

管路型带附加气室空气弹簧的时域动态特性建模

郑益谦^{1,2}, 上官文斌²

(1. 暨南大学包装工程学院, 广东 珠海 519070; 2. 华南理工大学机械与汽车工程学院, 广东 广州 510641)

摘要: 空气弹簧是汽车空气悬架系统振动控制中的关键部件, 时域动态特性是评价其隔振性能的重要指标。为研究管路型带附加气室空气弹簧的时域动态特性, 设计并建立了具备充放气装置的空气弹簧动态特性测试的试验台, 测试得到了空气弹簧在简谐激励和阶跃激励下的传递力响应。根据热力学原理, 建立空气弹簧的集总参数模型, 推导了空气弹簧系统动复刚度的频域模型; 基于卷积定理, 提出一种空气弹簧时域动态特性的解析计算方法。根据建立的时域模型, 给出了空气弹簧模型参数的识别方法, 并与实测值进行对比验证。结果表明, 在简谐激励下, 传递力的计算值与试验值误差小于 5%。

关键词: 空气弹簧; 时域动态特性; 阶跃响应; 参数辨识

中图分类号: U463.33⁺4.2; O328 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2023)06-1539-07

DOI: 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2023.06.008

引言

悬架系统的隔振性能是衡量汽车品质的一个重要指标。近年来, 空气悬架因其刚度可变、高度可调的优点, 在轨道车辆、商用车和部分高级轿车中得到广泛应用。作为空气悬架的关键部件, 空气弹簧的动态特性对悬架系统的隔振性能, 乃至对汽车的舒适性和平顺性等方面起重要作用^[1-2]。

带附加气室的空气弹簧是通过在空气弹簧主气室以外增加附加气室, 并通过节流孔或管路连接两个气室, 形成的具有较低静刚度和较高动刚度的空气弹簧系统。管路型带附加气室的空气弹簧可实现附加气室与空气弹簧分离的布置方案, 合理利用悬架以外的空间, 使悬架系统更加紧凑, 是目前汽车空气悬架的主要布置方案^[3]。

管路型带附加气室空气弹簧系统主要由空气弹簧、附加气室以及连接管路三部分组成。由于管路和附加气室的引入, 管路型带附加气室空气弹簧较单个空气弹簧具有更加复杂的非线性动态特性^[4]。目前, 国内外研究人员针对管路型带附加气室空气弹簧的研究是从频域动态特性的建模方法开展的, 主要集中在主气室、附加气室、以及管路的建模方法上。

在主气室与附加气室建模的研究方面, Sreenivasan 等^[5]利用几何建模的方法, 推导了空气弹簧主

气室的刚度计算模型。Berg^[6]将带附加气室的空气弹簧视为若干个弹簧和阻尼串并联组成的模型, 利用物理元件的力学性能表征空气弹簧主气室和附加气室的等效刚度和等效阻尼。Quaglia 等^[7]将空气弹簧内部气体视为理想气体, 分别推导了主气室和附加气室的热力学模型。

在管路建模的研究方面, Nieto 等^[8]根据管路两端的压力差与空气流量的关系, 建立了管路内气体的流动特性模型。由于该模型忽略了管路内气体的惯性, 无法准确反映管路内气体的振动特性, 只适用于管路长度较短的情况。Toyofuku 等^[9]通过试验研究的方法, 测试了长管路带附加气室空气弹簧的动刚度, 发现动刚度曲线存在共振峰。在此研究基础上, Zhu 等^[10]建立了描述长管路内空气质量运动的控制方程, 该管路模型可以较好地表征空气弹簧的频域动态特性。

国内的学者对空气弹簧的研究主要集中在单个空气弹簧的建模方法上^[11], 对带附加气室的空气弹簧的动态特性研究较少。空气弹簧在瞬态工况, 尤其是冲击工况(如通过减速带)下的力响应较大, 会影响连接部件的寿命, 降低车辆的舒适性。建立带附加气室空气弹簧的时域动态特性模型是后续建立振动主动控制模型的基础和必要工作。吴善跃等^[12]研究了带附加气室的空气弹簧的冲击特性, 通过数值计算与有限元相结合的方法, 分析了空气弹簧的冲击隔离特性。李仲兴等^[13]搭建了带附加气室的空

气弹簧动态特性的试验台,研究了附加气室体积、管路直径等参数对空气弹簧动刚度的影响。

综上所述,在目前的研究中,对空气弹簧的动态特性的研究较多关注单个空气弹簧的建模,对管路型带附加气室的空气弹簧的动态特性建模的研究较少;此外,空气弹簧的时域动态特性对系统隔振性能具有重要影响,例如,传递力的超调量会影响应力峰值,衰减时间会影响隔振的响应速度的快慢等。但上述研究几乎都是在频率域上进行的,较少涉及时域动态特性。现有的时域模型以有限元仿真、数值模型或试验研究为主,不利于后续参数影响分析和优化,相比而言,本文提出的解析模型具有高效、可集成优化和控制的优点。

本文以管路型带附加气室的无约束膜式空气弹簧为研究对象,搭建了空气弹簧动态特性测试的试验台,给出了空气弹簧时频域动态特性的测试方法。建立了空气弹簧的动复刚度的频域模型,利用卷积定理,提出了空气弹簧时域动态特性的解析计算方法。基于建立的模型与测试数据,识别了模型参数。在简谐激励和阶跃激励下,对比传递力响应的计算值与测试值,验证了本文模型的准确性。

1 空气弹簧动态特性的测试

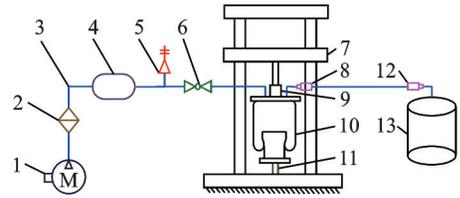
1.1 动态特性的测试方法

带附加气室的空气弹簧系统的测试原理图和装置图如图1(a)和1(b)所示。动态特性测试在MTS-831.50弹性体性能测试试验台上进行。试验台集成有位移传感器、力传感器和压力传感器,可以同步测试激励位移、输出力和空气压力的信号。本试验搭建了一套供气系统,用于提供空气弹簧所需的高压气源。空气压缩机产生高压气体后,存储在储气罐中。充气时,开关阀开启,气体经由气路进入空气弹簧主气室和附加气室;待空气弹簧内部气压达到设定值后,开关阀关闭,空气弹簧、管路以及附加气室形成封闭的系统。

为研究不同的管路尺寸对空气弹簧动态特性的影响,选取4种不同管路直径、长度组合的空气弹簧系统进行研究,如表1所示。

空气弹簧试验中,初始压力为0.5 MPa,环境温度为20℃,空气弹簧的有效面积为 $6.48 \times 10^{-3} \text{ m}^2$,主气室与附加气室的有效体积分别为 $6.3 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ 和 $2 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ 。

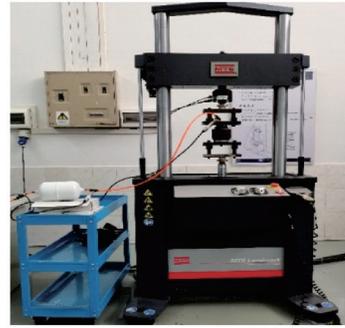
空气弹簧系统试验包括简谐试验和阶跃试验两



1. 空气压缩机; 2. 空气过滤器; 3. 气路通道; 4. 储气罐; 5. 安全阀; 6. 开关阀; 7. MTS试验台; 8. 压力传感器; 9. 力传感器; 10. 空气弹簧; 11. 位移传感器; 12. 压力传感器; 13. 附加气室

(a) 空气弹簧系统动态特性试验的原理图

(a) Schematic diagram of the dynamic test of the air spring system



(b) 测试装置图

(b) Test device diagram

图1 空气弹簧系统动态特性的测试台架

Fig. 1 The test bench for measuring the dynamic characteristics of the air spring system

表1 空气弹簧时域动态特性的测试方案

Tab. 1 Schemes for measuring the dynamic characteristics of the air spring system

序号	管路直径/mm	管路长度/m
A1	5	0.5
A2	5	1
A3	2.5	1
A4	2.5	0

部分。在简谐试验中,对空气弹簧底部活塞施加简谐位移激励,激励振幅为0.5 mm,频率范围为0.5~20 Hz,间隔0.5 Hz。在阶跃试验中,对空气弹簧底部活塞施加幅值为10 mm的阶跃位移激励。

1.2 动态特性的测试结果

在试验过程中,由位移传感器和力传感器测得不同频率下空气弹簧的位移 $x(t)$ 和传递力 $F(t)$,空气弹簧的动复刚度为:

$$K(\omega) = \frac{F[F(t)]}{F[x(t)]} = K_1 + jK_2 \quad (1)$$

式中 符号F代表傅里叶变换; K_1 为储存刚度; K_2 为损失刚度。

系统的动刚度 $|K_d|$ 和滞后角 φ 为:

$$|K_d| = \sqrt{K_1^2 + K_2^2} \quad (2a)$$

$$\varphi = \arctan(K_2/K_1) \quad (2b)$$

根据式(1)和(2)处理测试的位移和力的数据,可得在简谐激励下系统的动刚度和滞后角的试验结果,如图2所示。

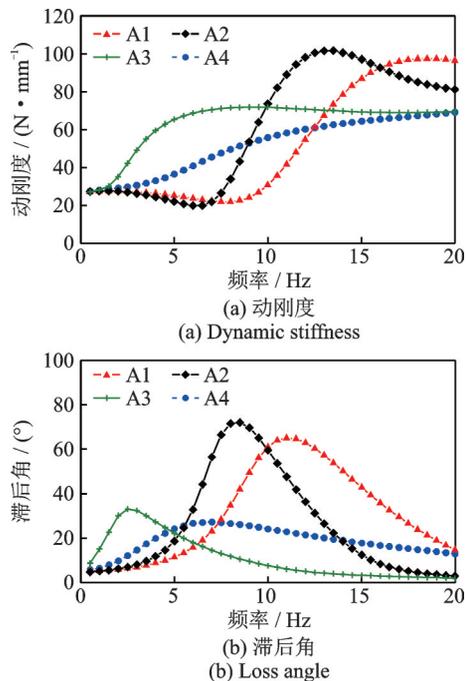


图 2 简谐激励下空气弹簧系统动态特性测试结果

Fig.2 The measured dynamic characteristics of air spring system under the harmonic excitations

管路型空气弹簧的动刚度具有共振峰;随管路长度的减小,动刚度的共振峰频率和滞后角的峰值频率均增大。当管路长度减小为0,即管路简化为节流孔时,气体流道内的空气集中质量很小,此时管路内的集中空气质量不会在常见路面激励频率范围(0~20 Hz)内发生共振,因此动刚度的共振峰消失。随着管径的减小,管路的阻尼效应增大,共振峰的峰值会被抑制。

在阶跃激励下,空气弹簧系统的时域动态特性试验结果如图3所示。

由图3可见,试验中的阶跃激励需经历时间 T_0 才能到达指定的幅值,形状更接近双曲正切激励曲线,而非理想阶跃激励曲线。传递力曲线在阶段II呈现振荡衰减,随管路长度的减小,A1曲线的振荡衰减周期相比A2曲线有所减小,当管路长度减小为0时(A4曲线),振荡衰减现象消失。这是由于节流孔内空气惯性效应可以忽略,在主气室与附加气室之间的气体可以快速交换,因此在施加阶跃激励后,空气弹簧传递力的波动快速减弱并呈单调衰减。而随着管径的减小,流道阻尼快速增大,过大的阻尼引起过阻尼效应,使A3曲线的振荡现象消失。

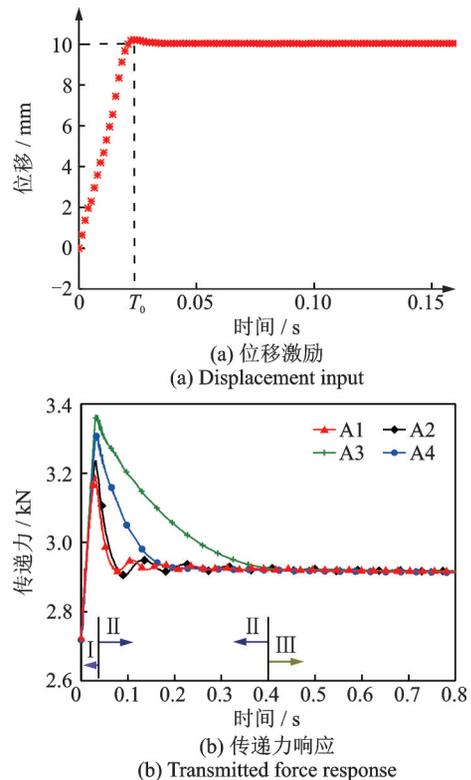


图 3 阶跃激励下空气弹簧系统动态特性测试结果

Fig.3 The measured dynamic characteristics of air spring system under the step excitations

2 空气弹簧动态特性的计算模型

为了表征空气弹簧的时域动态特性,本节建立了空气弹簧的频域模型,并利用卷积定理,推导了空气弹簧的时域动态特性模型。

2.1 集总参数模型

带附加气室的空气弹簧系统的物理模型如图4所示。图中, A_1, P_1, V_1 和 A_2, P_2, V_2 分别为主气室和附加气室的有效面积、内部气压和有效体积; α 为空气弹簧有效面积变化率; l_p, d_p 和 A_p 分别为管路长度、直径和横截面积; m_p, x_p, q 和 ρ 分别为管路内空气质量、位移、流量和密度; P_a, T_a 分别为环境压力和温度。

取空气弹簧系统整体为分析对象,在位移激励

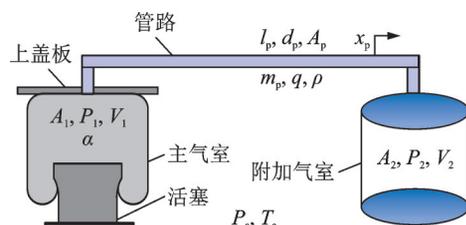


图 4 管路型带附加气室的空气弹簧系统的物理模型

Fig.4 The schematic diagram of a pipe-type air spring with auxiliary chamber

作用下,上盖板受到的传递力为:

$$F(t) = F_m + F_d = F_m + (P_1 - P_a)A_1 \quad (3)$$

式中 F_m 为空气弹簧的静态载荷,即平衡状态下的承载重量; F_d 为动态载荷,即在平衡位置处受到外界激励时的传递力变化值。

取主气室和附加气室为分析对象,两气室内的气体压强变化率为^[14]:

$$\dot{P}_1 = \frac{\gamma RT_a}{V_{10}} q - \frac{\gamma P_{10} A_{10}}{V_{10}} \dot{x} \quad (4a)$$

$$\dot{P}_2 = -\frac{\gamma RT_a}{V_{20}} \dot{x} \quad (4b)$$

式中 γ 为气体多变指数,取值为 1.4; R 为气体常数, $R=8.314 \text{ J}\cdot\text{mol}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$;第二个下标为‘0’表示该物理量取值为平衡状态的初始值。

取管路为研究对象,根据气体运动的连续方程和动量方程^[14],管路内空气的流动方程为:

$$P_1 - P_2 = \frac{l_p}{A_p} \dot{q} + (\eta_p \frac{l_p}{d_p} + \xi_p) \frac{4X_p \omega}{3\pi A_p} q \quad (5)$$

式中 η_p 和 ξ_p 分别代表气体经过管路的沿程损耗系数和局部损耗系数, X_p 为管路内空气位移 x_p 的幅值。

式(3)对时间 t 求导可得:

$$\dot{F}(t) = \dot{P}_1 A_1 - K_A \dot{x}(t) \quad (6)$$

式中 $x(t)$ 为位移激励函数。

式(4),(5)可改写为:

$$\dot{P}_1 = \frac{1}{C_1} q - \frac{K_S}{A_{10}} \dot{x} \quad (7a)$$

$$\dot{P}_2 = -\frac{1}{C_2} q \quad (7b)$$

$$P_1(t) - P_2(t) = I_p \dot{q}(t) + R_p q(t) \quad (8)$$

引入:

$$I_p = \frac{l_p}{A_p} \quad (9a)$$

$$R_p = (\eta_p \frac{l_p}{d_p} + \xi_p) \frac{4X_p \omega}{3\pi A_p} \quad (9b)$$

$$K_A = -(P_{10} - P_a)\alpha \quad (9c)$$

$$K_S = \frac{\gamma P_{10} A_{10}^2}{V_{10}} \quad (9d)$$

$$C_1 = \frac{V_{10}}{\gamma R T_a} \quad (9e)$$

$$C_2 = \frac{V_{20}}{\gamma R T_a} \quad (9f)$$

$$N = \frac{V_{20}}{V_{10}} \quad (9g)$$

2.2 频域动态特性模型

对式(6),(7)和(8)分别进行拉普拉斯变换,整理可得管路型带附加气室空气弹簧系统的动刚

度为:

$$K_d(s) = K_A + K_S \frac{s^2 + 2\xi' \omega_n' s + \omega_n'^2}{s^2 + 2\xi \omega_n s + \omega_n^2} \quad (10)$$

$$\omega_n' = \sqrt{\frac{1}{C_2 I_p}} \quad (11a)$$

$$\xi' = \frac{C_2 R_p}{2\sqrt{C_2 I_p}} \quad (11b)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{N+1}{C_2 I_p}} \quad (11c)$$

$$\xi = \frac{C_2 R_p}{2\sqrt{(1+N)C_2 I_p}} \quad (11d)$$

式中 I_p 为惯性系数; ω_n' 和 ξ' , ω_n 和 ξ 分别为分子、分母二阶多项式的固有频率和阻尼系数。

可见,管路型带附加气室空气弹簧动刚度的分子、分母多项式最高阶次均为二阶。因此,该系统的动刚度曲线将会出现共振峰现象,这与图 2 的试验结果一致。

单个空气弹簧模型和节流孔型带附加气室的空气弹簧模型均为本文模型的特例。令惯性系数 $I_p = 0$,即为节流孔型带附加气室的空气弹簧模型;令阻尼系数趋于无穷大 $R_p \rightarrow \infty$,即为单个空气弹簧模型。

2.3 时域动态特性模型

管路型带附加气室空气弹簧的动刚度 $K_d(s)$ 可改写为:

$$K_d(s) = (K_A + K_S) - K_S \cdot \left[\frac{2(\xi \omega_n - \xi' \omega_n') s}{s^2 + 2\xi \omega_n s + \omega_n^2} + \frac{\omega_n^2 - \omega_n'^2}{s^2 + 2\xi \omega_n s + \omega_n^2} \right] \quad (12)$$

利用卷积运算^[15],可得空气弹簧的动态传递力为:

$$F_d(t) = h_d(t) \otimes x(t) = \int_0^t h_d(t-\tau) x(\tau) d\tau \quad (13)$$

式中 符号“ \otimes ”为卷积运算符; $x(t)$ 为位移激励函数; $h_d(t)$ 为空气弹簧动刚度 $K_d(s)$ 的单位脉冲响应函数:

$$h_d(t) = (K_A + K_S) \delta(t) - \frac{K_S N}{\omega_d} e^{-\xi \omega_n t} \sin(\omega_d t) \quad (14a)$$

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2} \quad (14b)$$

式中 $\delta(t)$ 为 delta 函数。

2.3.1 简谐激励作用下的传递力

激励振幅为 A ,圆频率为 ω 的简谐位移激励函数为:

$$x(t) = A \sin(\omega t) \quad (15)$$

将式(14)和(15)代入式(13),可得在简谐激励下空气弹簧的传递力:

$$F_d(t) = (K_A + K_S)A \sin(\omega t) - K_S \cdot \frac{A}{2} \frac{N}{\omega_d} \left(\frac{M_1}{a^2 + b^2} + \frac{M_2}{a^2 + c^2} \right) \quad (16a)$$

其中:

$$M_1 = be^{-at} \sin(\omega_d t) + ae^{-at} \cos(\omega_d t) - b \sin(\omega t) - a \cos(\omega t) \quad (16b)$$

$$M_2 = ce^{-at} \sin(\omega_d t) - ae^{-at} \cos(\omega_d t) + c \sin(\omega t) + a \cos(\omega t) \quad (16c)$$

$$a = \xi\omega_n, b = \omega - \omega_d, c = \omega + \omega_d \quad (16d)$$

2.3.2 阶跃激励作用下的传递力

利用双曲正切函数表示近似阶跃激励的时域函数表达式为:

$$x(t) \approx A_0 \tanh(\sigma t) \quad (17)$$

式中 A_0 为位移激励幅值; σ 为尺度系数, 调整 σ 可调节双曲正切函数上升段的斜率, 使其接近试验测量的阶跃曲线。

将式(14)和(17)代入式(13), 可得在阶跃激励下空气弹簧的传递力为:

$$F_d(t) = (K_A + K_S)A_0 \tanh(\sigma t) + K_S \cdot \frac{A_0}{\omega_n^2} \frac{N}{\omega_d} (e^{-at} M_3 - \omega_d) \quad (18a)$$

其中:

$$M_3 = a \sin(\omega_d t) + \omega_d \cos \omega_d + \Delta_H(t) \quad (18b)$$

式中 $\Delta_H(t)$ 为双曲正切函数项。

2.4 模型参数的辨识方法

基于 2.3 节推导的空气弹簧系统传递力时域响应模型, 模型参数归纳为以下两类: 主气室和附加气室参数 C_1, C_2, K_A, K_S 和 N ; 管路参数 I_p, R_p 。

主气室和附加气室参数与结构参数 (l_p, A_p, V_{20}) 和状态参数 ($T_a, P_a, P_{10}, P_{20}, A_{10}, \alpha, V_{10}$) 有关 (见式 (9))。其中, 结构参数为已知的参数; 状态参数中, T_a, P_a, P_{10} 和 P_{20} 由传感器测量, α 和 V_{10} 由空气弹簧规格参数得到。

管路惯性系数 I_p 由结构参数 l_p 和 A_p 计算得到; 阻尼系数 R_p 根据图 5 所示的传递力响应曲线的衰减振荡特征辨识得到。

管路型带附加气室空气弹簧系统在近似阶跃激励作用下的传递力响应表达式如式(18)所示。当 $t \rightarrow \infty$ 时, 传递力 $F(t)$ 收敛于常数值:

$$F|_{t \rightarrow \infty} = F_m + (K_A + K_S)A_0 - K_S \frac{A_0 N}{N + 1} \quad (19)$$

如图 5 所示, 传递力以 $T_d = 2\pi/\omega_d$ 为周期衰减, 波动峰落在包络线 $\Xi(t)$ 上, 其表达式为:

$$\Xi(t) = F|_{t \rightarrow \infty} + K_S A_0 \frac{N}{(N + 1)} \frac{e^{-\xi\omega_n t}}{\sqrt{1 - \xi^2}} \quad (20)$$

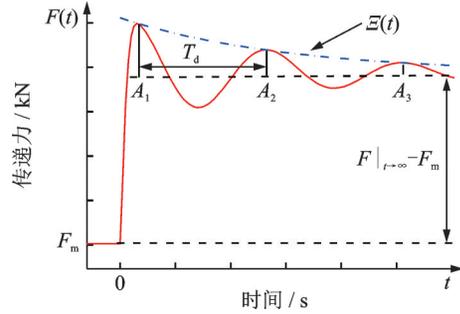


图 5 在阶跃激励作用下空气弹簧的传递力响应
Fig. 5 The transfer force response of air spring system under the step excitations

定义相邻两个振荡峰比值的对数为对数衰减率 δ , 由式(19), (20)可得:

$$\delta = \ln \frac{A_j}{A_{j+1}} = \ln \frac{e^{-\xi\omega_n T_j}}{e^{-\xi\omega_n (T_j + T_d)}} = \xi\omega_n T_d \quad (21)$$

将 $T_d = 2\pi/\omega_d$ 代入式(21), 简化得到:

$$\delta = \frac{2\pi\xi}{\sqrt{1 - \xi^2}} \quad (22)$$

根据传递力阶跃响应曲线在振荡衰减过程中的波峰值和波谷值可计算对数衰减率 δ 和 ξ , 进而由式(11d)可得阻尼系数:

$$R_p = 2\xi \sqrt{(1 + N)C_2 I_p} / C_2 \quad (23)$$

3 计算实例

以表 1 中 A2 系统为计算实例, 基于 2.4 节的参数识别方法, 识别得到 A2 系统的参数, 如表 2 所示。

表 2 空气弹簧模型参数辨识结果

Table 2 Identified results of the model parameters		
参数	数值	单位
C_1	5.4×10^{-9}	$\text{kg} \cdot (\text{N} \cdot \text{m}^{-2})^{-1}$
C_2	1.7×10^{-8}	$\text{kg} \cdot (\text{N} \cdot \text{m}^{-2})^{-1}$
K_A	1.4×10^4	$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$
K_S	4.7×10^4	$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$
N	3.2	—
I_p	5.1×10^4	m^{-1}
R_p	4.7×10^6	$\text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$

在激励振幅为 0.5 mm, 频率分别为 10 Hz 和 15 Hz 的简谐激励下, 取空气弹簧达到稳态状态后的时间段进行分析, 本文提出的空气弹簧时域动态特性模型的计算结果与试验结果如图 6 所示。

由图 6 可见, 本文建立的时域动态特性模型的计算结果和试验测试结果吻合较好, 计算传递力响

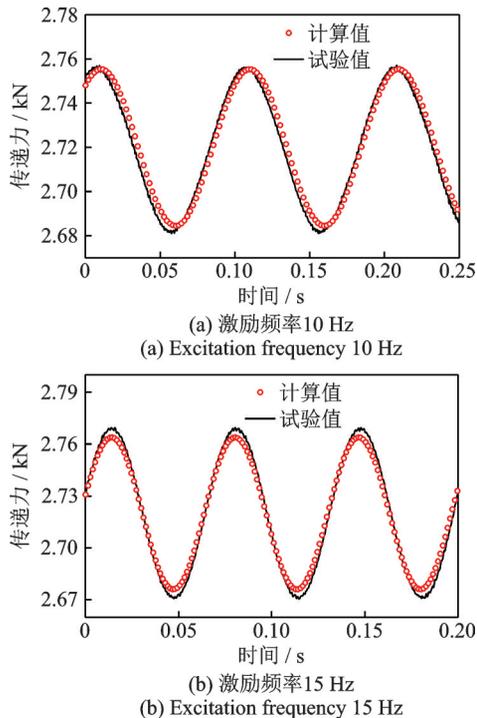


图6 简谐激励下本文模型计算值与试验值的对比

Fig. 6 Comparisons of the calculated and measured results of air spring system under the harmonic excitations

应峰峰值在 10 Hz 和 15 Hz 处的误差仅有 3.3% 和 4.1%。

在激励振幅为 10 mm 的阶跃位移激励下,本文提出的空气弹簧时域动态特性模型的计算结果与试验结果如图 7 所示。

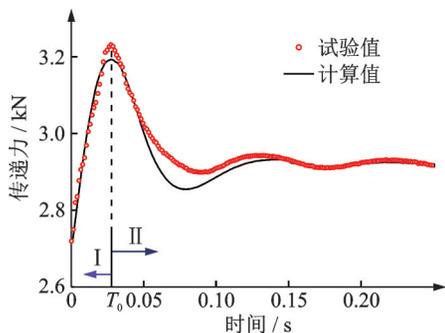


图7 阶跃激励下本文模型计算值与试验值的对比

Fig. 7 Comparisons of the calculated and measured results of air spring system under the step excitations

双曲正切响应在曲线最高点过渡平滑,与实际的试验曲线吻合较好。管路型空气弹簧系统在第一个波谷处双曲正切响应的幅值偏大。这是由于本文模型忽略了管道内空气的压缩性,低估了空气阻尼,导致振荡幅值偏大。

基于本文模型可以理论地解释管路型带附加气室空气弹簧在阶跃激励下的传递力响应呈现振荡衰减的原因:由式(18)可知,在阶段I,传递力的主导项为双曲正切函数项,与试验激励一样,传递力需经历

时间 T_0 后到达峰值;在阶段II,传递力的主导项为指数衰减项 e^{-at} 与频率为 ω_d 的正弦函数乘积,因此传递力曲线呈现振荡衰减,对应图3中的A2曲线。当管路的长度为0时,阶段II的传递力的主导项为指数衰减项 e^{-at} 与常数项的乘积,因此传递力曲线呈现单调递减,对应图3中的A4曲线。

从物理意义上看,振荡衰减现象是由于管路内的空气集中质量不能忽略,由此引入的惯性效应使空气在主气室和附加气室之间交换时,在管路内形成了一个空气集中质量-弹簧系统。在阶跃激励下,主气室内的空气压力快速升高,但由于管路具有一定长度,高压气体无法瞬间传递到附加气室,因此传递力快速增大到峰值。随后,高压气体通过管路传递到附加气室而后传回到主气室,空气在管路内来回交换引起管路内的空气质量-弹簧系统的振动,体现为空气弹簧传递力响应的振荡衰减变化。最后,直到两个气室内的空气压力达到一致,传递力回落到稳定值。相比而言,图3的A4曲线为连接处是小孔(管长为0)的情况。在这种情况下,空气惯性可以忽略,因此A4曲线的阶跃响应呈现单调递减。

4 结论

(1) 本文建立的管路型带附加气室空气弹簧的时域动态特性计算模型具有较高的计算精度,在简谐激励下传递力的计算结果与试验结果误差小于5%,在阶跃激励下可以准确地表征空气弹簧系统的时域传递力响应特性。

(2) 在阶跃激励下,管路型带附加气室空气弹簧系统的传递力曲线随时间呈现振荡衰减变化。本文的模型从机理上揭示了管路内气体的惯性效应是导致该现象的原因,即在阶跃激励下,管路内的气体惯性不可忽略,管路的空气集中质量可等效为一个质量-弹簧系统,空气在管路内来回交换引起管路内的空气质量-弹簧系统的振动,进而体现为空气弹簧传递力响应的振荡衰减变化。

参考文献:

- [1] Zheng Y Q, Shangguan W B, Rakheja S. Modelling and performance analysis of convoluted air springs as a function of the number of bellows[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2021, 159: 107858.
- [2] Zhu H J, Yang J, Zhang Y Q. Modelling and optimization for pneumatically pitch-interconnected suspensions of a vehicle[J]. Journal of Sound and Vibration, 2018, 432:290-309.

- [3] Bruni S, Vinolas J, Berg M, et al. Modelling of suspension components in a rail vehicle dynamics context[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2011, 49(7): 1021-1072.
- [4] Yin Z H, Khajepour A, Cao D P, et al. A new pneumatic suspension system with independent stiffness and ride height tuning capabilities[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2012, 50(12): 1735-1746.
- [5] Sreenivasan G P, Keppan M M. Analytical approach for the design of convoluted air suspension and experimental validation[J]. *Acta Mechanica Sinica*, 2019, 35(5): 1093-1103.
- [6] Berg M. A three-dimensional airspring model with friction and orifice damping[J]. *Vehicle System Dynamics*, 1999, 33(sup1): 528-539.
- [7] Quaglia G, Sorli M. Air suspension dimensionless analysis and design procedure[J]. *Vehicle System Dynamics*, 2001, 35(6): 443-475.
- [8] Nieto A J, Morales A L, González A, et al. An analytical model of pneumatic suspensions based on an experimental characterization[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2008, 313(1-2): 290-307.
- [9] Toyofuku K, Yamada C, Kagawa T, et al. Study on dynamic characteristic analysis of air spring with auxiliary chamber[J]. *JSAE Review*, 1999, 20(3): 349-355.
- [10] Zhu H J, Yang J, Zhang Y Q, et al. Nonlinear dynamic model of air spring with a damper for vehicle ride comfort[J]. *Nonlinear Dynamics*, 2017, 89: 1545-1568.
- [11] Zhu H J, Yang J, Zhang Y Q, 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.
- [12] 吴善跃,朱石坚,黄映云.带辅助气室橡胶空气弹簧的冲击特性分析[J]. *振动工程学报*, 2005, 18(2): 248-251.
Wu Shanyue, Zhu Shijian, Huang Yingyun. Analysis of the shock absorbing performance of a rubber air spring with auxiliary chamber[J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2005, 18(2): 248-251.
- [13] 李仲兴,李美,郭继伟,等.带附加气室空气弹簧性能试验系统的搭建与试验研究[J]. *机械工程学报*, 2012, 48(4): 98-102.
Li Zhongxing, Li Mei, Guo Jiwei, et al. Novel test platform and performance test study on air spring with auxiliary chamber[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2012, 48(4): 98-102.
- [14] Zhu H J, Yang J, Zhang Y Q. Dual-chamber pneumatically interconnected suspension: modeling and theoretical analysis[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2021, 147: 107125.
- [15] Chai T, Dreyer J T, Singh R. Time domain responses of hydraulic bushing with two flow passages[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2014, 333(3): 693-710.

Modeling of time-domain dynamic characteristics of a pipe-type air spring with an auxiliary chamber

ZHENG Yi-qian^{1,2}, SHANGGUAN Wen-bin²

(1.College of Packaging Engineering, Jinan University, Zhuhai 519070, China;

2.School of Mechanical and Automotive Engineering, South China University of Technology, Guangzhou 510641, China)

Abstract: Air spring is a key component in vibration control of air suspension systems in vehicles, and its time-domain dynamic characteristic is an important index to evaluate the vibration isolation performance. To study the time-domain dynamic characteristics of a pipe-type air spring with an auxiliary chamber, a test bench with an air charging system is established to measure the transmitted forces of air spring under harmonic excitations and step excitations. A lumped parameter model for an air spring system is established, and the dynamic complex stiffness model is derived. Based on the convolution theorem, an analytical model for calculating the time-domain dynamic characteristics of air spring is developed. The parameters of the proposed model are identified, and the calculated transmitted force by using the proposed model is compared with the measured data. The results show that the error between estimated values and experimental values is less than 5% under harmonic excitation.

Key words: air spring; time-domain dynamic characteristic; step response; parameter identification

作者简介: 郑益谦(1995—),男,博士,讲师。E-mail:zhengyiqian88@163.com。

通讯作者: 上官文斌(1963—),男,博士,教授,博士生导师。E-mail:sgwb@scut.edu.cn。