

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.06.003

# 基于气体溶解与油液可压缩性的油气悬架性能研究\*

黄夏旭 杨珏 申焱华 冯雅丽

(北京科技大学机械工程学院, 北京 100083)

**摘要:** 基于气体溶解效应和油液可压缩性建立了矿用自卸车使用的混合式油气悬架的非线性数学模型。通过求解非线性数学模型方程组,分析了油气悬架中气体溶解和油液可压缩性对系统内部压力变化的影响,并与试验结果进行了对比分析。结果表明建立的模型能较准确地描述油气悬架的输出力特性,而且气体溶解效应和油液可压缩性在油气悬架设计研究过程中不可忽略。同时,压缩行程中气体溶解和油液可压缩性对油气悬架特性的影响大于伸张行程时的影响。

**关键词:** 矿用自卸车 油气悬架 溶解度 油液可压缩性

**中图分类号:** U463.33<sup>+</sup>4.3; TD562<sup>+</sup>.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)06-0014-05

## Characteristics Analysis of Hydro Pneumatic Suspension Based on Gas Dissolution and Oil Compressibility

Huang Xiaxu Yang Jue Shen Yanhua Feng Yali

(School of Mechanical Engineering, University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083, China)

**Abstract:** A nonlinear mathematical model of the gas oil mixed hydro-pneumatic suspension used on mining dump trucks was presented. The gas dissolution effect, as well as the oil compressibility was taken into account in the model. The effects of gas dissolution and oil compressibility on the pressure changes within the hydro-pneumatic suspension were analyzed by solving the nonlinear mathematical equations. And the simulation results were compared with the experimental results. The results showed that the proposed model could describe the output force and pressure change of hydro-pneumatic suspension more accurately, and the effects of gas dissolution and oil compressibility couldn't be ignored in hydro-pneumatic suspension research and design. Meanwhile, the effects were greater in compression stroke than expansion stroke.

**Key words:** Mining dump trucks Hydro pneumatic suspension Gas solubility Oil compressibility

### 引言

矿用自卸车一般使用被动式油气悬架,而且多使用油气混合式油气悬架。在油气悬架的研究工作中, Michele 等针对重型车辆开发了半主动油气悬架<sup>[1]</sup>。Gao 等对重型车辆主动油气悬架进行了建模仿真,并对其控制和设计进行了研究<sup>[2]</sup>。孙涛等对重载车辆和越野车辆的油气悬架进行了分析,也有半主动油气悬架的模糊控制<sup>[3-7]</sup>。孙继勋等对单腔

油气悬架进行建模,并对其刚度阻尼特性进行仿真分析<sup>[8]</sup>。上述研究中主要是调节阻尼实现悬架的半主动控制和主动控制以及建立数学和仿真模型进行特性分析,在建立油气悬架数学模型的研究中考虑了气体的非线性特性,密封件的非线性,但是多认为气体的质量保持不变;考虑油液可压缩的特性时,也只是认为油液含气以后体积弹性模量发生变化导致油液体积变化较大,并未考虑纯油液的可压缩是否需要考虑。

收稿日期: 2013-01-07 修回日期: 2013-02-28

\*北京市科技支撑市委、市政府重点资助项目(Z101103055010004)

作者简介: 黄夏旭, 博士后, 主要从事非公路矿用自卸车研究, E-mail: solar1985@sina.com

本文依据亨利定律考虑气体溶解后的质量变化,同时考虑油液的可压缩性,建立油气混合式油气悬架的非线性数学模型,并针对具体油气悬架进行内部压力分析。

## 1 油气混合式油气悬架数学模型

混合式悬架结构如图1所示,主要由缸筒以及活塞杆和活塞组件组成,内部空间中上部有惰性气体,其他部分为油液。图中所示阻尼孔的数量在实际结构中为2个。

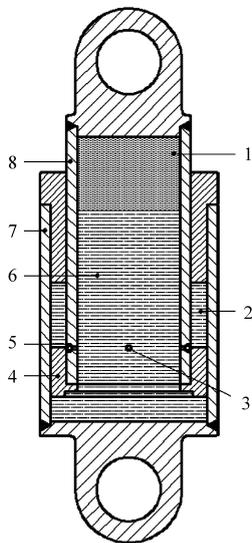


图1 油气悬架结构简图

Fig.1 Structure of hydro pneumatic suspension

1. 气体(氮气) 2. 环形腔 3. 阻尼孔 4. 活塞 5. 单向阀  
6. 工作腔油液 7. 缸筒 8. 活塞杆

油气悬架在受到外部激励时,活塞杆及活塞组件和缸筒之间要产生相对运动。假设缸筒固定,油气悬架输出力数学方程<sup>[9-12]</sup>为

$$F = p_1 A_1 - p_2 A_2 + F_f \quad (1)$$

式中  $p_1$ ——工作腔气体压力

$p_2$ ——环形腔压力  $A_1$ ——活塞面积

$A_2$ ——环形腔面积

$F_f$ ——密封件摩擦力

设两个腔之间压差为

$$\Delta p_c = p_1 - p_2 \quad (2)$$

此时,输出力方程为

$$F = p_1 (A_1 - A_2) + \Delta p_c A_2 + F_f \quad (3)$$

可知,气体压力决定了油气悬架的弹性力输出特性,阻尼力主要是由小孔节流产生,故文中研究时着重考虑气体溶解及油液可压缩性后气体的压力变化规律。

### 1.1 油液可压缩性

油液体积弹性模量<sup>[8]</sup>表征了液压油抗压缩能力,纯液压油体积弹性模量 $(1.2 \sim 2.1) \times 10^3$  MPa,

对于一般的液压传动系统,可近似认为油液是不可压缩的。实际上油液中的气体通常是以掺混空气和溶解空气两种形式同时存在,其中掺混空气以球状气泡悬浮于油液<sup>[13]</sup>。油液的有效体积弹性模量  $K_e$  由纯油弹性模量、管道及附件的弹性模量和掺混气体的体积弹性模量共同组成。文中不计悬架的刚性构件的变形,可表示为

$$\frac{1}{K_e} = \frac{V_{co}}{V} \frac{1}{K_o} + \frac{V_{ga}}{V} \frac{1}{K_g} \quad (4)$$

式中  $K_o$ ——纯液压油弹性模量

$K_g$ ——气体弹性模量

$V_{co}$ ——纯油液体积

$V_{ga}$ ——油液中气泡体积

$V$ ——系统压力为  $p_o$  时油液体积

将各部分体积弹性模量的计算公式代入式(4)

可得

$$\frac{dV_e}{dp_o V} = \frac{dV_{co}}{dp_o V} + \frac{dV_{ga}}{dp_o V} \quad (5)$$

式中  $dV_e$ ——有效体积弹性模量下油液体积变化

即含有气体的油液在压缩时,其体积的变化量等于纯油液的体积变化量与油液中气泡体积变化量之和。

混合式油气悬架属于封闭系统,油液中掺混的气泡并未溶解入油液,虽然油液和气体温度可能不一致,而且气泡在膨胀和压缩时还会受到表面张力的影响,但是从宏观上来看,其应该还保持气体的特性,即能对气体压力做出贡献。故假设油液掺混的气泡可以与油液分开考虑,认为气泡状气体未溶解入油中。

此时,考虑油液可压缩性,油液体积变化等于工作腔油液体积压缩量  $dV_{o1}$  和环形腔内油液体积压缩量  $dV_{o2}$ , 油液体积弹性模量可取纯油液时的值,故悬架内油液体积变化为

$$dV_o = dV_{o1} + dV_{o2} = -(V_{o1} dp_1 + V_{o2} dp_2) / K_o \quad (6)$$

式中  $dp_1$ ——工作腔压力变化

$dp_2$ ——环形腔压力变化

### 1.2 气体溶解度

气体在液体中的溶解度遵循亨利定律,即在一定温度下,某种气体在溶液中的浓度与液面上该气体的平衡压力呈正比<sup>[14]</sup>。油液温度变化对空气溶解性的影响较小,本文在分析气体溶解度时忽略温度变化的影响。

文献[15]指出,氮气在油液中的溶解量可按空气的78%进行计算。故悬架内气体在油液中溶解的体积为

$$V_a = 7.8 \delta_0 p_1 V_{o1} + 7.8 \delta_0 p_2 V_{o2} \quad (7)$$

式中  $\delta_0$ ——溶解度

由气体状态方程即可求得溶解气体的质量。

### 1.3 气体溶解和油液可压缩下油气悬架数学模型

考虑气体在油液中溶解性,气体所占容积为  $V_g$ ,气体压力为  $p_1$ 。假设油气悬架内部气体为理想气体,由气体状态方程可得

$$V_g dp_1 + p_1 dV_g = dmRT_0/M \quad (8)$$

式中  $M$ ——气体分子量  $m$ ——气体质量

$T_0$ ——气体温度  $R$ ——气体常量

由亨利定律可得气体的质量变化为

$$dm = -\frac{7.8p_{atm}\delta_0 M}{RT_c} (V_{o1} dp_1 + V_{o2} dp_2 + p_1 dV_{o1} + p_2 dV_{o2}) \quad (9)$$

式中  $T_c$ ——标准状态气体温度,取 273.15 K

将式(9)代入式(8)可得悬架内部压力与体积微分方程

$$dp_1 = \frac{-C(V_{o2} dp_2 + p_2 dV_{o2}) - p_1(dV_g + C dV_{o1})}{V_g + CV_{o1}} \quad (10)$$

其中  $C = \frac{7.8p_{atm}\delta_0 T_0}{T_c}$

当位移产生微小变化  $dx$  时,由图 1 可知悬架内部总体积变化与相对位移的关系,同时总体积变化与气体和油液体积变化相等,故可得

$$dV = -(A_1 - A_2) dx = dV_g + dV_o \quad (11)$$

式中  $dx$ ——活塞和缸筒相对位移

$dV$ ——悬架内部总体积变化

$dV_g$ ——气体体积变化

$dV_o$ ——油液体积变化

由式(6)、(11)可得活塞和缸筒相对位移为  $dx$  时,气体所占容积变化为

$$dV_g = dV + \frac{V_{o1} dp_1}{K_o} + \frac{V_{o2} dp_2}{K_o} \quad (12)$$

环形腔体积变化为

$$dV_{o2} = A_2 dx \quad (13)$$

工作腔油液体积变化为

$$dV_{o1} = \left( -A_2 dx - \frac{V_{o2} dp_2}{K_o} \right) e^{-\frac{(p_1 - p_2)}{K_o}} - V_{o1} \frac{dp_1}{K_o} \quad (14)$$

由小孔节流和油液流经阻尼孔和单向阀的流量与活塞相对于缸筒的速度之间的关系为

$$A_2 dx + \frac{V_{o2} dp_2}{K_o} =$$

$$\left[ C_d A_d + C_{ch} A_{ch} (0.5 + 0.5 \text{sign}(\dot{x})) \right] \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_1 - p_2|} dt \quad (15)$$

环形腔压力随时间变化规律为

$$\frac{dp_2}{dt} = B \frac{K_o}{V_{o2}} - A_2 \frac{K_o}{V_{o2}} \frac{dx}{dt} \quad (16)$$

其中

$$B = \left[ C_d A_d + C_{ch} A_{ch} (0.5 + 0.5 \text{sign}(\dot{x})) \right] \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_1 - p_2|}$$

将式(16)代入式(14)可得工作腔油液体积随时间变化规律为

$$\frac{dV_{o1}}{dt} = -B e^{-\frac{(p_1 - p_2)}{K_o}} - \frac{V_{o1}}{K_o} \frac{dp_1}{dt} \quad (17)$$

由式(12)和式(13)可得气体体积随时间变化为

$$\frac{dV_g}{dt} = -A_1 \frac{dx}{dt} - \frac{dV_{o1}}{dt} \quad (18)$$

联立式(10)、(13)、(16)、(17)、(18)可知工作腔压力随时间变化微分方程为

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{-CBK_o + p_1(C-1)Be^{\frac{p_2 - p_1}{K_o}} + (CA_2 K_o - Cp_2 A_2 + p_1 A_1) \frac{dx}{dt}}{V_g + CV_{o1} - \frac{p_1(C-1)V_{o1}}{K_o}} \quad (19)$$

联立式(13)、(16)、(17)、(18)、(19)可求解考虑气体溶解及油液可压缩性时油气悬架内部各个部分压力和体积的变化,将所得压力代入式(1)即可得油气悬架的输出力特性。

## 2 气体溶解及油液可压缩性对系统特性影响

考虑气体溶解及油液可压缩性对油气悬架系统进行的研究是基于试验中使用的油气悬架参数求解文中建立的油气悬架数学模型。油气悬架的参数如表 1 所示。

表 1 试验用油气悬挂结构及初始数据

Tab.1 Structure and initial data of test suspension

参数	数值
初始气体压力/MPa	1.0
气体容积/L	0.362
油液体积/L	3.32
活塞直径/mm	130
活塞杆直径/mm	80
环形腔油液高度/mm	100

计算时,位移激励为正弦信号,激励频率为 1 Hz,幅值为 10、40 mm。气体在矿物油中饱和和溶解度约为 10%,取气体溶解度为 0.5%、10% 以及不考虑气体溶解及油液可压缩性为条件,计算 1 个周期内工作腔的气体压力变化,结果如图 2 所示。

由图 2 可知,当气体初始压力为 1、3 MPa,激励

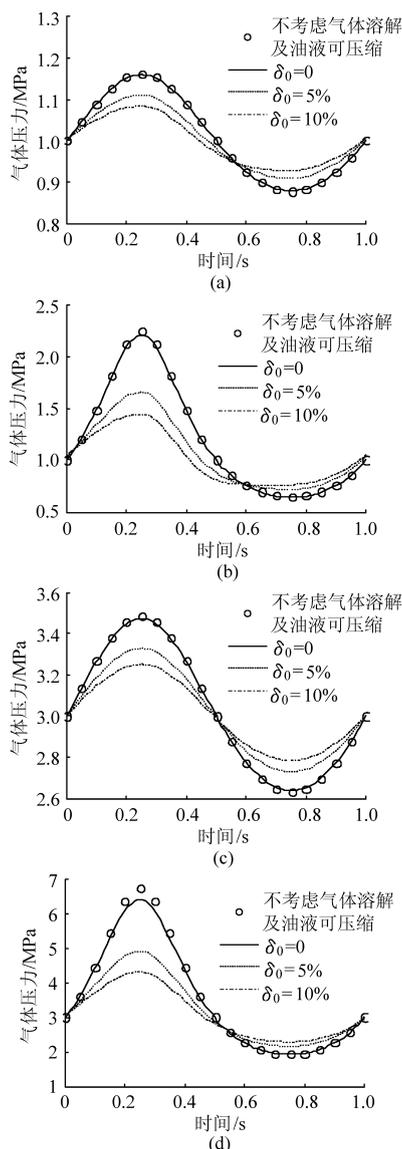


图2 气体压力变化

Fig. 2 Changes of gas pressure

- (a) 激励幅值 10 mm, 初始压力 1 MPa 下气体压力  
 (b) 激励幅值 40 mm, 初始压力 1 MPa 下气体压力  
 (c) 激励幅值 10 mm, 初始压力 3 MPa 下气体压力  
 (d) 激励幅值 40 mm, 初始压力 3 MPa 下气体压力

幅值为 10 mm 时,压缩行程时的气体压力随着气体溶解度增加而降低,当激励幅值增大到 40 mm 时,气体压力随着气体溶解度的变化趋势不变;伸张行程时气体的最低压力随着气体溶解度增加而升高。可见,在压缩过程中,气体溶解入油液中,导致气体的比容下降,故气体压力低于不考虑气体溶解及油液可压缩性时压力;伸张过程中,油液上方气体压力降低,气体从油液中析出,导致气体的比容上升,故气体压力高于不考虑气体溶解及油液可压缩性时压力。

在相同初始状态下,以不考虑气体溶解及油液可压缩性的情况为基准,研究其他 3 种情况时气体压力的变化。压缩行程和伸张行程达到最大值时,

各个情况下气体压力与基础值之间差值如图 3 所示。

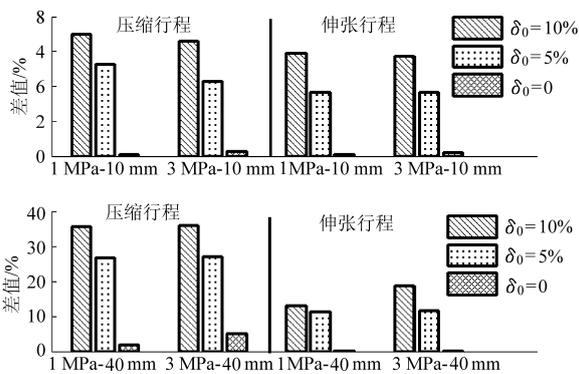


图3 不同溶解度下气体压力的差值

Fig. 3 Difference of gas pressure under different solubility

由图 3 可知,考虑气体溶解及油液可压缩性时,系统初始状态对气体压力差值的影响很小,而激励幅值对气体压力差值的影响很大。当只考虑油液可压缩性,即气体溶解度  $\delta_0$  为零时,气体压力的差值同时受到气体的初始状态和激励幅值的影响。

原因是同时考虑气体溶解及油液可压缩性,激励幅值较小时,气体溶解量较小而且油液体积的改变量与气体体积相差较大,对气体压力的影响较小;随着激励幅值的增加,气体溶解量增加而且油液体积的改变量与气体体积差距减小,对气体压力的产生影响较大。系统的初始压力状态改变时,气体状态和油液状态也发生变化,但对上述的过程并没有较大影响。

只考虑油液可压缩性时,气体质量不发生变化,上述油液体积变化对气体压力影响也存在。当系统的初始压力状态改变时,气体状态和油液状态也发生变化,油液的体积变化量对气体压力的影响不被气体溶解对气体压力影响的所覆盖,表现为初始压力状态的变化对气体压力的差值影响增大。

另外油液体积变化量主要由初始时油液的体积所决定,故初始状态下气体和油液的体积之比对气体压力有较大影响。

依据上述计算分析结果可知,考虑气体溶解及油液可压缩性与不考虑气体溶解及油液可压缩性,油气悬架的输出力存在差值,而且输出力的差值随着激励幅值的增加而增加,会超出 5% 的允许值,气体溶解对悬架性能的影响大于油液可压缩性。

### 3 模型仿真与试验验证

将上述油气悬架在台架上进行试验,测量油气悬架的气体压力变化,以验证计算的准确性。试验中使用应变式压力变送器测量气体和油液的压力,使用荧光式光纤温度传感器测量系统温度变化。由

于试验条件所限,测量为单点式测量。

试验时外界环境温度 28℃,持续正弦激励,激励幅值为 50 mm,频率为 0.5 Hz。为保持激励的一致性,在非线性方程组计算时,所使用激励为试验测得数据。2 个周期内计算与试验结果如图 4、5 所示,此时气体温度为 80℃。

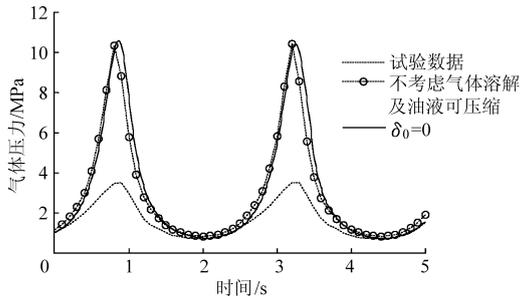


图4 不考虑气体溶解及油液可压缩的试验数据与计算数据对比

Fig.4 Difference between experimental data and calculated data

由图 4 可知,激励幅值较大时,不考虑气体溶解及油液可压缩性与试验所得数据存在很大差值。图 5 中曲线表示考虑气体溶解及油液可压缩且气体溶解度在 3% 附近时,气体压力的变化接近实际情况,证明气体溶解和油液的可压缩在油气悬架的设计研究中是需要考虑的。

在试验中气体的溶解度并不在 5% ~ 10% 之间,而是在 3% ~ 5% 之间。原因是气体在油液中的扩散率并不高,需要足够长的时间或者流动的搅动

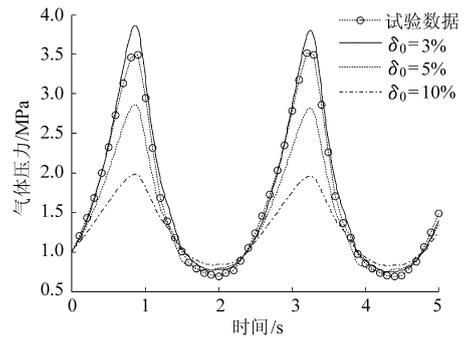


图5 考虑气体溶解及油液可压缩的试验数据与计算数据对比

Fig.5 Difference between experimental data and calculated data

才能使得气体在整个系统中溶解达到饱和;而油气悬架内部的部分油液流动性不是很强,气体在油液中溶解时可能没有及时扩散到整个油液,使所有油液都达到饱和,应该从上到下存在一个梯度。因此,在计算时认为悬架内所有油液都饱和溶解气体还有待进一步研究。

## 4 结论

(1) 计算和试验结果的分析表明,文中建立的模型能较精确地描述油气悬架系统的输出力特性,而且悬架中气体在油液中溶解量应存在梯度。

(2) 相对伸张行程,压缩行程时气体溶解和油液可压缩性对油气悬架的特性影响较大,而且随着激励幅值的增加而增加。

## 参 考 文 献

- 1 Michele Ieluzzi, Patrizio Turco, Mauro Montiglio. Development of a heavy truck semi-active suspension control [J]. Control Engineering Practice, 2006, 14(3): 302 ~ 312.
- 2 Gao B Darling, Tilley J, Williams D, et al. Control of a hydropneumatic active suspension based on a non-linear quarter-car model [J]. Journal of Systems & Control Engineering, 2006, 220(1): 15 ~ 31.
- 3 孙涛,喻凡,张振东.重载车辆油气悬架不确定分析及 H $\infty$  控制器设计 [J]. 振动与冲击, 2007, 26(9): 51 ~ 54. Sun Tao, Yu Fan, Zhang Zhendong. Uncertainty analysis for a hydro-pneumatic suspension system of heavy duty vehicles and H $\infty$  controller design [J]. Journal of Vibration and Shock, 2007, 26(9): 51 ~ 54. (in Chinese)
- 4 吕景忠,杨永海,王勋龙.油气悬架的振动特性分析[J].农业机械学报,2005,36(4):141 ~ 143.
- 5 王东亮,管继富,王文瑞.半主动油气悬架系统模糊控制[J].农业机械学报,2009,40(4):24 ~ 26. Wang Dongliang, Guan Jifu, Wang Wenrui. Fuzzy control system for semi-active hydro-pneumatic suspension [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(4): 24 ~ 26. (in Chinese)
- 6 田晋跃,狄勇,向华荣.油气分离式单气室悬架刚度与阻尼性能研究[J].农业机械学报,2007,38(2):35 ~ 38. Tian Jinyue, Di Yong, Xiang Huarong. Study on rigid property and damping capacity of HPS with isolated single-chamber [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(2): 35 ~ 38. (in Chinese)
- 7 杨杰,陈思忠,吴志成.油气悬架可控刚度阻尼设计与试验[J].农业机械学报,2008,39(10):20 ~ 24. Yang Jie, Chen Sizhong, Wu Zhicheng. Design and testing on the hydro-pneumatic suspensions with controllable stiffness and damping [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(10): 20 ~ 24. (in Chinese)
- 8 孙继勋,赵广俊,吕建刚.基于 AMESim 的单腔油气悬架阻尼特性仿真分析[J].液压气动与密封,2010(6):24 ~ 27. Sun Jixun, Zhao Guangjun, Lü Jian'gang. Simulation and analysis on damping capacity of HPS with isolated single-chamber based on AMESim [J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2010(6): 24 ~ 27. (in Chinese)

均值为  $21\,594\text{ N}\cdot\text{m}$ , 平均惯性力矩为  $437\text{ N}\cdot\text{m}$ , 试验台对车辆施加的平均负载为  $22\,109\text{ N}\cdot\text{m}$ , 误差仅为  $0.35\%$ , 证明上述控制方法有较好模拟精度。

## 6 结束语

提出了单边速度闭环扭矩双边加载的控制方

法, 结合速度跟踪实现履带车辆台架试验台模拟实际工况下的路面和惯性负载, 采用该方法的台架试验台可实现被试车辆惯量无级调整。实际试验结果表明, 该控制方法效果良好, 能满足车辆台架性能试验代替实况路面试验的要求。

## 参 考 文 献

- 1 邹渊, 孙逢春, 张承宁. 电传动履带车辆两侧驱动快速控制原型开发[J]. 北京理工大学学报, 2007, 27(1): 29~33.  
Zou Yuan, Sun Fengchun, Zhang Chengning. Rapid control prototype development of dual-motor drive electric tracked vehicle[J]. Journal of Beijing Institute of Technology, 2007, 27(1): 29~33. (in Chinese)
- 2 宫文斌, 刘安龙, 江阔, 等. 机械惯量混合电模拟技术研究[J]. 农业机械学报, 2009, 40(1): 208~212.  
Gong Wenbin, Lin Anlong, Jiang Kuo, et al. Research on the technique of mechanical inertia mix electric simulation[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(1): 208~212. (in Chinese)
- 3 闻居博. 传动试验台架负载电模拟技术研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2011.  
Wen Jubo. Research on electrical dynamic load emulation for powertrain test bench[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2011. (in Chinese)
- 4 张彪, 刘昭度, 李志远, 等. 机械转动惯量电模拟系统设计与试验[J]. 农业机械学报, 2007, 38(5): 37~38.  
Zhang Biao, Liu Zhaodu, Li Zhiyuan, et al. Electrical simulation system for mechanical rotational inertia[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(5): 37~38. (in Chinese)
- 5 Takao A, Minoru K, Yoshimasa S, et al. Control of standard engine test bench system for dynamic road load tests[C]//SICE-ICASE International Joint Conference, 2006: 1566~1569.
- 6 Rodic M, Jezernik K, Trlep M. Dynamic emulation of mechanical loads: an advanced approach[J]//IEE Proceedings-Electric Power Applications. IEEE, 2006, 153(2): 159~166.
- 7 张思博, 董春, 李宗帅. 基于速度跟踪算法的机械负载动态模拟[J]. 微特电机, 2010, 38(2): 55~58.  
Zhang Sibao, Dong Chun, Li Zongshuai. Dynamic emulation of the mechanical loads based on speed-tracking control algorithm[J]. Small & Special Electrical Machines, 2010, 38(2): 55~58. (in Chinese)
- 8 Choi Y, Yang K, Chung W K, et al. On the robustness and performance of disturbance observer for second-order systems[C]//IEEE Transactions on Automatic Control, 2003, 48(2): 315~320.
- 9 杨耕, 罗应力. 电机与运动控制系统[M]. 北京: 清华大学出版社, 2006.
- 10 刘修骥. 车辆传动系统分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 1998.
- 11 李勇, 姚宗伟, 王国强. 四履带车辆转向性能仿真研究[J]. 农业机械学报, 2011, 42(2): 34~38, 47.  
Li Yong, Yao Zongwei, Wang Guoqiang. Steering performance simulation of four-tracked vehicle[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(2): 34~38, 47. (in Chinese)

(上接第 18 页)

- 9 马国清, 檀润华, 吴仁智. 油气悬挂系统非线性数学模型的建立及其计算机仿真[J]. 机械工程学报, 2002, 38(5): 95~98.  
Ma Guoqing, Tan Runhua, Wu Renzhi. Non-linear mathematic model of hydro-pneumatic suspension in crane vehicles and its simulation[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2002, 38(5): 95~98. (in Chinese)
- 10 庄德军, 柳江, 喻凡. 汽车油气弹簧非线性数学模型及特性[J]. 上海交通大学学报, 2005, 39(9): 1441~1444.  
Zhuang Dejun, Liu Jiang, Yu Fan. The nonlinear mathematical model and characteristics of hydro-pneumatic spring[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2005, 39(9): 1441~1444. (in Chinese)
- 11 李占芳, 全军令, 李威. 单气室油气弹簧的优化设计研究[J]. 振动与冲击, 2011, 30(4): 166~171.  
Li Zhanfang, Tong Junling, Li Wei. Optimal design of a single chamber hydro-pneumatic spring[J]. Journal of Vibration and Shock, 2011, 30(4): 166~171. (in Chinese)
- 12 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]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(5): 290~294. (in Chinese)
- 13 王静, 龚国芳, 杨华勇. 油液体积模量的研究与在线测量[J]. 机械工程学报, 2009, 45(6): 120~124.  
Wang Jing, Gong Guofang, Yang Huayong. Research and online measurement of bulk modulus of hydraulic oil[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(6): 120~124. (in Chinese)
- 14 雷天觉. 液压工程手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1990.
- 15 Frenstein Matthew, LaFrance Brian, Safford Kyle, et al. Hydraulic fluid dissolved gas tester[R]. Department of Mechanical Engineering University of Michigan, 2009.