

空心轴传动式高速动力车 稳定性分析及参数研究

黄成荣

(铁科院车辆所)

摘要 给出了37个自由度的空心轴传动式高速动力车非线性横向稳定性分析的数学模型,分析了空心轴传动式高速动力车转向架技术设计方案和施工设计方案的运动稳定性,并研究了轴箱定位刚度和抗蛇行减振器对空心轴传动式高速动力车运动稳定性的影响。

关键词 高速动力车;非线性;稳定性;悬挂参数

分类号 U260.11

0 引言

我国高速动力车转向架的攻关工作正在全面展开,其中万向轴传动式动力车转向架正在设计,空心轴传动式转向架的设计已经完式。为了配合空心轴传动式转向架的设计工作,作者对它的动力学性能进行了分析,并研究了参数变化对它的动力学性能的影响。

本文在空心轴传动式高速动力车转向架技术设计方案的基础上,运用稳定性分析的数值分叉方法^[1],对采用无拉杆、简单拉杆和三角拉杆等定位结构,比较了抗蛇行减振器阻尼变化对横向运动稳定性的影响。同时,对在施工设计中提出的参数修改进行了稳定性性能分析。

1 自由度的选择与运动方程组的建立

高速动力车与传统机车相比,结构上有许多特点,对空心轴传动式高速动力车转向架而言,结构上的特点主要是将牵引电动机和制动装置合为一体,组成驱动制动单元并采用半体悬方式,而驱动力和制动力的传递采用双空心轴机构。

由于空心轴传动式高速动力车结构上的特点,因此,它除了具有传统机车的一、二系悬挂连接外,还有驱动制动单元与车体之间的连接;驱动制动单元与构架之间的连接;空心轴与轮对之间的连接;空心轴与驱动制动单元之间的连接以及驱动制动单元与车体之间的横向耦合减振器。

根据空心轴传动式高速动力车的结构及悬挂连接情况,本文的稳定性分析考虑下述 37 个自由度:

车体:横移 Y_c 、偏转角位移 ψ_c 和侧滚角位移 θ_c ;

转向架:横移 Y_{bl} 、偏转角位移 ψ_{bl} 和侧滚角位移 θ_{bl} ($l = 1, 2$);

驱动制动单元:横移 Y_{mi} 、偏转角位移 ψ_{mi} 和侧滚角位移 θ_{mi} ($i = 1, 2, 3, 4$);

空心轴:横

移 Y_{ai} ($i = 1, 2, 3, 4$);

轮对:横移 Y_i 、偏转角位移 ψ_i 和旋转角位移扰动 $\delta\Phi_i$ ($i = 1, 2, 3, 4$).

空心轴传动式高速动力车力学模型如图 1 所示.

在运动稳定性分析中,考虑了轮轨接触几何学非线性、弹性滑动饱和非线性、悬挂非线性以及电机转矩的影响.

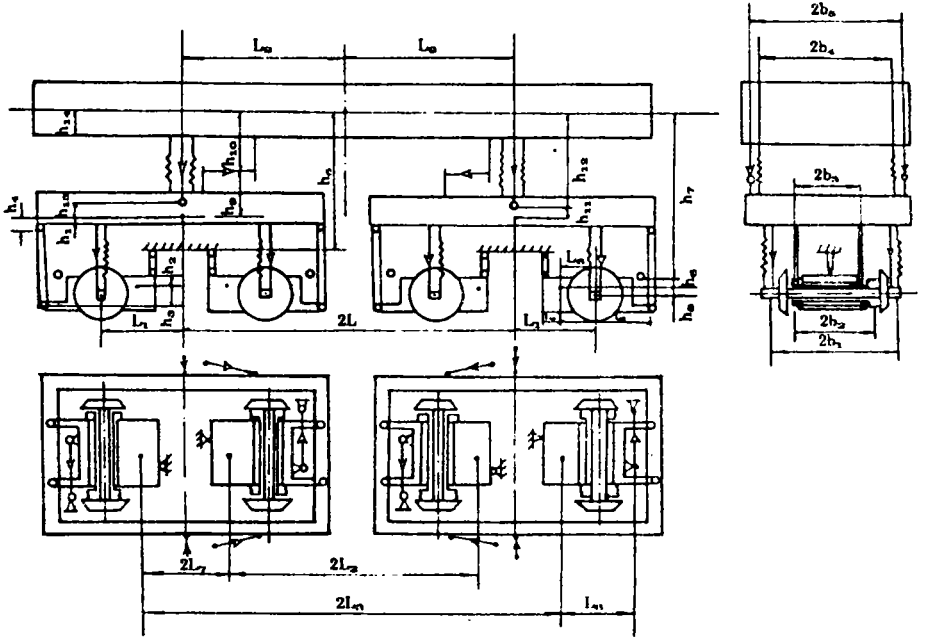


图 1 空心轴传动式高速动力车力学模型

下面给出空心轴传动式高速动力车运动微分方程组.

(1) 车体运动方程组

$$M_c Y_c'' = \sum_{i=1}^4 F_{mcyi} + \sum_{i=1}^4 F_{dmcyi} + 2F_{bcy1} + 2F_{bcy2},$$

$$I_{cx} \theta_c'' = \sum_{i=1}^4 M_{mcxi} + \sum_{i=1}^4 M_{dmcxi} + 2M_{bcx1} + 2M_{bcx2},$$

$$I_{cz} \psi_c'' = \sum_{i=1}^4 M_{mcsi} + \sum_{i=1}^4 M_{dmcxi} + 2M_{bcz1} + 2M_{bcz2}.$$

(2) 前转向架运动方程组

$$M_b Y_{b1}'' = 2F_{mby1} + 2F_{mby2} + 2F_{by1} + 2F_{by2} + 2F_{cby1},$$

$$I_{bx} \theta_{b1}'' = 2M_{mbx1} + 2M_{mbx2} + 2M_{bx1} + 2M_{bx2} + 2M_{cbx2},$$

$$I_{bz} \psi_{b1}'' = 2M_{mbz1} + 2M_{mbz2} + 2M_{bz1} + 2M_{bz2} + 2M_{cbz1}.$$

(3) 后转向架运动方程组

$$M_b Y_{b2}'' = 2F_{mby3} + 2F_{mby4} + 2F_{by3} + 2F_{by4} + 2F_{cby2},$$

$$I_{bz}\theta_{b2}'' = 2M_{mbz3} + 2M_{mbz4} + 2M_{bz3} + 2M_{bz4} + 2M_{bz2},$$

$$I_{bz}\psi_{b2}'' = 2M_{mbz3} + 2M_{mbz4} + 2M_{bz3} + 2M_{bz4} + 2M_{cbz2}.$$

(4) 驱动制动单元运动方程组

$$M_m Y_{mi}'' = F_{cm yi} + 2F_{bm yi} + F_{am yi},$$

$$I_{mz}\theta_{mi}'' = M_{cm zi} + 2M_{bm zi} + M_{dcm zi} + M_{am zi},$$

$$I_{mz}\psi_{mi}'' = M_{cm zi} + 2M_{bm zi} + M_{dcm zi} + M_{am zi}.$$

$$(i = 1, 2, 3, 4)$$

(5) 空心轴运动方程组

$$M_a Y_{ai}'' = F_{wa yi} + F_{ma yi}. \quad (i = 1, 2, 3, 4)$$

(6) 轮对运动方程组

$$M Y_i'' = T_{yl i} + T_{yr i} + N_{yl i} + N_{yr i} + 2F_{yi} + F_{awy i},$$

$$I_{wy}\psi_i'' = -I_{wy}\theta_i' \cdot V/R_o + R_{zl i}(T_{yl i} + N_{yl i}) - R_{yl i} \cdot T_{zl i}$$

$$+ R_{zr i}(T_{yr i} + N_{yr i}) - R_{yr i} \cdot T_{zr i} + M_{zl i}$$

$$+ M_{zr i} + 2M_{zi} + M_{dzi} + M_{awzi},$$

$$I_{wy}\delta\Phi_i'' = -R_{zl i}(T_{zl i} + N_{zl i}) + R_{dl i} \cdot T_{zl i}$$

$$- R_{zr i}(T_{zr i} + N_{zr i}) + R_{dr i} \cdot T_{zr i}$$

$$+ M_{yl i} + M_{yr i} + 2M_{yi} + M_{dy i} + M_{awy i}.$$

$$(i = 1, 2, 3, 4)$$

在上述方程组中

N_{li}, N_{ri} 为左右接触点的法向力;

M_{di} 为电机转矩;

$M_{li}, M_{ri}, T_{li}, T_{ri}$ 为左右接触点的弹性滑动矩及滑动力;

M_i, F_i, M_{bi}, F_{bi} 为一系悬挂矩及悬挂力;

$M_{cb1}, F_{cb1}, M_{bc1}, F_{bc1}, M_{cb2}, F_{cb2}, M_{bc2}, F_{bc2}$ 为二系悬挂矩及悬挂力;

$F_{awi}, F_{wai}, M_{awi}$ 为轮对和空心轴之间连接的悬挂矩及悬挂力;

$F_{ami}, F_{mai}, M_{ami}$ 为驱动制动单元和空心轴之间连接的悬挂矩及悬挂力;

$M_{mci}, F_{mci}, M_{cmi}, F_{cmi}$ 为驱动制动单元和车体之间吊杆悬挂的力矩和力;

$M_{mbi}, F_{mbi}, M_{bmi}, F_{bmi}$ 为驱动制动单元和转向架之间摆杆悬挂的力矩和力;

$M_{dmc i}, F_{dmc i}, M_{dcm i}, F_{dcm i}$ 为驱动制动单元和车体之间横向耦合减振器产生的力矩和力;

上述各力矩和力以三向量形式出现在运动方程组中($i = 1, 2, 3, 4$).

M_c, M_b, M_m, M_a, M 分别为车体、转向架、驱动制动单元、空心轴和轮对的质量。

$I_{cx}, I_{cy}, I_{bz}, I_{bz}, I_{mz}, I_{mz}, I_{wz}, I_{wy}$ 分别为车体、转向架、驱动制动单元和轮对的转动惯量。

2 轴箱定位刚度对运动稳定性的影响.

本节主要讨论三种轴箱定位方式对空心轴传动式高速动车运动稳定性的影响。

(1) 无轴箱拉杆. 此时一系纵向刚度为 $4.855 \times 10^6 \text{N/m}$, 一系横向刚度为 $4.855 \times$

10^6N/m ;

(2) 采用简单拉杆. 此时一系纵向刚度为 $9.710 \times 10^6\text{N/m}$, 一系横向刚度为 $4.855 \times 10^6\text{N/m}$;

(3) 采用三角拉杆. 此时一系纵向刚度为 $9.710 \times 10^6\text{N/m}$, 一系横向刚度为 $9.710 \times 10^6\text{N/m}$.

在上述三种轴箱定位方式下, 均保持抗蛇行减振器斜率变化点的速度不变, 依次改变抗蛇行减振器的阻尼, 其它参数采用联合设计组合技术设计提出的参数, 分析空心轴传动式高速动力车的运动稳定性, 结果如表 1 所示.

由表 1 可以得到不同的轴箱定位方式下亚临界 Hopf 分叉速度的变化曲线(如图 2 所示)、脱轨速度的变化曲线(如图 3 所示)和线性临界速度的变化曲线(如图 4 所示).

表 1 轴箱定位刚度对运动稳定性的影响

方 案	抗蛇行阻尼 $CSX(\text{N} \cdot \text{s}/\text{m})$	亚临界 Hopf 分叉速度 $V_a(\text{km}/\text{h})$	脱轨速度 $V_d(\text{km}/\text{h})$	线性临界速度 $V_c(\text{km}/\text{h})$
无拉杆	0.13E+06	250	370	400
	0.20E+06	290	370	420
	0.30E+06	290	370	430
	0.40E+06	290	370	440
	0.50E+06	280	370	430
	0.60E+06	280	370	430
	0.70E+06	280	360	430
	0.80E+06	290	360	360
	0.86E+06	150	370	150
简单拉杆	0.50E+06	310	310	620
	0.80E+06	380	390	680
	0.10E+06	390	410	700
	0.12E+06	390	410	700
	0.20E+06	390	410	690
	0.30E+06	380	390	690
	0.40E+06	360	370	690
	0.50E+06	340	340	670
	0.60E+06	330	330	680
	0.70E+06	*	*	670
	0.80E+06	*	*	670
0.83E+06	*	*	550	
三角拉杆	0.10E+06	380	410	950
	0.20E+06	410	420	930
	0.30E+06	440	500	1060
	0.40E+06	440	490	1070
	0.50E+06	430	490	1120
	0.60E+06	430	490	1050
	0.70E+06	420	490	1050
	0.80E+06	300	500	730

注:表中抗蛇行阻尼 CSX 的值指抗蛇行减振器线性部分的阻尼,抗蛇行减振器斜率变化点的速度为 $0.1\text{m}/8$. * 表示该速度已显著降低,没有进行计算.

由表 1 可以得到不同的轴箱定位方式下亚临界 Hopf 分叉速度的变化曲线(如图 2 所示)、脱轨速度的变化曲线(如图 3 所示)和线性临界速度的变化曲线(如图 4 所示)。

由图 可以发现,采用简单拉杆时的亚临界 Hopf 分叉速度比无轴箱拉杆时高出约 100km/h,而采用三角拉杆时又比采用简单拉杆时高出约 50km/h。

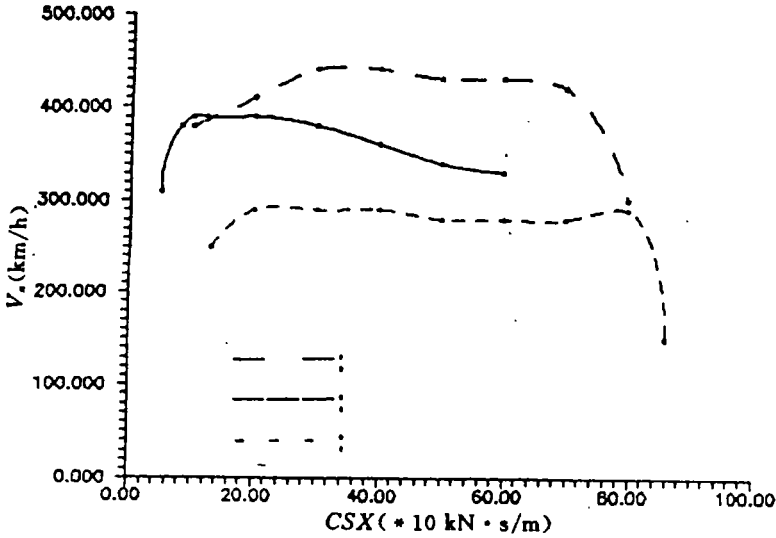


图 2 亚临界 Hopf 分叉速度的变化曲线

由图 3 可以发现,采用简单拉杆时的脱轨速度比无轴箱拉杆时高出约 40km/h,采用三角拉杆时比采用简单拉杆提高约 90km/h。

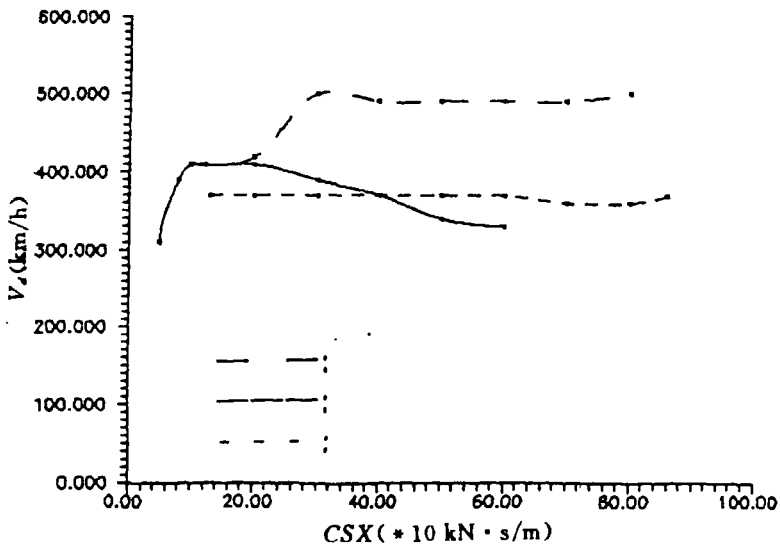


图 3 脱轨速度的变化曲线

从图 4 可以得到,采用简单拉杆时的线性临界速度比无轴箱拉杆时高出约 260km/h,而采用三角拉杆时又比采用简单拉杆高出约 420km/h.

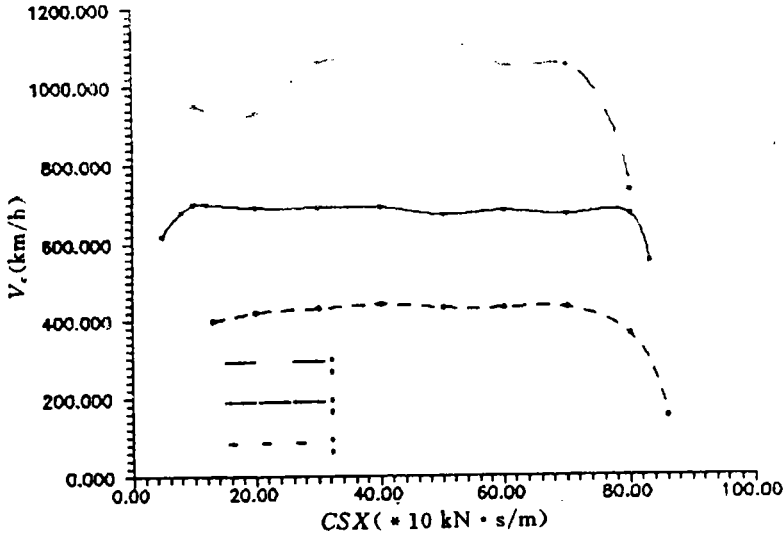


图 4 线性临界速度的变化曲线

总之无论是提高一系纵向刚度(如从无拉杆到采用简单拉杆),还是提高一系横向刚度(如从采用简单拉杆到采用三角拉杆),均可以提高动力车的运动稳定性性能.但亚临界 Hopf 分叉速度是运动稳定性分析的主要限制指标^[1],因此,可以说提高一系横向刚度可以在一定程度上提高动力车的运动稳定性;而提高一系纵向刚度可以更有效地提高动力车的运动稳定性.

3 抗蛇行减振器对运动稳定性的影响

空心轴传动式高速动力车技术方案中采用的抗蛇行减振器特性如图 5 所示.

在图 5 中发现,抗蛇行减振器有三个特性参数,即阻尼 CSX 、特性斜率变化点的速度 V_{cr} 和阻尼力 F_{cr} . 根据文献[2]的讨论,抗蛇行减振器的阻尼 CSX 对机车的运动稳定性有决定性的作用,因此,本文仅讨论它对运动稳定性的影响.

对于所讨论的三种轴箱定位方式,亚临界 Hopf 分叉速度、脱轨速度、线性临界速度随抗蛇行减振器阻尼的变化已列于表 1 中. 下面进一步给出简单轴箱拉杆时抗蛇行减振器阻尼对运动稳定性的影响曲线,如图 6 所示.

由图 6 可见,亚临界 Hopf 分叉速度、脱轨速度和线性临界速度在一定范围内随抗蛇行减振器阻尼的增大而提高,在随后的一个范围内,这些速度基本保持稳定,超过这一范围以后,这三个速度又迅速下降.

由表 1 可以看出,采用无轴箱拉杆方式或采用三角拉杆方式,运动稳定性随抗蛇行减振器

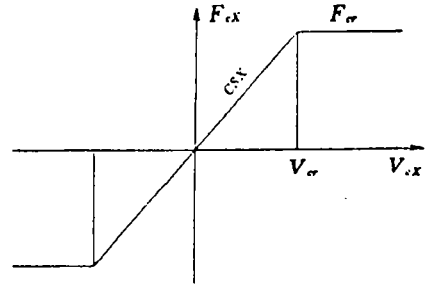


图 5 抗蛇行减振器的特性

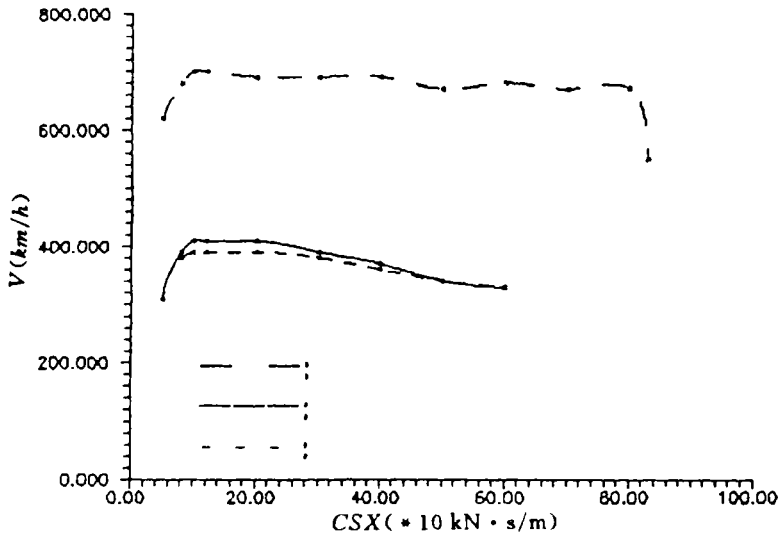


图6 简单轴箱拉杆时运动稳定性变化曲线

阻尼变化的规律与采用简单拉杆类似,这里不再给出它们的变化曲线。

抗蛇行减振器阻尼应该选取恰当,太大或太小都会导致运动稳定性性能的降低.这与文献[2]的结论也是一致的。

4 施工设计方案的运动稳定性分析

空心轴传动式高速动力车施工设计与技术设计相比,有下列较大变化:轴箱定位采用简单拉杆,但其一系纵向刚度增加为 $20.8 \times 10^6 \text{N/m}$ 比技术方案中采用简单拉杆时提高一倍.在空心轴传动式高速动力车施工设计方案中,将一、二系悬挂连接中的减振器、驱动制动单元与车体之间的横向耦合减振器等特性统一改为单向三段非线性特性,如图7所示。

与技术设计方案相比,施工设计方案对部分其他悬挂参数和质量、惯量作了修改,但总体结构基本保持一致。

通过运动稳定性分析,发现空心轴传动式高速动力车施工设计方案的亚临界 Hopf 分叉速度低于 200km/h ,因此,作者修改施工设计方案的部分悬挂参数,进行非线性运动稳定分析.在大量参数组合中,有一种方案保持施工设计方案的大多数参数不变,只将连接空心轴的纵向和垂向刚度改为 $22 \times 10^6 \text{N/m}$,并将驱动制动单元与构架之间的摆杆横向刚度改为 $35 \times 10^6 \text{N/m}$,经稳定性分析得到它的亚临界 Hopf 分叉速度为 300km/h ,脱轨速度为 700km/h ,线性临界速度为 470km/h .但该方案在结构实现上有一定的困难,后来联合设计组将驱动制动单元与车体之间的吊杆刚度进行了改变,将其横向刚度改为 $6 \times 10^6 \text{N/m}$,垂向和纵向刚度改为 $3 \times 10^7 \text{N/m}$,经稳定性分析得到它的亚临界 Hopf 分叉速度高于 300km/h 。

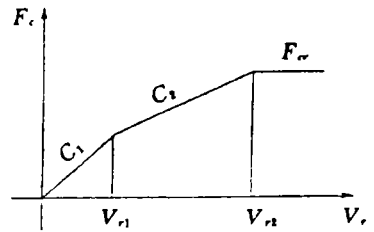


图7 减振器的单向三段非线性特性

5 结 论

通过上述分析,可以得到下列结论.

(1) 一系纵向刚度增加时,例如从无拉杆到采用简单拉杆,在同样条件下,机车的亚临界 Hopf 分叉速度、脱轨速度及线性临界速度均有大幅度提高,有利于提高运动稳定性.

(2) 一系横向刚度增加时,例如采用三角拉杆,在其他条件相同的情况下,除机车的亚临界 Hopf 分叉速度、脱轨速度有所提高外,线性临界速度有显著提高,也有利于提高运动稳定性.

(3) 无论是无拉杆,还是采用简单拉杆或三角拉杆,亚临界 Hopf 分叉速度、脱轨速度和线性临界速度,均在一定范围内随抗蛇行减振器阻尼的增大而提高,超过这一范围以后,则又迅速下降.

参 考 文 献

- 1 黄成荣,詹斐生. The Numerical Bifurcation Method of Nonlinear Lateral Stability Analysis of a Locomotive. *Vehicle System Dynamics*. 1994, 23(增): 234~245
- 2 黄成荣. 抗蛇行减振器及电机转矩对机车运动稳定性分析的影响. *铁道机车车辆*. 1994, (4): 27~29

Stability Analysis and Parameters Study for High Speed Power Vehicle Translated Through Hollow Axles

Huang Chengrong

(Locomotive and Car Research Institute
China Academy of Railway Sciences)

Abstract For the high speed power vehicle in which the forces are translated through the mechanism of double hollow axles, a mathematical model of thirty—seven degrees of freedom is given. At the same time, the nonlinear lateral stability of the technical and construction design versions is analyzed. In the end, the effects of orientating stiffness of axle box and anti—hunting damper on nonlinear stability are obtained.

Key words High speed power vehicle; Nonlinear; Stability; Suspension parameter