DOI：10.13890/j.issn.1000-128X.2024.01.238

液力传动工程车车轮偏载机理及改进措施研究

刘加蕙，黄志辉，于宏达，田明洁
（西南交通大学 轨道交通运载系统全国重点实验室，四川 成都 610031）

摘　要：液力传动工程车驱动时存在车轮偏载现象，影响其运行安全。为此，文章基于SIMPACK软件建立考虑传动系统的某工程车动力学模型，研究车轮偏载现象随牵引力的变化规律及其对轮重减载率的影响，分析万向轴传递的力矩对左右车轮轮重的影响。同时，基于MATLAB软件建立车轮偏载计算模型进行理论分析，揭示车轮偏载现象形成的机理并对其结构进行改进以降低车轮偏载的程度。研究结果表明，液力传动工程车驱动时存在车轮偏载现象，即一位和四位轮对左轮增载、右轮减载，二位和三位轮对右轮增载、左轮减载；车轮偏载现象使工程车的轮重减载率最大值增大了19.68%，影响该工程车的安全运行；万向轴传递力矩造成车轮偏载，力矩的旋转方向影响轮重增减载的情况，力矩的大小影响车轮偏载的程度；采用车轮偏载计算模型所得结果与仿真结果吻合较好，充分说明对车轮偏载现象分析合理；改进后工程车的轴重转移量几乎无变化，但车轮偏载量最大仅为3.41 kN，相较原模型最大减小了83.57%，轮重减载率最大减小了27.71%，有效降低了车轮偏载的程度。研究结果可为提高液力传动工程车的运行安全提供理论参考。

关键词：工程车；液力传动；万向轴；车轮偏载；轮重减载率；仿真

中图分类号：U273　　**文献标志码：**A　　**文章编号：**1000-128X(2025)02-0096-08

0　引言

传动系统是轨道车辆的重要组成部分，其工作状态直接影响车辆运行的平稳性、稳定性和安全性。当前，国内外学者多通过建立动力学模型，结合电气系统、机械传动系统、轮轨接触激励、齿根裂纹故障以及变速变载工况等情况分析传动系统对车辆动力学性能的影响。文献[1]建立了考虑电气系统与机械传动系统的高速列车动力学模型，包含电机转子、万向轴及齿轮箱等部件。文献[2-4]建立了考虑齿轮传动的机车–轨道耦合动力学模型，研究分析轮轨接触激励、齿轮啮合激励以及齿根裂纹故障等对机车动力学性能的影响。文献[5]建立了单轮对驱动系统模型和考虑驱动系统的整车动力学模型，研究牵引和制动工况时轮轨的黏着特性，得出驱动系统对车辆动力学性能的影响。文献[6]基于某重载电力机车三维动力学模型研究齿轮传动系统对轴重转移的影响，反映变速变载等复杂工况下的轴重转移情况。现有文献多针对电传动系统及其对车辆运行性能的影响展开研究，对液力传动工程车[7]传动系统的研究很少。仿真表明，传动系统对工程车车轮轮重有很大的影响，并出现了车轮偏载现象，影响工程车运行安全。因此，有必要分析液力传动工程车车轮偏载现象形成的机理及其改进措施。

本文将基于SIMPACK软件建立考虑传动系统的某工程车动力学模型，研究车轮偏载现象随牵引力的变化规律及其对轮重减载率的影响，同时在MATLAB软件中建立车轮偏载计算模型进行理论仿真分析，揭示车轮偏载现象形成的机理并提出一种改进措施，可为提高液力传动工程车的运行安全提供理论参考。

基金项目：国家自然科学基金项目(U19A20109)
通信作者：黄志辉，男，研究员，硕士生导师，主要从事车辆系统动力学及主动控制等方面的研究；E-mail: hzh_95@163.com
引用格式：刘加蕙, 黄志辉, 于宏达, 等. 液力传动工程车车轮偏载机理及改进措施研究[J]. 机车电传动, 2025(2): 96-103.DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2024.01.238.
Citation：LIU Jiahui, HUANG Zhihui, YU Hongda, et al. Study of the wheel eccentric load mechanism in hydraulic engineering vehicles and improvement measures[J]. Electric drive for locomotives,2025(2): 96-103.DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2024.01.238.

1　工程车动力学模型

1.1　总体结构

某液力传动工程车采用B-B轴列式，其一系悬挂装置采用螺旋弹簧+垂向减振器，轴箱采用转臂定位，二系悬挂装置采用橡胶弹簧，牵引装置采用中心销，主要参数如表1所示。

1.2　传动系统

该工程车的传动系统结构如图1所示，主要由万向轴和车轴齿轮箱组成，其力矩传递路径[8]如图2所示。车轴齿轮箱（一）中有一对圆柱齿轮和一对锥齿轮，车轴齿轮箱（二）中仅有一对锥齿轮。为便于分析，对齿轮箱中各齿轮进行编号，如图3所示[9]，各齿轮主要参数如表2所示。

表1　某工程车的主要参数

Table 1　Main parameters of an engineering vehicle

参数项目	参数值	参数项目	参数值	参数项目	参数值
启动牵引力/kN	150	转向架中心距/m	7.200	一系弹簧垂向刚度/(MN·m^{-1})	1.113
轴重/t	14	车钩高度/m	0.880	二系弹簧垂向刚度/(MN·m^{-1})	9.840
车轮轮径/m	0.840	中心销牵引高度/m	0.745	一系弹簧横向跨距/m	2.010
轴距/m	2.200	二系弹簧距构架中心纵向距离/m	0.016	二系弹簧横向跨距/m	1.910

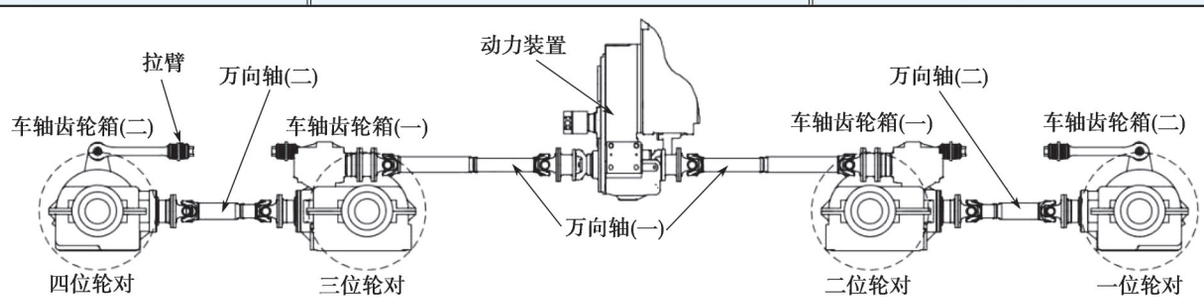


图1　某工程车传动系统结构图

Fig. 1　Structure of the drive system of an engineering vehicle

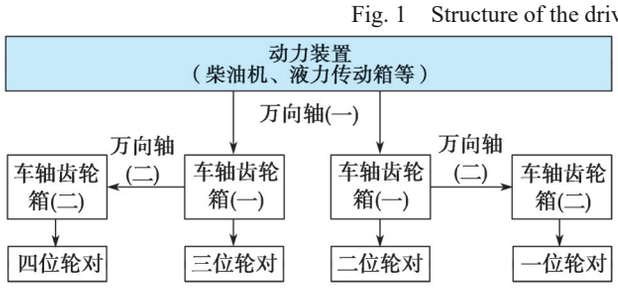
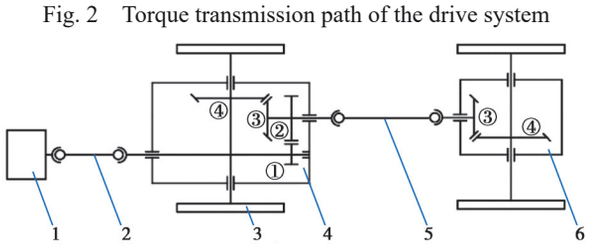


图2　传动系统的力矩传递路径

Fig. 2　Torque transmission path of the drive system



1—动力装置；2—万向轴（一）；3—轮对；4—车轴齿轮箱（一）；5—万向轴（二）；6—车轴齿轮箱（二）。

图3　前转向架传动系统示意图

Fig. 3　Schematic diagram of the drive system on front bogie

表2　齿轮主要参数

Table 2　Main parameters of gear

齿轮	压力角/(°)	模数/mm	传动比	齿数	质量/kg
①	20	6	2.515	33	24
②				83	153
③	20	9	2.208	24	64
④				53	204

1.3　动力学模型

研究团队基于SIMPACK软件建立某液力传动工程车动力学模型，如图4所示。将柴油机和液力传动箱等动力装置简化为一根可旋转的驱动轴，其质量被等效计入车体质量，通过93号力元使驱动轴转动，输出驱动力矩；在车体尾部距轨面高0.88 m处施加车钩阻力以保证工程车匀速运行；采用53号力元模拟万向轴的传动作用，该力元允许轴向平移和弹性扭转，可实现万向轴的伸缩与偏转；采用225号力元模拟齿轮的动态啮合，该力元综合考虑齿轮啮合间隙、啮合阻尼和时变啮合刚度等[10]，车轴齿轮箱的动力学模型如图5所示。

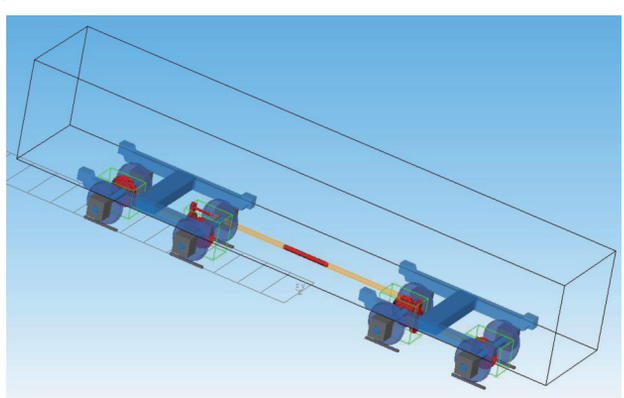
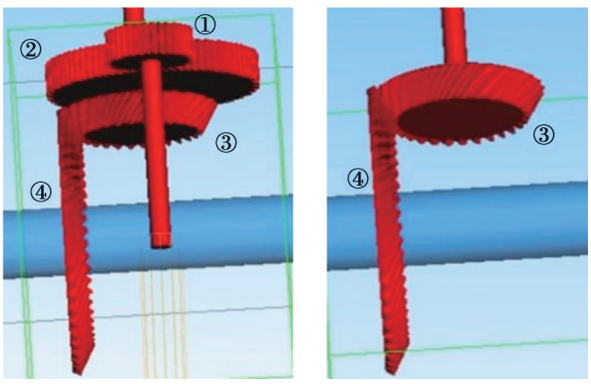


图4　某液力传动工程车动力学模型

Fig. 4　Dynamics model of a hydraulic engineering vehicle



(a)车轴齿轮箱(一) (b)车轴齿轮箱(二)

图 5 车轴齿轮箱的动力学模型

Fig. 5 Dynamics model of axle gearbox

模型包括 1 个车体、2 个构架、4 个轮对、8 个轴箱、1 根驱动轴、4 个齿轮箱、2 对圆柱齿轮和 4 对锥齿轮，共计 32 个刚体。其中，轮对的浮沉和侧滚自由度为非独立自由度[11]，齿轮④与轮对之间采用 0 号铰接，各刚体自由度如表 3 所示。

表 3 某工程车动力学模型的自由度

Table 3 Degree of freedom in dynamics model of an engineering vehicle

自由度	车体	构架	轮对	轴箱	驱动轴	齿轮箱	齿轮①	齿轮②	齿轮③	齿轮④
伸缩	√	√	√	–	–	–	–	–	–	–
横摆	√	√	√	–	–	–	–	–	–	–
浮沉	√	√	√	–	–	–	–	–	–	–
侧滚	√	√	√	–	√	–	√	√	√	–
点头	√	√	√	√	–	√	–	–	–	–
摇头	√	√	√	–	–	–	–	–	–	–

2 车轮偏载现象及其影响

为排除曲线离心力、轨道激励等因素的影响，研究团队将工程车设置在平直光滑的轨道上运行。工程车各轮对轮轨垂向力随牵引力的变化情况如图 6，可见一位和四位轮对左轮的轮轨垂向力大于右轮，二位和三位轮对右轮的轮轨垂向力大于左轮，出现了车轮偏载现象，即一位和四位轮对左轮增载、右轮减载；二位和三位轮对右轮增载、左轮减载。定义轮对左轮与右轮轮轨垂向力的差值为车轮偏载量，偏载量为正表示左轮轮轨垂向力大于右轮，偏载量为负表示左轮轮轨垂向力小于右轮，则车轮偏载量随牵引力的变化情况如图 7 所示。由图 7 可见，随着牵引力的增加，各轮对车轮偏载量的绝对值均逐渐增大，在牵引力为 150 kN 时，三位轮对的车轮偏载量的绝对值最大为 18.62 kN，即单个车轮轮重相对静止状态变化了 13.58%。

此外，由于轮周牵引力作用位置和车钩阻力作用位置存在高度差，工程车驱动时存在轴重转移现象[12]，牵引力越大、轴重转移量越大。如图 6 所示，随着牵引力的增大，一位和三位轮对的轮轨垂向力逐渐减小，而二位和四位轮对的轮轨垂向力逐渐增大。

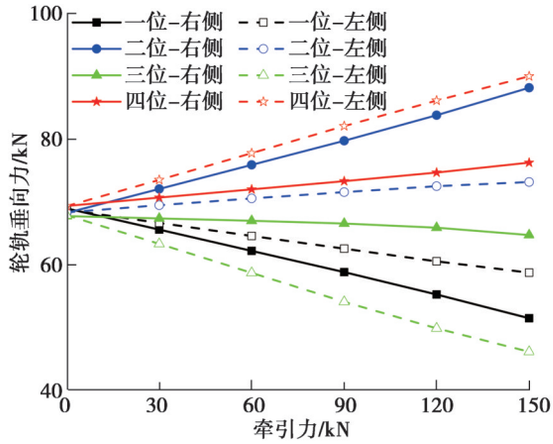


图 6 轮轨垂向力随牵引力的变化情况

Fig. 6 Variations in wheel-rail vertical force with tractive force

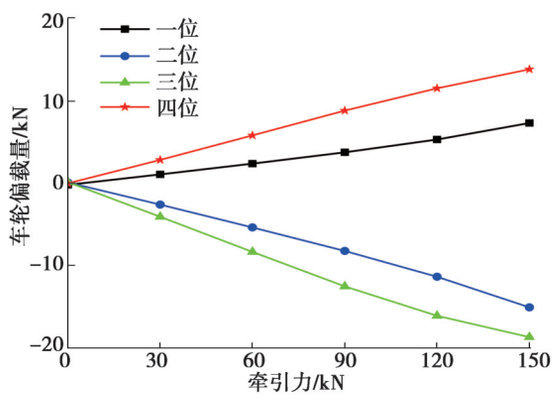


图 7 车轮偏载量随牵引力的变化情况

Fig. 7 Variations in wheel eccentric load with tractive force

文献[13]中指出同轴轮重偏差过大会影响车辆的曲线通过安全性。因此，使工程车以 60 km/h 速度通过施加美国五级轨道谱(由美国铁路运输管理局 FRA 制定，可用于模拟轨道不平顺)的曲线工况，曲线半径为 300 m、长为 200 m、超高 120 mm、缓和曲线长 60 m，其轮重减载率最大值随牵引力的增加而增大，最大增加了 19.68%，如图 8 所示。

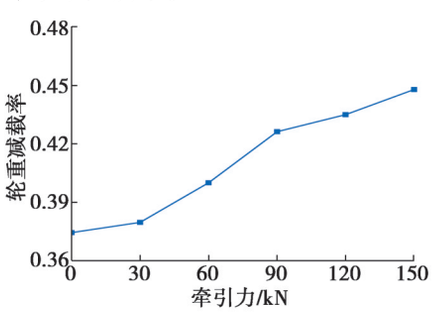


图 8 轮重减载率最大值随牵引力的变化情况

Fig. 8 Variations in rate of wheel load reduction with tractive force

3 车轮偏载现象形成的机理

3.1 万向轴传递的力矩

研究团队基于传动系统的力矩传递过程，分析车

轮偏载现象形成的机理，其中，沿工程车运行方向，绕运行方向逆时针旋转为正，顺时针旋转为负。工程车液力传动系统的力矩传递过程如图 9 所示。由图 9 可知，万向轴（一）向二位和三位轮对的车轴齿轮箱传递绕运行方向顺时针旋转的力矩，即 C_{02} 和 C_{03} 均为负；万向轴（二）向一位和四位轮对的车轴齿轮箱传递绕运行方向逆时针旋转的力矩，即 C_{21} 和 C_{34} 均为正，同时对二位和三位轮对的车轴齿轮箱产生顺时针旋转的反力矩，即 C'_{21} 和 C'_{34} 均为负。T_i、T_i'、T_i'' 分别为各齿轮传递力矩的大小。

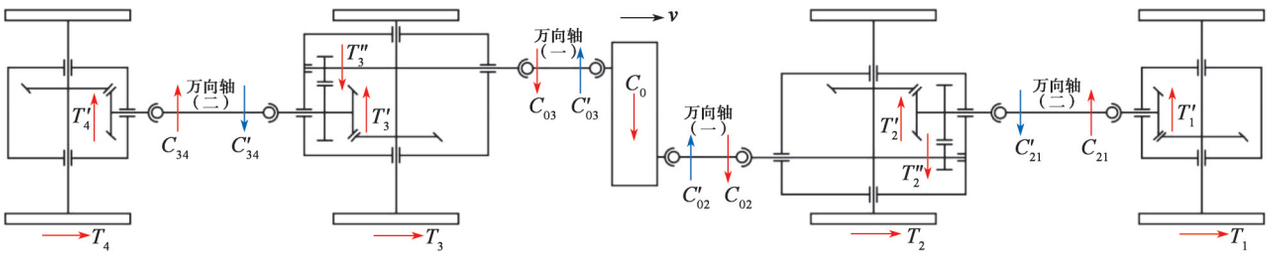


图 9　传动系统的力矩传递过程

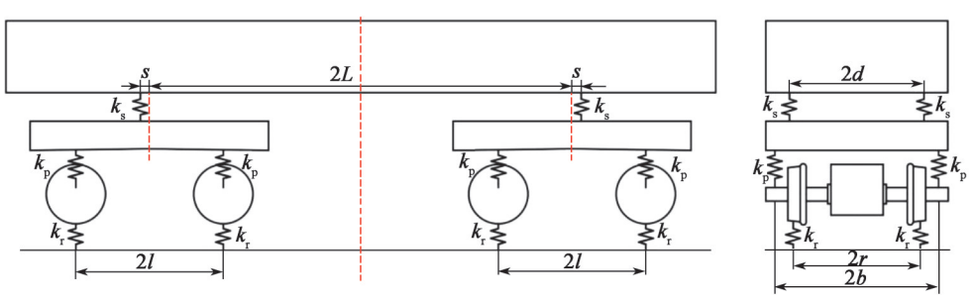
Fig. 9　Torque transfer process of the drive system

将轮对及对应的车轴齿轮箱看作一个整体，则一位轮对及其齿轮箱受到的力矩 C_{21} 为正，二位轮对及其齿轮箱受到的力矩 C_{02} 和 C'_{21} 均为负，三位轮对及其齿轮箱受到的力矩 C_{03} 和 C'_{34} 均为负，四位轮对及其齿轮箱受到的力矩 C_{34} 为正。在力矩的作用下，轮对产生侧滚，造成左右车轮承载量不同。一位和四位轮对及其齿轮箱受到逆时针旋转的力矩，使得轮对左侧增载、右侧减载；二位和三位轮对及其齿轮箱受到顺时针旋转的力矩，使得轮对右侧增载、左侧减载。

因此，液力传动工程车通过万向轴传递力矩的方式造成其车轮偏载的现象，万向轴传递力矩的旋转方向影响左右车轮轮重增减载的情况，力矩大小影响车轮偏载的程度。

3.2　车轮偏载计算模型

研究团队建立 17 自由度的某液力传动工程车车轮偏载计算模型，将轮对及对应的车轴齿轮箱看作一个整体，考虑其浮沉和侧滚自由度，考虑前构架、后构架及车体的浮沉、侧滚及点头自由度。计算模型示意如图 10 所示。



k_r 为线路刚度；k_p 为一系弹簧垂向刚度；k_s 为二系弹簧垂向刚度；L 为转向架中心距之半；l 为轴距之半；s 为二系悬挂距构架中心纵向距离；r 为轮对内侧距之半；b 为一系弹簧横向跨距之半；d 为二系弹簧横向跨距之半。

图 10　车轮偏载计算模型

Fig. 10　Calculation model of wheel eccentric load

液力传动工程车驱动时，车体及前后构架受力情况如图 11 所示。

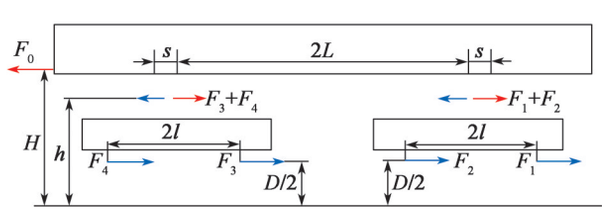


图 11　车体及前后构架受力分析图

Fig. 11　Force analysis diagram of carbody and frame

图 11 中，F_1、F_2、F_3、F_4 为各轮对的牵引力，F_0 为车钩阻力，H 为车钩高度，h 为牵引点高度，D 为车轮轮径，则车体及前后构架受到的外力矩 M_c、M_{b1} 和 M_{b2} 分别为：

$$\left.\begin{aligned} M_c &= \sum_{i=1}^{4} F_i (H-h) \\ M_{b1} &= \sum_{i=1}^{2} F_i (h-D/2) \\ M_{b2} &= \sum_{i=3}^{4} F_i (h-D/2) \end{aligned}\right\} \tag{1}$$

此外，前后构架还受到齿轮箱拉臂的作用，如图 12 所示。

拉臂的水平作用力 Q_i 以及对构架产生的力矩 M_i（i=1, 2, 3, 4）可表示为：

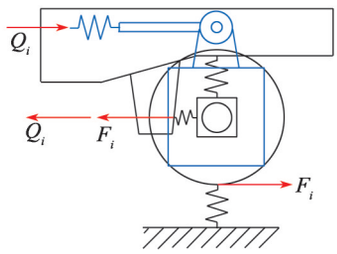


图 12　车轴齿轮箱受力分析图

Fig. 12　Force analysis diagram of axle gearbox

$$\left.\begin{aligned} Q_i &= \frac{F_i D}{2q} \\ M_i &= Q_i \times q = \frac{F_i D}{2} \end{aligned}\right\} \tag{2}$$

式中：q为拉臂距车轴中心的垂向距离，m。

由图 9 可知，一位轮对所受外力矩为C_{21}，二位轮对所受外力矩为C_{02}和C'_{21}，三位轮对所受外力矩为C_{03}和C'_{34}，四位轮对所受外力矩为C_{34}。由图 11 及式(1)可知，前构架所受外力矩为$M_{b1}+M_1+M_2$，后构架所受外力矩为$M_{b2}+M_3+M_4$，车体所受外力矩为M_c，则车轮偏载模型的计算方程为

$$\boldsymbol{F}=\boldsymbol{K}X \tag{3}$$

式中：$\boldsymbol{F}$为模型所受的外力矩；$\boldsymbol{K}$为模型的刚度矩阵；X为模型的自由度。

为确定万向轴传递力矩的大小，假设各轮对所受驱动力矩与其轴重的比值相等[14]，从而可以通过轴重确定万向轴传递力矩的大小为：

$$\left.\begin{aligned} C_{02} &= \frac{F_0 D}{2e_1 e_2}\frac{R_1+R_2}{R_1+R_2+R_3+R_4} \\ C_{03} &= \frac{F_0 D}{2e_1 e_2}\frac{R_3+R_4}{R_1+R_2+R_3+R_4} \\ C_{21} &= \frac{C_{02}e_1 R_1}{R_1+R_2} \\ C_{34} &= \frac{C_{03}e_1 R_4}{R_3+R_4} \end{aligned}\right\} \tag{4}$$

式中：e_1为圆柱齿轮的传动比；e_2为圆锥齿轮的传动比；$R_i(i=1, 2, 3, 4)$为各轮对的轴重。

基于工程车静轴重初步计算得出各轴轴重转移的情况，基于轴重转移后各轴的轴重计算各轮对车轮偏载量的大小，计算流程如图 13 所示。各轮轮重的仿真结果与计算结果如图 14 所示，仿真结果相对计算结果最大偏差为 2.02%，其中 1、2、3、4 分别代表一位轮对、二位轮对、三位轮对、四位轮对，R 代表右轮，L 代表左轮，A 代表仿真结果，B 代表计算结果。

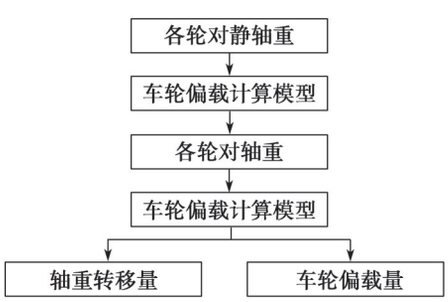


图 13　车轮偏载计算流程图

Fig. 13　Flowchart of wheel eccentric load calculation

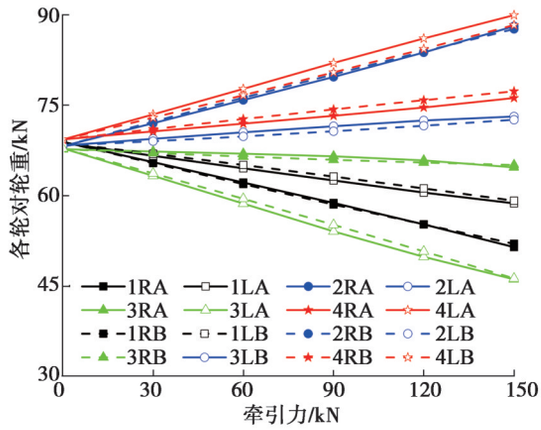
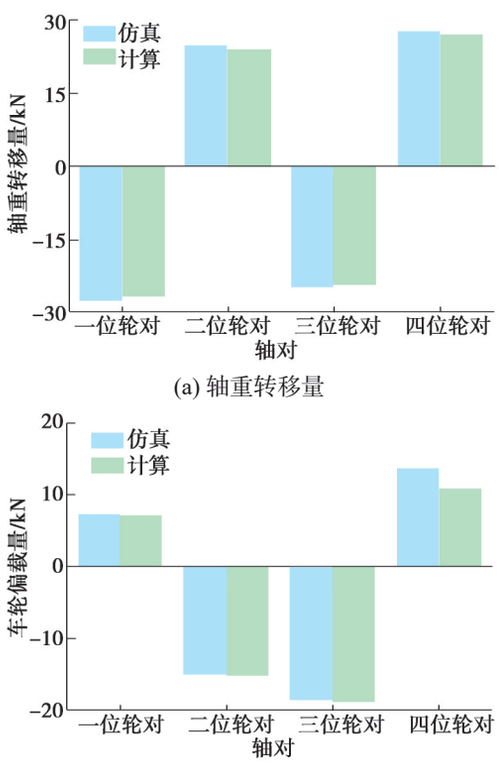


图 14　各轮对左右车轮轮重的仿真结果与计算结果

Fig. 14　Simulation and calculation results of wheel loads on left and right sides of wheelset

由图 7 可知，牵引力为 150 kN 时工程车的车轮偏载量最大。因此，对比牵引力为 150 kN 时轴重转移量和车轮偏载量的仿真和计算结果如图 15 所示，计算结果值略小于仿真结果值，4 位轮对车轮偏载量的计算结果值与仿真结果值相差最大，为 2.86 kN。



(a) 轴重转移量

(b) 车轮偏载量

图 15　150 kN 时轴重转移与车轮偏载的仿真结果与计算结果的对比

Fig. 15　Comparison between simulation and calculation results of axle load transfer and wheel eccentric load at the tractive force of 150 kN

4　改进措施

基于前文分析和计算，研究团队针对工程车车轮

偏载的问题提出一种改进措施。如图 16 所示，在一位和四位轮对的车轴齿轮箱中分别加入一对圆柱齿轮，其结构参数与车轴齿轮箱（一）中的圆柱齿轮保持一致，使得二位轮对及其齿轮箱受到的力矩 C_{02} 和 C'_{21} 的方向相反，可相互抵消；三位轮对及其齿轮箱受到的力矩 C_{03} 和 C'_{34} 的方向相反，可相互抵消。此外，当轮对所受牵引力不变时，多加一对圆柱齿轮使得传递至一位和四位轮对齿轮箱的力矩变小，即 C_{21} 和 C_{34} 的值变小，可减小一位和四位轮对车轮偏载的程度。原模型与改进模型各轮静轮重的分配情况如表 4 所示，相较于原模型，增加一对圆柱齿轮使得一位和四位轮对静轮重增加 0.77~0.89 kN，使得二位和三位轮对静轮重增加 0.18~0.24 kN，改进模型使工程车各轮轮重略有增大。

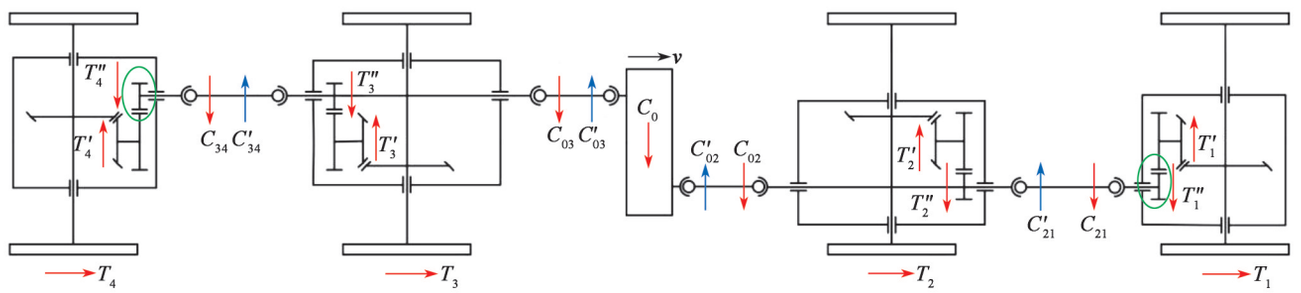


图 16　改进后传动系统的力矩传递过程

Fig. 16　Torque transfer process of the modified drive system

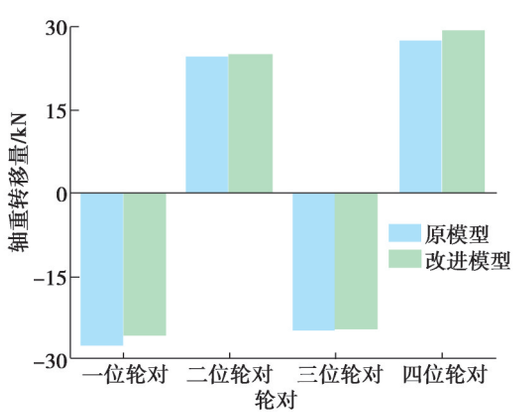
表 4　原模型与改进模型各轮静轮重分配情况

Table 4　Static wheel load distribution on wheels in the original model and the modified model　kN

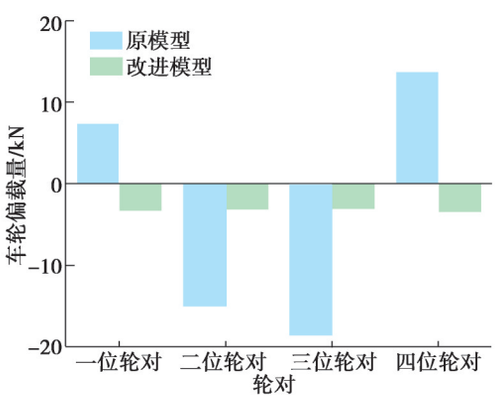
模型种类	一位轮对		二位轮对		三位轮对		四位轮对	
	右轮	左轮	右轮	左轮	右轮	左轮	右轮	左轮
原模型	68.99	68.79	68.27	68.36	67.71	67.90	69.38	69.35
改进模型	69.76	69.68	68.49	68.54	67.95	68.12	70.27	70.13
差值	0.77	0.89	0.22	0.18	0.24	0.22	0.89	0.78

以牵引力 150 kN 为例，改进后的轴重转移量和车轮偏载量如图 17 所示。改进后工程车的轴重转移量与原模型相近，说明改进措施对轴重转移几乎无影响。改进后工程车的车轮偏载量显著下降，车轮偏载量最大仅为 3.41 kN，与原模型相比最大减小了 83.57%，改进措施能显著降低车轮偏载的程度。

改进后工程车轮重减载率的最大值如图 18 所示，曲线工况与前述保持一致。由图 18 可知，改进后工程车轮重减载率的最大值显著下降，相较于改进前最大减小了 27.71%，最大仅为 0.32。



(a) 轴重转移量



(b) 车轮偏载量

图 17　牵引力 150 kN 时改进模型与原模型轴重转移量与车轮偏载量的对比

Fig. 17　Comparison of axle load transfer and wheel eccentric load between the modified model and the original model at the tractive force of 150 kN

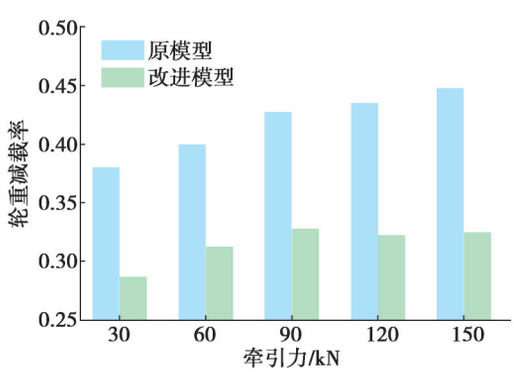


图 18　改进模型与原模型的轮重减载率最大值

Fig. 18　Maximum values of wheel load reduction of the modified model and the original model

5　结论

研究团队基于某液力传动工程车动力学模型和车

轮偏载计算模型，研究车轮偏载现象形成的机理及其影响，同时对其传动系统进行改进，得出如下结论：

①液力传动工程车驱动时存在车轮偏载现象，使得一位和四位轮对左轮增载、右轮减载，二位和三位轮对右轮增载、左轮减载。车轮偏载现象对轮重减载率有直接影响，轮重减载率最大增加了19.68%。

②万向轴传递的力矩造成车轮偏载，力矩的旋转方向影响车轮轮重增减载的情况，逆时针旋转使得轮对左轮增载、右轮减载，顺时针旋转使得轮对右轮增载、左轮减载；力矩的大小影响车轮偏载的程度，力矩越大、偏载越严重。仿真结果与计算结果吻合较好，说明对车轮偏载现象机理分析合理。

③改进措施对轴重转移量几乎无影响，改进后工程车各轮轮重增大了0.18~0.89 kN，车轮偏载量减小83.57%，最大仅为3.41 kN；轮重减载率减小27.71%，最大仅为0.32，有效降低了车轮偏载程度。

参考文献：

[1] LEVA S, MORANDO A P, COLOMBAIONI P. Dynamic analysis of a high-speed train[J]. IEEE transactions on vehicular technology, 2008, 57(1): 107-119.

[2] CHEN Zaigang, ZHAI Wanming, WANG Kaiyun, et al. A locomotive-track coupled vertical dynamics model with gear transmissions[J]. Vehicle system dynamics, 2017, 55 (2): 244-267.

[3] CHEN Zaigang, ZHAI Wanming, WANG Kaiyun. Dynamic investigation of a locomotive with effect of gear transmissions under tractive conditions[J]. Journal of sound and vibration, 2017, 408: 220-233.

[4] CHEN Zaigang, ZHAI Wanming, WANG Kaiyun. Vibration feature evolution of locomotive with tooth root crack propagation of gear transmission system[J]. Mechanical systems and signal processing, 2019, 115: 29-44.

[5] 祁亚运, 戴焕云, 高浩, 等. 考虑驱动系统的高速列车动力学分析[J]. 振动工程学报, 2019, 32(1): 176-183.
QI Yayun, DAI Huanyun, GAO Hao, et al. Dynamic analysis of high-speed train with considering drive system[J]. Journal of vibration engineering, 2019, 32(1): 176-183.

[6] 王自超, 陈再刚, 翟婉明, 等. 考虑齿轮传动系统的重载电力机车轴重转移研究[J]. 铁道学报, 2019, 41(10): 24-29.
WANG Zichao, CHEN Zaigang, ZHAI Wanming, et al. Research on axle load transfer of heavy-haul electric locomotive considering effect of gear transmission system[J]. Journal of the China railway society, 2019, 41(10): 24-29.

[7] 杨明, 陈娟, 金明, 等. 工程车用液力传动装置试验及评定方法的研究与探讨[J]. 铁道技术监督, 2019, 47(7): 29-33.
YANG Ming, CHEN Juan, JIN Ming, et al. Research and discussion on test and evaluation method of hydraulic transmission device for engineering vehicle[J]. Railway quality control, 2019, 47(7): 29-33.

[8] 岳亚皓. 一种适用于窄轨铁路的动力轨道吊杆车[J]. 铁道机车与动车, 2022(8): 21-24.
YUE Yahao. A catenary work vehicle for narrow gauge railways[J]. Railway locomotive and motor car, 2022(8): 21-24.

[9] 全君. 液力传动内燃机车车轴齿轮箱结构设计[J]. 铁道机车与动车, 2018(6): 13-14.
QUAN Jun. Structural design of axle gearbox of hydraulic transmission diesel locomotive[J]. Railway locomotive and motor car, 2018(6): 13-14.

[10] 王自超, 翟婉明, 陈再刚, 等. 考虑齿轮传动系统的重载电力机车动力学性能研究[J]. 机械工程学报, 2018, 54(6): 48-54.
WANG Zichao, ZHAI Wanming, CHEN Zaigang, et al. Dynamic performance of heavy-haul electric locomotive considering effect of gear transmission system[J]. Journal of mechanical engineering, 2018, 54(6): 48-54.

[11] 侯茂锐, 胡晓依, 郭涛, 等. 高速动车组轴箱转臂节点性能对轮轨耦合振动的影响[J]. 交通运输工程学报, 2021, 21 (6): 170-180.
HOU Maorui, HU Xiaoyi, GUO Tao, et al. Effect of axle box rotary arm node performance on wheel-rail coupling vibration for high-speed EMUs[J]. Journal of traffic and transportation engineering, 2021, 21(6): 170-180.

[12] 张昌凡, 豆兵兵, 何静, 等. 基于轴重转移下的机车防空转仿真研究[J]. 机车电传动, 2017(2): 34-38.
ZHANG Changfan, DOU Bingbing, HE Jing, et al. Study on locomotive anti-slip simulation based on axle load transfer[J]. Electric drive for locomotives, 2017(2): 34-38.

[13] 王振宏, 李铁, 马卫华, 等. 轮重偏差对地铁车辆曲线通过性能的影响[J]. 铁道机车车辆, 2021, 41(5): 115-120.
WANG Zhenhong, LI Tie, MA Weihua, et al. Effect of wheel load deviation on curve negotiation performance of metro vehicle[J]. Railway locomotive & car, 2021, 41(5): 115-120.

Study of the wheel eccentric load mechanism in hydraulic engineering vehicles and improvement measures

LIU Jiahui, HUANG Zhihui, YU Hongda, TIAN Mingjie

(State Key Laboratory of Rail Transit Vehicle System, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China)

Abstract: Wheel eccentric load is commonly observed in driven hydraulic engineering vehicles and seriously impacts their operational safety. To address this issue, a dynamic model that accounts for the drive system was established for an engineering vehicle using SIMPACK software. This model was employed to analyze the variation patterns of wheel eccentric load in relation to tractive force and the corresponding effect on the rate of wheel load reduction. Subsequently, the influence of torque transmitted by the cardan shaft on the wheel loads of both sides was examined. Additionally, a calculation model for wheel eccentric load was established in MATLAB software for further theoretical analysis, which revealed the underlying mechanism of wheel eccentric load and facilitated structural modifications aimed at mitigating this imbalance. The results confirmed the presence of wheel eccentric load in hydraulic engineering vehicles under driving conditions. Specifically, for the No. 1 and No. 4 wheelsets, the left wheel load increased while the right wheel load decreased. In contrast, for the No.2 and No.3 wheelsets, the right wheel load increased while the left wheel load decreased. Wheel eccentric load amplified the maximum rate of wheel load reduction by 19.68%, indicting a detrimental effect on the operational safety of the engineering vehicle. Moreover, torque transmitted by the cardan shaft was identified as a contributor to wheel eccentric load, with the direction of torque rotation influencing either an increase or decrease in wheel load, and the magnitude of torque correlating with the extent of wheel eccentric load. The simulation results were in good agreement with the model-based calculations, fully demonstrating the rationality of the analyses. Compared to the original vehicle, the modified engineering vehicle resulted in wheel eccentric load of up to 3.41 kN, reflecting a reduction of up to 83.57%, without any noticeable change in axle load transfer, along with a 27.71% decrease in the rate of wheel load reduction. These results prove the modification is effective in reducing the degree of wheel eccentric load. The research findings can provide a theoretical reference for improving the safety of hydraulic engineering vehicles.

Keywords: engineering vehicle; hydraulic; cardan shaft; wheel eccentric load; rate of wheel load reduction; simulation

收稿日期：2023-12-05；修回日期：2024-08-27