文章编号：1001-4632（2025）06-0164-09
引用格式：刘昆，唐一民，王曦. 铁路货车基础制动装置刚柔耦合模型及制动性能仿真研究[J]. 中国铁道科学，2025，46(6)：164-172.
Citation：LIU Kun，TANG Yimin，WANG Xi. Rigid-Flexible Coupling Model and Braking Performance Simulation of Railway Freight Car Foundation Braking Device [J]. China Railway Science，2025，46 (6)：164-172.

铁路货车基础制动装置刚柔耦合模型及制动性能仿真研究

刘 昆[1,2]，唐一民[3]，王 曦[1]

（1. 北京交通大学 机械与电子控制工程学院，北京 100044；
2. 中国国家铁路集团有限公司 机辆部，北京 100844；
3. 北京理工大学 空天科学与技术学院，北京 100081）

摘 要：针对目前铁路货车基础制动装置静态试验无法反映动态制动性能，且传统多刚体模型仿真计算结果准确性低的问题，基于绝对节点坐标法和参考节点方法，将上拉杆和闸瓦等关键受力部件进行柔性离散，在采用Mortar方法建立闸瓦-车轮接触摩擦模型的基础上，构建基础制动装置刚柔耦合多体动力学模型；验证耦合模型的可行性和准确性后，开展铁路货车基础制动装置系统参数调整后的制动性能预测。结果表明：构建的耦合模型可实现货车制动和缓解过程的动力学仿真；与线路试验对比，耦合模型较既有多刚体仿真和模态截断法能更准确地反映基础制动装置的结构特点和动力学特性；通过调整和修改耦合模型中的系统参数，可对基础制动装置动态制动性能进行预测，并提供制动性能提升的优化方向和改进措施，且可对提升效果进行定量化分析。

关键词：铁路货车；基础制动装置；多体系统动力学；接触摩擦；制动性能
中图分类号：U270.2；U270.35 **文献标识码**：A **doi**：10.3969/j.issn.1001-4632.2025.06.16

铁路货车基础制动装置（简称基础制动装置）工作原理是将制动缸产生的制动压力经多个连杆机构放大后传递至闸瓦，使闸瓦紧贴车轮踏面产生机械摩擦力，从而将列车运行动能以热能的形式耗散，最终使列车减速或者停车[1]。制动性能是保障列车运行安全的关键指标，而长大编组列车制动力的变化更是影响列车纵向冲动和车钩力的关键因素[2]，因此对制动性能的精准性和一致性提出了更高要求。

货车典型传动杠杆基础制动装置结构示意图如图1所示，这种采用传动杠杆制动的车辆由于制动缸至闸瓦的制动力传递路径较长，参与传递的零部件多且连接情况复杂，部件间的组装公差、运动间隙等因素使制动性能难以准确预测，车辆间制动性能差异难以准确掌握，更难以提升以列车为对象的制动性能一致性。

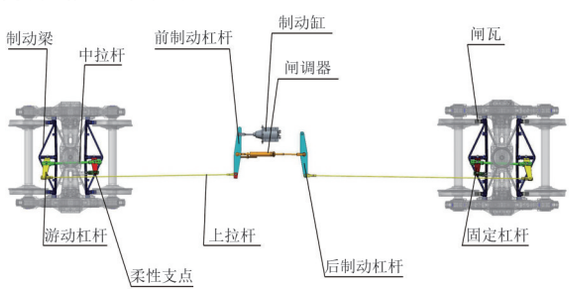


图1 货车典型传动杠杆基础制动装置结构示意图

制动性能是整个基础制动装置多部件刚柔耦合多体动力学行为的最终体现，闸瓦压力是制动性能的重要参量。目前，闸瓦压力试验测试主要是在车辆静止状态下利用力传感器进行测试，无法反映基

收稿日期：2025-07-02；修订日期：2025-11-27
基金项目：中国国家铁路集团有限公司科技研究开发计划课题（K2023J028）
第一作者：刘 昆（1981—），男，四川广元人，正高级工程师。E-mail：csrlk@126.com

础制动装置在实际运用状态下的动态性能；同时，现有的车辆实际运用状态下动态闸瓦压力测试研究方法存在周期长、成本高的问题。因此，基于多体动力学理论的制动装置建模仿真分析成为目前制动性能的主要预测方法[3−5]。大多数研究通过在多刚体系统动力学分析商业软件中建立相应的几何模型，并设置合理的约束和运动关系，对机构之间的摩擦、接触及相互作用进行仿真计算，仿真分析结果的准确程度取决于模型搭建的精细度和关键控制参数的设置。多刚体系统动力学仿真难以考察关键部件如闸瓦的应力、应变，同时无法反映拉杆这样细长部件的柔性行为。目前，虽可利用RecurDyn软件单独对闸瓦进行有限元分析，进行闸瓦偏磨对制动的影响研究[6−7]，也可在ADAMS软件中采用模态截断法考虑上拉杆等部件的柔性[7]等，但由于基础制动装置中存在很多非线性约束和运动间隙，且上拉杆等部件的柔性不可忽略，既有商业软件在系统动力学建模、数值求解等方面遇到许多困难，还没有针对整个基础制动装置的刚柔耦合多体动力学模型及基于该模型对制动性能预测的研究。

本文基于连续介质力学和有限元方法提出的绝对节点坐标法柔性多体系统动力学理论[8−9]，以绝对节点坐标方法建立基础制动装置刚柔耦合模型，采用该种研究方法可通过调整不同位置销轴摩擦阻力、拉杆弹性变形量等铁路货车制动力传递路径上的各种阻力，分析各阻力对闸瓦推力一致性的影响，找出影响闸瓦推力一致性的敏感因素，为基础制动装置性能提升提供优化方向，并为制动性能预测提供定量分析工具。

1　基础制动装置刚柔耦合建模

图1所示的基础制动装置整体为多连杆结构，根据传力机构力的传递路径，对影响基础制动装置制动缓解性能的相关部件进行梳理，确定了刚柔耦合多体动力学结构中需建立的模型包括支点、制动杠杆、制动梁、闸调器等刚性杆件，且不考虑装置内部零件的相对运动；包括上拉杆、闸瓦等柔性体部件，其中上拉杆是具有典型细长结构的柔性杆件，闸瓦是关键承力和制动部件，需要考虑其变形对结构的影响。各部件之间的销轴连接结构以及制动梁滑块与侧架滑槽之间简化为运动副约束。

在统一的全局坐标下，基于绝对节点坐标-参考节点方法（ANCF-RN）[10−11]的刚体单元可与基于绝对节点坐标方法（ANCF）的有限单元共同用于建立复杂的刚柔耦合多体模型。多柔体系统动力学方程具有常数质量矩阵、不存在科氏力和离心力项等特点，较传统浮动坐标法、大转动矢量法等更能精确地反映含柔性构件的动力学特性。因此，对基础制动装置进行动力学建模时，刚体采用ANCF-RN建模，柔性体采用ANCF建模，并且采用广义-α算法对多柔体系统动力学方程组进行求解。

1.1　多刚体建模

装配8个车轮的基础制动装置共有刚性部件27个，部件中如制动梁这样由多个零件组合成的部件视为1个刚体进行处理。

采用绝对节点坐标-参考节点方法[10−11]对杠杆、制动梁等刚体进行建模，模型如图2所示。图中：P为刚体部件上的任意一点；$\boldsymbol{r}_P$为P点的位置矢量；$\boldsymbol{r}_O$为杠杆、制动梁等刚体质心O的位置矢量；$\boldsymbol{r}_{Ox}$，$\boldsymbol{r}_{Oy}$和$\boldsymbol{r}_{Oz}$分别为局部坐标系沿x向（纵向）、y向（横向）、z向（垂向）的单位矢量且相互正交。

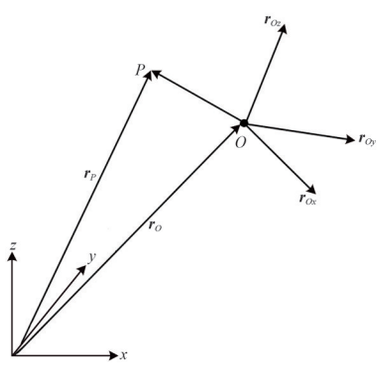


图2　基于绝对节点坐标-参考节点方法的刚体模型

该刚体单元的广义坐标列阵$\boldsymbol{q}_O$为

$$\boldsymbol{q}_O=\left((\boldsymbol{r}_O)^{\mathrm{T}}\ (\boldsymbol{r}_{Ox})^{\mathrm{T}}\ (\boldsymbol{r}_{Oy})^{\mathrm{T}}\ (\boldsymbol{r}_{Oz})^{\mathrm{T}}\right)^{\mathrm{T}} \tag{1}$$

刚体上任意一点P的位置矢量$\boldsymbol{r}_P$为

$$\boldsymbol{r}_P(x_P,y_p,z_p)=\boldsymbol{r}_O+(\boldsymbol{r}_{Ox}\ \boldsymbol{r}_{Oy}\ \boldsymbol{r}_{Oy})\left(x_P\ y_P\ z_P\right)^{\mathrm{T}}=\begin{pmatrix}1 & x_P & y_P & z_P & & & & \\ & 1 & & & x_P & y_P & z_P & \\ & & 1 & & & & & \end{pmatrix}\begin{pmatrix}\boldsymbol{r}_O\\ \boldsymbol{r}_{Ox}\\ \boldsymbol{r}_{Oy}\\ \boldsymbol{r}_{Oz}\end{pmatrix}=\boldsymbol{N}\boldsymbol{q}_O \tag{2}$$

式中：x_P，y_P，z_P分别为P点在刚体局部坐标系的坐标；$\boldsymbol{N}$为刚体单元的形函数矩阵。

由虚功原理可得到ANCF-RN方法的质量矩阵$\boldsymbol{M}$为

$$\boldsymbol{M}=\int_V \rho \boldsymbol{N}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{N}\mathrm{d}V \tag{3}$$

式中：ρ为刚体密度；V为刚体体积。

1.2 柔性体建模

1.2.1 基于ANCF缩减梁单元的上拉杆柔性建模

基础制动装置中上拉杆的长细比可达到1∶40以上，是典型的细长结构，其剪切变形能相对于轴向拉伸应变能和弯曲应变能可忽略不计，在实际运动中结构绕其中心轴的刚性扭转也可忽略，可以采用一维ANCF缩减梁单元建模，能够较三维实体单元有效减少自由度数量。

基于缩减梁单元[12]的上拉杆柔性模型如图3所示。图中：$\boldsymbol{r}_1$和$\boldsymbol{r}_2$分别为缩减梁单元节点1和节点2的位置矢量；x_1为单元内点沿梁轴线方向上的局部坐标，其取值范围为$[0,\ l]$，其中l为单元在参考构型下的长度。

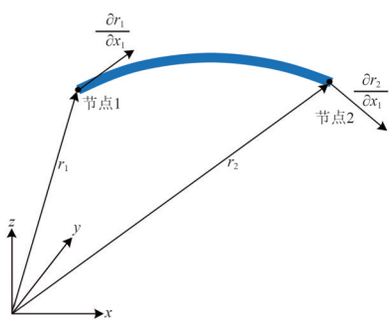


图3 基于ANCF缩减梁单元的上拉杆柔性模型

每个缩减梁单元由2个节点组成，每个节点有6个广义坐标，共有12个广义坐标。单元坐标$\boldsymbol{e}_{\mathrm{B}}$为

$$\boldsymbol{e}_{\mathrm{B}}=\left((\boldsymbol{r}_1)^{\mathrm{T}}\quad\left(\frac{\partial \boldsymbol{r}_1}{\partial x_1}\right)^{\mathrm{T}}\quad(\boldsymbol{r}_2)^{\mathrm{T}}\quad\left(\frac{\partial \boldsymbol{r}_2}{\partial x_1}\right)^{\mathrm{T}}\right)^{\mathrm{T}} \tag{4}$$

单元内任意一点的位置矢量$\boldsymbol{r}_{\mathrm{B}}(x_1,\ t)$可表示为

$$\boldsymbol{r}_{\mathrm{B}}(x_1,t)=\boldsymbol{S}_{\mathrm{B}}(x_1)\boldsymbol{e}_{\mathrm{B}}(t)\qquad x_1\in(0,l) \tag{5}$$

其中，

$$\boldsymbol{S}_{\mathrm{B}}=(s_{\mathrm{B1}}\boldsymbol{I}_3\quad s_{\mathrm{B2}}\boldsymbol{I}_3\quad s_{\mathrm{B3}}\boldsymbol{I}_3\quad s_{\mathrm{B4}}\boldsymbol{I}_3)$$

$$s_{\mathrm{B1}}=1-3\xi_1^2+2\xi_1^3$$

$$s_{\mathrm{B2}}=l(\xi_1-2\xi_1^2+\xi_1^3),$$

$$s_{\mathrm{B3}}=3\xi_1^2-2\xi_1^3$$

$$s_{\mathrm{B4}}=l(-\xi_1^2+\xi_1^3)$$

$$\xi_1=\frac{x_1}{l}$$

式中：$\boldsymbol{S}_{\mathrm{B}}$为梁单元形函数矩阵；$\boldsymbol{I}_3$为3×3维的单位矩阵。

1.2.2 基于ANCF壳单元的闸瓦柔性建模

闸瓦在厚度方向上的尺寸相较长度及宽度方向的尺寸较小，且在运行过程中几乎不存在剪切和扭转变形，因此采用如图4所示的ANCF壳单元[13]对闸瓦进行离散。图中：节点3—节点6为该单元包含的4个节点；$\boldsymbol{r}_k(k=3,\ 4,\ 5,\ 6)$为节点的位置矢量；$x_2$和$y$分别为单元内点沿长度和宽度方向上的局部坐标。

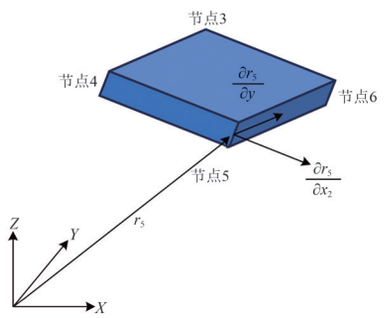


图4 基于ANCF壳单元的闸瓦柔性模型

ANCF壳单元的广义坐标列阵$\boldsymbol{e}_{\mathrm{S}}$为

$$\boldsymbol{e}_{\mathrm{S}}=(\boldsymbol{e}_3{}^{\mathrm{T}}\quad\boldsymbol{e}_4{}^{\mathrm{T}}\quad\boldsymbol{e}_5{}^{\mathrm{T}}\quad\boldsymbol{e}_6{}^{\mathrm{T}})^{\mathrm{T}} \tag{6}$$

其中，

$$\boldsymbol{e}_k=\left((\boldsymbol{r}_k)^{\mathrm{T}}\quad\left(\frac{\partial \boldsymbol{r}_k}{\partial x_2}\right)^{\mathrm{T}}\quad\left(\frac{\partial \boldsymbol{r}_k}{\partial y}\right)^{\mathrm{T}}\right)^{\mathrm{T}}$$

闸瓦壳单元内任意一点的位置矢量可表示为

$$\boldsymbol{r}_{\mathrm{S}}(x_2,y,t)=\boldsymbol{S}_{\mathrm{S}}(x_2,y)\boldsymbol{e}_{\mathrm{S}}(t) \tag{7}$$

其中，

$$\boldsymbol{S}_{\mathrm{S}}=(s_1\boldsymbol{I}_3\quad s_2\boldsymbol{I}_3\quad\cdots\quad s_{12}\boldsymbol{I}_3)$$

$$s_1=-(\xi_2-1)(\eta-1)(2\eta^2-\eta+2\xi_2^2-\xi_2-1)$$

$$s_2=-a\xi_2(\xi_2-1)^2(\eta-1),$$

$$s_3=-b\eta(\eta-1)^2(\xi_2-1)$$

$$s_4=\xi_2(2\eta^2-\eta-3\xi_2+2\xi_2^2)(\eta-1),$$

$$s_5=-a\xi_2^2(\xi-1)(\eta-1)$$

$$s_6=b\xi_2\eta(\eta-1)^2,$$

$$s_7=-\xi_2\eta(1-3\xi_2-3\eta+2\eta^2+2\xi_2^2)$$

$$s_8=a\xi_2^2\eta(\xi_2-1),$$

$$s_9=b\xi_2\eta^2(\eta-1)$$

$$s_{10}=\eta(\xi_2-1)(2\xi_2^2-\xi_2-3\eta+2\eta^2),$$

$$s_{11}=a\xi_2\eta(\xi_2-1)^2$$

$$s_{12}=-b\eta^2(\xi_2-1)(\eta-1)$$

$$\xi_2=\frac{x_2}{a}$$

$$\eta=\frac{y}{b}$$

式中：$\boldsymbol{S}_S$为壳单元形函数矩阵；a和b分别为壳单元在参考构型下的长度和宽度。

1.2.3　基于Mortar方法的车轮-闸瓦接触摩擦建模

货车车轮与闸瓦之间的接触是典型的三维面-面接触摩擦动力学问题。Mortar方法是目前广泛使用的处理这类问题的方法之一[14−15]。基于Mortar方法建立的车轮-闸瓦接触摩擦模型如图5所示。图中：C点为车轮质心，采用ANCF-RN方法对车轮进行建模；$\boldsymbol{r}_C$为C点的位置矢量；$\boldsymbol{r}_{Cx}$，$\boldsymbol{r}_{Cy}$和$\boldsymbol{r}_{Cz}$分别为车轮局部坐标系沿x向（纵向）、y向（横向）、z向（垂向）的单位矢量；$\boldsymbol{r}_Q$，$\boldsymbol{r}_U$分别为车轮与闸瓦接触点Q点和U点的位置矢量。

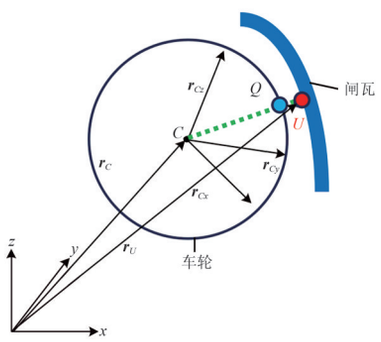


图5　基于Mortar方法的车轮-闸瓦接触摩擦模型

建模时，采用主从法离散车轮与闸瓦的接触区域。车轮视为刚体作为主面，闸瓦视为柔性体作为从面，二者间的最小距离g为

$$g=\min\left\|\boldsymbol{r}_Q(x_Q,y_Q,z_Q)-\boldsymbol{r}_U(x_{2U},y_U)\right\| \tag{8}$$

式中：x_Q，y_Q，z_Q分别为Q点在车轮局部坐标系的坐标；x_{2U}，y_U分别为U点在所在闸瓦壳单元的局部坐标。

根据接触点的正交性条件可得，点C，点Q和点U这3点共线，则最小距离g可表示为

$$g=\min\left\|\boldsymbol{r}_C-\boldsymbol{r}_U(x_{2U},y_U)\right\|-R \tag{9}$$

式中：R为车轮的半径。

式（9）中的最值问题可以通过梯度法进行求解[14]，从而确定点U的位置，进而获得接触的嵌入深度。

1.3　耦合系统动力学方程及求解算法

将基础制动装置中各部件采用前述各类单元离散后，根据实际结构设计在各部件连接处添加相应约束类型，基于Lagrange乘子法得到空间离散的多柔体系统动力学方程，为

$$\begin{cases}\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{q}}+F(\boldsymbol{q})+\boldsymbol{\Phi}_q^{\mathrm{T}}\lambda=F_{\mathrm{Q}}(\boldsymbol{q})\\ \boldsymbol{\Phi}(\boldsymbol{q},t)=0\end{cases} \tag{10}$$

式中：$\boldsymbol{M}$为系统质量矩阵；$\boldsymbol{q}$为系统广义坐标列阵；F为系统弹性力；F_{Q}为系统广义外力；$\boldsymbol{\Phi}$和$\boldsymbol{\Phi}_q$分别为系统约束方程以及对广义坐标的Jacobi矩阵；λ为拉格朗日乘子。

式（10）所示方程为1个index-3微分代数方程组，采用广义-α算法求解系统动力学方程，该算法可以通过参数控制数值耗散，并且耗散系统的伪高频响应，同时能较好地保持低频能量[16]。

2　刚柔耦合模型验证

2.1　模型参数设置

根据基础制动装置结构，建立刚柔耦合多体动力学模型如图6所示。模型中，闸瓦用壳单元进行建模，每个闸瓦采用2×10个壳单元离散；2个上拉杆采用缩减梁单元离散，每根拉杆使用50个缩减梁单元。模型总自由度数目为3 921个。



图6　基础制动装置刚柔耦合模型

实际上，基础制动装置中存在大量的销轴和万向节等连接结构。在刚柔耦合模型中，这些连接结构被简化为理想运动副，主要形式有球副、旋转副、移动副和圆柱副。其中，万向节连接结构被简化为球副；销轴连接简化为理想旋转副；制动梁和车体滑槽之间简化为一侧存在行程限制的移动副；车体部分气缸与大地连接，转向架部分轮对设置为绕固定车轴的旋转副；固定支点处的蹄链环设置为旋转副约束。

基础制动装置中除闸瓦之外的结构材料均为钢，闸瓦为由金属、纤维、橡胶及其他功能材料合成的高摩擦系数摩擦部件。基础制动装置主要零部件材料参数见表1。

表1　基础制动装置主要零部件材料参数

零部件	密度/（kg·m^{-3}）	弹性模量/GPa	泊松比
钢制件（制动杠杆、拉杆、销轴）	7 850	210.0	0.30
铸钢件（闸瓦托）	7 850	210.0	0.30
闸瓦瓦背	7 850	206.0	0.25
闸瓦摩擦体	2 340	0.4	0.28

2.2　模型可行性验证

以不同制动缸压力曲线作为输入，对基础制动

装置刚柔耦合模型进行多工况仿真，验证所建模型的可行性。仿真制动过程中，以实测制动缸压力曲线作为系统输入，制动缸压力从0加载至额定压力；待制动缸压力稳定后，进行保压并仿真输出各位闸瓦压力；然后制动缸压力下降至0进行缓解。

基础制动装置的动力学建模和仿真均通过C++语言编程实现，所有仿真程序均在64位，CPU 2.9 GHz台式计算机上运行。

仿真输入的制动缸压力变化曲线如图7所示。从图7可知：制动缸压力稳定后，空车全制动工况时约为170 kPa，重车全制动工况时约为430 kPa，重车小减压工况时约为90 kPa。

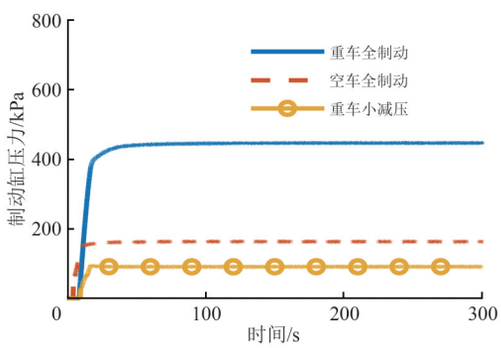


图7 仿真输入的制动缸压力变化曲线

重车全制动工况下闸瓦应力云图如图8所示。从图8可知：受车轮旋转方向的影响，车轮旋入端闸瓦应力较大。

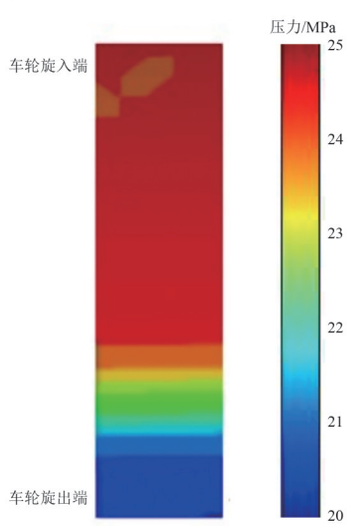


图8 重车全制动工况下闸瓦应力云图

重车全制动和空车全制动工况下闸瓦推力变化仿真结果如图9所示。从图9可知：由于车轮转动时与闸瓦动态接触摩擦，闸瓦推力在制动工况中产生震荡。

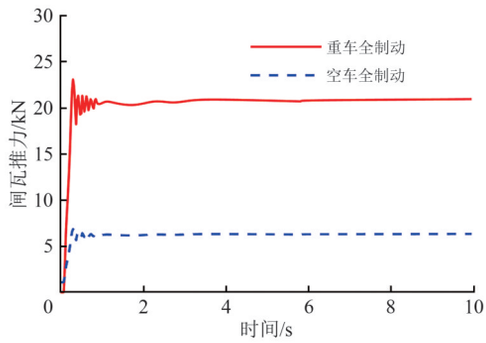


图9 重车全制动和空车全制动工况下闸瓦推力变化仿真结果

对不同制动缸压力条件下制动性能进行仿真研究，得到重车制动过程中传动效率随制动缸压力变化仿真结果如图10所示。从图10可知：随着制动缸压力的增大，重车工况下的传动效率也随之增大，但增大速率逐渐变缓。

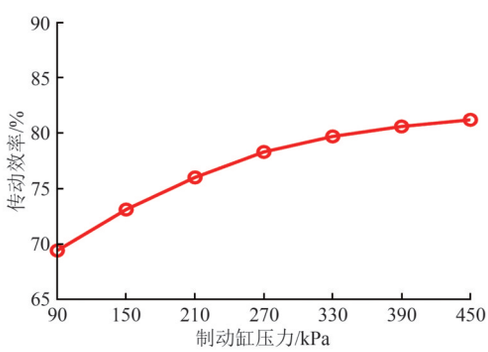


图10 重车制动过程中传动效率随制动缸压力变化仿真结果

重车小减压缓解工况制动缸压力为0 Pa后闸瓦推力变化曲线如图11所示。从图11可知：缓解过程15 s后，制动缸压力下降至0 Pa后稳定，由于上拉杆的柔性，被动缓解无法将闸瓦与6位、8位车轮进行分离，仍然存在轮瓦之间的接触力，制动梁沿滑槽下滑的势能被上拉杆的柔性变形所吸收，无法引起闸瓦回落，这也与工程实际中观察到的缓

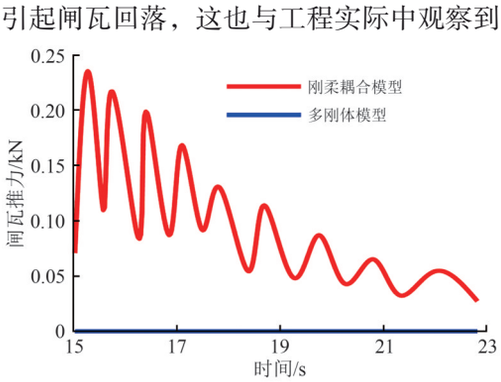


图11 重车小减压缓解工况制动缸压力为0 Pa后闸瓦推力变化曲线

解较慢现象相吻合，而采用传统多刚体模型仿真时无法反映此特性。

2.3　模型准确性验证

对基础制动装置的制动性能预测，传统的静态闸瓦压力测试试验存在局限性。在实际线路上开展编组货运列车基础制动装置制动性能的动态试验，并通过将动态测试结果与刚柔耦合模型仿真预测结果对比，评估刚柔耦合模型的准确性。

2.3.1　动态试验验证方案

实际线路试验在我国运煤专线上开展，采用 $C_{80}B$ 型敞车构成的 2 万 t 编组列车为研究对象。试验中对车辆在不同线路和制动条件下的制动缸和闸瓦推力进行长时间数据采集，真实反映车辆在实际运用状态下的制动性能情况。

根据闸瓦推力的传递路径，将力传感器安装于改造的测力闸瓦托上，可在不改变现有闸瓦更换方式的前提下实现闸瓦推力的动态测量。动态闸瓦推力监测装置如图 12 所示。

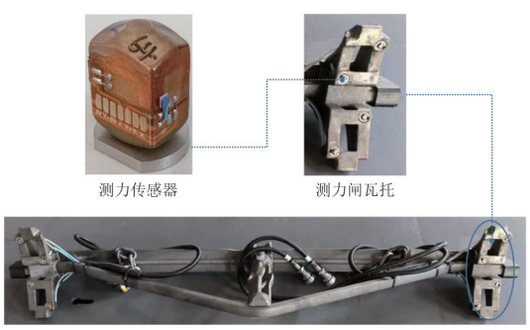
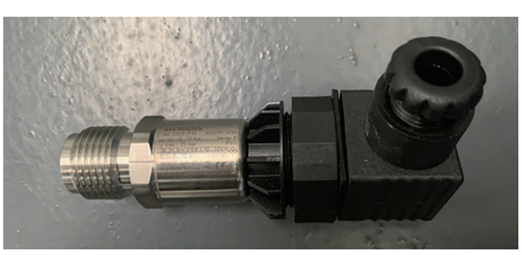


图 12　动态闸瓦推力监测装置

通过在制动缸排风螺堵处设置压力传感器，可实时监测车辆在不同制动工况下的制动缸压力的变化。制动缸压力监测装置如图 13 所示。

2.3.2　仿真与试验结果对比

不同制动工况下，对动态监测的各位闸瓦推力数据进行处理和分析，并与刚柔耦合模型仿真预测结果进行对比，得到闸瓦压力和传动效率的对比结果分别见表 2—表 5。



（a）制动缸压力传感器



（b）制动缸

图 13　制动缸压力监测装置

表 2　空车全制动工况下闸瓦压力仿真与试验对比

闸瓦位置	闸瓦压力		
	仿真结果/N	试验结果/N	误差/%
1 位	5 244	5 290	0.87
2 位	5 090	5 056	0.66
3 位	5 192	5 805	11.8
4 位	5 264	5 595	6.29
5 位	5 141	4 764	7.33
6 位	5 217	5 993	14.91
7 位	5 225	5 825	11.48
8 位	5 116	4 842	5.36

表 3　重车全制动工况下闸瓦压力仿真与试验对比

闸瓦位置	闸瓦压力		
	仿真结果/N	试验结果/N	误差/%
1 位	19 983	21 758	8.88
2 位	20 186	20 382	0.97
3 位	20 101	23 051	14.68
4 位	19 958	21 589	8.17
5 位	19 958	20 059	0.64
6 位	20 104	22 516	12
7 位	20 156	20 654	2.47
8 位	19 919	20 394	2.38

表 4　重车小减压工况下闸瓦压力仿真与试验对比

闸瓦位置	闸瓦压力		
	仿真结果/N	试验结果/N	误差/%
1 位	2 431	2 456	1.03
2 位	2 462	2 611	6.05
3 位	2 386	2 207	7.5
4 位	2 525	2 539	0.55
5 位	2 421	2 170	10.37
6 位	2 397	2 069	13.68
7 位	2 442	2 021	17.23
8 位	2 505	2 132	14.89

表5 不同工况下传动效率仿真与试验结果对比

工况	输入条件	传动效率/%
空车全制动	仿真 150～160 kPa制动缸压力曲线	73.1
	试验 动态测试制动缸压力均值162 kPa	69.9
重车全制动	仿真 430～450 kPa制动缸压力曲线	81.2
	试验 动态测试制动缸压力均值449 kPa	80.9
重车小减压	仿真 90～100 kPa制动缸压力曲线	72.1
	试验 动态测试制动缸压力均值92 kPa	68.3

从表2—表5可知：除重车小减压工况下7位闸瓦推力仿真分析结果与动态测试结果的偏差为17.23%外，其余工况下不同位置二者的偏差均在15%以内；传动效率仿真分析结果与动态测试结果的误差在4.2%～5.3%之间，其中传动效率的仿真计算时考虑了制动缸缓解弹簧、闸调器主弹簧抗力等导致制动力损失的因素。

3 制动性能预测

基于建立的刚柔耦合模型，开展铁路货车基础制动装置制动性能预测，分析结果表明销轴与销套之间运动副的摩擦阻力是影响重载列车中车辆间闸瓦压力偏差的关键因素之一。因此，通过调整上拉杆连接的4个关键运动副参数，以2.1节中空车及重车小减压、全制动工况为输入条件，对装用原型温淬火球铁（ADI）衬套与换装低摩氟塑金属（DU）衬套的铁路货车基础制动装置传动效率进行对比分析，结果见表6。

表6 装用不同运动副的基础制动装置传动效率

运动副	运动副摩擦系数	运动副接触刚度/Pa	不同工况下传动效率/%		
			空车全制动	重车小减压	重车全制动
ADI衬套	0.5	10^8	73.1	72.1	81.2
DU衬套	0.1	10^5	77.4	76.5	83.9

从表6可知：即使仅调整与上拉杆连接的4个运动副参数，空重车工况下的传动效率较调整前均有一定改善，其中亦可看出制动力越小，运动副的摩擦阻力对最终制动力的影响占比越大；通过采用不同运动副、调整运动副间的接触摩擦参数后空车和重车小减压工况下传动效率的提升更为明显。因此，为了优化铁路货车基础制动装置的制动功能，减少列车车辆间闸瓦压力差异，应优先考虑采用低摩氟塑金属（DU）衬套等摩擦阻力稳定性更好的运动副替代既有重载货车使用的等温淬火球铁（ADI）衬套。

4 结论和展望

（1）针对铁路货车基础制动装置为多体力学系统的特点，将上拉杆和闸瓦等关键受力部件进行柔性离散，并采用闸瓦与车轮合理的动力学接触摩擦模型，基于绝对节点坐标法的多柔体系统动力学理论，建立的基础制动装置刚柔耦合模型，较既有多刚体仿真和模态截断法可更准确地反映基础制动装置的结构特点和动力学特性。

（2）耦合模型可对不同制动工况下的闸瓦压力、接触应力、制动效率等制动性能参数进行仿真计算，仿真结果与线路试验动态监测数据的对比结果表明，传动效率结果误差在4.2%～5.3%之间，模型准确且具有可用性，相较于现有试验研究方法更加高效。

（3）基于搭建的刚柔耦合模型，可通过系统参数调整和修正，对基础制动装置动态性能进行预测并提供制动性能提升的优化方向，同时可对提升效果进行定量化分析。

（4）采用的动力学模型是完全依据结构设计图进行建模的理想模型，虽然能够考虑一部分如间隙铰等带来的制动力传递误差，但是仍然无法考虑实测中如轮轨纵向振动、闸瓦偏磨、零件公差等因素对闸瓦压力的影响，因此仿真计算的平均闸瓦压力较实测值偏高。后续研究中将通过添加路面谱研究轮轨振动，同时引入不确定性及灵敏度分析，探究偏磨、公差等因素对制动性能的影响。

参 考 文 献

[1] 穆鑫.铁路货车基础制动装置制动性能动态仿真方法研究[J].铁道学报,2023,45(11):38-45.
(MU Xin. Research on Dynamic Simulation Method of Braking Performance of Railway Freight Car Foundation Braking Device [J]. Journal of the China Railway Society, 2023, 45 (11): 38-45. in Chinese)

[2] 李和平,林祐亭.高速列车基础制动系统的设计研究[J].中国铁道科学,2003,24(2):1-13.

(LI Heping, LIN Huting. A Study on the Design of Fundamental Brake System for High-Speed Train [J]. China Railway Science, 2003, 24 (2): 1-13. in Chinese)

[3] 汪洋,傅茂海,马成成,等.刚柔耦合分析在杠杆式基础制动装置中的应用[J].机械设计与制造,2023,6:42-46.
(WANG Yang, FU Maohai, MA Chengcheng, et al. Analysis of Rigid-Flexible Coupling Applied to Lever Foundation Brake Device [J]. Machinery Design & Manufacture, 2023, 6: 42-46. in Chinese)

[4] 孙可心.铁路货车基础制动装置传动效率及闸瓦偏磨规律研究[D].大连:大连交通大学,2018.
(SUN Kexin. Research on Transmission Efficiency and Brake Shoe Eccentric Wear of Railway Wagon Foundation Braking Rigging [D]. Dalian: Dalian Jiaotong University, 2018. in Chinese)

[5] 刘振明.货车基础制动装置对车轮磨耗的影响[J].铁道机车车辆,2011,31(6):23-29.
(LIU Zhenming. Influence of Freight Car Bogie Brake Rigging on Wheel Wear [J]. Railway Locomotive & Car, 2011, 31 (6): 23-29. in Chinese)

[6] LU B H, ZHANG Y, QU B Z, et al. Research on RecurDyn Based Simulation Method for the Brake Shoe Eccentric Wear in Railway Freight Cars [J]. Key Engineering Materials, 2012, 522: 467-471.

[7] LU B H, CHEN X Y, QU B Z, et al. Research on Wheel-Shoe Wear for High Friction Composite Brake Shoes Based Foundation Brake Rigging in Railway Wagon [J]. Key Engineering Materials, 2015, 667: 530-535.

[8] SHABANA A A. Flexible Multibody Dynamics: Review of Past and Recent Developments [J]. Multibody System Dynamics, 1997, 1 (2): 189-222.

[9] 田强.基于绝对节点坐标方法的柔性多体系统动力学研究与应用[D].武汉:华中科技大学,2009.
(TIAN Qiang. Flexible Multibody Dynamics Research and Application Based on the Absolute Nodal Coordinate Method [D]. Wuhan: Huazhong University of Science & Technology, 2009. in Chinese)

[10] SHABANA A A. ANCF Reference Node for Multibody System Analysis[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part K: Journal of Multi-Body Dynamics, 2015, 229 (1): 109-112.

[11] SHABANA A A. ANCF Tire Assembly Model for Multibody System Applications [J]. Journal of Computational and Nonlinear Dynamics, 2025, 10 (1): 024504.

[12] GERSTMAYR J, SHABANA A A. Analysis of Thin Beams and Cables Using the Absolute Nodal Co-Ordinate Formulation [J]. Nonlinear Dynamics, 2006, 45: 109-130.

[13] MIKKOLA A M, SHABANA A A. A Non-Incremental Finite Element Procedure for the Analysis of Large Deformation of Plates and Shells in Mechanical System Applications [J]. Multibody System Dynamics, 2003, 9: 283-309.

[14] WANG K, TIAN Q. A Nonsmooth Method for Spatial Frictional Contact Dynamics of Flexible Multibody Systems with Large Deformation [J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 2023, 124 (3): 752-779.

[15] POPP A. Mortar Methods for Computational Contact Mechanics and General Interface Problems [D]. Die Dissertation: Technische Universitat Munchen, 2012.

[16] TIAN Q, ZHANG Y, CHEN L, et al. Dynamics of Spatial Flexible Multibody Systems with Clearance and Lubricated Spherical Joints [J]. Computers & Structures, 2009, 87 (13): 913-929.

Rigid-Flexible Coupling Model and Braking Performance Simulation of Railway Freight Car Foundation Braking Device

LIU Kun[1,2], TANG Yimin[3], WANG Xi[1]

(1. School of Mechanical, Electronic and Control Engineering, Beijing Jiaotong University, Beijing 100044, China;
2. China State Railway Group Co., Ltd., Beijing 100844, China;
3. School of Aerospace Science and Technology, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

Abstract: In order to solve the issue that static tests of railway freight wagon foundation braking device cannot reflect dynamic braking performance, and the simulation results accuracy of traditional multi-rigid model is low,

a rigid-flexible coupling multibody dynamic model of the foundation braking device is established based on the absolute nodal coordinate formulation and reference node method, in which the key force transmission components such as the pulls rod and brake shoes are flexibly discretized and a brake shoe-wheel frictional contact model is proposed based on the Mortar method. After verifying the feasibility and accuracy of the coupling model, the braking performance prediction of the railway freight wagon foundation braking device is carried out after the adjustment of system parameters. The results indicate that the established model can simulate the dynamic process of braking and release of the freight wagon. Compared with the line tests, the coupling model can reflect the structural and dynamic characteristics of the foundation braking device more accurately than the existing multi-rigid body model and modal truncation methods. By adjusting and modifying the system parameters in the coupling model, the dynamic braking performance of the foundation braking device can be predicted, and the optimization directions and improvement measures for enhancing braking performance can be provided. Moreover, the quantitative analysis of the improvement effect can also be conducted.

Key words: Railway wagon; Foundation braking device; Multibody system dynamics; Frictional contact; Braking performance

（责任编辑 金 燕）