

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2020.12.013

# 基于键合图的动力稳定装置 夹钳油缸的参数优化研究\*

李佳奇<sup>1</sup>, 王立华<sup>1\*</sup>, 严波<sup>2</sup>

(1. 昆明理工大学机电工程学院, 云南昆明 650500; 2. 昆明理工大学艺术与传媒学院, 云南昆明 650500)

**摘要:**针对动力稳定装置液压油缸的工作压强及液压油缸进出口液阻系数对作业效果的影响问题,对动力稳定装置的轮轨接触特性以及钢轨的受力特征等进行了分析,提出了一种基于键合图理论、Hertz 非线性接触理论以及 Euler 梁理论建立的动力稳定装置-轨道横向耦合系统的键合图模型。进行了动力稳定装置的现场实验,并提取了动力稳定装置的横向加速度与轨枕的横向加速度,与仿真结果进行了对比分析,验证了模型的正确性;分析了夹钳油缸的工作压强以及液压油缸进出口液阻参数对轮轨间能量传递效率与作业效果的影响。研究表明:增大液压油缸工作压强能稳固轮轨关系,同时会激增轮轨间能量传递效率;液压油缸进出口液阻系数也与作业效果正相关。

**关键词:**动力稳定装置;键合图理论;液压油缸;轮轨接触;间隙传动

**中图分类号:**TH137.51;TH113.22;U269.32

**文献标识码:**A

**文章编号:**1001-4551(2020)12-1479-06

## Parameter optimization of clamping cylinder for dynamic stabilization unit based on bond graph

LI Jia-qi<sup>1</sup>, WANG Li-hua<sup>1</sup>, YAN Bo<sup>2</sup>

(1. Faculty of Mechanical Engineering, Kunming University of Science and Technology, Kunming 650500, China;

2. Faculty of Art And Communication, Kunming University of Science and Technology, Kunming 650500, China)

**Abstract:** Aiming at issues of the working pressure of hydraulic cylinder and the coefficients at inlet and outlet of clamping hydraulic cylinder effect the working results, the roller rail characteristics and contact characteristics of the rail were studied. A dynamic stabilization unit bond graph model based on the bond graph theory, Hertz nonlinear contact theory and Euler beam theory, which includes a hydraulic and a mechanical system, was proposed. The lateral accelerations of the dynamic stabilization unit and sleeper were compared with the experimental results to verify the accuracy of the model. The impacts of the working pressure and hydraulic resistance parameters of the hydraulic cylinder on working results were summarized. The results indicate that increasing the working pressure of the hydraulic cylinder can stabilize the roller rail relationship and surge the energy transfer efficiency of the rollers and rails. The hydraulic resistance coefficients of the hydraulic cylinder inlet and outlet are also positively related to the working effect.

**Key words:** dynamic stabilization unit; bond graph theory; hydraulic cylinder; roller rail contact; gap drive

## 0 引言

轨道动力稳定车是一种针对道床松散横向阻力不够的一种大型铁路养护设备,具有极高的工作效率。

其中,动力稳定车中的核心部件为动力稳定装置,主要作用为产生水平激振力,传递下压力<sup>[1,2]</sup>。

目前,已有很多学者对动力稳定装置进行了研究。程立<sup>[3]</sup>采用了试验与定性分析相结合的方式,对 WD-

收稿日期:2020-03-11

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51765023)

作者简介:李佳奇(1995-),男,吉林长春人,硕士研究生,主要从事机械动力学方面的研究。E-mail:Richie2008@163.com

通信联系人:王立华,男,教授,博士生导师。E-mail:kmwanglihua@163.com

320 型动力稳定车的横向稳定性进行了分析,得出了车辆转向架心盘踞、整车偏载增加的原因,同时得出 XJJ-60K 型金属橡胶减振器的减振性能不稳定等因素是造成装置不稳定的主要原因。吴汶滨<sup>[4]</sup>针对 WD-320 动力稳定装置箱体容易底板断裂工程问题,采用有限元法分析了裂纹形成的主要原因,并且从选材以及结构两方面提出了解决问题的方法。

20 世纪 50 年代, PAYNTER H M 提出了键合图理论,根据键合图模型,可以建立规则化的状态方程<sup>[5]</sup>;刘宏飞等<sup>[6]</sup>基于双因果键合图模型的因果路径分析法,提出了一种以系统故障可隔离性为性能指标的方法,并用实验加以了验证;KAZEMI M G 等<sup>[7]</sup>基于切观测器和键合图方法相结合的故障检测方案,提出了一种基于平均观测时间方法的线性连续时间切换系统。FAN X 等<sup>[8]</sup>提出了一种先导式压力调节电磁阀的建模方法,并验证了模型的正确性;NARWAL A K 等<sup>[9]</sup>基于键合图理论,建立了柔性联轴器模型,求解出了激振频率的取值范围;MONTAZERI-GH M 等<sup>[10]</sup>基于键合图方法,对喷气发动机动力性能和飞机的运动进行了仿真;SINGH R 等<sup>[11]</sup>基于键合图理论,建立了两足 Biped 机器人的三维模型,然后将键合图模型转换为 Simulink 模型,验证了模型的正确性。

综上所述,目前对动力稳定装置的研究主要是采用有限元法,对装置局部的疲劳寿命进行分析,或者是针对装置运行过程中的横向稳定性进行分析,但是缺少对包含液压油缸在内的动力稳定装置-轨道横向耦合系统进行的研究。

由于键合图理论可以针对多能域系统进行建模,且对动力稳定装置-轨道横向耦合系统具有极强的适用性,笔者提出一种基于键合图理论、Hertz 非线性接触理论以及 Euler 梁理论的动力稳定装置-轨道横向耦合系统的键合图模型。

## 1 动力稳定装置工作原理

动力稳定装置是动力稳定车中的核心组成部分,其示意图如图 1 所示。

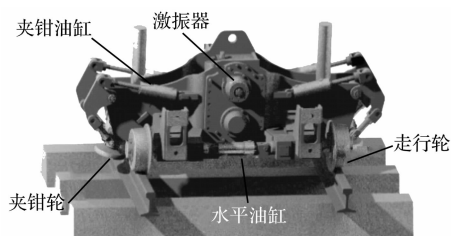


图 1 动力稳定装置示意图

动力稳定装置由激振器中液压马达带动主轴旋转

以及主轴上偏心块旋转,经啮合齿轮驱动从动轴旋转,带动从动轴偏心块旋转,产生水平振动,并经过下压力的配合,使道砟以一种稳定的结构重新排列,以提高道床整体的横向阻力。

动力稳定装置中的走行轮具有引导稳定装置在钢轨上走行,将水平激振力及下压力传递给钢轨的作用。稳定装置中的夹钳轮主要是与走行轮共同作用夹紧钢轨,使动力稳定装置与钢轨形成一体,从而更好地传递激振力。

## 2 轮轨接触分析及键合图模型

考虑到轮轨间的间隙接触与冲击力,笔者采用 Hertz 非线性弹性力  $F_k$ <sup>[12]</sup> 与粘滞阻力  $F_c$  的分段函数及布尔运算,对夹钳轮、走行轮与钢轨间间隙传动的动态特性进行研究。

一对夹钳轮与钢轨对应 Hertz 非线性弹性力分段函数表达式为:

$$F_k = \begin{cases} \left| \frac{\delta Z_n(t)}{G} \right|^{\frac{3}{2}} & \delta Z_n(t) < 0 \\ 0 & \delta Z_n(t) \geq 0 \end{cases} \quad (1)$$

轮轨相对运动接触面的粘滞阻力分段函数为:

$$F_c = \begin{cases} cv & \delta Z_n(t) < 0 \\ 0 & \delta Z_n(t) \geq 0 \end{cases} \quad (2)$$

采用布尔运算表述上式,可得出间隙传动状态方程为:

$$\begin{cases} F_k = u_1 F_{k1} + u_2 F_{k2} \\ F_c = \phi_1 F_{c1} + \phi_2 F_{c2} \end{cases} \quad (3)$$

式中: $\delta Z_n$ —轮轨间嵌入量; $G$ —轮轨间接触常数; $c$ —轮轨间阻尼系数; $v$ —轮轨间相对速度; $u_1$ —布尔变量; $u_2$ —布尔变量; $\phi_1$ —布尔变量; $\phi_2$ —布尔变量。

$u_1$ 、 $u_2$ 、 $\phi_1$ 、 $\phi_2$  对应的状态为:

$$\begin{cases} u_1 : F_{k1} = \left| \frac{\delta Z_n(t)}{G} \right|^{\frac{3}{2}} & \delta Z_n(t) < 0 \\ u_2 : F_{k2} = 0 & \delta Z_n(t) \geq 0 \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{cases} \phi_1 : F_{c1} = cv & \delta Z_n < 0 \\ \phi_2 : F_{c2} = 0 & \delta Z_n \geq 0 \end{cases} \quad (5)$$

每个方程中若一个布尔变量为 1,另一个则为 0。动力稳定装置中其他夹钳轮、走行轮与钢轨的间隙传动表达式与上式类似,只是弹性力与阻尼力的正负与取值区间取决于轮轨相对位置。

## 3 液压油缸及其键合图模型

动力稳定装置的液压回路有卸荷保压系统,当液

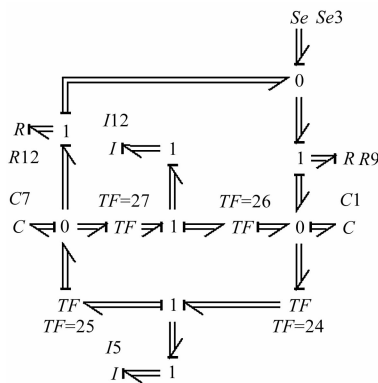
压回路所受压强过大时,卸荷阀将会卸掉液压回路中的压强,保持液压回路压强的恒定。

动力稳定装置液压油缸的原理为:

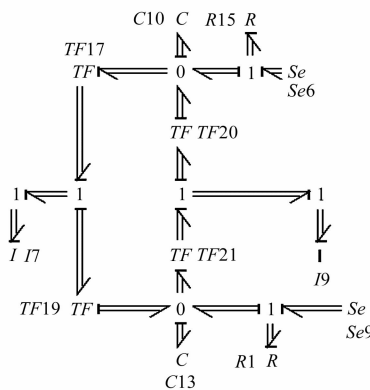
$$\begin{cases} F_{a1} = A_1 p_1 - A_2 p_2 \\ F_{a2} = A_1 p_1 - A_2 p_2 \\ A_1 (v_1 - v_2) = Q_1 \\ A_2 (v_1 - v_2) = Q_2 \end{cases} \quad (6)$$

式中: $A_1$ —有杆腔的有效面积; $A_2$ —无杆腔的面积; $Q_1$ —为输入流量; $p_1$ —压强; $Q_2$ —输出口流量; $p_2$ —压强; $F_{a1}$ —活塞输出力; $F_{a2}$ —液压油缸缸体输出力; $v_1$ —活塞杆速度; $v_2$ —液压油缸缸体速度。

液压油缸的键合图模型如图 2 所示。



(a) 夹钳油缸键合图模型



(b) 水平油缸键合图模型

图 2 液压油缸键合图模型

$I_{12}$ —夹钳油缸缸体质量; $I_9$ —水平油缸缸体质量; $I_5$ —夹钳油缸活塞质量; $I_7$ —水平油缸活塞质量; $C_1$ —夹钳油缸无杆腔液容; $C_{13}$ —水平油缸无杆腔液容; $C_7$ —夹钳油缸有杆腔液容; $C_{10}$ —水平油缸有杆腔液容; $R_{12}$ —夹钳油缸出油口液阻; $R_9$ —夹钳油缸进油口液阻; $R_1$ —水平油缸进油口液阻; $R_{15}$ —水平油缸出油口液阻; $Se_9$ —进油口压强; $Se_6$ —出油口压强; $Se_3$ —差动连接的供油压强

图 2 中,动力稳定装置的夹钳油缸为差动连接,油缸的进出油压等于液压回路的压强,活塞杆因为有杆腔与无杆腔的压力差向前伸出,对轮对提供压力;水平油缸的出油口直接与油箱相连接,所以水平油缸的进

油口压强等于液压回路压强,出油口压强为 0 MPa。

夹钳油缸与水平油缸的键合图模型均考虑了油缸的液容效应及进出油口处的液阻效应。

### 4 轨道键合图模型

虽然理论上钢轨为无限长度支撑梁,但当计算长度取足够长,提取到足够的模态组数时,可以获得相对精确的结果<sup>[13]</sup>。基于 Euler 梁建模时,钢轨所受的力分别为走行轮、夹钳轮与走行轮对于钢轨的横向作用力,及扣件对钢轨提供的横向支撑力。

钢轨柔性化键合图理论模型如图 3 所示。

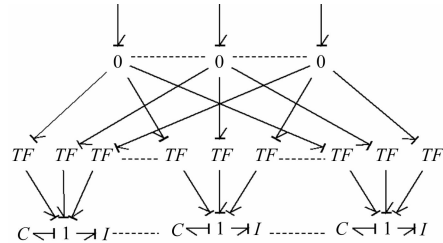


图 3 钢轨柔性化键合图理论模型

0—梁上的等势节点;TF—振型函数  $\phi(x)$ ;C—模态刚度  $k_i$ ;I—模态惯性  $M_i$ ;1—广义坐标  $q(t)$

模态刚度  $K_i$  与模态惯性  $M_i$  分别为:

$$\begin{cases} M_i = \int_0^l \rho A \varphi_i(x)^2 dx \\ K_i = M_i \omega_i^2 \end{cases} \quad (7)$$

式中: $\omega_i$ —梁的固有频率; $\rho$ —钢轨密度; $A$ —钢轨的横截面积。

单根钢轨与 2 个动力稳定装置的 6 个车轮接触点的振型函数表达式为:

$$\begin{cases} \varphi_i(x_1) = \sqrt{\frac{2}{\rho A l}} \sin \frac{i\pi(x_{w0} + vt)}{l} \\ \varphi_i(x_2) = \sqrt{\frac{2}{\rho A l}} \sin \frac{i\pi(x_{c0} + vt)}{l} \\ \varphi_i(x_3) = \sqrt{\frac{2}{\rho A l}} \sin \frac{i\pi(x_{i0} + vt)}{l} \\ \varphi_i(x_4) = \sqrt{\frac{2}{\rho A l}} \sin \frac{i\pi(x_{w1} + vt)}{l} \\ \varphi_i(x_5) = \sqrt{\frac{2}{\rho A l}} \sin \frac{i\pi(x_{c1} + vt)}{l} \\ \varphi_i(x_6) = \sqrt{\frac{2}{\rho A l}} \sin \frac{i\pi(x_{i1} + vt)}{l} \end{cases} \quad (8)$$

式中: $x_{w0}$ —前动力稳定装置前走行轮坐标; $x_{c0}$ —前动力稳定装置夹钳轮坐标; $x_{i0}$ —前动力稳定装置后走行轮坐标; $x_{w1}$ —后动力稳定装置前走行轮坐标; $x_{c1}$ —后动力稳定装置夹钳轮坐标; $x_{i1}$ —后动力稳定装置后走行轮坐标; $v$ —动力稳定装置的走行速度; $l$ —钢轨长度。

### 5 整体键合图模型

为确保结论准确可靠,笔者选取 100 m 长钢轨,

167 根轨枕,及钢轨的前 100 阶模态用于计算。

动力稳定装置-轨道横向耦合系统键合图模型如

图 4 所示。

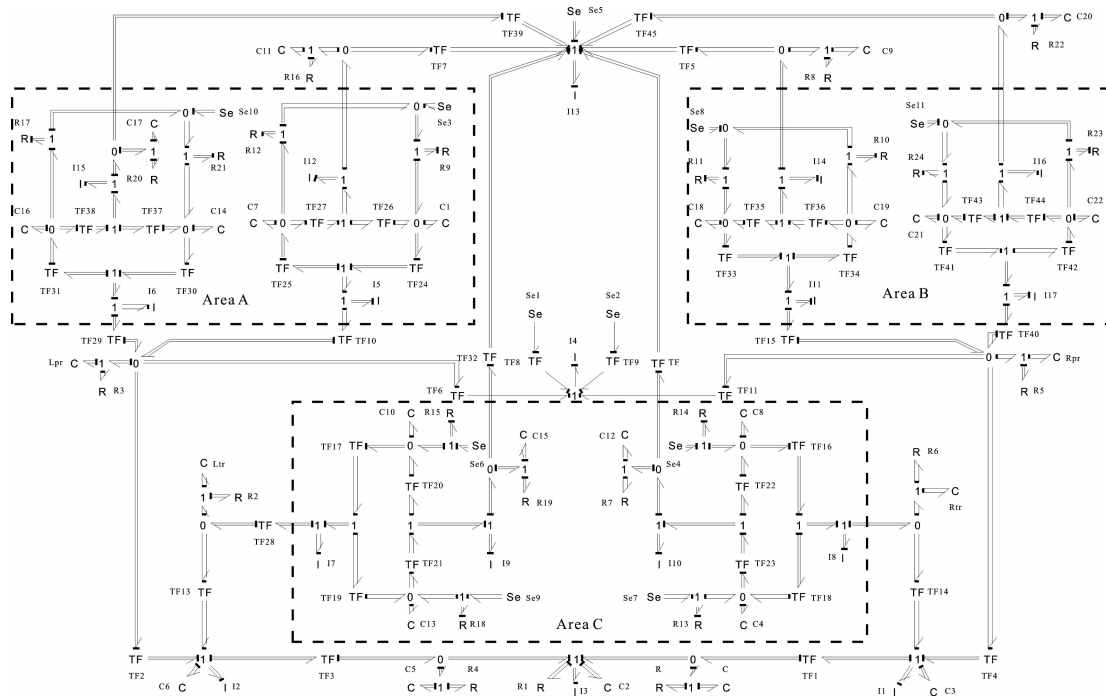


图 4 动力稳定装置-轨道横向耦合系统键合图模型

Se5—激振源;I13—动力稳定装置质量;TF13—左端走行轮在钢轨上振型函数;TF14—右端走行轮在钢轨上振型函数;TF2—左端夹钳轮在钢轨上振型函数;TF4—右端夹钳轮在钢轨上振型函数;TF1—右端扣件在钢轨上振型函数;TF3—左端扣件所对应钢轨位置的振型函数;Lpr—左端夹钳轮与钢轨间的弹性力;Rpr—右端夹钳轮与钢轨间的弹性力;R5 右端夹钳轮与钢轨间的阻尼力;R3—左端夹钳轮与钢轨间的阻尼力;C—右端扣件的刚度;C5—左端扣件的刚度;R—右端扣件的阻尼;R4—左端扣件的阻尼;C2—轨枕道砟间的弹性力;R1—轨枕道砟间的阻尼力;I3—轨枕质量;TF6—右端轮轨接触力与动力稳定装置转矩的比例关系;TF11—左端轮轨接触力与动力稳定装置转矩的比例关系;TF8—前激振力与动力稳定装置转矩的比例关系;TF9—后激振力与动力稳定装置转矩的比例关系;Se1—前激振力;Se2—后激振力;I4—动力稳定装置的转动惯量;I5—左端前夹钳轮质量;I6—左端后夹钳轮质量;I11—右端前夹钳轮质量;I17—右端后夹钳轮质量;I6—动力稳定装置车轮质量;C6, C3—钢轨左端与右端的模态刚度;I12, I1—钢轨左端与右端的模态惯性;Area A—动力稳定装置的左端夹钳油缸键合图模型;Area B—右端夹钳油缸键合图模型;Area C—水平油缸键合图模型

笔者建立了完整的动力稳定装置轨道耦合模型,共包括 2 个动力稳定装置,考虑了动力稳定装置走行、横向振动与摆头转动 3 个自由度;将道床与轨枕间的接触简化为弹簧阻尼系统;同时也考虑了液压油缸的双向支撑作用。

### 6 仿真结果与实验结果对比

#### 6.1 动力稳定车试验

为了验证键合图模型的准确性,笔者进行了轨道动力稳定车现场实车实验,装置现场实验图如图 5 所示。

笔者在动力稳定装置与轨枕上分别安装了加速度传感器,以便提取动力稳定装置与轨枕的横向加速度。

#### 6.2 理论模型验证

为验证仿真结果的准确性,笔者将激振频率为



图 5 动力稳定装置现场实验图

35 Hz 下动力稳定装置与轨枕横向加速度的实验结果与仿真结果进行对比。

动力稳定装置-轨道横向耦合系统具体的参数如表 1 所示。

表 1 动力稳定装置-轨道横向耦合系统参数

名称	数值
钢轨单位长度质量/( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}$ )	60.64
钢轨弹性模量/( $\text{N} \cdot \text{m}^{-2}$ )	$2.059 \times 10^{11}$
钢轨垂直轴截面惯性矩/ $\text{m}^4$	$0.524 \times 10^{-5}$
钢轨密度/( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ )	$0.786 \times 10^4$
轨枕质量/kg	237
单根钢轨扣件间距/m	0.6
轨枕道砟间刚度/( $\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$ )	$5 \times 10^7$
轨枕道砟间阻尼/( $\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ )	4 000
单个动力稳定装置质量/kg	3 500
走行速度/( $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ )	0.42
扣件横向刚度/( $\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$ )	$8.79 \times 10^6$
扣件横向阻尼/( $\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$ )	1 927.96

实验与仿真响应结果的对比图如图 6 所示。

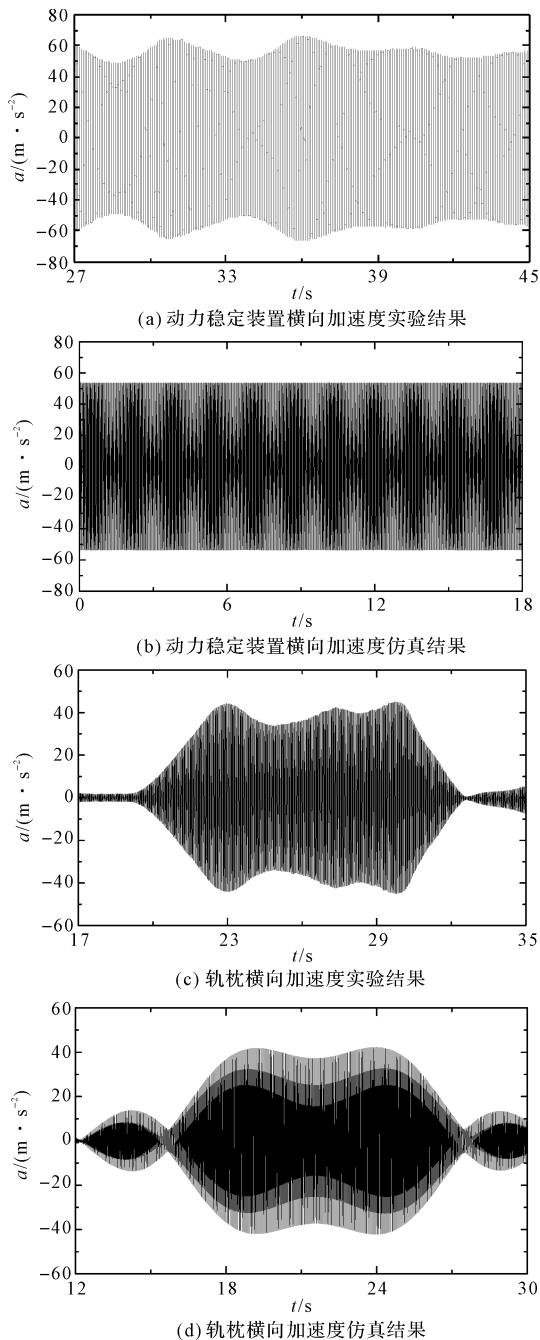


图 6 实验与仿真响应结果的对比图

从图 6 中可知,动力稳定装置的横向加速度在  $50 \text{ m/s}^2$  上下波动,横向加速度稳定在  $53 \text{ m/s}^2$ ;从对比结果可知,仿真结果与实验结果幅值较为贴近,并且趋势相同,很好地反映了动力稳定装置的横向振动特性;

从图 6 中还可知,轨枕的仿真结果与实验结果幅值较为贴近,并且趋势相同,反映了 2 个动力稳定装置从轨枕上方经过时轨枕加速度的动态特征;随着第 1 个动力稳定装置靠近加速度幅值逐渐增大,第 1 个动力稳定装置远离后加速度幅值逐渐减小,到第 2 个动力稳定装置靠近远离重复上面结果。

### 7 基于整体键合图模型的仿真分析

在传递激振力与维持轮轨的关系中,液压油缸起到了至关重要的作用。

在激振频率为 30 Hz,水平油缸为 6 MPa 的情况下,夹钳油缸不同压强对应的轮轨间相对距离(正数为轮轨嵌入深度,负数为轮轨间隙)如图 7 所示。

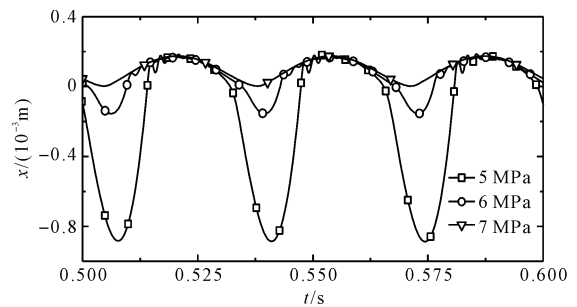


图 7 不同油缸压强下的轮轨相对距离

图 7 中,当动力稳定装置夹钳油缸工作压力为 5 MPa 时,夹钳轮与钢轨间产生  $0.0009 \text{ m}$  左右的较大间隙;当达到夹钳油缸的工作压强为 7 MPa 时,轮轨间隙为  $0 \text{ m}$ 。由此可见,在此情况下可以维持相对稳定的轮轨关系。

笔者在 20-Sim 仿真软件中,对夹钳油缸的压强进行参数扫描,得到不同压强下的轮轨间能量传递效率。

不同油缸压强下的轮轨能量传递效率如图 8 所示。

图 8 中,在轮轨间隙消除时(夹钳油缸工作压力为 7 MPa)轮轨间能量传递效率会从 30% 激增到 99% 左右,提升了 66%。这是由于当轮轨间隙消除时,不存在轮轨间的冲击力,因此阻尼力对能量的消耗急剧减少,从而较大程度地提升了轮轨间能量的传递效率。

同样的,在 20-Sim 仿真软件中,对激振频率 30 Hz,夹钳油缸为 10 MPa,水平油缸为 6 MPa 时的夹钳油缸的进出油口的液阻参数进行参数扫描,得到不同液阻参数下的轨枕单位时间内位移的绝对值之和。

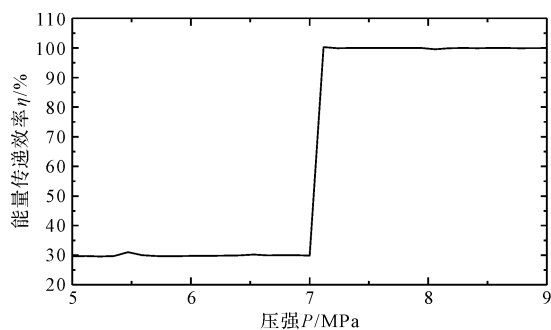


图 8 不同油缸压强下的轮轨能量传递效率

不同液阻系数对应的轨枕总位移如图 9 所示。

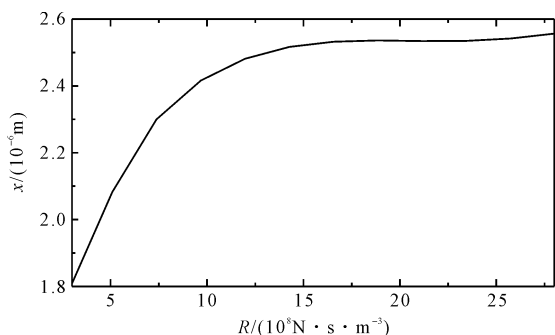


图 9 不同液阻系数对应的轨枕总位移

从图 9 中可以看出,进油口出油口处的液阻也会对作业效果产生很大的影响;随着液阻系数的不断增大,动力稳定装置的作业效果变得明显,且当液阻参数达到  $1.2 \times 10^9 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}^5$  后趋于稳定。

## 8 结束语

为准确地模拟动力稳定装置实际作业的动态特性,笔者分别针对轮轨间 Hertz 非线性接触特性、轮轨间间隙传动、油缸的结构特性等进行了分析;结合 Euler 梁理论建立了动力稳定装置-轨道横向耦合模型,并根据对上述模型的分析得出以下结论:

(1) 当激振频率恒定时,如果夹紧液压缸的压力增加,则轮轨关系将变得更紧密,从而可以提高能量的传递效率;在激振频率为 30 Hz 时,至少需要 7 MPa 的压强才能维持稳定的轮轨关系;当轮轨间隙消失时,轮轨间能量传递效率会激增 66%;

(2) 随着夹钳油缸的进出油口液阻系数的增加,可以明显改善动力稳定装置的工作效果;液阻参数至少要求  $1.2 \times 10^9 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}^5$ ,才能保证工作效果。

## 参考文献 (References):

- [1] 毛必显. 轨道动力稳定车[M]. 北京:中国铁道出版社, 2008.
- [2] 严波. 动力稳定车作业过程的动力学特性研究[D]. 昆明:昆明理工大学机电工程学院, 2017.
- [3] 程立. 提高 WD320 型动力稳定车横向平稳性性能方法的探讨[J]. 铁道机车车辆, 1997(2):49-51.
- [4] 吴汶滨. WD-320 型稳定装置箱体的改进[J]. 机车车辆工艺, 1999(4):12-14.
- [5] BORUTZKY W. Bond graph methodology\_development and analysis of multidisciplinary dynamic system models[M]. London: Springer, 2010.
- [6] 刘宏飞, 于黎明, 张柱, 等. 基于键合图模型的 SHA/EMA 余度系统的故障诊断[J]. 北京航空航天大学学报, 2019, 45(4):760-768.
- [7] KAZEMI M G, MONTAZERI M. Fault detection of continuous time linear switched systems using combination of bond graph method and switching observer[J]. ISA Trans, 2019(94):338-351.
- [8] FAN X, FANG M, HE Y, et al. Modeling and dynamic analysis of a pilot-operated pressure-regulating solenoid valve used in automatic transmission with bond graphs[J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2019, 41(9):1-13.
- [9] NARWAL A K, VAZ A, GUPTA K D. Study of dynamics of soft contact rolling using multibond graph approach[J]. Mechanism and Machine Theory, 2014(75):79-96.
- [10] MONTAZERI-GH M, FASHANDI S A M. Bond graph modeling of a jet engine with electric starter[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering, 2018, 233(9):3193-3210.
- [11] SINGH R, BERA T K. Bond graph approach for dynamic modelling of the biped robot and application to obstacle avoidance[J]. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 2019, 41(10):1-12.
- [12] CHEN G, ZHAI W M. A new wheel/rail spatially dynamic coupling model and its verification[J]. Vehicle System Dynamics, 2004, 41(4):301-322.
- [13] 翟婉明. 车辆-轨道耦合动力学[M]. 北京:科学出版社, 2015.

[编辑:程浩]

### 本文引用格式:

李佳奇, 王立华, 严波. 基于键合图的动力稳定装置夹钳油缸的参数优化研究[J]. 机电工程, 2020, 37(12):1479-1484.

LI Jia-qi, WANG Li-hua, YAN Bo. Parameter optimization of clamping cylinder for dynamic stabilization unit based on bond graph[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2020, 37(12):1479-1484.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>