

越野车用两级压力式油气弹簧的建模与仿真^{*}

李仲兴¹, 郭子权¹, 王传建², 李 美³, 马孜立¹

(1. 江苏大学汽车与交通工程学院 镇江, 212013) (2. 江苏大学京江学院 镇江, 212013)

(3. 海南大学机电工程学院 海口, 570228)

摘要 两级压力式油气悬架可有效地解决传统单气室油气悬架在不同载荷状态下的动力学性能矛盾。为进一步提高越野车辆的行驶性能,提出一种越野车用两级压力式油气弹簧,建立考虑油液压缩性的油气弹簧非线性数学模型,并通过台架试验验证数学模型的准确性。建立 1/4 车辆模型,在随机路面激励下进行平顺性仿真。结果表明,良好路面的满载工况和一般路面的空载工况下,相对于单气室油气悬架,两级压力式油气悬架的车身加速度均方根值分别下降了 20.1% 和 10.7%,轮胎动载荷均方根值分别下降了 36.8% 和 10.4%,两级压力式油气悬架的动行程均方值分别增加了 11.8% 和 1.9%,其撞击限位块的概率小于 0.1%,能够满足车辆的使用要求。

关键词 越野车;两级压力式油气弹簧;平顺性;建模与仿真

中图分类号 TH13; U463.33⁺4

引 言

油气悬架系统是一种集成弹性元件和减振装置,并融合液压传动、气压传动和现代控制理论等技术的悬架系统^[1]。油气弹簧的非线性、渐增性的刚度特性使得车辆在起伏路面上行驶时,随着负重轮动行程的增加,弹簧刚度变大,可有效缓冲路面较大冲击,避免工作缸发生刚性撞击^[2-3]。与单气室油气弹簧相比,当车辆在载荷较大或受到较大路面激励时,两级压力式油气弹簧的第 2 级压力气室参与工作,使得两级压力式油气弹簧的刚度降低,从而降低悬架在满载或受较大路面激励时的振动频率^[4]。文献^[5]对比分析了双气室油气悬架与单气室油气悬架的性能优劣。文献^[6]将可开关控制刚度和阻尼的双气室油气悬架装备于路虎越野车上并进行道路试验,结果表明它能够通过开关来调整悬架刚度和阻尼,从而改善车辆的悬架特性。以上研究中所提及的双气室油气弹簧中两个压力气室的预充气压相同,无法保证载荷变化较大的车辆在不同载荷下的平顺性。文献^[7]基于两级压力式油气弹簧的结构与工作原理设计了一种适用于多轴重型车辆的双气室平衡悬架。目前,两级压力式油气弹簧主要应用

在军用坦克、重型矿用车辆等特种车辆上,尚未实现在中小型车辆上的广泛应用^[8]。

对于中型越野车而言,其空、满载的载荷变化较大且行驶路况复杂多变,当越野车在满载或受到较大路面激励时要求悬架具有较低的固有频率。现阶段,越野车大都是装备刚度参数不变的悬架,无法兼顾越野车在空载、满载以及路面激励较大时的行驶平顺性,而两级压力式油气悬架能很好地弥补这个缺陷。为此,笔者提出一种越野车用两级压力式油气弹簧,并通过特性试验和 1/4 车辆平顺性仿真验证了该油气弹簧性能的可靠性。

1 油气弹簧结构及工作原理

两级压力式油气弹簧的结构如图 1 所示,主要由活塞杆、工作缸、阻尼阀、第 1 级压力气室及第 2 级压力气室等组成。

油气弹簧的 2 个压力气室内填充有不同预充气压的氮气。阻尼阀安装于 A 腔和 B 腔中间。上吊环与车身连接,下吊环与车桥相连。油气弹簧的压缩行程时,活塞杆受到轮胎传递的路面激励推动活塞向上运动,迫使 A 腔内油液经阻尼阀进入 B 腔和 2 个压力气室中。当载荷较小时,B 腔的油液压力

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51575241);江苏省六大人才高峰资助项目(2012-ZBZZ-030);国家青年科学基金资助项目(51305111)

收稿日期:2015-07-06;修回日期:2015-09-11

比第 2 级压力气室内气体的压力小,油液无法推动第 2 级压力气室的橡胶隔膜,第 2 级气室不参与工作。随着载荷的增加或受到较大路面激励,B 腔中油液压力和第 1 级压力气室内气体压力升高,当 B 腔内油液压力超过第 2 级压力气室预充气压时,油液同时压缩两个压力气室内气体,第 1 级压力气室和第 2 级压力气室同时工作。油气弹簧处于伸张行程时,活塞杆相对于工作缸向下运动,A 腔容积变大,油液压力减小,压力气室内的气体反推油气隔膜,迫使 B 腔内油液流回 A 腔。

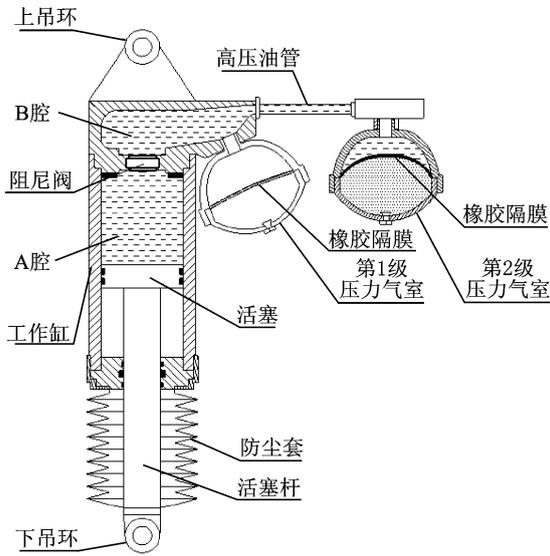


图 1 油气弹簧结构简图

Fig. 1 Sketch of Hydro-pneumatic spring

2 油气弹簧数学模型的建立

根据两级压力式油气弹簧的工作原理,对油液可压缩性进行考虑。为简化计算,忽略缸筒内壁与活塞之间的摩擦、活塞与缸筒之间的油液泄露以及油液黏度变化等因素^[9-10]。

工程运用中,采用体积压缩系数 $k^{[11]}$ 来表示液体的压缩性

$$k = -\frac{\Delta V}{\Delta P V} \quad (1)$$

其中: V 为油液总体积; ΔV 为油液体积变化量; ΔP 为油液压力变化量。

油液的体积弹性模量 E_v 为油液体积压缩系数的倒数,即

$$E_v = \frac{1}{k} = -\frac{\Delta P V}{\Delta V} \quad (2)$$

因此,体积的变化量可以表示为

$$\Delta V = -\frac{\Delta P V}{E_v} \quad (3)$$

2.1 弹性力模型

当簧上质量较小时,只有第 1 级压力气室参与工作,任意时刻第 1 级压力气室的气体体积为

$$V_L = V_{L_0} - A_1 S + \frac{V_j \Delta P_1}{E_v} \quad (4)$$

其中: V_L 为任意时刻第 1 级压力气室的气体体积; V_{L_0} 为悬架静态平衡时第 1 级压力气室的气体体积; A_1 为活塞承压面积; S 为活塞位移; V_j 为工作缸 A 腔内油液总体积; ΔP_1 为第 1 级压力气室工作时工作缸内压强变化。

工作缸 A 腔内的油液总体积可表示为

$$V_j = A_1 L \quad (5)$$

其中: L 为工作缸最大行程。

由气体状态方程及悬架静态平衡时力的平衡关系可得油气弹簧弹性力为

$$F_T = P_L A_1 = \frac{M_{s1} g \left(\frac{P_{10} V_{10}}{M_{s1} g} \right)^n}{\left(\frac{P_{10} V_{10}}{M_{s1} g} - S + \frac{L \Delta P_1}{E_v} \right)^n} \quad (6)$$

其中: F_T 为弹性力; P_L 为任意时刻 A 腔油液压力; M_{s1} 为簧上质量; g 为重力加速度; P_{10} 和 V_{10} 分别为第 1 级压力气室预充气压和初始充气体积; n 为气体多变指数。

当簧上质量增大为 M_{s2} 时,活塞位移 S 大于第 2 级压力气室参与工作的临界位移 S_0 。此时,第 1、第 2 级压力气室同时参与工作,且两气室内压强相同。

任意时刻第 1 级压力气室与第 2 级压力气室的气体总体积为

$$V_H = (V_{L1} + V_{20}) - A_1 S \quad (7)$$

其中: V_H 为任意时刻第 1 级、第 2 级压力气室的气体体积总和; V_{L1} 为第 2 级压力气室开始工作时第 1 级压力气室的气体体积; V_{20} 为第 2 级压力气室的初始充气体积。

根据气体状态方程及悬架静态平衡时力的平衡关系可得弹性力 F_T 为

$$F_T = P_H A_1 = \frac{M_{s2} g \left(\frac{P_{20} (V_{20} + V_{L1})}{M_{s2} g} \right)^n}{\left(\frac{P_{20} (V_{20} + V_{L1})}{M_{s2} g} - S + \frac{L \Delta P_2}{E_v} \right)^n} \quad (8)$$

其中: P_H 为任意时刻第 1 级、第 2 级压力气室气压; P_{20} 为第 2 级压力气室的预充气压; ΔP_2 为两压力气室同时工作时工作缸内压强变化。

2.2 阻尼力模型

单位时间的体积流量 Q 为

$$Q = A_1 \dot{S} \quad (9)$$

其中: \dot{S} 为弹簧压缩行程时活塞的运动速度。

阻尼力为 A, B 两腔的油液压差和活塞承受面积的乘积。当压缩阀未开阀时, A 腔的油液经过常通孔流入 B 腔, 根据薄壁小孔流量公式可得此时弹簧阻尼力为

$$F_C = \Delta P_{AB} A_1 = \frac{\rho A_1^2 \dot{S}^2}{2C_d^2 A_{01}} \quad (10)$$

其中: F_C 为压缩行程的阻尼力; ΔP_{AB} 为 A 腔和 B 腔油液压差; C_d 为常通孔流量系数; A_{01} 为常通孔面积; ρ 为油液密度。

当压缩阀开阀时, A 腔油液经阻尼阀的常通孔、细长孔和阀片开阀缝隙流入 B 腔。根据细长孔与开阀缝隙组成的串联结构可知

$$\begin{cases} \Delta P_{AB} = \Delta P_{Aa} + \Delta P_{aB} \\ \frac{\pi d^4 n_q \Delta P_{Aa}}{128 \mu l} = \frac{\pi \delta_1^3 \Delta P_{aB}}{6 \mu \ln(r_{b1}/r_{c1})} \end{cases} \quad (11)$$

其中: ΔP_{Aa} 为 A 腔与细长孔内油液压差; ΔP_{aB} 为细长孔内与 B 腔的油液压差; d 为压缩阀细长孔孔径; n_q 为压缩阀细长孔个数; μ 为液体黏度; l 为压缩阀细长孔孔长; δ_1 为压缩阀片变形量; r_{b1} 为压缩阀片外径; r_{c1} 为压缩阀片内径。

此时流经阻尼阀的单位时间体积流量为

$$Q = C_d A_{01} \sqrt{\frac{2 \Delta P_{AB}}{\rho}} + \frac{\pi d^4 n_q \Delta P_{Aa}}{128 \mu l} \quad (12)$$

综合式(5)、式(7)和式(8)可得

$$\frac{\pi d^4 n_q \delta_1^3}{128 \mu l \delta_1^3 + 6 \mu d^4 n_q \ln(r_b/r_c)} (\sqrt{\Delta P_{AB}})^2 + C_d A_{01} \sqrt{\frac{2}{\rho}} (\sqrt{\Delta P_{AB}}) - A_1 \dot{S}_1 = 0 \quad (13)$$

令 $a = \frac{\pi d^4 n_q \delta_1^3}{128 \mu l \delta_1^3 + 6 \mu d^4 n_q \ln(r_{b1}/r_{c1})}$, $b = C_d A_{01} \sqrt{\frac{2}{\rho}}$, 求解式(13)可得 A, B 腔的压差 ΔP_{AB} , 弹簧压缩行程阻尼力 F_C 为

$$F_C = \Delta P_{AB} A_1 = \frac{A_1 b^2 - A_1 b \sqrt{b^2 + 4a A_1 \dot{S}} + a A_1^2 \dot{S}^2}{2a^2} \quad (14)$$

由于该阻尼阀有一定的对称性, 因此采用相同方法分析伸张行程的阻尼力模型。伸张阀开阀前, 弹簧伸张行程的阻尼力为

$$F_R = \Delta P_{BA} A_1 = \frac{\rho A_1^2 \dot{S}_1^2}{2C_d^2 A_{01}} \quad (15)$$

其中: F_R 为伸张行程的阻尼力; ΔP_{BA} 为 B 腔与 A 腔的压差; \dot{S}_1 为伸张行程活塞运动速度。

当伸张阀开阀时, 液体单位时间体积流量与活

塞速度之间的关系为

$$\frac{\pi d_2^4 n_{q2} \delta_2^3}{128 \mu l_2 \delta_2^3 + 6 \mu d_2^4 n_{q2} \ln(r_{b2}/r_{c2})} (\sqrt{\Delta P_{BA}})^2 + C_d A_{01} \sqrt{\frac{2}{\rho}} (\sqrt{\Delta P_{BA}}) - A_1 \dot{S}_1 = 0 \quad (16)$$

其中: d_2 为伸张阀细长孔孔径; l_2 为伸张阀细长孔长度; n_{q2} 为伸张阀细长孔个数; δ_2 为伸张阀片变形量; r_{b2} 为伸张阀片外径; r_{c2} 为伸张阀片内径。

令 $c = \frac{\pi d_2^4 n_{q2} \delta_2^3}{128 \mu l_2 \delta_2^3 + 6 \mu d_2^4 n_{q2} \ln(r_{b2}/r_{c2})}$, $d = C_d A_{01} \sqrt{\frac{2}{\rho}}$, 求解式(16)可得 B 腔与 A 腔的压差, 弹簧的伸张行程的阻尼力 F_R 为压差与活塞承受面积的乘积

$$F_R = \Delta P_{BA} A_1 = \frac{A_1 d^2 - A_1 d \sqrt{d^2 + 4c A_1 \dot{S}_1} + c A_1^2 \dot{S}_1^2}{2c^2} \quad (17)$$

3 仿真与试验

根据该油气弹簧的结构和工作原理建立 AMESim 仿真模型, 两级压力式油气弹簧相关参数如表 1 所示。

表 1 油气弹簧参数

Tab. 1 Parameter of hydro-pneumatic spring

参数名称	数值
活塞直径/mm	50
活塞杆直径/mm	35
活塞行程/mm	100
第 1 级气室初始容积/L	0.4
第 1 级气室初始气压/MPa	3.0
第 2 级气室初始容积/L	0.4
第 2 级气室初始气压/MPa	3.6
油液动力黏度/(Pa·s)	0.014 76
液体弹性模量/MPa	1 700

参考标准 QC/T 545-1999《汽车筒式减振器台架试验方法》^[12] 搭建油气弹簧试验台架, 如图 2 所示。为便于分别对单气室油气弹簧和两级压力式油气弹簧进行试验, 在两个压力气室之间安装直通高压球阀 a, 当高压球阀关闭时油气弹簧为单气室状态, 当高压球阀打开时为两级压力式状态。直通高压球阀 b 用于试验前对油气弹簧进行充放油, 试验过程中处于关闭(实际应用中两个压力气室之间不安装高压球阀 a)。弹性力试验在准静态下进行, 因此采用幅值为 50 mm、频率为 0.1 Hz 的三角波信

号。阻尼特性试验采用幅值为 30 mm、频率为 1Hz 的正弦信号。两种状态的弹性力试验结果如图 3 所示。图 4 为去除弹性力和静摩擦力后的阻尼特性的试验与仿真对比结果。



图 2 试验台架
Fig. 2 Bench test system

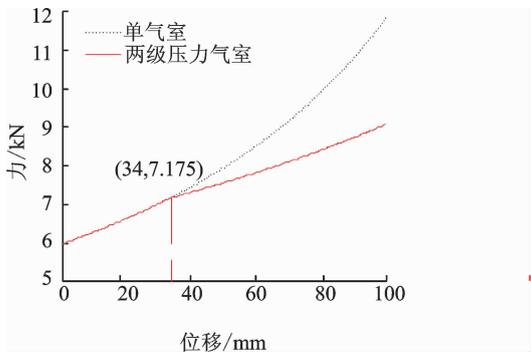


图 3 油气弹簧弹性力特性
Fig. 3 Elastic characteristic of hydro-pneumatic spring

由图 3 可知,当活塞位移 S 小于临界位移 S_0 时,两级压力式油气弹簧只有第 1 级压力气室工作,弹性力特性与单气室油气弹簧相同。当活塞位移 S 大于临界位移 S_0 时,第 2 级压力气室参与工作,油气弹簧的输出弹性力下降。由图可知,第 2 级压力气室工作的临界位移 S_0 为 34 mm。

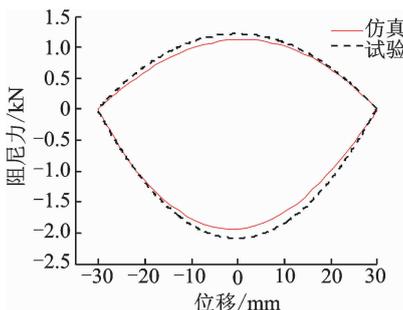


图 4 油气弹簧示功图
Fig. 4 Indicator diagram of hydro-pneumatic spring

图 4 中,阻尼力值为正的上半部分为弹簧的压缩行程,阻尼力值为负的下半部分为弹簧的伸张行程。由图 4 可知,试验结果与仿真曲线基本吻合。油气弹簧阻尼特性的关键点力值对比如表 2 所示。表中 $F_{Y_{max}}$ 与 $F_{Y_{min}}$ 分别为油气弹簧压缩行程的最大与最小阻尼力,分别在压缩行程的零位移和最大压缩位移处取得; $F_{S_{max}}$ 和 $F_{S_{min}}$ 分别为油气弹簧伸张行程的最大和最小阻尼力,分别在伸张行程的零位移和最大伸张位移处取得。

表 2 关键点阻尼力值
Tab. 2 Damping force of key point

项目	$F_{Y_{max}}$	$F_{Y_{min}}$	$F_{S_{max}}$	$F_{S_{min}}$
试验数据/kN	1.224	0.006 2	-2.078	-0.051 8
仿真数据/kN	1.132	0.005 6	-1.926	-0.050 1
数据偏差/%	7.52	9.68	7.3	3.28

从试验和仿真的对比结果可知,所搭建的两级压力式油气弹簧仿真模型是准确的。

4 油气弹簧对车辆平顺性的影响

参考某型越野车搭建 1/4 车辆模型,其 1/4 车辆参数见表 3。第 2 级压力气室只要油液压力达到预充气压时即参与工作,所以当越野车的载荷或路面激励增大到一定值时都会使第 2 级压力气室参与工作。因此,分别对安装单气室油气悬架和两级压力式油气悬架的车辆在良好路面的空载、满载以及一般路面的空载 3 种工况下的平顺性进行仿真分析。良好路面仿真的激励信号为 C 级路面下行驶车速为 40 km/h 的随机路面激励,一般路面仿真的激励信号为 D 级路面下行驶车速为 40 km/h 的随机路面激励,并选用车身加速度、悬架动行程及轮胎动载荷作为平顺性评价指标。

表 3 1/4 车辆参数
Tab. 3 Parameter of quarter vehicle

参数	数值
空载簧上质量/kg	640
满载簧上质量/kg	750
簧下质量/kg	50
轮胎刚度系数/($N \cdot m^{-1}$)	1 300
轮胎阻尼系数/($kN \cdot (m \cdot s^{-1})^{-1}$)	25

两种悬架形式在车辆受到随机路面激励时各平顺性指标的均方根值如表 4 所示。

表4 平顺性指标的均方根值

Tab. 4 Root-mean-square value of ride comfort index

路况	指标	单气室	两级压力气室	改善率/%
良好路面空载	车身加速度/ ($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$)	0.356 4	0.356 4	0
	悬架动行程/m	0.003 6	0.003 6	0
	轮胎动载荷/N	221	221	0
良好路面满载	车身加速度/ ($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$)	0.319 4	0.255 2	20.1
	悬架动行程/m	0.003 4	0.003 8	-11.8
	轮胎动载荷/N	275.4	174.1	36.8
一般路面空载	车身加速度/ ($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$)	0.747 3	0.667 1	10.7
	悬架动行程/m	0.005 2	0.005 3	-1.9
	轮胎动载荷/N	524.24 1 2	469.448 8	10.4

从表4中可知,良好路面空载工况下,两级压力式油气悬架等效于单气室油气悬架;而良好路面满载和一般路面空载时,两级压力式油气悬架的车身加速度和轮胎动载荷均得到显著改善。

相比于单气室油气悬架,两级压力式油气悬架的动行程有所增加。根据撞击限位块的概率分布与标准差的关系可知,当界限值 x_0 和标准差 σ_x 的比值 $\lambda=3.29$ 时,撞击限位块的概率为 0.1% ^[13]。从仿真结果可知,满载时两级压力式油气悬架动行程的标准差 $\sigma_x=0.0038\text{ m}$,平衡时悬架限位行程 $x_0=0.0563\text{ m}$,两者比值 $\lambda=14.83>3.29$ 。可知满载工况下,该油气弹簧活塞撞击工作缸限位块的概率小于 0.1% ;同理可知,一般路面的空载时撞击限位块概率也小于 0.1% 。满足车辆安全行驶的要求。

良好路面满载工况和一般路面空载工况下,车身加速度功率谱密度分别如图5和图6所示。

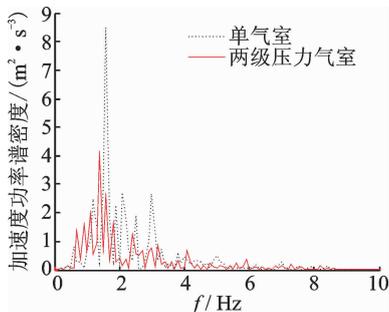


图5 良好路面满载工况车身加速度功率谱密度

Fig. 5 PSD of body acceleration with full load under fair running road surface

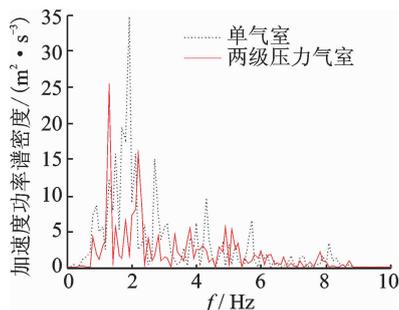


图6 一般路面空载工况车身加速度功率谱密度

Fig. 6 PSD of body acceleration with empty load under general road

由图5、图6可以看出,良好路面的满载和一般路面的空载工况下,两级压力式油气悬架的加速度功率谱密度在低频时($0\sim 5\text{ Hz}$)比单气室油气悬架小,说明其车身分传递振动的能量较少,平顺性更好。两级压力式油气悬架的振动峰值对应的频率小于单气室油气悬架,表明其可降低该工况下的悬架系统固有频率,从而保证车辆在空、满载时悬架系统都具有较低固有频率,进而保证了车辆在该工况下的平顺性。

5 结论

1) 当载荷增加或路面激励增大时,装有两级压力式油气弹簧的 $1/4$ 车辆的车身加速度和轮胎相对动载荷都得到显著改善。车身加速度显著降低,表明其可提高车辆的平顺性。轮胎动载荷的降低,表明车辆轮胎接地性较好,可有效保证车辆与路面的附着力,从而保证车辆的防侧滑能力,提高了车辆的行驶安全性。在良好路面空载工况下,两级压力式油气悬架对车辆的作用与单气室油气悬架相同。

2) 满载和半载工况下,两级压力式油气悬架在低频率($0\sim 5\text{ Hz}$)范围内的振动能量比单气室油气悬架小,说明其在该工况下的平顺性较好。

3) 当两级压力式油气弹簧的第2级气室参与工作时,悬架刚度下降,悬架动行程略有增加。

参 考 文 献

- [1] 赵力航,陈轶杰,管继富,等. 油气悬挂系统的结构特点及分类[J]. 农业装备与车辆工程,2009,3:12-14,18.
Zhao Lihang, Chen Yijie, Guan Jifu, et al. Structure characteristic and classification of suspension system

- [J]. *Agricultural Equipment & Vehicle Engineering*, 2009,3:12-14,18. (in Chinese)
- [2] 甄龙信,张文明. 单气室油气悬架的仿真与试验研究[J]. *机械工程学报*,2009,45(5):290-294.
Zhen Longxin, Zhang Wenming. Research on simulation and experiment of hydro-pneumatic suspension with single gas cell[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2009, 45(5):290-294. (in Chinese)
- [3] 熊新,吴洪涛,于学华,等. 工程车辆油气悬架参数化建模与幅频特性分析[J]. *振动、测试与诊断*,2014,34(5):926-931.
Xiong Xin, Wu Hongtao, Yu Xuehua, et al. Parametric modeling and amplitude frequency characteristics analysis for hydro-pneumatic suspension of engineering vehicle [J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2014,34(5):926-931. (in Chinese)
- [4] 陈家瑞. 汽车构造:下册[M]. 3版. 北京:机械工业出版社,2012:199-215.
- [5] Abd-El-Tawwab A M. Semi-active twin-accumulator suspension system[R]. Detroit, Michigan, USA;SAE Paper, 2002.
- [6] Breytenbach B, ELS P S. Optimal vehicle suspension characteristics for increased structural fatigue life [J]. *Journal of Terramechanics*,2011,48:397-408.
- [7] 王勋,陈思忠. 双气室油气平衡悬架的设计[J]. *北京理工大学学报*,2012,32(5):475-478,507.
Wang Xun, Chen Sizhong. Design of vehicle twin-accumulator hydro-pneumatic balanced suspension [J]. *Transactions of Beijing Institute of Technology*, 2012, 32(5):475-478,507. (in Chinese)
- [8] 刘志强. 车辆油气悬挂系统动力学研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学,2011.
- [9] 李桂康. 军用车辆油气悬架系统仿真及参数优化设计[D]. 长春:吉林大学,2013.
- [10] 李跃,管继富,李毅,等. 油气悬架非线性刚度的统计线性化研究[J]. *装甲兵工程学院学报*,2013,27(5):42-47.
Li Yue, Guan Jifu, Li Yi, et al. Research on statistic linearization of hydro-pneumatic suspension nonlinear stiffness[J]. *Journal of Academy of Armored Force Engineering*, 2013,27(5):42-47. (in Chinese)
- [11] 李永堂,雷步芳,高雨茁. 液压系统建模与仿真[M]. 北京:冶金工业出版社,2003:17-18.
- [12] QC/T 545—1999 汽车筒式减振器台架试验方法[S]. 北京:国家机械工业局,1999.
- [13] 余志生. 汽车理论[M]. 5版. 北京:机械工业出版社,2012:216-222.



第一作者简介:李仲兴,男,1963年11月生,教授、博士生导师。主要研究方向为车辆动态性能模拟与控制、车辆安全性能及电动车技术。曾发表《Modeling of interlinked air suspension and study on its dynamic performance》(《Applied Mechanics and Materials》2014, Vol. 494-495)等论文。
E-mail:la55@163.com

