

机车撒砂偏离轨道问题分析及研究

陈 龙¹, 唐 阳², 戴焕云¹, 刘开成¹

(1. 西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 四川 成都 610031;

2. 西南交通大学峨眉校区 机械工程系, 四川 峨眉 614202)

摘 要: 通过理论计算及 SIMPACK 仿真分析, 对运用于我国小半径曲线的某型机车撒砂装置撒砂偏离轨道问题进行了分析研究。理论计算和仿真分析结果表明: 在小半径曲线轨道运行时撒砂装置不能对正轨道中心撒砂, 导致砂子浪费且达不到改善轮轨粘着性能的目的, 影响列车安全运行。针对这一问题, 提出一种新型液压控制装置来有效解决撒砂偏离轨道问题。

关键词: 机车撒砂; 偏离轨道; 理论计算; SIMPACK; 新型液压控制装置

中图分类号: U260.37

文献标识码: A

doi: 10.13890/j.issn.1000-128x.2018.04.017

Analysis and Research of Deviate Track for Locomotive Sanding Device

CHEN Long¹, TANG Yang², DAI Huanyun¹, LIU Kaicheng¹

(1. State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu, Sichuan 610031, China;

2. Department of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University Emei Campus, Emei, Sichuan 614202, China)

Abstract: The theoretical calculation and SIMPACK simulation analysis method were used to analyze the problem of sanding device deviating from its original track of a type of locomotive which was used in small radius curve in China. The theoretical calculation and simulation results showed that in the small radius curve the operation of sanding device could not sand on the center of the track, resulting in sand waste and could not achieve the purpose of improving the performance of the wheel-rail adhesion, which affected the safe operation of the train. Respecting the above-mentioned facts, a new type of hydraulic control device was proposed to solve the problem.

Keywords: locomotive sanding; deviating from track; theoretical calculation; SIMPACK; new hydraulic control device

0 引言

撒砂系统是机车车辆结构的重要组成部分, 撒砂是增加轨道运行车辆轮轨间粘着系数的主要方法, 尤其在紧急制动及恶劣天气等特殊情况下, 撒砂能起到防滑保护的关键性作用。撒砂是通过增加轮轨粘着力以提高机车的牵引力或制动力, 有效地改善机车粘着性能, 保障列车的安全运行。我国现行机车普遍存在小曲线半径处撒砂偏离轨道的问题。为了解决该问题, 文献 [1] 提出采用减压防堵式撒砂装置, 旨在解决砂箱

堵塞问题; 文献 [2] 提出“自锁型气密砂箱盖”, 旨在解决砂箱气密性的问题; 文献 [3] 提出使用矾土粉末的增粘喷砂器, 以增加轮轨粘着力。以上文献主要针对砂箱或撒砂器问题进行改进设计, 而目前国内很少有关于撒砂系统偏离轨道问题的研究。本文针对这一问题进行了理论计算及仿真分析, 并提出一种新型液压控制装置以解决撒砂偏离轨道问题。

1 撒砂偏离轨道问题理论计算

选择我国某型 6 轴客运电力机车建立动力学模型, 该型机车主要运用于高原山地地区客运专线, 对于机车小半径曲线运行计算及仿真有着较强的可参考性, 其总体关键参数如表 1 所示。该型电力机车走行部由 2

收稿日期: 2017-05-25; 修回日期: 2018-02-21

基金项目: 国家重点研发计划资助 (2016YFB1200505); 牵引动力国家重点实验室课题项目 (2015TPL_Z03)

台转向架组成, 每台转向架带有 4 套撒砂装置, 布置在构架端部 4 个角落。

表 1 机车总体参数

轴列式	新造轮 径/mm	轴箱横动 量/mm	转向架中心 距/mm	轴距($l+l$) /mm	轮轴横移 量/mm
C ₀ -C ₀	1 250	$\pm(8,8,8)$	11 570	2 150+2 150	$\pm(2,16,2)$

针对现有撒砂装置存在小半径曲线处撒砂不能够对正轨道的问题, 进行转心位置、偏转角等重要运动量的求解, 由此分析构架上悬吊的撒砂装置的位置变化情况。考虑极端情况下半径为 150 m 的小半径曲线, 已知各车轴横动量为 $\pm(2, 16, 2)$ mm。为了理论计算的可靠, 考虑转向架处于如图 1 所示的最大偏斜位置进行分析。

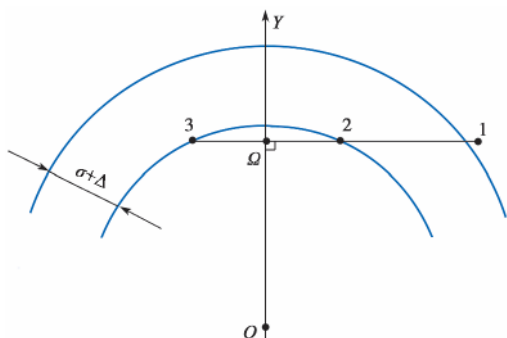


图 1 最大偏斜位置

1.1 机车转向架转心位置求解

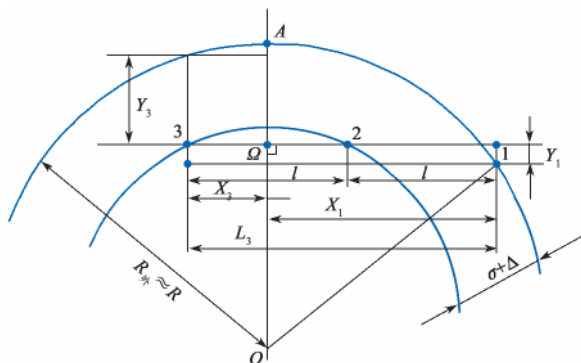
三轴转向架机车通过曲线时, 考虑机车转向架位于如图 2 中 1、2、3 点所示的位置时, 引用文献 [4] 中计算式, 由几何关系可知转心距:

$$X_1 = \frac{L_3}{2} + \frac{R(Y_3 - Y_1)}{L_3} \quad (1)$$

$$X_3 = -(L_3 - X_1) \quad (2)$$

下面进行机车转向架转心位置的求解。根据全间隙 $\sigma + \Delta$ 取值大小与曲线半径关系规定, 150 m 曲线半径取全间隙值为 31 mm, 将 Y_1 、 Y_3 带入式 (1)、式 (2) 得一、三轴转心距:

$$X_1 = \frac{2 \times 2.15}{2} + \frac{150 \times [0.033 - (-0.002)]}{2 \times 2.15} = \frac{2.15 + 1.22}{2} = 3.37 \text{ m}$$



R —曲线半径; l —转向架半轴距; X_1 —转向架一轴转心距; X_3 —转向架三轴转心距; Y_1 —转向架第一轮对横动量; Y_3 —转向架第三轮对横动量

图 2 转向架曲线通过运动分析示意图

$$X_3 = -(4.3 - 3.37) = -0.93 \text{ m}$$

其中: $Y_1 = -0.002$; $Y_3 = (\sigma + \Delta) + 0.002 = 0.031 + 0.002 = 0.033 \text{ m}$ 。

1.2 转向架偏转角求解

设三轴转向架机车半轴距为 l , 每台机车的 2 台转向架转心为 $Q_{\text{前}}$ 及 $Q_{\text{后}}$, 转向架中心与车体转心 Q 车距离为 S_i , 根据图 3 所示关系, 可得前后转向架偏转角:

$$\theta_{\text{前}} \approx \frac{S_1 + l - X_1}{R} \quad (3)$$

$$\theta_{\text{后}} \approx \frac{S_2 - l + X_4}{R} \quad (4)$$

由运动学关系, 当一台机车的前后转向架位置相同时:

$$Y_2 = Y_5, S_1 = S_2 = L_k/2 = 5.79 \text{ m}$$

由式 (3)、式 (4) 可得:

$$\theta_{\text{前}} \approx \frac{S_1 + l - X_1}{R} = \frac{5.79 + 2.15 - 3.37}{150} = 0.0304 \text{ rad} = 1^\circ 74'$$

$$\theta_{\text{后}} \approx \frac{S_2 - l + X_4}{R} = \frac{5.79 - 2.15 + 3.37}{150} = 0.0467 \text{ rad} = 2^\circ 68'$$

该型机车后转向架的第一轮对砂箱 A 位置与车轮距离 AB 为 1.2 m, 在转向架的 4 个砂箱中位置距离相邻车轮最远, 在曲线通过时撒砂管横向偏移量也最大, 因而以此位置的撒砂装置作为研究对象。在 CAD 中进行作图分析计算, 如图 4 所示, B 点代表曲线处第一位轮对外侧车轮位置, D 点代表同一转向架的第三位轮对内侧车轮位置, 当车速较低位于最大偏斜位置时, 设撒砂管标志点由于转向架偏转角而产生的横向移动距离 AC 为 x , 此时, $\angle ABC$ 为对应于上述的 $\theta_{\text{后}}$ 。由于此时各个偏转角的角度值均较小, 计算可近似按式 (5) 处理:

$$\sin \theta_{\text{后}} = \frac{x}{1.2} \quad (5)$$

由式 (5) 求得 $x = 0.056 \text{ m}$, 即砂箱相对于原来对正轨道正中位置横向向轨道外侧偏离了 56 mm。那么撒砂管在通过该曲线时, 如以较宽的 60 轨为例, 轨面宽度为 73 mm, 那么 56 mm 的偏离量已经超过了轨面宽度的一半 (36.5 mm), 而且撒砂位置位于轨道外侧 20 mm 左右, 砂子落于轨道之外, 无法起到撒砂作用。

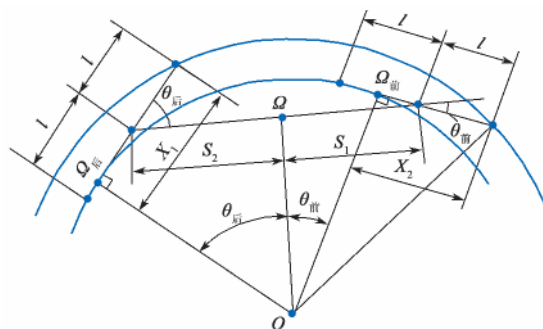


图 3 转向架偏转角图示

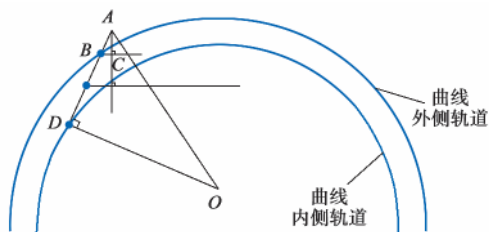


图4 撒砂管位置示意图

同理,当车速较高处于最大外移位置时,代入式(5)可求得,即偏离轨道中心 46 mm 左右,此时撒砂管撒砂处位于轨道外侧 10 mm 左右。

上述研究过程是针对 2 种极限速度情况下的近似计算,但在一般情况下,列车运行速度介于二者之间,那么撒砂管的横向偏移量也就位于两者之间,即在 [46,56]mm 的横移量范围内浮动,说明撒砂管不能对正轨道中心撒砂。

2 偏离轨道问题动力学仿真分析

建立机车整车动力学模型,如图 5 所示,包括 2 台三轴转向架以及 1 个车体,总共 9 个刚体。设置轨道曲线半径为 150 m,并采用德国高干扰谱添加轨道激励,速度设置为 30 km/h。

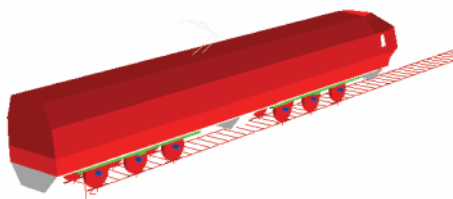


图5 机车整车动力学模型

为了验证上述理论计算的正确性,通过 Simpack 得到如图 6 所示撒砂管标志点横向偏移曲线。可知此时撒砂管相对于轨道外侧最大偏移量约为 18 mm,加上轨道一半的宽度 36 mm,即横向偏离轨道正中心 54 mm,与上述曲线通过理论计算基本相符,验证小半径处撒砂管不能对正轨道。

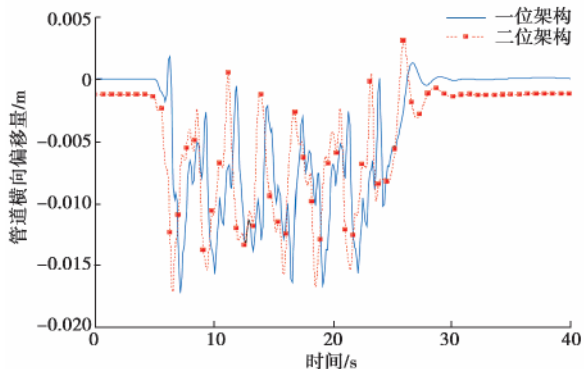


图6 撒砂管标志点横向偏移曲线

3 撒砂偏离轨道问题解决措施

由于机车在曲线通过时车体及轮对均会发生相应的横移运动,现利用这一特点,提出一套新型液压控制

装置,使得撒砂管在发生横向偏移时,通过液压力的传递被迫回到原来对正轨道的位置。液压装置由连接管、液压油、液压缸、三位四通电磁阀、固定滑动槽、U 型连杆组成,安装位置如图 7 所示。

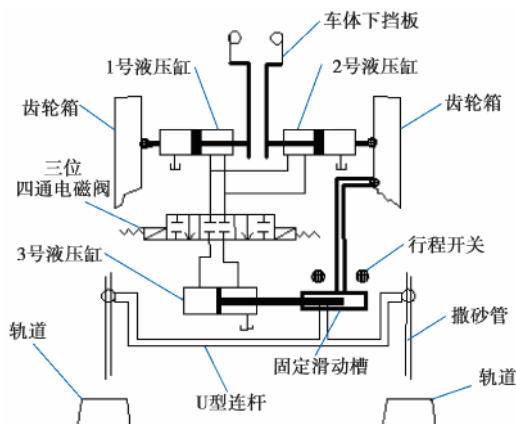


图7 机构组成及安装位置示意图

电磁阀得电时,即齿轮箱装置产生一定横向偏移量触发行程开关,电磁阀位置发生改变,油路导通,车体左右横移分别触发 1 号或 2 号液压缸,此时 1 号、3 号或 2 号、3 号液压缸同时动作。

①齿轮箱左横向移动时,触发左边行程开关,电磁阀变为左位,液压油作用于 3 号液压缸有杆腔,其活塞杆向右移动迫使“U”型连杆也向右运动,撒砂管被带回来对正轨道位置。

②齿轮箱右横向移动时,触发右边行程开关,电磁阀变为右位,液压油作用于 3 号液压缸无杆腔,其活塞杆向左移动迫使“U”型连杆也向左运动,撒砂管被带回来对正轨道位置。

一般情况,齿轮箱安装于轮对车轴上成为一体,在这里认为齿轮箱和轮对在各个时刻横向偏移量及方向相同。为保证齿轮箱横向移动量和“U”型连杆横向移动量几乎相等,液压缸的直径大小需要做相应特殊设计。

本文以 CHN50 型钢轨为例。CHN50 型钢轨上撒砂的有效区域宽度为 46 mm,考虑撒砂喷嘴距离轨道表面还有一定距离,在这里规定喷嘴从轨道正上方向两边横移的极限位置范围为 $-15\sim 15$ mm,该范围在 46 mm 宽度内,能够有效撒砂。对于车体,采用前面动力学模型分析得到的横向位移最大值 35 mm 作为极限位置范围,如图 8 所示。

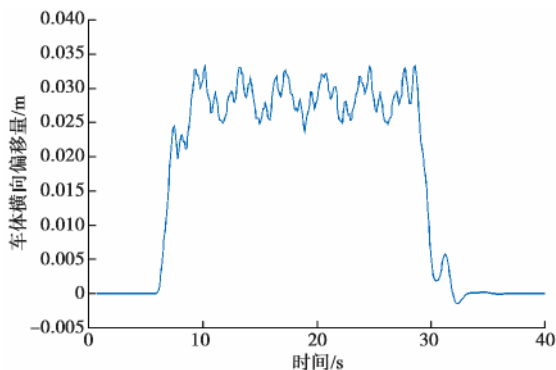


图8 车体横向位移曲线

设 1 号、2 号液压缸底面积为 S_1 ，横向移动距离 h_1 ，3 号液压缸底面积为 S_2 ，横向移动距离为 h_2 。油液在 2 个液压缸间相互传递时进出油液体积相等，大小分别为 V_1 和 V_2 。

①车体与轮对横向位移方向相同时：

$$h_1=35-15=20 \text{ mm}, h_2=15 \text{ mm}$$

由 $V_1=S_1 \times h_1$ ， $V_2=S_2 \times h_2$ ， $V_1=V_2$ 得

$$S_1:S_2=3:4$$

②车体与轮对横向位移方向相反时：

$$h_1=35+15=50 \text{ mm}, h_2=15 \text{ mm}$$

同理可得： $S_1:S_2=3:10$

上述计算方式是考虑车体和轮对均为最大的偏移量时的计算，是一种近似的处理方法。通过计算可以得到机车运行中各种相对偏移情况下液压缸大小的 2 种配比要求。

在曲线通过时，根据机车运行方向，撒砂装置工作分为一、四位轮对撒砂装置同时工作，而三、六位轮对撒砂装置不工作，或者三、六位轮对撒砂装置同时工作，而一、四位轮对撒砂装置不工作 2 种情况。根据前述动力学模型分析，当机车通过曲线时，一、四位轮对与车体横向位移方向相同，而三、六位轮对与车体横移方向相反。因此，该套液压对正装置在一、四位轮对处液压缸底面积设置为 3:4 比例大小，而在三、六位轮对处液压缸底面积设计为 3:10 的比例大小。

此方案设计只是针对该型机车定量分析计算所得，其他配备有撒砂系统的轨道车辆如高速动车组等也可以类比此分析得出结论。由于结构复杂程度问题，目前该解决方案还有待于进一步论证，但这一创新思路仍然是可以探究的，具有一定的可行性。

4 结论

本文从理论计算和动力学仿真分析 2 个角度对机车撒砂装置撒砂偏离轨道问题进行了分析研究并提出了相应解决措施：

①在我国山区小半径曲线上运行的机车车辆普遍存在撒砂不能对正轨道的问题。本文针对此现象进行了仿真分析计算，结果表明撒砂管相对于轨道正中心的横向偏移量在 [46,56]mm 的范围内浮动，撒砂管不能对正轨道中心撒砂。

②目前，机车上撒砂装置大多数仍采用纯机械控制的结构，存在着可控制度较低的问题，且作用方式较为传统，自动化程度不高。本文提出了一种新型液压控制装置，可利用机车各部件间相对运动来控制撒砂管的左右横向移动，以使撒砂管对正轨道撒砂，增加砂子利用率，提高轮轨粘着力，保障车辆运行安全性。该方案进一步论证过后也可以应用于我国高速动车组撒砂系统中，具有较高的实用性和科研价值。

参考文献：

- [1] 孔宪尧. 减压防堵式撒砂装置在东方红 3 型机车上的应用 [J]. 内燃机车, 1985(4): 22.
- [2] 袁顺, 唐薇. 机车用自锁型气密砂箱盖的设计 [J]. 电力机车与城轨车辆, 2009, 32(5): 35-36.
- [3] 大野薰, 林航空. 增粘材料喷射装置 (喷砂器) [J]. 国外内燃机车, 2007, 11(2): 11-14.
- [4] 王伯铭. 城市轨道交通车辆工程 [M]. 成都: 西南交通大学出版社, 2007.
- [5] 国家标准局. 铁道车辆动力学性能评定和试验鉴定规范: GB/T 5599—85 [S]. 北京: 中国标准出版社, 1985.
- [6] 蒋红果, 徐红星. 撒砂装置在低地板车辆上的应用 [J]. 铁路技术创新, 2013(6): 93-95.
- [7] 张冲隆, 刘波. 轻轨客车撒砂装置改造 [J]. 轨道交通装备与技术, 2013(5): 27-28.
- [8] 杨明辉. 半主动悬挂机车横向动力学性能研究 [D]. 成都: 西南交通大学, 2005.
- [9] 陈亚, 章易程, 刘晓文, 等. 轮轨间撒砂的研究综述及思考 [J]. 电力机车与城轨车辆, 2015, 38(1): 1-4.
- [10] Werner Bartling, 李垒. 铁路车辆新型撒砂系统 [J]. 国外内燃机车, 2010(1): 10-14.

作者简介: 陈 龙 (1993—), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为车辆系统动力学。

动态消息

《机车电传动》不接受 电子邮件投稿的通知

本刊于 2016 年开始使用采编系统收稿, 稿件全部从《机

车电传动》网站的在线投稿系统中登记, 不再接受电子邮件投稿。请投稿作者到我刊官网 (<http://edl.crrczic.cc/>) 进行注册账号后再按照要求投稿。如遇网站异常, 可与编辑部联系 (0731-28498221, 28498141), 我们会尽快为您处理。如果给您带来不便, 敬请谅解。

《机车电传动》编辑部