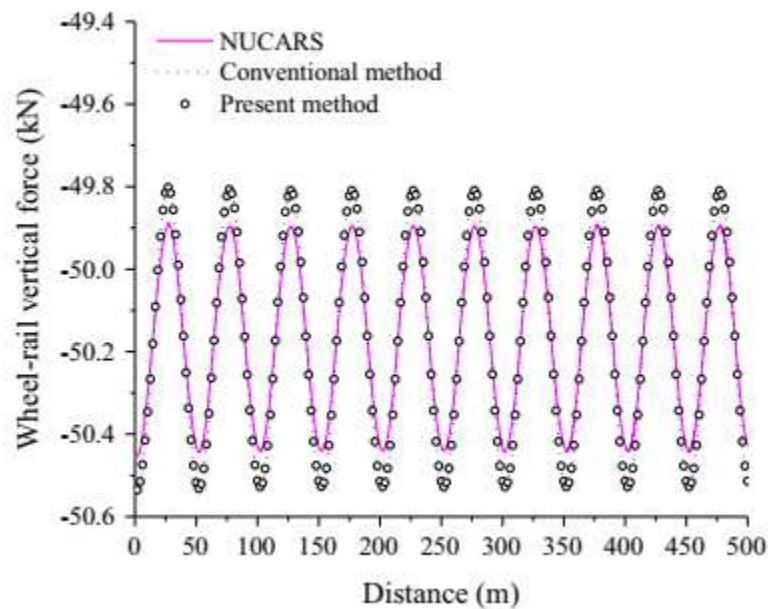
شکل ۱۱: شتاب جانبی



شکل ۱۴: شتاب عمودی



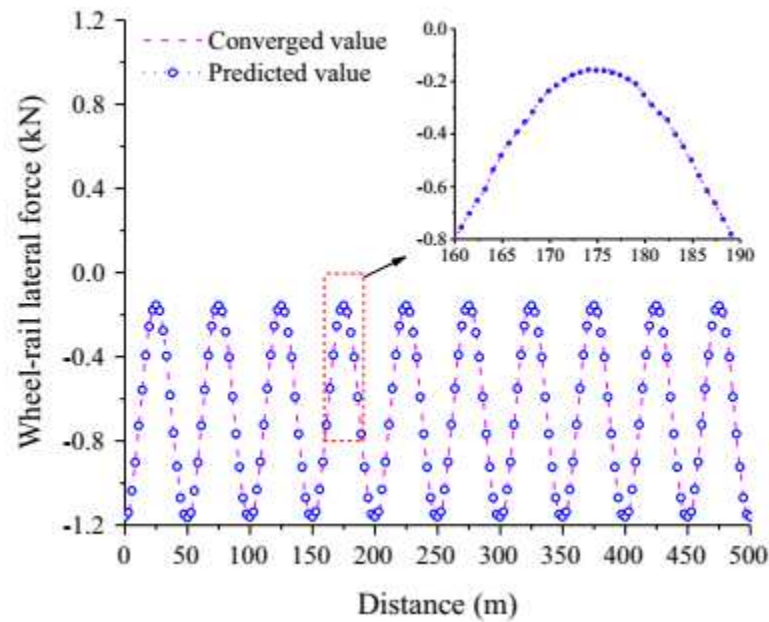
شکل ۱۲: جا به جایی عمودی



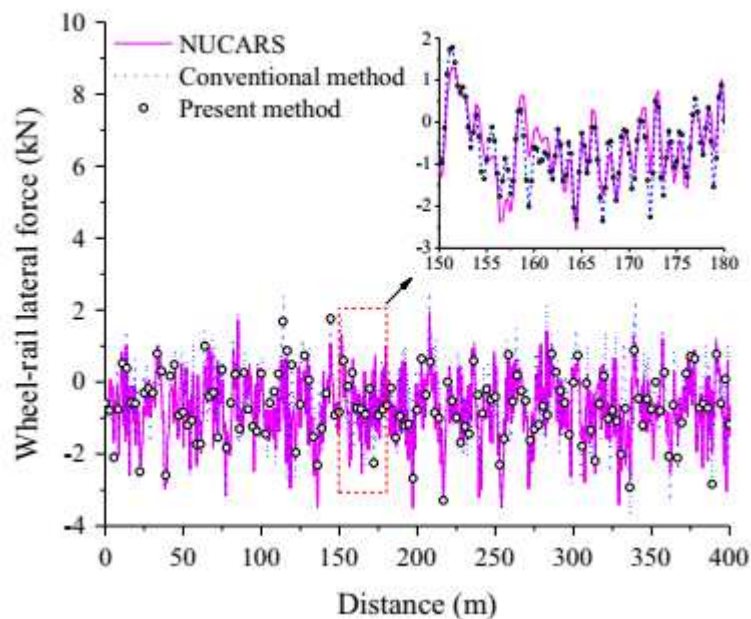
شکل ۱۳: نیروی برداری چرخ-ریل

با توجه به اتخاذ یک استراتژی تکراری، نتایج حاصل از روش فعلی و روش تکراری متعارف تقریباً یکسان هستند. اما زمان پردازش محاسباتی مورد نیاز برای NUCARS، روش تکراری متعارف و روش فعلی، به ترتیب ۱۳٫۲ دقیقه، ۲۵٫۳ دقیقه و ۱۷٫۵ دقیقه تحت تحریک ناهماهنگی تراز آهنگ است. کارایی روش حاضر با ۳۰٫۸٪ در مقایسه با روش تکرار معمولی افزایش یافته است، اما در مقایسه با NUCARS، ۳۲٫۵٪ کاهش یافته است. در صورت بروز بی نظمی پروفیل مسیر، زمان پردازش محاسباتی مورد نیاز برای NUCARS، روش تکراری متعارف و روش کنونی به ترتیب ۱۲٫۷ دقیقه، ۲۵٫۱ دقیقه و ۱۷٫۳ دقیقه است. بهره‌وری روش حاضر با ۳۱٫۱٪ در مقایسه با روش تکراری متعارف افزایش یافته است اما در مقایسه با NUCARS، ۳۶٫۲٪ کاهش یافت. جداول ۳ و ۴ مقادیر آماری تعداد تکرارها را به ترتیب در تراز آهنگ و بی‌نظمی نمایه به ترتیب نشان می‌دهند. سرعت محاسبه نرمافزار NUCARS سریعتر از روش فعلی است و ما باید تلاش کنیم که کد عددی را برای بهبود کارایی محاسبات روش فعلی در آینده بهینه‌سازی کنیم. در شکل ۱۵، نیروی جانبی پیش‌بینی شده چرخ-ریل با آخرین ارزش همگرا در هر گام زمانی تحت تحریک ناهماهنگی تراز آهنگ مقایسه شده است. توافق مشابهی در شکل ۱۶ برای نیروی عمودی چرخدار تحت تحریک مسیر دیده می‌شود بی‌نظمی مشخصات همانطور که در شکل‌ها نشان داده شده است. ۱۵ و ۱۶،

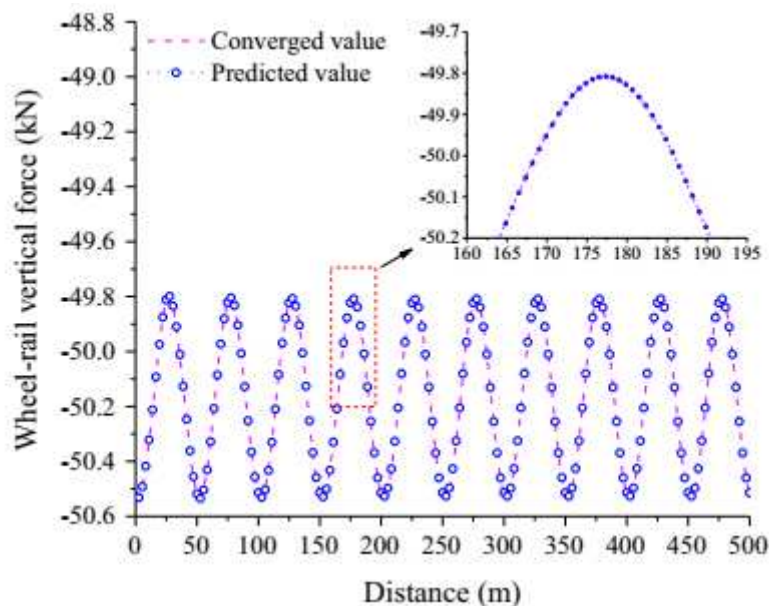
مقادیر پیش بینی شده و آخرین مقادیر همگرا در اثر تحریک ناخالصی دوره ای پیوسته اند. این کارایی را بدون تکرار یا تکرارهای کمتر بهبود می بخشد.



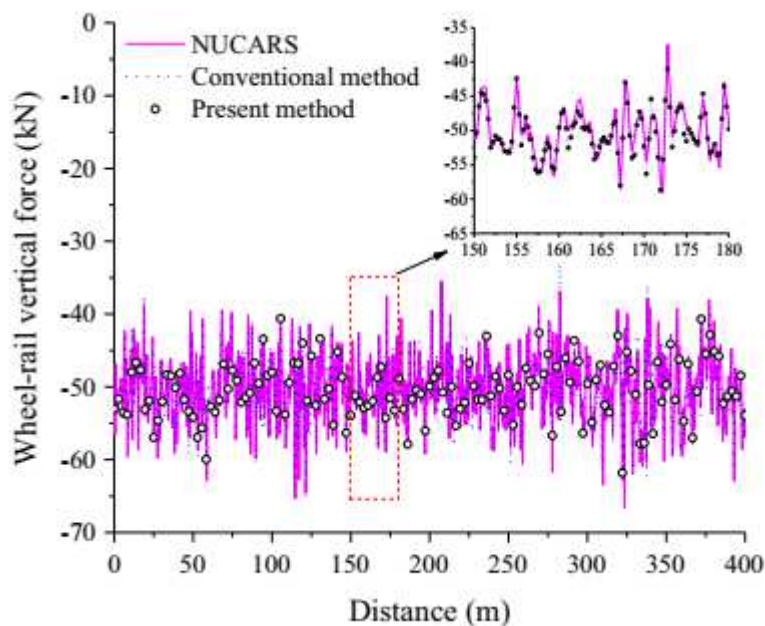
شکل ۱۵: مقایسه مقادیر پیش‌بینی شده و محاسبه شده



شکل ۱۸: نیروی جانبی ریل چرخ



شکل ۱۶: مقایسه مقادیر پیش بینی شده نیروی عمودی ریل-چرخ

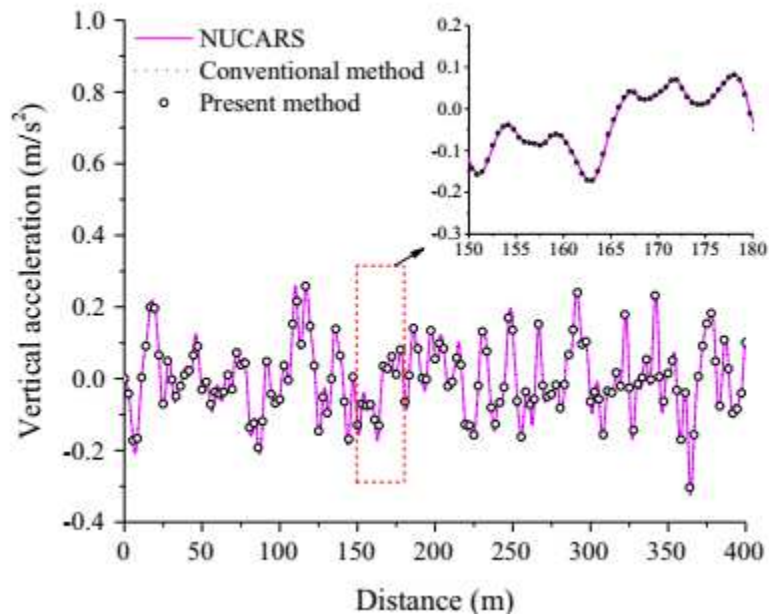


شکل ۱۹: نیروی جانبی چرخ-ریل

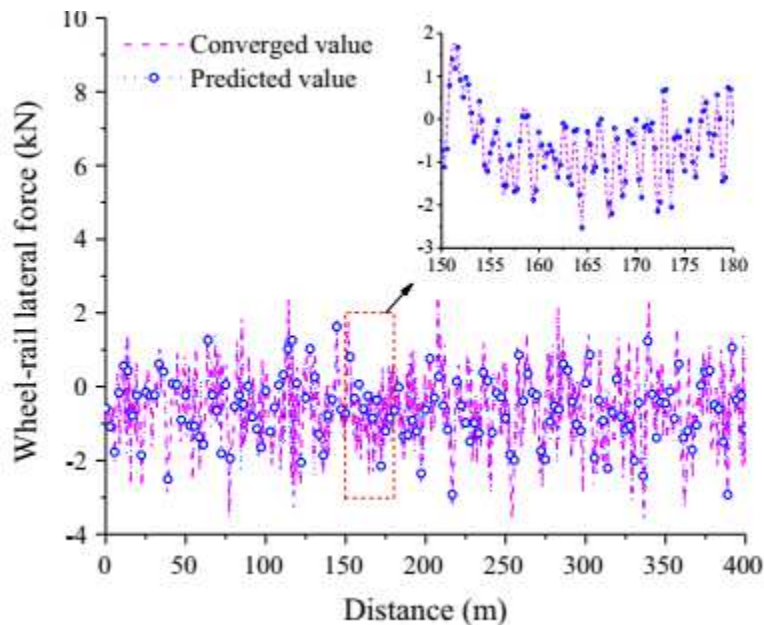
۲-۵ بی نظمی مسیر اندازه گیری شده

یک نمونه از بی نظمی مسیر اندازه گیری شده در خطوط اختصاصی پکن-تیانجین در اینجا به عنوان تحریک سیستم، که نشان دهنده بی نظمی مسیر واقعی است. سرعت خودرو ۲۰۰ کیلومتر در ساعت است. شکل ۱۷

خطاهای عمودی و جانبی ریل های چپ و راست را نشان می دهد که حالت خطوط هوایی اختصاصی پکن-تیانجین را نشان می دهد. انجیر. ۲۱-۱۸ داده های تاریخی مربوط به نیروهای جانبی و عمودی چرخ چرخ، شتاب جانبی و عمودی مرکز توده بدن را به ترتیب، توسط NUCARS، روش تکرار معمول و روش حاضر محاسبه می شود. حداکثر مقادیر مطلق در جدول ۵ مقایسه شده است. همانطور که در شکل ها دیده می شود. ۲۱-۱۸ و از جدول ۳، نتایج محاسبه شده با روش تکراری متعارف و روش حاضر تقریباً یکسان است. روندهای پاسخ دینامیکی جانبی، محاسبه شده با روش فعلی اساساً مطابق با NUCARS است. در مقایسه با NUCARS، خطای نسبی حداکثر مقادیر مطلق نیروی جانبی چرخ و راننده و شتاب جانبی جانبی بدن به ترتیب ۴,۹٪ و ۵,۵٪ است. روندهای پاسخ پویای عمودی با NUCARS سازگارتر از پاسخ دینامیکی جانبی هستند. این خطای نسبی حداکثر مقادیر مطلق نیروهای عمودی چرخدار و شتاب عمودی خودرو به ترتیب ۱,۵۸٪ و ۰,۶٪ است. از طریق نتایج عددی که در بالا بحث شده است، دقت روش فعلی بیشتر تایید شده است. با توجه به اتخاذ یک استراتژی تکراری، نتایج محاسبه شده با روش کنونی و روش تکراری متعارف تقریباً یکسان هستند. اما زمان پردازش محاسباتی مورد نیاز برای روش NUCARS، روش تکرار معمولی و روش فعلی، به ترتیب ۲۵,۷ دقیقه، ۴۵,۶ دقیقه و ۳۴,۲ دقیقه تحت تحریک بی نظمی مسیر اندازه گیری شده است. بازده محاسباتی روش حاضر ۲۵ درصد نسبت به روش معمولی افزایش یافته اما با ۳۳,۱ درصد نسبت به NUCARS کاهش یافته است. جدول ۶ مقادیری از تعداد را نشان می دهد از تکرارها در زیر بی نظمی مسیر اندازه گیری شده است. انجیر. ۲۲ و ۲۳ مقادیر پیش بینی شده نیروهای جانبی و عمودی چرخ را با آخرین ارزش همگرا در هر مرحله گام مقایسه می کنند. کارایی روش فعلی بیشتر تایید شده است.



شکل ۲۱: شتاب عمودی مرکز بدنه واگن



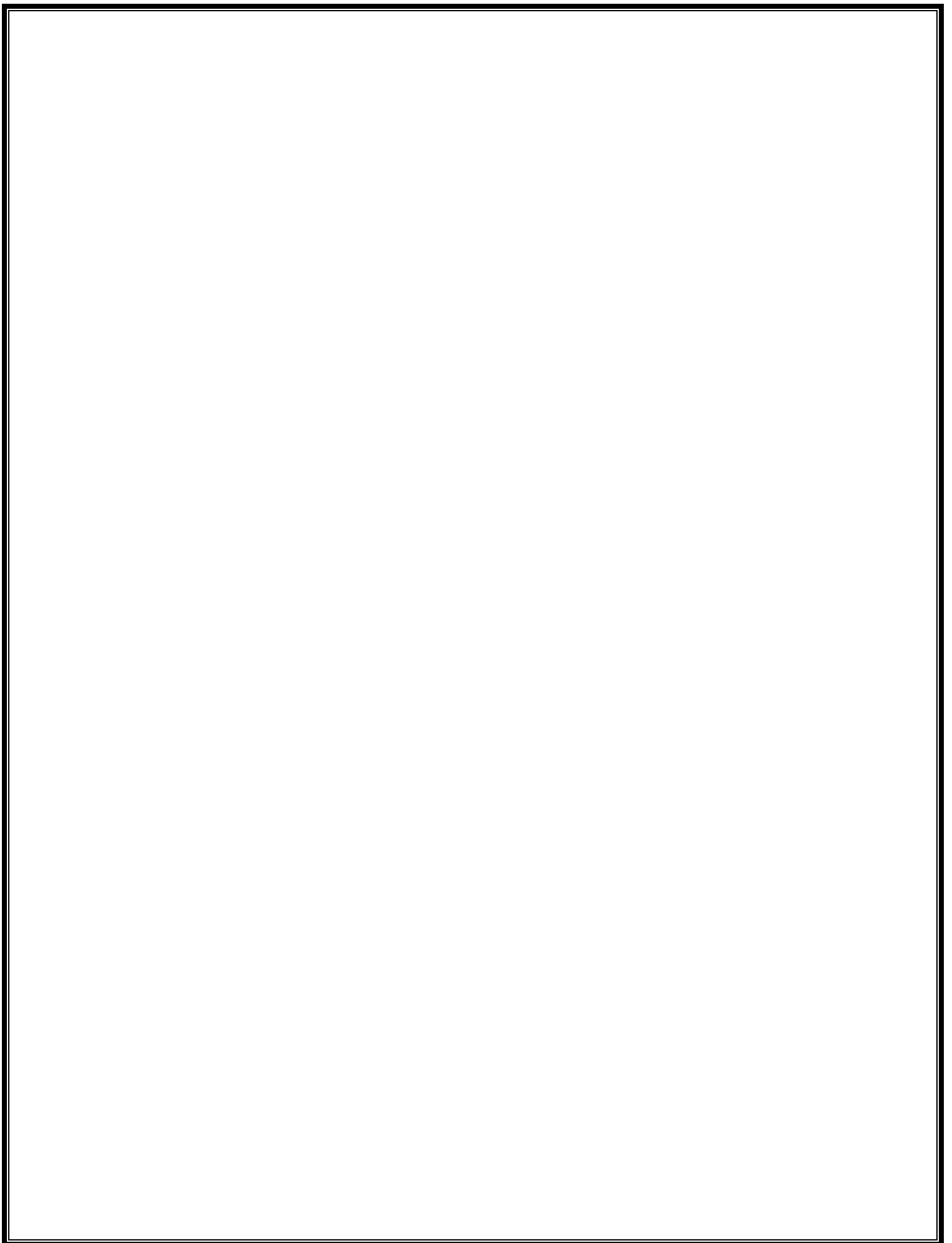
شکل ۲۲: مقایسه مقدار پیشبینی شده واقعی نیروی جانبی

دلایل اصلی تفاوت ها این است که مدل تعامل چرخ-ریلی که در روش حاضر استفاده می شود، متفاوت از آنچه در NUCARS استفاده شده است، در جنبه های زیر ذکر شده است: (۱) مدل هندسه تماس چرخ: ریل جدید مدل هندسی تماس با پیشنهاد شده توسط چن و ژی [۲۰] در روش حاضر مورد استفاده قرار می گیرد، در حالی که روش

استفاده شده در NUCARS در جزئیات کافی در پرونده راهنما توضیح داده نمی شود. (۲) روش راه حل برای نیروهای عادی چرخ: در روش حاضر، تئوری تماس هرتزی غیر خطی استفاده می شود در حالی که مدل تماس نفوذ در NUCARS استفاده می شود. علاوه بر این، روش های پردازش پروفیل های ریل چرخ و ناهماهنگی مسیر نیز ممکن است برخی از درجه تفاوت ها داشته باشد.

۶- نتیجه گیری

در این مقاله، یک روش تکراری بر اساس پیش بینی نیروهای ریل چرخ ارائه شده است و برای تعیین پاسخ دینامیکی یک سیستم متصل به وسیله نقلیه، مورد استفاده قرار می گیرد. خط مشی کمترین مربعات خطا (WLSE) در فرایند راه حل تکراری معرفی شده است. با پیش بینی کارآیی نیروهای ریل چرخ و استفاده از تکنیک آرام سازی، می توان از مشکلات همگرایی دشوار یا تعداد بیش از حد تکرار در فرایند تکرار معمول استفاده کرد. روش حاضر نه تنها بهره وری را افزایش می دهد بلکه دقت راه حل را نیز تضمین می کند. پاسخ دینامیکی وسیله نقلیه به تحریک ناحیه های مسیریابی دوره ای و اندازه گیری شده توسط NUCARS، روش تکرار معمول و روش حاضر به ترتیب در نمونه های عددی بدست می آید. دقت روش حاضر و مدل دینامیکی مرتبط با وسیله نقلیه به خصوص مدل تعامل چرخ-ریل با مقایسه نتایج عددی با NUCARS معتبر است. کارایی با مقایسه روش فعلی با روش تکراری متعارف تایید شده است. نتایج عددی نشان می دهد که بازده محاسباتی روش حاضر تحت تحریک به صورت دوره ای و بی نظمی مسیر اندازه گیری به ترتیب به ترتیب ۳۰ و ۲۵ درصد افزایش می یابد. مزایای استفاده از روش فعلی بیشتر به عنوان پیش بینی کننده موثر معرفی می شوند. علاوه بر این، پروفیل های چرخ و ریل های عملیاتی، روابط هندسی دقیق چرخ و ریل و نیروهای خزش خورد خطی، همه در مدل تعامل چرخ-ریلی مورد توجه قرار می گیرند. با مدل تعامل چرخ-ریل، سطح جزئیات مدل ترکیبی وسیله نقلیه پیشرفته و عملکرد دینامیکی یک وسیله نقلیه راه آهن مربوط به ایمنی و راحتی را می توان با دقت بیشتری مورد ارزیابی قرار داد.





این مقاله، از سری مقالات ترجمه شده رایگان سایت ترجمه فا میباشد که با فرمت PDF در اختیار شما عزیزان قرار گرفته است. در صورت تمایل میتوانید با کلیک بر روی دکمه های زیر از سایر مقالات نیز استفاده نمایید:

لیست مقالات ترجمه شده ✓

لیست مقالات ترجمه شده رایگان ✓

لیست جدیدترین مقالات انگلیسی ISI ✓

سایت ترجمه فا ؛ مرجع جدیدترین مقالات ترجمه شده از نشریات معتبر خارجی