

# 油气悬挂囊式蓄能器气体迟滞环特性分析

杨岳霖, 王云超, 胡志超

(集美大学海洋装备与机械工程学院, 福建 厦门 361021)

**[摘要]** 为了探究囊式蓄能器内氮气的真实气体多变过程及囊式蓄能器特性, 利用蓄能器试验平台开展不同频率的正弦激振试验。试验发现迟滞时间是迟滞环开度的主要因素, 而激振频率会影响蓄能器的刚度。在此基础上, 提出一种基于体积压缩率和迟滞时间的真实气体多变指数模型, 并通过试验数据对模型进行验证。结果表明: 仿真预测结果与试验数据的最大误差小于10%, 满足工程设计的要求, 该模型可以为更加准确研究油气悬架系统真实特性奠定基础。

**[关键词]** 油气悬架; 囊式蓄能器; 迟滞环; 多变过程

**[中图分类号]** TH 137.8 + 1

## The Analysis of the Influence Factors of Hysteresis Loop for Hydro-Pneumatic Suspension System

YANG Yuelin, WANG Yunchao, HU Zhichao

(School of Marine Equipment and Mechanical Engineering, Jimei University, Xiamen 361021, China)

**Abstract:** In order to research the polytropic process of nitrogen in the capsule hydraulic accumulator with bladder and the accumulator characteristics. In this paper research, tests excited by the sinusoidal displacement with different frequencies were carried out on the accumulator experiment platform in order to research the polytropic process of nitrogen in the bladder accumulator and explore the influence factors of hysteresis loop. an attempt was made to explore the influence factors of hysteresis loop by experiment research. Some tests excited by the sinusoidal displacement with different frequencies respectively were carried out on the accumulator rig. A comprehensive analysis of experimental data showed that the existence of hysteresis time determines the opening degree of the hysteresis loop and the excitation frequency affects the system stiffness. Based on the analysis, a novel formula was proposed to build a multivariate index model with the two parameters to which can describe the real gas behavior. In order to verify the correctness and the accuracy of the proposed multivariate index model, and the experimental data are compared with the co-simulation results to verify the accuracy of the proposed multivariate index model. The comparison of results showed that the maximum discrepancy was less than 10%, it further which demonstrated that the proposed multivariate index model can describe the behavior of the real nitrogen in the accumulator accurately.

**Keywords:** hydro-pneumatic suspension; bag accumulator; hysteresis loops; polytropic process

**[收稿日期]** 2020-10-26

**[基金项目]** 国家自然科学基金项目 (51575233); 福建省自然科学基金资助项目 (2021J01852)

**[作者简介]** 杨岳霖 (1994—), 男, 硕士生, 主要从事悬架系统研究。通信作者: 王云超 (1976—), 男, 博士, 教授, 硕导, 主要从事多轴车辆的转向系统和悬架系统研究。E-mail: ychaowang@jmu.edu.cn

0 引言

油气悬挂由于其非线性刚度特性被广泛应用于各工程领域，如车辆悬挂系统、精密加工设备及座椅悬架等<sup>[1-2]</sup>。车辆中悬挂系统的输出特性直接影响整车性能<sup>[3]</sup>，准确可靠的油气悬挂仿真模型是研究油气悬挂特性和整车性能的基础，具有重要的现实意义和应用价值<sup>[4]</sup>。蓄能器作为悬挂系统的重要元件其氮气多变过程模型的精度是油气悬架系统特性分析的关键因素<sup>[5-6]</sup>，因此对蓄能器特性进行分析是油气悬挂系统研究的基础。

大多研究者利用悬挂油缸的输出力-位移曲线或压力-位移曲线（迟滞环）对油气悬挂系统的刚度和阻尼进行研究<sup>[7-10]</sup>。迟滞环的刚度反映了悬挂系统的刚度，迟滞环的开度则代表了悬挂系统阻尼，因此迟滞环的各项特性就反映了蓄能器及悬挂系统的特性<sup>[11-12]</sup>。大部分悬挂系统研究都是基于理想气体多变过程建立的蓄能器及油气悬架系统模型，而实际蓄能器氮气的多变过程不同于理想气体多变过程。为此，众多学者针对实际气体的多变过程进行了深入的研究，主要集中在 2 个方面：1) 从热传递和能量守恒角度研究蓄能器的多变过程。如 Otis<sup>[12]</sup>等建立了热对流模型来描述气体热动力学过程，并建立了一个热时间常数模型；Pourmovahed<sup>[13]</sup>等提出了一种基于试验数据的热时间常数关联模型用于预测蓄能器气体压力和温度变化；Westhuizen<sup>[14]</sup>等对比分析了理想气体模型和实际气体模型的实用性，认为应该根据实际需要选择合适的模型，但由于热时间常数难以确定，需要通过实验测量获得<sup>[15]</sup>，因此，建模存在困难，并且以上研究对象全是活塞式蓄能器，而油气悬挂系统中普遍采用的囊式蓄能器的研究却鲜有报道。2) 从理论和试验角度研究蓄能器的气体多变过程指数。如封士彩<sup>[16]</sup>、王德伟<sup>[17]</sup>等试图通过理论推导和试验方法确定气体多变过程指数的实际取值，由于其研究是基于理想气体多变过程获得的结果，与实际还存在一定的误差；王云超等<sup>[18]</sup>、魏彬<sup>[19]</sup>基于蓄能器正弦激振试验结果，提出了一种基于体积压缩率和体积压缩速率的真实气体多变指数模型，但其仅针对低频工况，缺乏高频工况的验证。

综上所述，为了探究囊式蓄能器的特性，描述气体多变过程，实现蓄能器内气体的准确建模，本文对油气悬挂系统中囊式蓄能器进行更加深入地试验研究，分析影响蓄能器阻尼和刚度特性的关键因素，提出一种基于迟滞时间的真实气体多变过程指数模型，并进行仿真和试验验证。

1 囊式蓄能器试验平台

1.1 试验原理

为了测试油气悬架中囊式蓄能器的性能，搭建囊式蓄能器性能试验平台，如图 1 所示。该试验平台的原理如图 2 所示。



图 1 囊式蓄能器试验平台

Fig.1 Platform for bladder accumulator

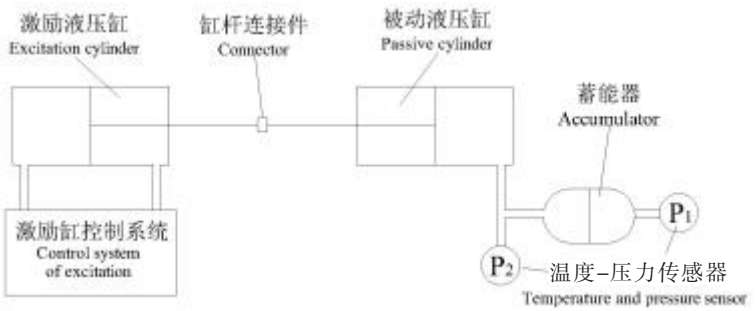


图 2 囊式蓄能器试验平台原理图

Fig.2 Schematic diagram of the test rig

伺服阀接收控制信号后控制激励油缸，使激励油缸驱动被动油缸按照正弦规律运动。此时被动油缸无杆腔内的油液在活塞的作用下进入蓄能器，使蓄能器实现充油、放油的过程。通过油路中和蓄能器上的温度-压力传感器，采集油液和气体的压力、温度。试验台的主要参数如表 1 所示。

表 1 囊式蓄能器试验平台主要参数  
Tab.1 Main parameters of the test rig

参数 Parameter	值 Value/mm	参数 Parameter	值 Value/mm
激励油缸内径 Inner diameter of excitation cylinder	50	被动油缸内径 Inner diameter of passive cylinder	50
激励缸缸杆直径 Rod diameter of excitation cylinder	25	被动缸缸杆直径 Rod diameter of passive cylinder	25
激励油缸的行程 Excitation cylinder stroke	150	被动油缸行程 Passive cylinder stroke	150

1.2 试验仪器及试验方案

本次试验采用的主要仪器设备见表 2。  
实验方法：被动油缸在激励油缸的驱动下实现不同频率的正弦激励，通过观察蓄能器内气体压力随外部激励的变化规律，进一步分析蓄能器的迟滞特性及影响因素。

实验初始条件：蓄能器初始充气压力为 2.22 MPa；初始平衡压力为 3.34 MPa；实验环境温度为 27 ℃；初始气体温度为 27 ℃。

根据试验台的工作范围确定进行振幅为 15 mm，频率分别为 0.25、0.50、1.00、1.50、2.00、2.50、3.00 Hz 的正弦激励试验。

表 2 囊式蓄能器试验平台主要仪器

Tab.2 Main instruments of the test rig

仪器名称 Instruments	型号 Specification
QDY - II 系列电液伺服阀 Electro-hydraulic servovalve	QDY6
SVA 系列伺服放大器 Servoamplifier	SVA - II (TY)
DOCOROM 温度 - 压力传感器 Temperature and pressure sensor	PT/04402
Novotechnik 位移传感器 Position sensor	TP1 - 250
囊式蓄能器 Bladder accumulator	NXQ - 0.4 L
研华工控机 Industrial personal computer	IPC - 610
数据采集卡 Data acquisition card	PCI - 1712

2 试验结果分析

为了便于试验分析，采用文献 [18] 中体积压缩率的定义： $\eta = -\Delta V/V_0$ 。式中： $V_0$  为蓄能器的额定体积 (L)； $\Delta V$  为蓄能器内的氮气体积变化量 (L)， $\Delta V = A \cdot S$ ； $A$ ， $S$  分别为被动油缸的无杆腔面积 (cm<sup>2</sup>) 和位移量 (cm)， $S$  也等于激励油缸的位移 (被动油缸被压缩为正，即气囊被压缩时位移为正)。

由图 3 可知，随着激励频率的升高，蓄能器内气体的迟滞环面积逐渐增大而刚度逐渐减小。由于迟滞环的面积大小反映蓄能器的阻尼特性，迟滞环刚度则反映了蓄能器的刚度特性，从以上试验结果可以看出，蓄能器的氮气多变过程存在较大的阻尼。因此，假设蓄能器内的氮气多变过程为理想气体多变过程是不合适的，需要进行深入的研究。

2.1 囊式蓄能器的阻尼特性

2.1.1 阻尼特性的关键影响因素

一般来说，悬挂系统的阻尼有两大影响因素：1) 流体摩擦，也叫做黏性摩擦。在油缸与蓄能器之间存在阻尼孔等阻尼元件，当油液通过时产生压力损耗，将油液的动能转换为热能消散，进而产生黏性阻尼力；2) 边界摩擦。在油缸运动过程中，缸杆、活塞和缸筒内壁与油液之间存在摩擦，这种摩擦起到了阻尼的效果。

在该囊式蓄能器试验平台中，油缸与蓄能器之间并无阻尼孔等阻尼元件，且连接件造成的阻尼及

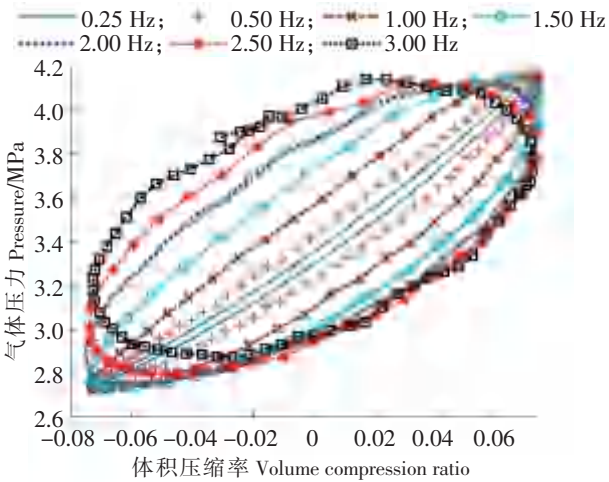


图 3 不同激励频率的正弦激励结果

Fig.3 Experimental results of sinusoidal excitation with different frequencies

边界阻尼较小，造成的影响基本可忽略不计，因此，迟滞环的开度应该由蓄能器自身阻尼特性或气体特性决定<sup>[19]</sup>。

为了分析造成囊式蓄能器阻尼过大的影响因素，对试验结果进行了深入的对比分析后发现：蓄能器内气体压力变化曲线滞后于激励位移变化曲线。图 4 所示为振幅为 15 mm，激振频率分别为 0.25、1.00、2.50 Hz 正弦激振试验激励油缸位移和气体压力变化曲线。

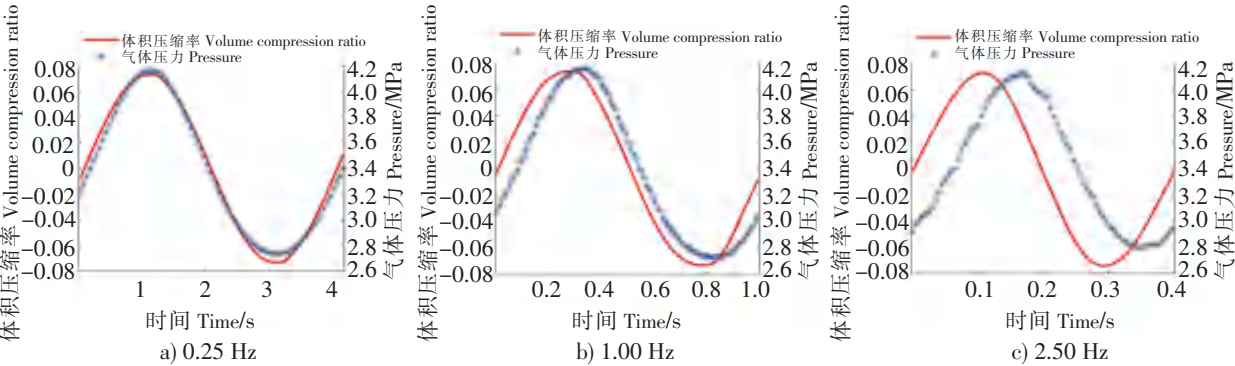


图 4 体积压缩率与气体压力变化曲线  
Fig.4 Variation curves of volume compression ratio and gas pressure

由图 4 可以看出，气体压力变化滞后于激励油缸位移变化，并且随激振频率增加，滞后现象更加明显，说明蓄能器的氮气压力滞后程度与激振频率呈一定的正比关系。

2.1.2 迟滞时间对迟滞环的影响

为了分析迟滞时间对迟滞环的影响，对比分析了有、无迟滞时间的蓄能器氮气多变过程，如图 5 所示。正弦激励的振幅为 15 mm，激振频率为 1.00 Hz、2.50 Hz 的有、无迟滞时间的迟滞环对比结果分别如图 5a、图 5b。从图 5 可以明显看出，气体压力的迟滞时间是造成迟滞环开度的主要原因。无迟滞时间的蓄能器特性曲线基本无阻尼，近似理想气体的多变过程。因此，在建立真实气体多变指数模型时，应将迟滞时间作为决定迟滞环的关键影响因素。

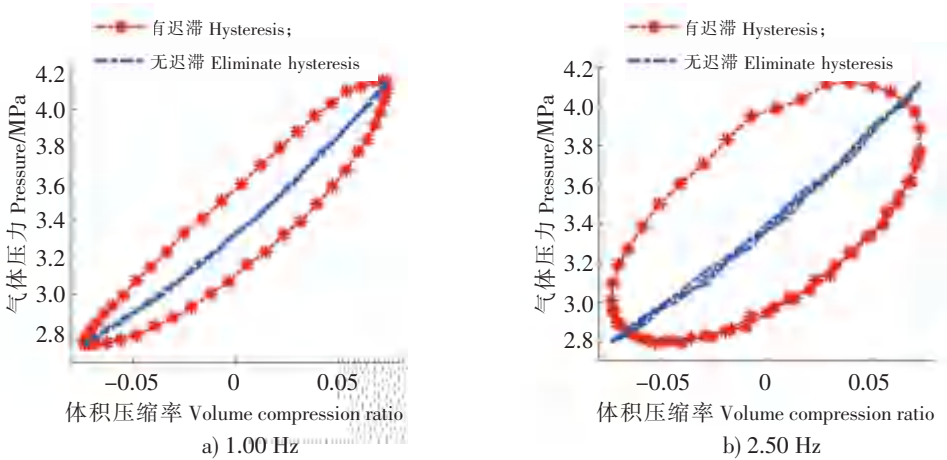


图 5 有、无迟滞时间的迟滞环对比  
Fig.5 Comparison of hysteresis loop (consider or eliminate hysteresis)

2.2 囊式蓄能器的刚度特性

由悬挂系统的工作原理可知，在悬挂系统工作时，对刚度产生单独影响的因素有 3 个：1) 蓄能



器内气体压缩率;2)油液压缩率;3)管路等部件的弹性。但由于液压油的弹性模量和管路等连接件的刚度通常很高,对悬挂系统的刚度影响很小,这意味着悬挂系统的刚度特性主要受蓄能器内氮气特性的影响。

2.2.1 体积压缩率对气体多变过程的影响

为了进一步分析无迟滞时间的蓄能器的气体多变过程,对比了理想气体的等温、绝热过程和无迟滞时间的真实气体的多变过程,如图6所示。从图6可以看出,与理想气体的等温和绝热过程相比,不考虑迟滞时间的真实气体多变过程,气体变化更加明显。这也证明了实际气体多变过程的多变过程指数是一个过程变化量,不同的体积压缩率对应不同的多变过程指数,如图7所示。由于文献[18]中实验采用的激振频率和激振幅值较小,因此认为气体压缩率与气体多变指数呈一定线性关系,但从图7可以看出,消除迟滞时间的影响后,气体压缩率与气体多变指数呈二次函数关系。图8所示为理想气体多变过程与无迟滞时间的真实气体多变过程对比。从图8可以看出,当理想气体多变过程指数随体积压缩率按照一定规律变化时,理想气体多变过程与无迟滞时间的真实气体多变过程十分吻合,表明蓄能器的体积压缩率是气体多变过程指数的主要影响因素之一。

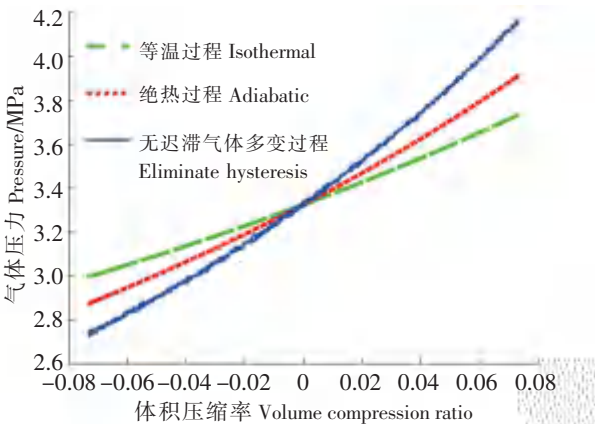


图6 真实气体多变过程与理想气体等温、绝热过程对比

Fig.6 Real gas polytropic process versus ideal gas process

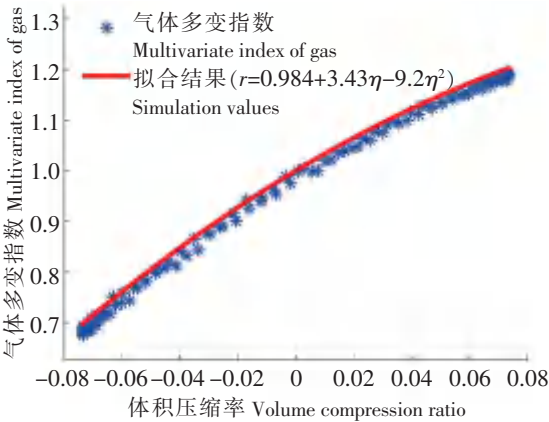
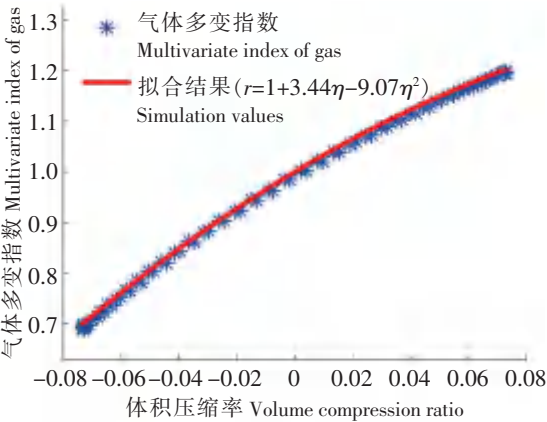


图7 不同频率下迟滞气体多变指数(消除迟滞)

Fig.7 The polytropic index of gas with different frequencies(eliminating hysteresis)

2.2.2 激振频率对气体多变过程的影响

为了分析激振频率对气体多变过程的影响,图9对比分析了振幅为15 mm,不同频率的无迟滞时间的蓄能器气体多变过程。从图9可以看出,当激振频率小于2.00 Hz时,不同激振频率对气体多变过程的影响很小;当激振频率大于2.00 Hz时,随着激振频率的增加,气体多变过程的斜率有所减小。分析其原因,可能是激振频率提高导致蓄能器与外界的热传递减少造成的。

2.2.3 气体多变过程指数的体积压缩率系数

气体多变过程指数的体积压缩率系数等效于蓄能器的刚度系数。该系数的取值,由体积压缩率的最小和最大值对应的气体多变指数连线的斜率决定<sup>[18]</sup>。由于体积压缩率与气体多变指数呈二次函数关系,因此体积压缩率系数为体积压缩率的一次函数。

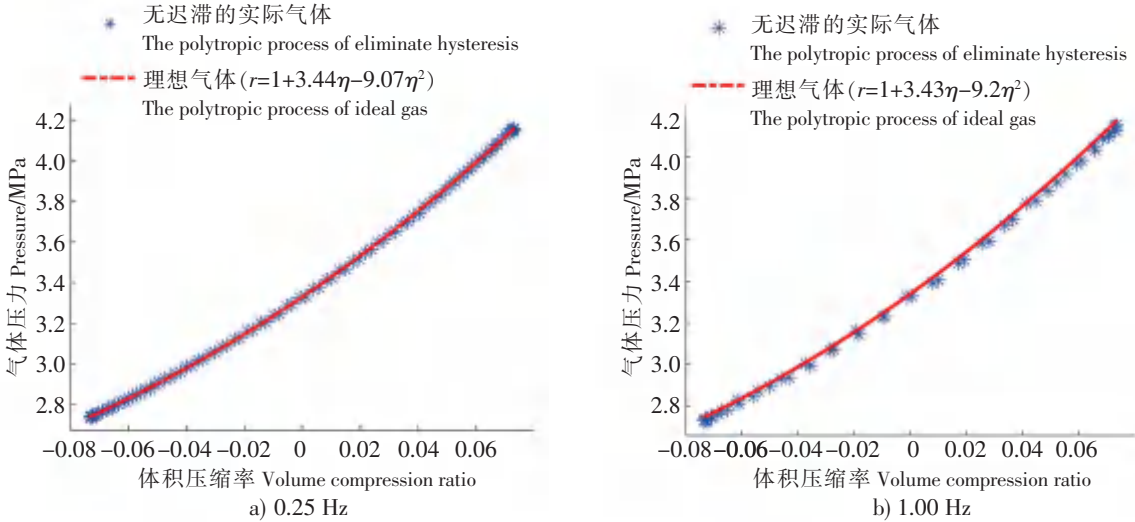


图 8 理想气体多变过程与无迟滞真实气体多变过程对比  
Fig.8 Comparison between polytropic process of ideal gas and real gas

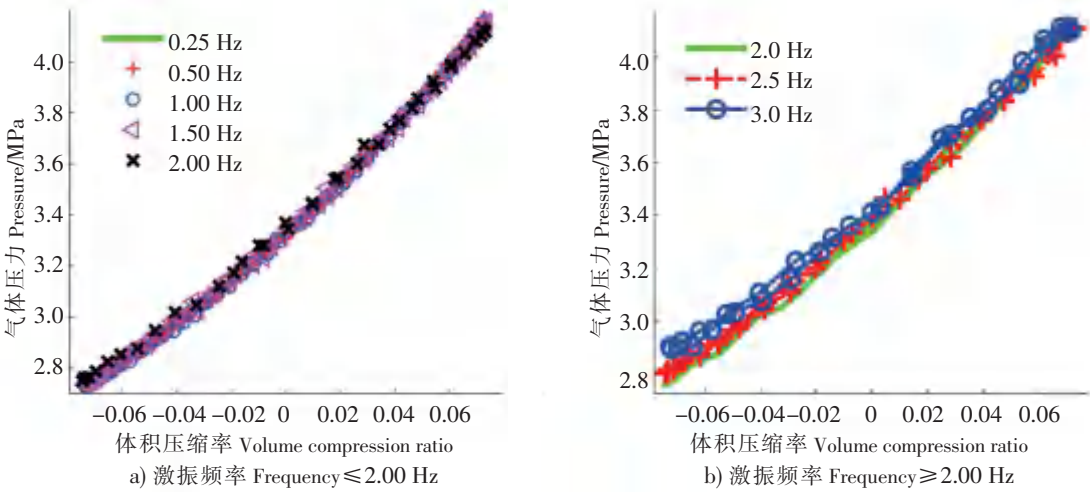


图 9 不同激振频率的蓄能器气体多变过程  
Fig.9 Polytropic process of gas with different excitation frequencies

综上所述，本文分析了迟滞时间、激振频率和体积压缩率对蓄能器气体多变过程指数的影响分析，提出气体多变过程指数的体积压缩率系数为：

$$k = a \cdot \eta_t + b。$$

式中： $a$ 、 $b$  为不同激振频率下体积压缩率系数常数，取值如表 3 所示； $\eta_t$  为考虑迟滞时间的蓄能器气体瞬时体积压缩率， $\eta_t = -V_t/V_0$ ， $V_t$  为考虑迟滞时间的蓄能器气体的瞬时体积， $V_t = S_t \cdot A$ ， $S_t$  为考虑迟滞时间的激励油缸的位移。

3 真实气体多变指数模型验证

根据前文的分析，对文献 [18] 中真实气体多变指数模型进行修改：

$$P = P_0(V_0/V_t)^{1+k \cdot \eta_t}。 \tag{1}$$

表 3 不同激振频率下体积压缩率系数常数取值  
Tab.3 Coefficient of volume compression ratio with different excitation frequencies

频率 Frequency /Hz	$a$	$b$
0.25	-9.14	3.45
0.50	-9.60	3.45
1.00	-9.20	3.43
1.50	-10.30	3.30
2.00	-11.00	3.00
2.50	-11.00	2.73
3.00	-10.00	2.35

其中:  $P$  为蓄能器内气体瞬时压力, (MPa);  $P_0$  为蓄能器的初始充气压力 (MPa);  $V_0$  为蓄能器的额定体积 ( $\text{m}^3$ );  $k$  为气体多变指数体积压缩率系数。

为了验证模型的正确性, 将各个工况测得的  $\eta_i$  及不同激振频率下的  $a$ 、 $b$  带入公式 (1), 将模型仿真结果与试验数据进行对比, 结果如图 10 所示。

不同频率的仿真模型预测值和测试数据的误差如表 4 所示。从表 4 可知, 预测值与试验结果的整体平均误差为 4.2%, 激励频率为 3.00 Hz 时误差最大为 8.7%, 该误差是采集频率不足造成的。但从整体仿真模型预测结果和测试数据的对比中可以看出, 真实气体多变指数模型能够较好地跟踪真实气体的多变过程, 该模型的建立为进一步准确建立油气悬挂系统的模型奠定了基础。

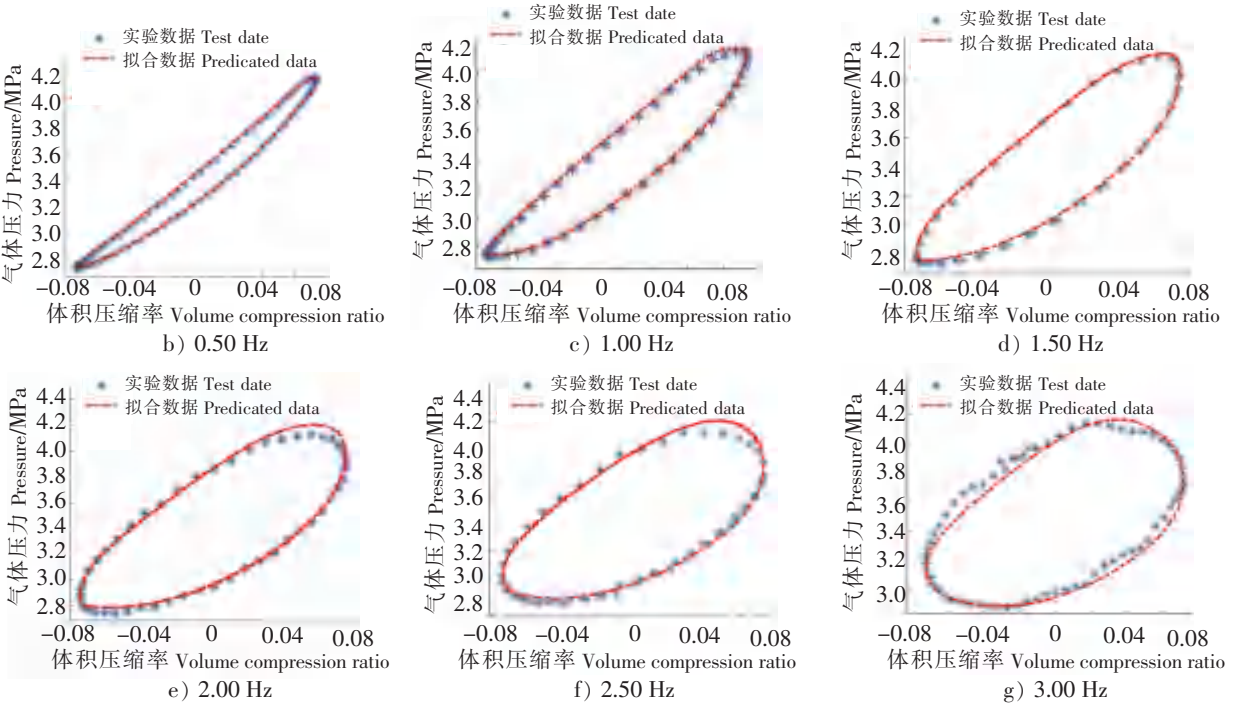


图 10 正弦激励下气体模型预测值与试验数据对比  
Fig.10 Comparison between predicated gas pressure and test data under sinusoidal excitation

表 4 不同激振频率下预测值与试验数据的误差

频率 Frequency/Hz	0.25	0.50	1.00	1.50	2.00	2.50	3.00
误差 Discrepancy/%	0.8	1.1	3.3	2.8	5.1	7.6	8.7

4 结论

本文针对油气悬挂系统中囊式蓄能器特性展开研究, 对蓄能器的阻尼和刚度特性及影响因素进行了试验研究, 并取得以下成果:

- 1) 通过囊式蓄能器的试验研究发现, 蓄能器内气体压力变化滞后于体积变化, 证明迟滞时间是决定迟滞环开度的主要影响因素;
- 2) 通过分析无迟滞时间的真实气体多变过程发现, 蓄能器的刚度受激振频率的影响, 随着激振频率增加, 蓄能器的刚度不断减小;

3) 提出了一种基于迟滞时间的真实气体多变过程指数的模型, 该模型在研究范围内具有较高的精度。

本文研究结果对真实气体多变指数方程的完善具有一定指导价值, 并为进一步正确的建立油气悬挂系统的模型奠定了基础。针对其他影响蓄能器性能的因素, 如温度、气体压力等, 尚需进一步试验验证。

### [ 参 考 文 献 ]

- [1] 桑志国, 董明明, 赵凯, 等. 双气室油气悬挂特性研究 [J]. 北京理工大学学报, 2018, 38(5): 499-504.
- [2] 王欣, 方新, 高顺德, 等. 连通式油气悬挂系统刚度特性分析 [J]. 机床与液压, 2012, 40(9): 55-57, 72.
- [3] 刘文彦, 杨钊. 基于 AMESim 自卸车油气悬架输出特性建模分析 [J]. 机床与液压, 2018, 46(8): 62-69.
- [4] 孙建民. 油气悬架在工程车辆中的应用及关键技术 [J]. 噪声与振动控制, 2007, 27(4): 50-53.
- [5] 孙雷. 囊式蓄能用压力容器安全性能的研究 [D]. 杭州: 浙江工业大学, 2013.
- [6] 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.
- [7] ZHANG Y, OYADIJI S O. Comparisons of the dynamic characteristics of magnetorheological and hydraulic dampers [C] //Proc SPIE 9431, Active and Passive Smart Structures and Integrated Systems 2015. San Diego: Society of Photo-Optical Instrumentation Engineers (SPIE) 94313C.
- [8] YUNG V, COLE D J. Analysis of high frequency forces generated by hydraulic automotive dampers [J]. Vehicle System Dynamics, 2002, 37 (sup1): 441-452.
- [9] SIM K, LEE H, YOON J W, et al. Effectiveness evaluation of hydro-pneumatic and semi-active cab suspension for the improvement of ride comfort of agricultural tractors [J]. Journal of Terramechanics, 2017, 69: 23-32.
- [10] 魏彬, 王云超, 王成志, 等. 整车油气悬挂系统性能实验台 [J]. 集美大学学报 (自然科学版), 2019, 24(1): 52-58.
- [11] BAUER W. Hydropneumatic suspension systems [M]. Berlin Germany: Springer-Verlag, 2011.
- [12] OTIS D R, POURMOVAHED A. An algorithm for computing nonflow gas processes in gas springs and hydropneumatic accumulators [J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 1985, 107(1): 93-96.
- [13] POURMOVAHED A, OTIS D R. An experimental thermal time constant correlation for hydraulic accumulators [J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 1990, 112(1): 116.
- [14] FRANCOIS V, ELS P S. Comparison of different gas models to calculate the spring force of a hydropneumatic suspension [J]. Journal of Terramechanics, 2015, 57: 41-59.
- [15] 范基, 吴劲. 蓄能器的蓄能性能研究 [J]. 液压工业, 1990(2): 2-6.
- [16] 封士彩. 气囊式蓄能器气体多变指数理论值和实际值的确定 [J]. 液压与气动, 2002(5): 3-5.
- [17] 王德伟. 蓄能器充压过程中气体多变指数的确定 [J]. 液压与气动, 2007(9): 78-79.
- [18] 王云超, 魏彬, 杨岳霖. 油气悬架囊式蓄能器真实气体多变指数模型建立及验证 [J]. 农业工程学报, 2019, 35(20): 10-16.
- [19] 魏彬. 整车油气悬挂系统性能及实验台研究 [D]. 厦门: 集美大学, 2019.

(责任编辑 陈 敏 英文审校 郑青榕)