

# 高速列车空气弹簧横向特性动力学建模与应用\*

戚 壮<sup>1</sup>, 王晓雷<sup>1</sup>, 莫荣利<sup>2</sup>, 叶 特<sup>2</sup>

(1. 石家庄铁道大学机械工程学院 石家庄, 050043) (2. 中国中车株洲时代新材料科技股份有限公司 株洲, 412000)

**摘要** 为了优化高速列车空气弹簧的横向动力学特性,以含附加气室与节流阻尼孔的高速列车空气弹簧为研究对象,分析了橡胶气囊在横向变形下的受力状态,采用橡胶材料的本构关系对橡胶气囊的摩擦力、线弹力进行了描述,建立了空气弹簧横向非线性模型。基于实测数据和有限元方法辨识了摩擦力、线弹力和其他动力学参数,试验验证了该模型的准确性,探究了空气弹簧横向刚度特性的影响因素。将该模型直接导入到车辆动力学模型中进行联合仿真,计算空气弹簧模型对车辆运行平稳性、曲线通过性的影响。结果表明:考虑橡胶气囊特性的空气弹簧模型能描述出刚度回滞曲线的两端尖角效应,且与试验曲线更接近;该模型在动力学计算中能降低高速列车的横向平稳性指标,并提高列车通过曲线时的计算精度。

**关键词** 橡胶气囊; 空气弹簧; 横向刚度; 动力学计算; 联合仿真

**中图分类号** U266.2; U271.91; TH113.1

## 引 言

高速列车用空气弹簧不仅能承受垂向振动,而且能利用其优良的横向刚度特点来承受横向的作用力。随着高速动车组运行速度的不断提升,进一步提升车辆的运行平稳性、曲线通过性等动力学品质需要对空气弹簧横向模型进行更详细的研究<sup>[1]</sup>,并且还要能直接运用到车辆动力学中进行计算。空气弹簧横向刚度与内压、材料特性、几何形状和振动平衡等物理参数有关,横向模型具有很强的非线性特性<sup>[2-4]</sup>,因此,空气弹簧横向特性成为学者研究的热点问题。谭偲龙等<sup>[5]</sup>运用非线性有限元技术,将橡胶超弹性材料的非线性本构关系进行描述,表征出空气弹簧接触非线性、几何非线性以及材料非线性,建立了空气弹簧横向特性有限元模型,并计算其刚度特性,讨论帘线参数以及初始内压对空气弹簧横向刚度的影响。王艳<sup>[6]</sup>针对空气弹簧的非线性特性、气囊硫化过程、大变形问题进行了分析,建立了带附加气室空气弹簧轴对称模型和三维模型,利用 ABAQUS 和 STAR-CCM+ 联合仿真接口数值模拟了空气弹簧内气体的流动情况,研究了初始内压、激振频率和激振振幅对空气弹簧垂向动刚度的影响。刘青峰等<sup>[7]</sup>基于超弹性材料的本构关系,利用

MSC.Marc 软件建立空气弹簧有限元模型,研究了空气弹簧内压、帘线角、帘线层数等参数对横向刚度的影响和气囊各铺层的应力分析。陆冠东<sup>[8]</sup>详细讨论了轴向受载的剪切空气弹簧的横向受力和位移,并建立相关系统刚度方程,通过给出不同轴向受载下的结果对空气弹簧底部、顶部的横向力进行了分析。但是,文献[5-8]均采用常规的有限元方法对空气弹簧上下盖板、帘线角度与层数等参数以及其流固耦合特性进行分析,没有考虑橡胶气囊结构的内外角、材料的线弹力、摩擦力等影响,并且无法直接用于车辆动力学性能的计算。文献[8]虽然建立了动力学刚度方程来对空气弹簧横向力与横向位移进行描述,但忽略了气动力学参数的影响和橡胶气囊产生的非线性摩擦力等。

基于空气弹簧横向受力状态、气动力学特性的基础,笔者考虑横向变形前后气囊内角、外角改变对空气弹簧有效面积的变化规律,建立了空气弹簧横向气动模型。引入橡胶材料接触摩擦力、线弹性力对橡胶气囊自身刚度特性加以分析并建立橡胶气囊模型,结合实测数据和有限元方法对气动模型、橡胶气囊模型参数辨识,通过试验验证含橡胶气囊的空气弹簧模型的准确性,分析空气弹簧横向刚度特性。最后,采用与高速列车联合仿真的方法,分析横向平

\* 国家自然科学基金资助项目(11702179;11790282);河北省自然科学基金青年基金资助项目(A2018210064);河北高校青年拔尖人才资助项目(BJ2017001);河北省重点研发计划资助项目(20310803D)

收稿日期:2019-05-28;修回日期:2019-07-25

稳性、曲线通过性下该模型的横向刚度特性以及橡胶气囊模型对整车运行品质的影响。该空气弹簧横向模型的建立为空气弹簧产品的设计、研发提供了参考。

## 1 空气弹簧系统横向非线性模型的建立

为了综合考虑空气弹簧横向刚度特性,必须对影响因素逐一分析并建立相应的力学模型,有限元软件存在建模困难、计算量大、分析复杂以及计算效率低等不利条件,大多考虑单一的简谐运动,而对于复杂的车辆动力学特性分析无法直接提供准确与有效的计算。因此,文中将基于空气弹簧气动力学特性与橡胶气囊本体的接触摩擦力、线弹力特性对空气弹簧横向模型全面分析,在 Simulink 中建立空气弹簧横向非线性动力学模型。图1为空气弹簧横向运动变形图。

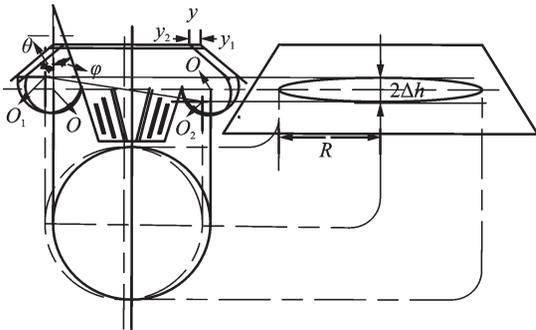


图1 空气弹簧横向运动变形图

Fig.1 Air spring lateral motion deformation diagram

由图1可知,空气弹簧在横向力的作用下,上盖板由位置 $y_1$ 移动到位置 $y_2$ ,移动的位移值为 $y$ ,受力情况下橡胶气囊左侧圆弧发生拉伸变形,圆弧的中心位置由 $O$ 上升到 $O_1$ ,右侧橡胶气囊圆弧受力发生压缩变形,圆弧中心位置由 $O$ 下降到 $O_2$ 。橡胶气囊的变形通过投影可得到一个椭圆面积,在几何上,该面积就是影响横向刚度的有效面积,其中: $l$ 为两圆弧中心 $O_1O_2$ 的水平距离的一半; $\Delta h$ 为 $O_1O_2$ 垂向距离的变化量; $\varphi, \theta$ 分别为橡胶气囊内角和外角。此时,空气弹簧上盖板受到一个横向恢复力 $F$ ,该恢复力 $F$ 应当由空气弹簧气动力 $F_{air}$ 和橡胶气囊的作用力 $F_h$ 共同承担。其中,空气弹簧气动力 $F_{air}$ 可以表示为

$$F_{air} = \pi l_h \Delta h P_b \quad (1)$$

其中: $P_b$ 为空气弹簧主气室的相对压强; $l_h$ 为两圆

弧中心点的水平距离的一半; $\Delta h$ 为橡胶气囊圆弧中心在横向位移 $y$ 加载后的垂直变化量, $\Delta h$ 可由橡胶气囊的几何形状求得,其相对于横向位移的变化率是关于橡胶气囊的内角和外角方程 $u(\varphi, \theta)$ 的函数<sup>[9]</sup>

$$\frac{dh}{dy} = u(\varphi, \theta) =$$

$$\frac{(\pi + \varphi + \theta)\cos\varphi \cos\theta - \sin(\varphi + \theta)}{2 + 2\cos(\varphi + \theta) + (\pi + \varphi + \theta)\sin(\varphi + \theta)} \quad (2)$$

将式(1)两端对时间求导得

$$\dot{F}_{air} = \pi l_h \dot{h}(t) \dot{P}_b \quad (3)$$

其中: $\dot{P}_b$ 为空气弹簧主气室压强随气体参数的变化率,由气动力学方程求得。 $\dot{h}(t)$ 与 $\dot{P}_b$ 的方程如下

$$\dot{h}(t) = \frac{\partial h}{\partial y} \dot{y}(t) \quad (4)$$

$$\dot{P}_b = \frac{nRT_b \dot{m}_b}{V_b} - nP_b \frac{\dot{V}_b}{V_b} \quad (5)$$

其中: $P_b$ 为空气弹簧主气室压强; $V_b$ 为空气弹簧主气室容积; $R$ 为热力学常数; $T_b$ 为工作温度; $m_b$ 为空气弹簧内气体质量,是随着时间的变化量,因此 $m = m(t)$ ; $\dot{m}_b$ 为气体质量流量; $n$ 为多变指数。

将式(4)、式(5)代入式(3)可得

$$\dot{F}_{air} = \frac{\pi l_h \dot{y}(t) [(\pi + \varphi + \theta)\cos\varphi \cos\theta - \sin(\varphi + \theta)]}{2 + 2\cos(\varphi + \theta) + (\pi + \varphi + \theta)\sin(\varphi + \theta)} \times \left( \frac{nRT_b \dot{m}_b}{V_b} - nP_b \frac{\dot{V}_b}{V_b} \right) \quad (6)$$

### 1.1 橡胶气囊的控制方程

空气弹簧橡胶气囊的横向控制方程与材料本体的特性密切相关,影响空气弹簧横向刚度的因素除了橡胶气囊结构的内角和外角以外,还与橡胶气囊材料自身在外力作用下产生的摩擦、弹性接触力有关。Berg<sup>[10]</sup>将橡胶材料本构模型的力与位移的关系归结为弹性力、摩擦力等力的叠加,表征了不同激励对橡胶摩擦力和弹性力的影响,该橡胶材料本构模型的特性分析与力学关系为空气弹簧橡胶材料的研究提供了有效的方法。

#### 1.1.1 橡胶气囊受力下的内外角变化规律

在空气弹簧橡胶气囊模型中,在横向位移 $y$ 的加载下,橡胶气囊内角 $\varphi$ 和外角 $\theta$ 会发生相应的变化,导致 $u(\varphi, \theta)$ 的数值发生改变,为了探究 $\varphi, \theta$ 的变化规律,需要对橡胶气囊结构变化进一步分析, $\Delta h$ 和 $\Delta r$ 可以表示为

$$\Delta h = r \cos\theta \Delta\theta - \sin\theta \Delta r \quad (7)$$

$$\Delta r = \frac{r \cdot \Delta \theta}{\pi + \theta + \varphi} \quad (8)$$

其中: $r$ 为圆弧半径; $\Delta r$ 为圆弧半径变化量。

将式(7)、式(8)代入式(2),得到 $\Delta \theta$ 与横向位移变量 $dy$ 之间的关系为

$$\Delta \theta = \frac{(\pi + \theta + \varphi)u(\varphi, \theta)dy}{r(\pi + \theta + \varphi)\cos\theta - \sin\theta} \quad (9)$$

假设橡胶气囊在横向位移 $y$ 的加载下橡胶囊圆弧长的总和保持不变,且中线左右两侧圆弧变形量相同,因此可近似将 $\Delta \theta = \Delta \varphi$ 。

### 1.1.2 橡胶气囊摩擦力与线弹性力方程

橡胶气囊的上盖板在横向力的作用下,盖板裙板与橡胶气囊进行摩擦接触,气囊本体发生变形,其材料内部会产生一定的摩擦力与线弹力,该摩擦力与位移之间的关系<sup>[11]</sup>为

$$F_f = \begin{cases} F_{fs} & (y=y_s) \\ F_{fs} + \frac{y-y_s}{y_2(1-a)+(y-y_s)} (F_{fmax} - F_{fs}) & (y>y_s) \\ F_{fs} + \frac{y-y_s}{y_2(1+a)-(y-y_s)} (F_{fmax} + F_{fs}) & (y<y_s) \end{cases} \quad (10)$$

其中: $y$ 为加载橡胶气囊上的横向位移量; $F_f$ 为所求摩擦力; $F_{fmax}$ 为橡胶气囊产生的最大摩擦力; $y_2$ 为最大摩擦力一半时相应的位移量; $F_{fs}$ 和 $y_s$ 为橡胶气囊初始状态下的力和位移。

此外,线弹力与位移之间的关系为

$$F_e = K_e y \quad (11)$$

其中: $K_e$ 为线性弹性刚度。

## 1.2 主气室、附加气室与节流阻尼孔的气动模型

空气弹簧横向气动力学模型是对压缩气体作用力的影响因素,包括内压、体积以及节流孔质量流量等参数的控制方程。空气弹簧上盖板在横向激励加载下,主气室的内压和体积发生变化,通过节流阻尼与附加气室发生气体交换,径流的气体在节流孔附近产生流体摩擦力与惯性力,从而产生阻尼。因此,空气弹簧气动力学模型应该分别对主气室、附加气室与节流孔三个子系统建立模型,模拟气动力学非线性特性。

### 1.2.1 主气室、附加气室模型

由式(3)可知,空气弹簧主气室的压强变化率 $\dot{P}_b$ 与主气室体积 $V_b$ 、气体质量 $m_b$ 和气体质量流量 $\dot{m}_b$ 有关, $\dot{m}_b$ 为流经主气室的气体质量流量,由节

孔方程求得。容积 $V_b$ 的值与横向位移 $y$ 的加载程度有关,因此 $V_b = (\partial V / \partial y)y + V_0$ , $V_0$ 为主气室初始体积。

在动态加载下,空气弹簧主气室与附加气室工作温度与压强存在如下关系, $P_{b0/t0}$ 为主气室、附加气室初始内压; $T_{b0/t0}$ 为初始温度。

$$T_{b/t} = T_{b0/t0} (P_{b/t} / P_{b0/t0})^{\frac{n-1}{n}} \quad (12)$$

基于空气弹簧主气室动力学方程,分析附加气室动力学方程,由于工作中附加气室容积 $V_t$ 不变,因此附加气室压强变化率为

$$\dot{P}_t = nRT_t \dot{m}_t / V_t \quad (13)$$

其中: $P_t$ 为附加气室内压强; $T_t$ 为附加气室工作温度; $\dot{m}_t$ 为流经附加气室气体的质量流量,在数值上, $\dot{m}_b = \dot{m}_t$ 。

### 1.2.2 节流阻尼孔模型

节流孔元件是限制和阻碍连接管路两端气体的流通效果,作为连接主气室与附加气室气体交换的纽带,承担着空气弹簧的阻尼和减振作用。依据流体力学理论,经流的气体在流孔处产生的流体摩擦力和惯性力导致了实际流通面积 $S$ 小于理论设置的流通面积 $S_0$ ,故流经节流孔的气体质量流量变化 $Q$ <sup>[12]</sup>可表示为

当 $P_{min} / P_{max} > 0.518$ 时

$$Q = SP_{max} \sqrt{\frac{2n}{RT(n-1)}} \left( \frac{P_{min}}{P_{max}} \right)^{\frac{2}{n}} \left[ 1 - \left( \frac{P_{min}}{P_{max}} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \cdot \text{sgn}(p_{min} - p_{max}) \quad (14)$$

当 $P_{min} / P_{max} \leq 0.518$ 时

$$Q = SP_{max} \left( \frac{2}{n+1} \right)^{\frac{1}{n-1}} \sqrt{\frac{2n}{RT(n+1)}} \text{sgn}(p_{min} - p_{max}) \quad (15)$$

其中:0.518为节流孔两端的临界压力比,决定了气体质量流量 $Q$ 的流动方程; $P_{max}$ 和 $P_{min}$ 为节流孔两端压强的最大值和最小值; $T$ 为两气室温度的最大值; $S$ 为实际流通面积且 $S = S_0 \Omega$ , $\Omega$ 为收缩系数,通常取值在(0.6, 0.8)<sup>[13]</sup>。

## 2 空气弹簧横向模型的动力学参数确立

### 2.1 气动模型参数的识别

由于试验不易测出空气弹簧主气室气体体积随横向加载位移之间的关系,故采用有限元的方法对空气弹簧的流固耦合特性进行研究进而求出体积变化参数,利用株洲时代新材公司提供的空气弹簧三

维几何模型参数,在 ABAQUS 中建立空气弹簧主气室、附加气室以及节流孔模型,通过有限元方法对其静态加载横向位移 30 mm 的三角波激励,获得主气室气体体积云图如图 2 所示。

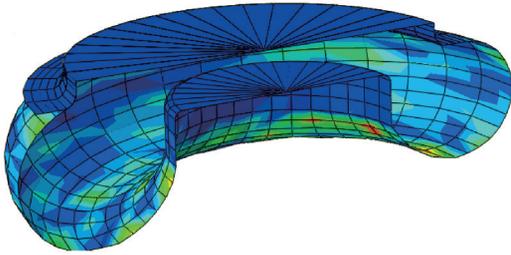


图 2 横向位移 30 mm 的体积变化

Fig.2 Volume change of lateral displacement of 30 mm

图 3 中,即为有限元计算出的横向位移量和体积之间的曲线关系,虽然橡胶气囊体积随横向位移的增大呈非线性减小,但体积的变化量仍在 10 mL 以内,故横向位移对体积变化的影响很小,为了方便建模和计算,故可将体积、位移变化近似视为线性减小的关系,其他气动参数如表 1 所示。

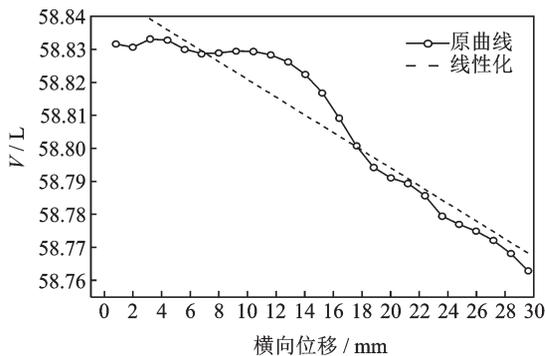


图 3 橡胶气囊体积随横向位移变化规律曲线

Fig.3 Curve of the volume change of rubber airbag with lateral displacement

表 1 空气弹簧模型的其他参数

Tab.1 Other parameters of the air spring model

参 数	数 值	参 数	数 值
压强/kPa	612	初始内角 $\varphi_0/(\circ)$	$18 \pm 2$
温度/K	293	初始外角 $\theta_0/(\circ)$	$30 \pm 3$
气囊体积/ $m^3$	0.057	气体常数 $R/(J \cdot (kg \cdot K^{-1}))$	286.9
附加气室体积/ $m^3$	0.11	多变指数 $n$	1 或 1.4

## 2.2 橡胶气囊摩擦力与线弹力方程的参数辨识

橡胶气囊摩擦力的模型计算需要的两个参数,分别是最大摩擦力  $F_{fmax}$  和最大摩擦力一半时相应的位移量  $y_2$ ,为了得到这两个参数,可由图 4 实测的静态力和位移数据整理出的载荷位移滞回曲线特性

图求得。

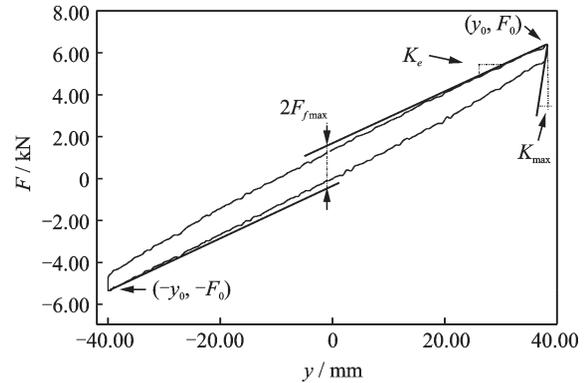


图 4 空气弹簧横向载荷位移曲线

Fig.4 Air spring lateral load displacement curve

图 4 中,力和位移关系的试验数据是通过在试验台上对空气弹簧上盖板加载一个速度为 5 mm/s,振幅为 40 mm 的三角波激励信号获得。空气弹簧横向静态刚度特性的合力由橡胶气囊模型中的摩擦力、线弹力、以及空气弹簧主气室、附加气室与节流孔组成的气动力共同提供。 $y_0, F_0$  为曲线极限位置的位移和横向力,橡胶气囊最大摩擦力  $F_{fmax}$ ,最大摩擦力一半时相应的位移量  $y_2$ 、空气弹簧最大刚度  $K_{max}$ 、气动模型刚度  $K_{air}$  和橡胶气囊线弹性刚度  $K_e$  五个参数的计算<sup>[14]</sup>可由式(17)求得

$$y_2 = \frac{F_{fmax}}{K_{max} - K_e - K_{air}} \quad (16)$$

其中:最大横向刚度  $K_{max}$ 、线弹性刚度  $K_e$  可由静态试验得到的力和位移曲线获得,横向最大刚度  $K_{max}$  即为力和位移曲线在极限位移  $y_0$  出的切向刚度;横向位移  $y$  在接近横向极限位移  $y_0$  之前的切向刚度约等于线弹性刚度  $K_e$ ;  $K_{air}$  由气动力学模型提供,确立以上参数的数值后,经式(17)计算得到参数  $F_{fmax}$  和  $y_2$  如表 2 所示。

表 2 橡胶摩擦力、线弹力建模参数

Tab.2 Modeling parameters of rubber friction and linear elasticity

参 数	数 值
横向极限位移 $y_0/mm$	40
线弹性刚度 $K_e/(kN \cdot mm^{-1})$	0.116
最大摩擦力 $F_{fmax}/kN$	0.96
最大摩擦力一半时相应的位移量 $y_2/mm$	2.825

## 3 空气弹簧模型验证及其刚度影响因素

空气弹簧横向特性试验的开展为该模型建立的

准确性提供了鉴别<sup>[15]</sup>,空气弹簧横向的刚度试验如图5所示,空气弹簧本体倒立放置在二维静态电子万能试验机振动台的中心位置,主气室与附加气室通过连接管路相连,MPM4760压力变送器用于调节空气弹簧初始内压,由空气源充入附加气室压力进而调整主气室压力。固定下盖板,空气弹簧上盖板能随着振动台的激振进行振动,通过位移、力传感器检测的信号由信号采集仪传输到操作面板上,整理分析得出空气弹簧横向刚度特性曲线。

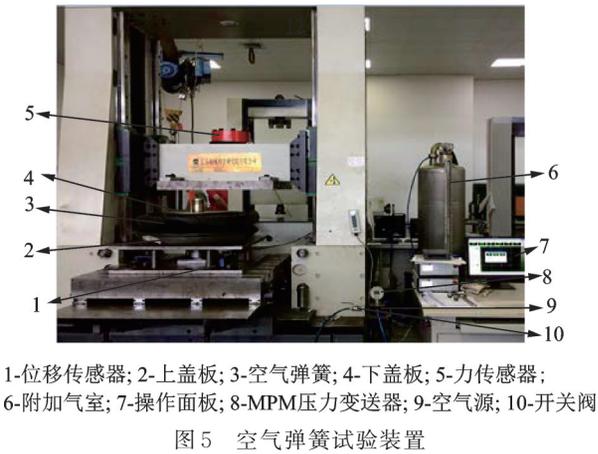


图5 空气弹簧试验装置

### 3.1 带有橡胶气囊的空气弹簧横向模型的验证

为了验证含橡胶气囊的空气弹簧横向模型的准确性,调整空气弹簧初始压强为612 kPa,使空气弹簧承受126 kN的垂向载荷力,保障空气弹簧正常工作中的状态,在振动台上对空气弹簧加载振幅为10和40 mm的三角波激励,得到两种垂向载荷下的空气弹簧横向力和位移曲线。调整仿真模型与试验工况一致,得到两组空气弹簧横向静态载荷位移曲线的仿真、试验结果对比如图6所示,该空气弹簧横向模型的力和位移曲线与试验曲线吻合良好,横向刚度保持一致,该模型能够准确的模拟极限位移两端的仰角效应和回滞环特点。

图7中,由带有橡胶气囊的空气弹簧模型、气动模型和摩擦力控制方程模型的横向力随时间的变化曲线可知,在气动模型上引入摩擦力后横向力的历程变化曲线向左移动且峰值增大,整个运动周期被压缩,增大了空气弹簧的刚度值。

通过对试验工况进行调整,施加垂向为95和126 kN的载荷来保障正常工作下空气弹簧所受的垂向支反力,对空气弹簧的上盖板分别加载振幅为5~40 mm的激励,测得空气弹簧的横向刚度特性。

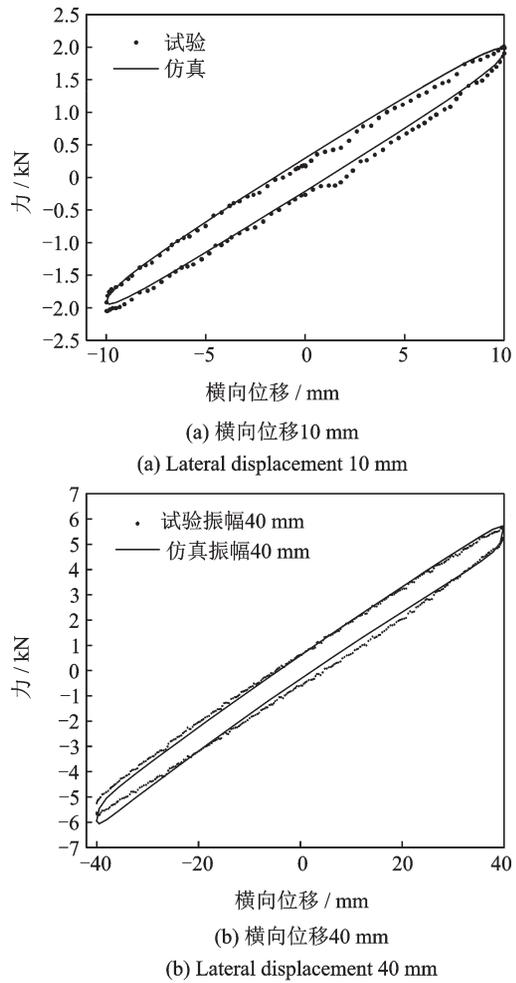


图6 空气弹簧横向力与位移曲线的试验、仿真对比  
Fig.6 Experimental and simulation comparison diagram of lateral force and displacement curves of air spring

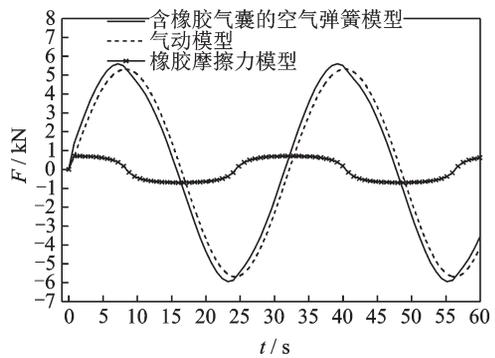


图7 模型横向力随时间的变化  
Fig.7 The lateral force changes with time of the model

由仿真得到的横向刚度特性曲线与试验曲线对比结果如图8所示,由图8可知,随着横向位移量的增大,空气弹簧横向刚度值整体上在逐渐减小,在5~20 mm内横向刚度呈近线性减小,在20 mm后横向刚度呈非线性变化;随着初始内压的增大,在同一横向位移下的横向刚度增大,试验曲线与仿真曲

线吻合性较好,误差在 3% 以内,验证了该横向模型的准确性。

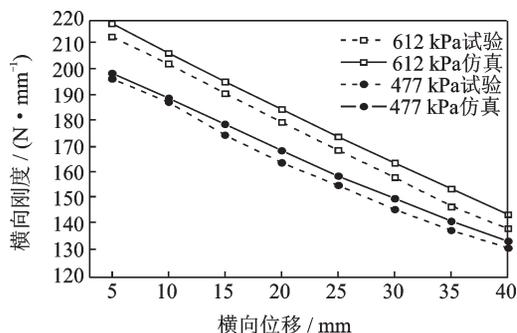


图 8 空气弹簧横向刚度位移曲线的试验与仿真对比

Fig.8 Experimental and simulation comparison diagram of transverse stiffness displacement curve of air spring

### 3.2 橡胶气囊相关参数对空气弹簧横向刚度特性的影响分析

验证了正确的空气弹簧模型后,为了获得橡胶气囊模型对空气弹簧模型的贡献程度,以便鉴定橡胶模型存在的必要性并分析空气弹簧横向刚度特性,由图 9 给出了含橡胶气囊的空气弹簧模型、气动模型和橡胶摩擦力模型在横向 10~40 mm 位移下的刚度位移变化曲线,并和试验曲线对比研究。其中,含橡胶气囊的空气弹簧模型的横向刚度由橡胶气囊模型、气动模型共同提供;气动模型横向刚度完全由主气室、附加气室和节流阻尼孔产生的空气压缩弹力提供。由图 9 可知,含橡胶气囊模型的刚度与试验刚度曲线最为接近,误差最大不超过 3%,而气动力学模型刚度值低于试验刚度,刚度误差保持在 15% 以内,满足实际工程上的误差要求。橡胶摩擦力模型的刚度随着横向位移的增大呈非线性减

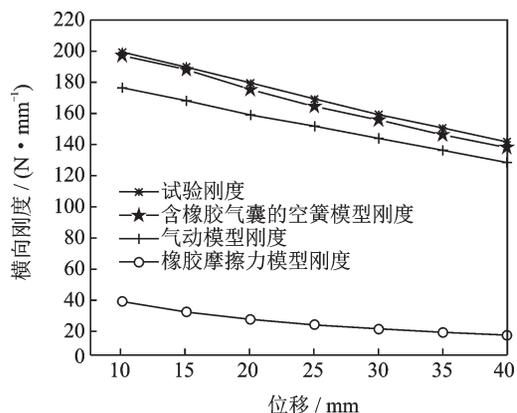


图 9 空气弹簧横向刚度、位移曲线

Fig.9 Air spring lateral stiffness and displacement curve

小,体现了橡胶摩擦力的位移相关性,且橡胶摩擦力模型刚度对空气弹簧总刚度的贡献值逐渐变小,当横移量为 40 mm 时,贡献值为 12.4%。

由图 10 可知,以空气弹簧内压和横向位移作为自变量,计算含橡胶气囊的模型和气动模型的横向刚度特性曲面,并将该两种模型的曲面与试验特性曲面对比分析可知,含橡胶气囊模型曲面与试验曲面更为接近,两者误差最大点位于压强 540 kPa、横移量 30 mm,误差值为 3.51%。气动模型曲面在 480~520 kPa 内与试验曲面误差较大,并且随着横向位移量的变大,两者的刚度误差在逐渐缩小,这是由于摩擦力与横向位移的非线性特性影响了横向刚度值的变化。

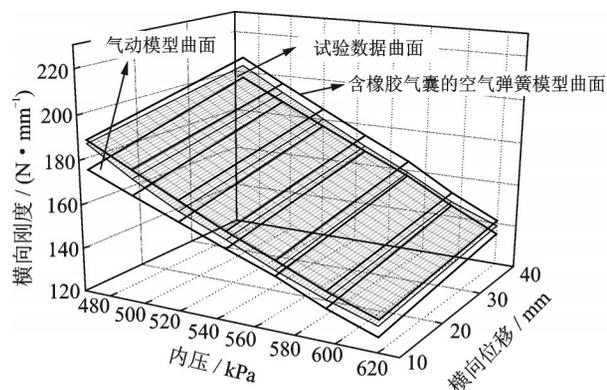


图 10 空气弹簧横向模型的刚度特性曲面对比

Fig.10 Comparison of the stiffness characteristics of the transverse model of the air spring

图 11 中,给出了空气弹簧横向刚度与橡胶气囊内外角变化的相关性。由图可知,空气弹簧的横向刚度随着内角  $\varphi$  和外角  $\theta$  的增大而近线性的减小。内角  $\varphi$  对空气弹簧刚度的影响随着其角度的增大而减小。内压越大,内角  $\varphi$  的增大对刚度的影响程度减弱,

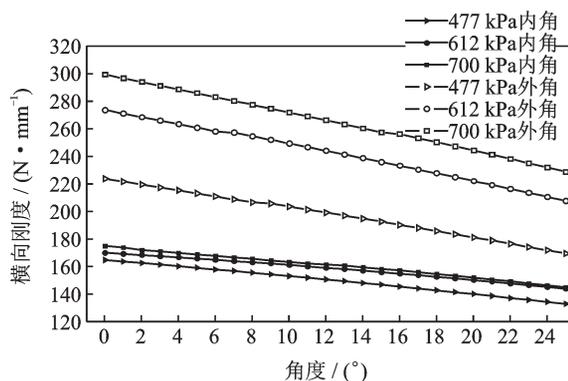


图 11 空气弹簧横向刚度随橡胶气囊角度变化规律

Fig.11 The lateral stiffness of the air spring varies with the angle of the rubber bladder

612,700 kPa的角度变化曲线在内角为20°以后趋于平衡;外角 $\theta$ 的增加会大幅度降低横向刚度,因为裙板与气囊接触的位置直接影响着橡胶气囊的外角。

### 3.3 频率、振幅与空气弹簧横向刚度的相关性影响分析

位移与频率是空气弹簧横向动态刚度特性影响的重要指标。对空气弹簧施加频率为0.5~5 Hz,振幅10~30 mm的正弦波激励,得到横向动态刚度随激励频率、位移的变化关系如图12所示。由图12可知,激励振幅越大,动态刚度越小,当振幅从10 mm增至30 mm时,刚度降低了26.9%;当频率从0.5 Hz增至5 Hz时,刚度最大仅增加了6.11%。由此可见空气弹簧横向刚度特性与振幅大小相关性很大,与频率相关性较小,这是由于考虑横向特性时,空气弹簧工作高度保持不变,气动特性受到频率的变化不明显。因此,在动力学仿真计算中,主要针对空气弹簧横向位移做进一步的分析与计算。

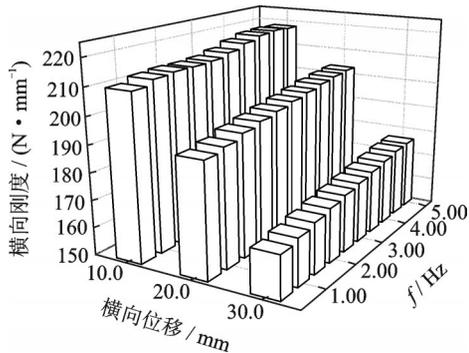


图12 空气弹簧横向动态刚度变化规律

Fig.12 Variation of lateral dynamic stiffness of air spring

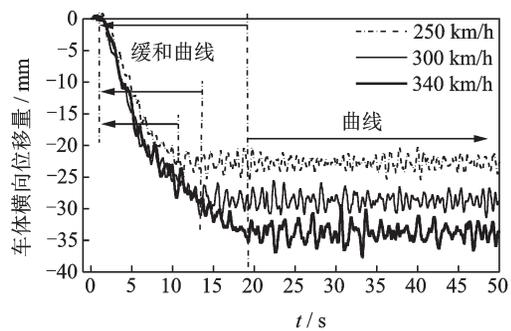
## 4 空气弹簧横向模型与动力学车辆模型联合仿真

在高速列车非线性系统中,整节车厢由众多部件和非线性力元组成,考虑橡胶气囊的空气弹簧模型、气动模型可通过编译生成控制方程直接应用到车辆动力学计算中,为了描述两种空气弹簧模型对整车动力学行为演变的影响程度,选择某高速列车的一节拖车为研究对象,将空气弹簧外的其他车辆部件考虑为刚体,在多体动力学软件UM中建立整车动力学模型,利用Simulink与UM联合仿真的方法将空气弹簧模型导入UM中,实现对整车二系悬挂空气弹簧系统横向控制研究。

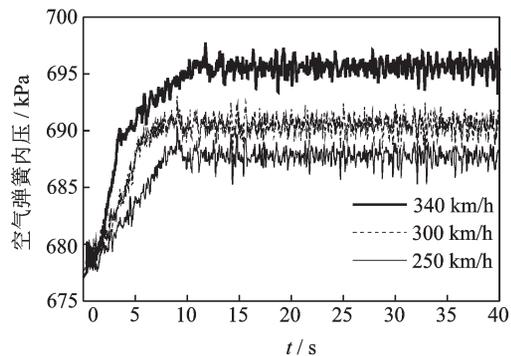
在联合仿真中,轨道谱采用高速铁路无砟轨道

不平顺谱TBT3352-2014,为了满足计算需要,忽略垂向、纵向的动力学指标,仅考虑空气弹簧系统对车辆横向动力学性能的影响,将车辆模型中构架的横向位移作为输出,提供为空气弹簧的位移激励,经过Simulink中横向模型的计算,得到横向作用力 $F$ 作为输入,施加在车辆模型的整车上,如此循环,实现联合仿真计算。

为了获得空气弹簧模型对高速列车通过曲线时的动力学影响,设置该高速列车在过曲线时的直线50 m,曲线超高为0.15 m,缓和曲线长度670 m,圆曲线半径7 000 m,圆曲线长度3 000 m。分别得到不同车速下的车体横向位移量、空气弹簧内压变化量随车辆行驶时间的变化规律曲线如图13所示,过缓和曲线时车体的横向位移随着车速的增大而增大,导致空气弹簧橡胶气囊内压随横向位移的变大而升高;当进入曲线阶段后,车体位移不再大幅度增大,渐渐趋于稳定在±2.5 mm以内,且当车速变大时,车体位移在曲线通过中的位移有较大的浮动,在340 km/h时浮动最高可达9 mm。这是由于空气弹簧横向刚度随着位移量的增大而降低的特性。出于通过曲线的安全性考虑,若不降低车速,建议通过增



(a) 车体横向位移变化  
(a) Lateral displacement change



(b) 空气弹簧内压变化  
(b) Air spring internal pressure change

图13 车辆在曲线通过阶段的车体位移、空气弹簧内压变化  
Fig.13 Vehicle body displacement and air spring internal pressure change during the curve passing phase

大空气弹簧内压的方法来增加横向刚度,从而改善曲线通过性。

图14中,给出了高速列车在300 km/h的车速下通过曲线时的车体横向力随车辆行程之间的曲线关系,与气动模型相比,含橡胶气囊的空气弹簧模型在通过缓和曲线、曲线的进程中产生的横向力较大,增加了7%的横向力,这是由于橡胶模型提供的摩擦力与弹性力提升了空气弹簧模型的刚度。

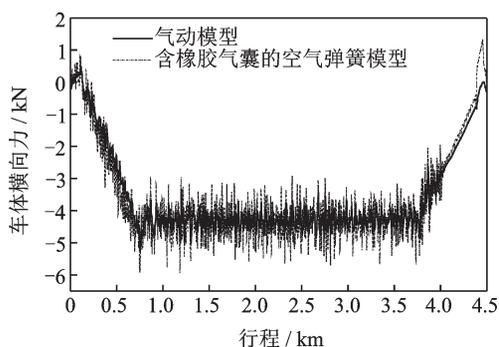


图14 通过曲线时车体横向力与行程之间的关系

Fig.14 The relationship between the lateral force of the vehicle body and the stroke when passing the curve

车辆在直线运行时的横向平稳性 Sperling 指标依据《铁道车辆动力学性能评定和试验鉴定规范》,可表示为式(17)所示<sup>[16]</sup>。如图15所示,车速在150~425 km/h的横向平稳性指标随着车速的增加呈现近似线性的增加,含橡胶气囊的空气弹簧模型平稳性指标低于气动模型,表明橡胶气囊的摩擦力与弹性力在动力计算中产生一定的积极影响,该项结果表明含橡胶气囊模型能够提升车辆运行时的横向平稳性,为车辆在直线运行时横向的安全性改善提供了有效的建模方法。

$$W = 7.08 \times \sqrt{10} F(f) A_z^3 / f \quad (17)$$

其中:  $A_z$  为车体的横向振动加速度;  $f$  为振动频率;

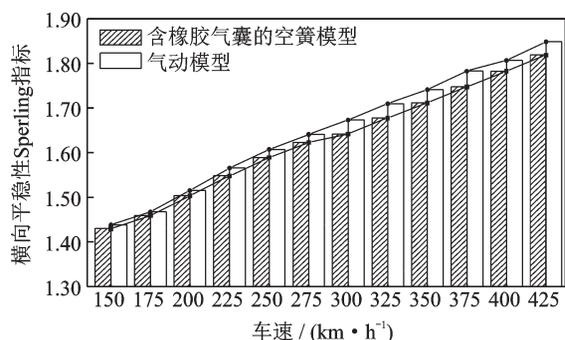


图15 两种空气弹簧模型的横向平稳性指标

Fig.15 Horizontal stability indicators for two air spring models

$F(f)$  为与振动频率相关的修正系数。

## 5 结 论

1) 通过对空气弹簧横向激励加载下的橡胶气囊结构内外角受力变形和主气室、附加气室与节流阻尼孔的气动特性进行了分析,在 Simulink 中建立了橡胶气囊、主气室、附加气室和节流孔子模型。

2) 将模型仿真计算所需要的气动模型参数通过 ABAQUS 有限元软件进行了识别,橡胶气囊材料内部的接触摩擦力、线弹力参数通过实测数据辨识得到,通过试验验证了含橡胶气囊的空气弹簧横向模型的准确性,并获得橡胶气囊模型对空气弹簧模型的贡献程度。

3) 大量的试验与仿真结果总结出影响空气弹簧横向刚度的因素包括激励振幅、频率、初始内压及内外角等。结果表明:横向刚度特性与振幅大小相关性很大,与频率相关性较小。随着横向位移量的增大,空气弹簧横向刚度值在逐渐减小;随着频率的增大,横向刚度缓慢增大,且仅有 6.11%;随着初始内压的增大,在同一横向位移下的横向刚度逐渐增大;内角  $\varphi$ 、外角  $\theta$  对空气弹簧刚度的影响随着其角度的增大而减小。

4) 整车联合仿真计算中,不同车速过曲线时可以通过降低车速或增大内压来改善曲线通过性。含橡胶气囊的空气弹簧模型能够降低车辆行驶中的横向平稳性指标,但在通过曲线的过程中由于该模型考虑的橡胶特性增大了阻尼力,进而在动力学计算中增大了车体的横向力,故使用含橡胶气囊的空气弹簧模型能提高动力学计算精度,从而更有利于改善行车安全性。

## 参 考 文 献

[1] 李芾,戚壮. 轨道车辆空气弹簧悬挂系统应用与研究[J]. 中国铁路, 2014(4):42-47.  
LI Fu, QI Zhuang. Application and research of air spring suspension system for rail vehicles [J]. China Railway, 2014(4): 42-47.(in Chinese)

[2] 何园,危银涛. 空气弹簧有限元仿真方法的研究[J]. 橡胶工业, 2017, 64(3):162-169.  
HE Yuan, WEI Yintao. Research on finite element simulation method of air spring [J]. Rubber Industry, 2017, 64(3): 162-169.(in Chinese)

[3] 丁智平,李志超,何园,等. 基于连续损伤模型空气弹

- 簧疲劳寿命分析[J]. 铁道学报, 2016, 38(5):23-29.
- DING Zhiping, LI Zhichao, HE Yuan, et al. Fatigue life analysis of air springs based on continuous damage model [J]. Journal of the China Railway Society, 2016, 38(5):23-29.(in Chinese)
- [4] 高红星, 池茂儒, 曾京, 等. 不同激励频率下空气弹簧幅变特性研究[J]. 铁道学报, 2017, 39(11):53-58.
- GAO Hongxing, CHI Maoru, ZENG Jing, et al. Study on the amplitude variation characteristics of air springs under different excitation frequencies[J]. Journal of the China Railway Society, 2017, 39(11):53-58.(in Chinese)
- [5] 谭偲龙, 李美, 计颖聪, 等. 基于有限元的空气弹簧横向刚度特性研究[J]. 海南大学学报(自然科学版), 2019, 37(1):57-62.
- TAN Silong, LI Mei, JI Yingcong, et al. Study on lateral stiffness characteristics of air spring based on finite element method[J]. Journal of Hainan University(Natural Science), 2019, 37(1):57-62. (in Chinese)
- [6] 王艳. 空气弹簧力学特性仿真分析与试验研究[D]. 成都:西南交通大学, 2015.
- [7] 刘青峰, 张治国, 王岩, 等. 空气弹簧非线性横向特性的有限元计算[J]. 铁道学报, 2015, 37(3):29-34.
- LIU Qingfeng, ZHANG Zhiguo, WANG Yan, et al. Finite element calculation of nonlinear lateral characteristics of air springs[J]. Journal of the China Railway Society, 2015, 37(3):29-34.(in Chinese)
- [8] 陆冠东. 轴向受载的圆柱螺旋弹簧和空气弹簧的横向特性分析[J]. 铁道车辆, 2015, 53(4):1-9.
- LU Guandong. Analysis of lateral characteristics of axial loaded cylindrical coil springs and air springs[J]. Railway Vehicles, 2015, 53(4):1-9.(in Chinese)
- [9] 朱德库. 空气弹簧及其控制系统[M]. 济南:山东科学技术出版社, 1989:37-45.
- [10] BERG M. A non-linear rubber spring model for rail vehicle dynamic sanalysis [J]. Vehicle System Dynamics, 1998, 30(3/4):197 - 212.
- [11] SJÖBERG M. Non-linear behavior of a rubber isolator system using fractional derivatives [J]. Vehicle System Dynamics, 2002, 37(3):217-236.
- [12] 陈俊杰, 殷智宏, 郭孔辉, 等. 节流孔式空气阻尼系统建模及参数影响分析[J]. 振动与冲击, 2018, 37(16):241-248.
- CHEN Junjie, YIN Zhihong, GUO Konghui, et al. Modeling and parameter influence analysis of throttle air damping system [J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37(16):241-248.(in Chinese)
- [13] ZHU H, YANG J, ZHANG Y, et al. A novel air spring dynamic model with pneumatic thermodynamics, effective friction and viscoelastic damping[J]. Journal of Sound and Vibration, 2017, 408:87-104.
- [14] BERG M. A nonlinear air rubber spring model for vehicle dynamics analysis [J]. Vehicle System Dynamics, 1998, 29(S1):723-728.
- [15] 方克娟, 程海涛, 王进, 等. 铁道行业标准《铁道车辆空气弹簧》修订介绍[J]. 铁道技术监督, 2012, 40(1):11-14.
- FANG Kejuan, CHENG Haitao, WANG Jin, et al. Revised introduction of railway industry standard "airway springs for railway vehicles"[J]. Railway Technology Supervision, 2012, 40(1):11-14.(in Chinese)
- [16] 国家标准局. GB/T 5599—1985 铁道车辆动力学性能评定和试验鉴定规范[S]. 北京:中国标准出版社, 1985.



**第一作者简介:** 戚壮, 男, 1988年2月生, 博士、副教授。主要研究方向为高速列车动力学、城轨车辆动力学及刚柔耦合动力学。曾发表《高速动车组空气弹簧垂向动态特性研究》(《机械工程学报》2015年第51卷第10期)等论文。  
E-mail: qizhuang@stdu.edu.cn