

文章编号 :1009 - 1270(2001)01 - 0040 - 03

用变步长法研究电力机车蛇形振动

邵建敏 , 刘建秀

(郑州轻工业学院机电科学与工程系 ,河南 郑州 450002)

摘 要 :将机车作为一个整体系统 ,用 17 个自由度描述机车在一般情况下横向平面的空间位置 .考虑到一系、二系悬挂装置的弹性支承以及减振器的阻尼特性 ,建立了四轴转向架式车辆蛇形运动力学模型 ,列出运动微分方程 .用变步长法求出的特征值研究车辆蛇形运动稳定性及机车临界速度 .结论为 :增大轮对的横向及纵向刚度和阻尼 ,可以减小转向架和车体的蛇形运动 .得出了合理的优化参数 ,并提出了改进措施 .将液压减振器改为电磁液压减振器或蛇形减振器 ,用锥式弹簧代替原来的柱式弹簧 .

关键词 :电力机车 ; 临界速度 ; 蛇形运动 ; 优化参数

中图分类号 :U 260.112 文献标识码 :A

随着世界经济的发展 ,铁路竞争的竞争将是速度的竞争 .早在 80 年代初 ,工业发达的德国、法国、意大利、英国等已经使用时速达 160 km/h 及以上的客车 ,除前苏联、日本外 ,目前上述国家一般列车的运行速度已由 160 km/h 提高到 200 km/h ,高速列车的运行速度如法国、日本、德国、意大利等国已达到 260 km/h ~ 300 km/h ,最高试验速度是 :1988 年德国的 ICE 型高速列车达到 406.9 km/h ,1990 年法国的 TGV - A 型试验车速达到 515.3 km/h ,创造了轮轨粘着列车的最高记录 .

我国列车的性能与上述国家相比 ,还存在很大差距 ,如引擎的功率不够 ,铁路负荷太重(大约牵引 16 节车厢 ,而国外不超过 10 节)等 .由于列车长 ,每节车厢人数不稳定 ,使得它们蛇形运动的临界速度不同 ,并存在耦合运动 ,所以列车可运行的速度范围很小 .本文就我国电力机车的蛇形运动进行分析 ,提出相应的改进措施和优化参数 .

1 力学模型的建立

为便于分析 ,结合实际情况 ,作如下假设^[1] :
①一系和二系悬挂(包括定位)的特性为线性 ;
②车体是刚性的 ;
③车厢间的耦合为弱耦合 ;
④车体对于通过重心的径向垂直平面左右对称 ;
⑤各车厢前后转向架结构与各元件参数完全相同 ;
⑥转向架构架在一系与二系悬挂之间构成侧滚振动 .

依据以上假设 ,如轮对沿平直轨道运行 ,忽略轮对侧滚的影响 ,整车的自由度为 :每一轮对有横摆及摇头 2 个自由度 ,对每一车厢的 4 位轮对 ,共计 8 个自由度 ,前后转向架各有横摆、摇头及侧滚 3 个自由度 ;车体有横摆、摇头及侧滚 3 个自由度 ,共计 17 个自由度 .图 1 仅列出 4 位轮对、前后转向架及车体沿 y 方向横摆运动的微分方程 ,摇头及侧滚运动方程可采用相应方法列出 .

轮对横摆 :

$$\begin{aligned} m\ddot{y}_{m1} + K_{13}(y_{m1} - y_{11} - l_1\Psi_{11} - h_4\theta_{11}) + \\ C_{13}(\dot{y}_{m1} - \dot{y}_{11} - l_1\dot{\Psi}_{11} - h_4\dot{\theta}_{11}) + \\ 2f_{22}(\dot{y}_{m1}/V - \Psi_{m1}) + K_g \cdot y_{m1} = 0 , \\ m\ddot{y}_{m2} + K_{13}(y_{m2} - y_{11} + l_1\Psi_{11} - h_4\theta_{11}) + \\ C_{13}(\dot{y}_{m2} - \dot{y}_{11} + l_1\dot{\Psi}_{11} - h_4\dot{\theta}_{11}) + \\ 2f_{22}(\dot{y}_{m2}/V - \Psi_{m2}) + K_g \cdot y_{m2} = 0 , \\ m\ddot{y}_{m3} + K_{13}(y_{m3} - y_{12} - l_1\Psi_{12} - h_4\theta_{12}) + \\ C_{13}(\dot{y}_{m3} - \dot{y}_{12} - l_1\dot{\Psi}_{12} - h_4\dot{\theta}_{12}) + \\ 2f_{22}(\dot{y}_{m3}/V - \Psi_{m3}) + K_g \cdot y_{m3} = 0 , \\ m\ddot{y}_{m4} + K_{13}(y_{m4} - y_{12} + l_1\Psi_{12} - h_4\theta_{12}) + \\ C_{13}(\dot{y}_{m4} - \dot{y}_{12} + l_1\dot{\Psi}_{12} - h_4\dot{\theta}_{12}) + \\ 2f_{22}(\dot{y}_{m4}/V - \Psi_{m4}) + K_g \cdot y_{m4} = 0 . \end{aligned}$$

前转向架横摆 :

$$\begin{aligned} M_1\ddot{y}_{11} - K_{13}(y_{m1} - y_{11} - l_1\Psi_{11} - h_4\theta_{11}) - \\ K_{13}(y_{m2} - y_{11} + l_1\Psi_{11} - h_4\theta_{11}) - \end{aligned}$$

收稿日期 2000 - 11 - 10 ;修订日期 2000 - 12 - 28

基金项目 河南省科技攻关项目(001120120)

作者简介 邵建敏(1965 -) ,女 ,河南省巩义市人 ,郑州轻工业学院讲师 ,硕士 ,主要从事机械设计及振动方面的研究

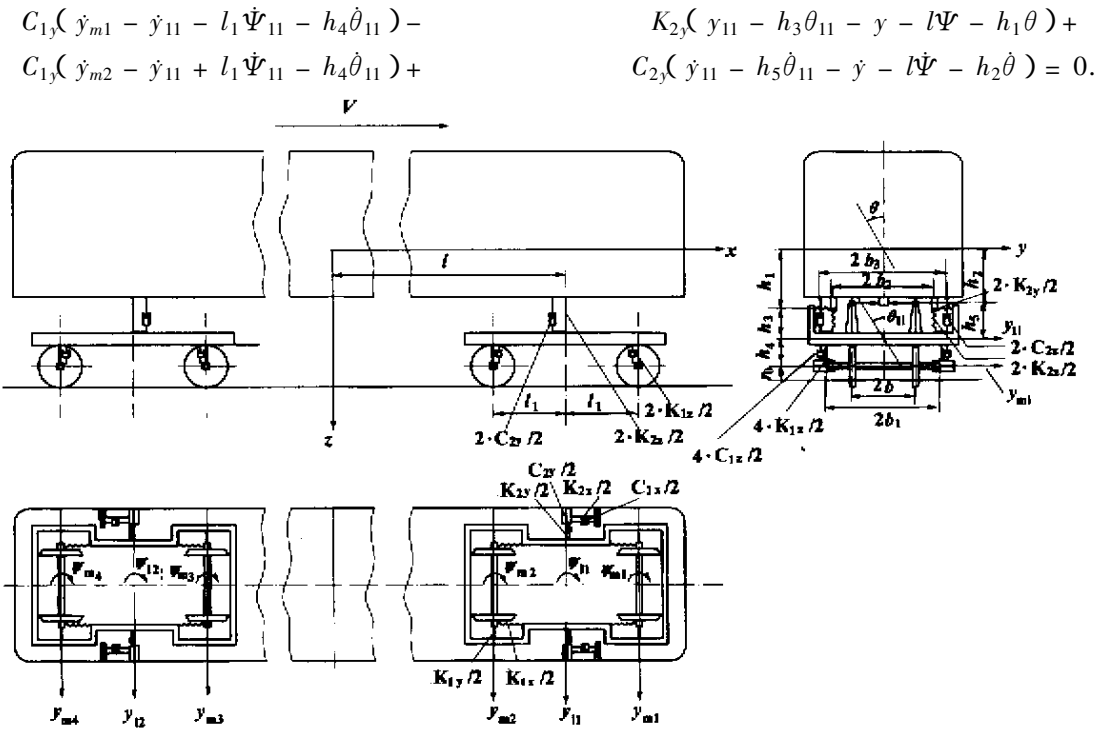


图 1 四轴转向架式车辆蛇形运动稳定性计算简图

Fig.1 Calculating simple chart of four-axis bogie vehicle crawl vibration stability

后转向架横摆：

$$\begin{aligned} M_1 \ddot{y}_{12} - K_{1y} (y_{m3} - y_{12} - l_1 \Psi_{12} - h_4 \theta_{12}) - \\ K_{1y} (y_{m4} - y_{12} + l_1 \Psi_{12} - h_4 \theta_{12}) - \\ C_{1y} (\dot{y}_{m3} - \dot{y}_{12} - l_1 \dot{\Psi}_{12} - h_4 \dot{\theta}_{12}) - \\ C_{1y} (\dot{y}_{m4} - \dot{y}_{12} + l_1 \dot{\Psi}_{12} - h_4 \dot{\theta}_{12}) + \\ K_{2y} (y_{12} - h_3 \theta_{12} - y + l \Psi - h_1 \theta) + \\ C_{2y} (\dot{y}_{12} - h_5 \dot{\theta}_{12} - \dot{y} + l \dot{\Psi} - h_2 \dot{\theta}) = 0. \end{aligned}$$

车体横摆：

$$\begin{aligned} M \ddot{y} - K_{2y} (y_{11} - h_3 \theta_{11} - y - l \Psi - h_1 \theta) - \\ C_{2y} (\dot{y}_{11} - h_5 \dot{\theta}_{11} - \dot{y} - l \dot{\Psi} - h_2 \dot{\theta}) - \\ K_{2y} (y_{12} - h_3 \theta_{12} - y + l \Psi - h_1 \theta) - \\ C_{2y} (\dot{y}_{12} - h_5 \dot{\theta}_{12} - \dot{y} - l \dot{\Psi} - h_2 \dot{\theta}) = 0. \end{aligned}$$

按照线性代数方法，上述运动微分方程组可用矩阵形式表示如下：

$[M]\ddot{\mathbf{X}} + [C]\dot{\mathbf{X}} + [K]\mathbf{X} = \{0\}$ ，(1)
式中 $[M]$ $[C]$ $[K]$ 依此为整车系统质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵，均为 17×17 阶方阵； \mathbf{X} 依此为 17 个变量列向量，变量一次导数列向量和变量二次导数列向量（列矩阵）； $\{0\}$ 为 17×1 阶的零列向量。

上述方程组中： m 为每一轮对质量； M 为车体质量； M_1 为每台转向架构架质量； y ， Ψ ， θ 分别为车体横摆、摇头、侧滚位移； y_{11} （ y_{12} ）， Ψ_{11} （ Ψ_{12} ）， θ_{11} （ θ_{12} ）分别为前（后）转向架构架横摆、

摇头、侧滚位移； y_{m1} ， y_{m2} ， y_{m3} ， y_{m4} 依次为第 1，2，3，4 位轮对横摆位移； K_{1y} 为每一轮对的横向定位刚度； K_{2y} 为每台转向架中央弹簧的横向刚度； C_{2y} 为每台转向架中央弹簧装置的横向阻尼系数； C_{1y} 为每根车轴轴箱弹簧悬挂横向阻尼系数； l 为车辆定距之半； l_1 为转向架轴距之半； b 为轮对两滚动圆间距离之半； b_1 为轴箱弹簧横向间距之半； b_2 为中央弹簧横向间距之半； b_3 为中央弹簧垂直减振器横向间距之半； h_1 为车体重心到中央弹簧上平面的高度； h_2 为车体重心到中央弹簧横向减振器的高度； h_3 为中央弹簧上平面到转向架构架重心的高度； h_4 为转向架构架重心到车轴中心线的高度； h_5 为转向架重心到抗蛇形阻尼器的距离； K_g 为轮对的重力刚度， $K_g = W\lambda/b$ ； r_0 为车轮滚动圆半径； f_{11} （ f_{22} ）为每一车轮的纵（横）向蠕滑系数； λ 为车轮踏面等效斜率； W 为轴重； V 为实际运行速度。

2 求解及分析

车辆蛇形运动微分方程组 (1) 的求解，即是求它的各特征值^[4]。由文献 [1] 知，常量矩阵

$$[A] = \begin{bmatrix} -[M]^{-1}[C] & -[M]^{-1}[K] \\ [I] & [0] \end{bmatrix}$$

的特征值就是特征方程的根。本项目采用矩阵法求解非对称常量矩阵 A 的全部特征值及特征向

量 在求解中步长分别为 50, 2, 1 km/h, 计算结果表明转向架式车辆的蛇形运动主要有两种:一种是车体摇晃很大的蛇形运动(第一次蛇形),它是在较低的速度(约 53.89 m/s)下开始蛇形;另一种是车体基本静止,而转向架剧烈摇摆的转向架蛇形运动(第二次蛇形),这在高速下才可能产生.如果车辆的轮对踏面斜率较小,且二系悬挂的横向刚度较大,则车体蛇形运动的临界速度就较高甚至不失稳,第二次蛇形大约发生在 97.22 m/s.

由力学模型可知,整车系统的横摆、摇头及侧滚相互影响,其中, K_{1y} 影响转向架的横摆; K_{1y} , K_{1x} (轮对纵向刚度)影响转向架的摇头; K_{1z} , C_{1z} 影响转向架的侧滚; K_{2y} , C_{2y} 影响车体的横摆; K_{2y} , C_{2x} , K_{2x} 影响车体摇头; K_{2z} , C_{2z} 影响车体侧滚. 因此,影响转向架的参数有 K_{1x} , K_{1y} , K_{1z} , C_{1z} , 影响车体蛇形运动的参数有 K_{2y} , K_{2x} , K_{2z} , C_{2x} , C_{2y} , C_{2z} . 为找出这些参数与临界速度的关系,通过调整其大小,不断地对方程组求解来分析根的属性,并确定这些参数的最优值. 计算结果表明,对转向架而言,最佳优化参数为 $K_{1x} = 1.5 \times 10^7$ N/m, $K_{1y} = 2.1 \times 10^6$ N/m, K_{1z} , C_{1z} 的变化对蛇形运动影响不大. 对车体而言,参数值的变化对临界速度影响不大,说明车体的振动频率虽然很高,但振幅很小,这样,在不发生车体与转向架共振的情况下,车体不稳定的蛇形运动主要影响火车的舒适性. 有关参数的最佳优化值为: $K_{2y} = K_{2x} = 5 \times 10^4$ N/m, $C_{2y} = 2.8 \times 10^4$ N·s/m, $C_{2x} = 1 \times 10^5$ N·s/m, K_{2z} , C_{2z} 的值对车体的蛇形运动影响不大.

3 结论及改进措施

(1) 增大 K_{1x} , K_{1y} , 可以使转向架不稳定的蛇形运动在理论上消失; 增大 C_{2x} , C_{2y} 可以使车体的不稳定蛇形运动在理论上消失.

(2) 转向架具有振幅很大的蛇形运动, 影响车体的安全, 而车体具有频率很大的蛇形运动, 影响乘车的舒适性.

(3) 相关参数的最佳值见第 2 部分, 其他参数与垂直振动有关, 最佳值不易确定.

根据以上结论, 为减轻车辆的蛇形运动, 提出以下参考建议:

(1) 把液压减振器改为蛇形减振器或电磁液压减振器, 可减小转向架和车体的横向振动, 即相当于增大 C_{2x} , C_{2y} .

(2) 为提高二系支承横向刚度, 采用锥式(塔式)弹簧代替原来的柱式弹簧, 效果可能会更好, 即相当于增大 K_{1x} , K_{1y} .

由于多种机车的参数差异, 我们计算所采用的参数均为 SS8 型电力机车^[2]的数值.

参考文献:

- [1] 王福天. 车辆动力学[M]. 北京: 中国铁道出版社, 1981.
- [2] 赵叔车. 韶山 8 型电力机车[M]. 北京: 中国铁道出版社, 1998.
- [3] 詹斐生. 机车动力学[M]. 北京: 中国铁道出版社, 1990.
- [4] 夏曼萍. 振动工程大全[M]. 北京: 机械工业出版社, 1984.

Dynamic Analysis of the Locomotive Crawl Vibration

SHAO Jian-min, LIU Jian-xiu

(Department of Mechanical and Electrical Science & Engineering, Zhengzhou Institute of Light Industry, Zhengzhou 450002, China)

Abstract Suppose we view a locomotive as a whole system, the space configuration of each locomotive is described by a 17-freedom in horizon surface. Taking into account the elastic supporting of first and second system, hanging equipment and resistance characteristic, a space vibration model of four-axis bogie vehicle crawl vibration is presented. The characteristic root of the model is calculated. The stability of vehicle crawl vibration and critical velocity is researched. The result is that increasing vertical and horizontal stiffness and resistance of every wheel can decrease crawl vibration of bogies and carriages. And the optimization parameters are given. The improvements lie in using electromagnetic or crawl vibration absorber to replace hydraulic pressure vibration one and using awl spring to replace old pillar one.

Key words locomotive; crawl vibration; critical velocity; optimization parameter