

发射车多轴连通式油气悬架的连通耦合效应*

任杰,刘洋佐,马大为

(南京理工大学机械工程学院,江苏南京 210094)

摘要:重载导弹发射车多使用4轴连通式双气室油气悬架,为了研究其连通耦合效应,以便对发射车设计进行参考。在2轴连通式油气悬架数学模型的基础上,基于AMESim软件分别建立2轴/4轴连通式双气室油气悬架系统的仿真模型,在几种不同信号频率与相位激励下分析了多轴连通式双气室油气悬架系统的连通耦合效应影响。结果表明:连通式油气悬架在低频激励作用下具有明显的阻尼特性。4轴连通式悬架系统与2轴连通式悬架系统相比,其外特性具备明显优势。连通式油气悬架系统受低频激励时外特性表现比较激烈,而在受高频激励时外特性表现良好,这说明系统在处于高频环境时更能衰减系统的不同步振动。

关键词:连通式油气悬架;双气室;数学模型;耦合效应;AMESim

中图分类号:U463.33 文献标志码:A 开放科学(资源服务)标识码(OSID):

文章编号:1001-2486(2023)04-153-09



听语音
与作者互动
聊科研

Coupling effects of multi-axles interconnected hydropneumatic suspension of launch vehicle

REN Jie, LIU Yangzuo, MA Dawei

(School of Mechanical Engineering, Nanjing University of Science and Technology, Nanjing 210094, China)

Abstract: Heavy missile launchers mostly use 4-axles linked dual-chamber HPS (hydropneumatic suspension), in order to study their linkage coupling effect for the reference of launcher design. The simulation models of an interconnected HPS of two-axles and four-axles were built based on the mathematic model and AMESim software. Based on this, the influence of the coupling effect of the multi-axles connected twin-accumulator HPS system was analyzed under several different excitation frequencies. The results show that even under low-frequency excitation, the multi-axis interconnected HPS has obvious damping characteristics. Compared with the two-axles interconnected HPS system, the external characteristics of the four-axles interconnected HPS system have advantages. The external characteristics of the connected HPS system are more intense when excited by low frequency and good when excited by high frequency, indicating that the system can attenuate the asynchronous vibration of the system when it is in a high frequency environment.

Keywords: interconnected hydropneumatic suspension; twin-accumulator; mathematical model; coupling effect; AMESim

油气悬架(hydropneumatics suspension, HPS)由于具有优越的非线性渐增性、可变刚度特性和良好的减振性能,其中连通式油气悬架系统在增大车辆接地性、减小车身扭矩等方面有积极的作用^[1]。因此连通式油气悬架系统对于解决重载导弹发射车载重量大、需在恶劣路况行驶等问题是有意义的。

针对油气悬架系统,国内外已经有了不少研究成果。黄镇财等^[2]针对油气悬架内部油液状态变化对输出特性影响进行分析。Li等^[3]考虑气体滞回的RG多元指标模型,在此基础上推导了油气悬架的输出力。Cao等^[4-8]研究了连通式

油气悬架在不同激励下的刚度和阻尼特性,并研究了车辆在油气悬架不同连通方式下的抗俯仰与侧倾及耦合的力学特性。林国问等^[9]在1/4导弹发射车模型的基础上,研究了两种形式的油气悬挂在不同的激励作用下对导弹发射车的振动性能影响。Lin等^[10]提出了一种集气室于支柱活塞杆内的紧凑型油气连通悬架的数学模型。赵昌方等^[11]基于柔性模型研究了8轴连通式油气悬架车辆行驶性能和通过性能。

纵观已有文献,对油气悬挂的研究多集中于油气弹簧的阻尼与刚度特性,涉及2轴甚至多轴连通式油气悬架非线性特性的研究多侧重于车辆

* 收稿日期:2023-03-13

基金项目:国家部委基金资助项目(613223,304060502);国家自然科学基金资助项目(51303081)

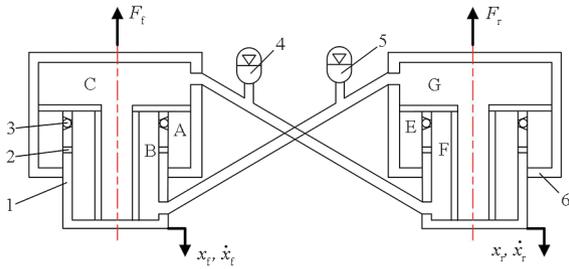
作者简介:任杰(1982—),男,江苏常州人,副教授,博士,硕士生导师,E-mail:renjie@njust.edu.cn

自身力学响应,对多轴连通式油气悬架自身特点对外特性影响研究较为少见。本文建立可以反映 2 轴连通式油气悬架外特性的数学模型,以此为基础使用液压仿真软件 AMESim 搭建了 2 轴/4 轴连通式油气悬架模型,对两种油气悬架模型施加不同激励得到其位移特性曲线并进行对比,得到多轴连通式油气悬架自身连通作用对于外特性的影响结果。

1 2 轴连通式油气悬架系统

1.1 2 轴连通式油气悬架数学模型

将两个双气室油气悬架通过油管相互连通油腔组成 2 轴连通式油气悬架系统,如图 1 所示。



1—活塞与活塞杆组件;2—阻尼孔;3—单向阀;
4 和 5—蓄能器;6—悬架缸。

图 1 2 轴连通式油气悬架物理模型

Fig. 1 Physical model about interconnected hydro-pneumatic suspension of two-axes

其中: x_f 和 x_r 是前轴处受到的激励位移和速度; x_r 和 x_r 是后轴处受到的激励位移和速度。为了更清晰地研究连通式油气悬架系统的数学模型,忽略一些次要因素的影响做如下假设^[4-8]:

- 1) 视油液为绝对理想油液,忽略其可压缩性;
- 2) 系统刚性构件不存在弹性变形;
- 3) 不考虑温度对液压油黏度的影响;
- 4) 油液的体积弹性模量为定值;
- 5) 不考虑工作油液的重力势能影响;
- 6) 系统密封环节工作可靠,没有内泄漏和外泄漏;
- 7) 闭区域内同一瞬时压力处处相等;
- 8) 蓄能器内的气体为理想气体,蓄能器气体质量不变;
- 9) 在单个悬架缸内部,油液流过阻尼孔、单向阀时呈紊流状态,在连接前后两个悬架的油管中的油液为层流。

假定悬架缸固定不动,活塞杆及其组件受悬架缸约束往复运动。油气悬架系统的输出力主要包括系统的弹性力、阻尼力,以及活塞和活塞杆组

件与悬架缸之间的摩擦力。通常情况下,系统处于振颤状态和由密封摩擦引起的误差在可以接受的范围内,所以系统的摩擦力可以忽略不计^[12]。根据上述油气悬架物理模型和已发表的相关文献,建立如下数学模型:

1) 活塞杆组件的输出力 F_f 和 F_r 可表示为:

$$\begin{cases} F_f = A_2 p_C - A_1 p_A \\ F_r = A_2 p_G - A_1 p_E \end{cases} \quad (1)$$

其中: A_1 为 A 腔、E 腔面积; A_2 为 C 腔、G 腔面积; p_A 为 A 腔中的瞬时压力; p_C 为 C 腔中的瞬时压力; p_E 为 E 腔中的瞬时压力; p_G 为 G 腔中的瞬时压力。

2) 蓄能器气体平衡方程为:

$$\begin{cases} p_4 V_4^r = p_{4s} V_{4s} \\ p_5 V_5^r = p_{5s} V_{5s} \end{cases} \quad (2)$$

其中: p_4, p_5 分别为蓄能器 4 和 5 中的瞬时压力; V_4, V_5 分别为蓄能器 4 和 5 中的瞬时体积; p_{4s}, p_{5s} 分别为蓄能器 4 和 5 中静平衡时的压力; V_{4s}, V_{5s} 分别为蓄能器 4 与蓄能器 5 中静平衡时的体积; r 为气体不变指数,气室内的气体可看作理想气体,且将油气弹簧的运动过程近似为绝热过程,此时 $r = 1.4$ 。

3) 由流体连续性方程可得蓄能器任意时刻体积为:

$$\begin{cases} V_4 = V_{4s} - A_2 x_f + A_1 x_r \\ V_5 = V_{5s} + A_2 x_f - A_1 x_r \end{cases} \quad (3)$$

4) 考虑沿程压力损失和局部压力损失,B 腔和 A 腔、F 腔和 E 腔之间的压力关系可以表示为:

$$p_A - p_B = \frac{\rho}{2} \left\{ A_1 \dot{x}_f \left[C_{d1} A_{01} + C_{d2} A_{02} \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \text{sign} \dot{x}_f \right) \right] \right\}^2 \text{sign} x_f \quad (4)$$

$$p_E - p_F = \frac{\rho}{2} \left\{ A_1 \dot{x}_r \left[C_{d1} A_{01} + C_{d2} A_{02} \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \text{sign} \dot{x}_r \right) \right] \right\}^2 \text{sign} x_r \quad (5)$$

其中: C_{d1} 为阻尼孔的流量系数; A_{01} 为阻尼孔截面积; C_{d2} 为单向阀的流量系数; A_{02} 为单向阀的有效过流面积。

节流小孔如单向阀和阻尼孔,按其长径比可以分为以下几种:

- 1) 当节流孔为薄壁小孔,即 $L/d_{0i} \leq 0.5$ ($i = 1, 2$) 时。其中 L 为节流孔长度, d_{0i} 为节流孔直径。其流量公式表示为:

$$Q = C_d A_{0i} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (6)$$

2)当节流孔为短孔,即 $0.5 < L/d_{0i} < 4$ 时。流量公式同薄壁小孔,但是流量系数需要按如下处理:

$$C_d = \begin{cases} \left[1.5 + 13.7 \left(\frac{L}{d_{0i} \cdot Re} \right)^{0.5} \right]^{0.5} & d_{0i} \cdot Re \geq 50 \\ \left[2.28 + 64 \frac{L}{d_{0i} \cdot Re} \right]^{0.5} & d_{0i} \cdot Re < 50 \end{cases} \quad (7)$$

其中, Re 为雷诺数, $0.6 \leq C_d \leq 0.816$ 。

3)当节流孔为细长孔,即 $L/d_{0i} \geq 4$ 时。流量公式为:

$$Q = \frac{\pi d_{0i}^2}{128 \mu L} \Delta p \quad (8)$$

通过以上各式可以得出 C 腔(G 腔)中的瞬时压力 p_C (p_G); A 腔(E 腔)中瞬时压力 p_A (p_E)。从而可以代入式(1),计算出 2 轴连通式油气悬架系统的输出力 F_f 和 F_r 。

1.2 2 轴连通式油气悬架仿真模型

在 2 轴连通式油气悬架物理模型与数学模型的基础上,在 AMESim 软件中建立仿真模型,仿真所需参数参照表 1,仿真模型结构如图 2 所示。

表 1 仿真模型所需参数
Tab. 1 Simulation parameters

名称	单位	数值
车身质量 M_1	kg	20 000
蓄能器初始充气压力 p_{50} (p_{40})	MPa	5
蓄能器初始充气体积 V_{50} (V_{40})	L	1.8
悬架缸内径 D	m	0.115
活塞杆外径 d	m	0.095
多变指数 r		1.4
液压油密度 ρ	kg/m ³	875
阻尼孔直径 d_{01}	m	0.006
单向阀面积 A_{02}	mm	6.3×10^{-5}
阻尼孔流量系数 C_{d1}		0.62
单向阀流量系数 C_{d2}		0.61
液压油运动黏度 μ	mm ² /s	58
液压油体积模量 β_e	MPa	1 700
橡胶管弹性模量	MPa	10 000
蓄能器 4(蓄能器 5)至悬架缸 C(G)腔油管长度 l_{h1}	m	1.2
蓄能器 4(蓄能器 5)至悬架缸 F(B)腔油管长度 l_{h2}	m	2.4
油管直径 d_h	m	0.016
前后两轴之间油管长度	m	4
前后两轴之间油管直径	m	0.025

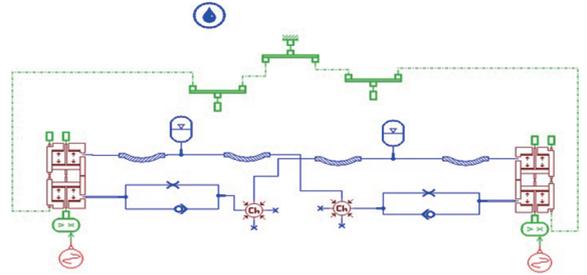


图 2 2 轴连通式油气悬架系统仿真模型
Fig. 2 Simulation model about interconnected HPS of two-axes

鉴于对多轴连通式油气悬架系统使用解析方法过于烦琐,本研究对其进行数值仿真。油气悬架系统的实际输入为随机信号,但响应结果也相对复杂。便于更好地研究通式油气悬架的外特性,按式(9)与式(10)给予前后油气悬架不同相位激励,具体激励参数如表 2 所示。

$$x(t) = A \sin(2\pi ft + \varphi) \quad (9)$$

$$x(t) = 2\pi f A \cos(2\pi ft + \varphi) \quad (10)$$

其中: $x(t)$ 为激励位移信号; $\dot{x}(t)$ 为激励速度信号; A 为振幅; f 为频率; t 为时间; φ 为相位。

表 2 激励参数
Tab. 2 Excitation parameters

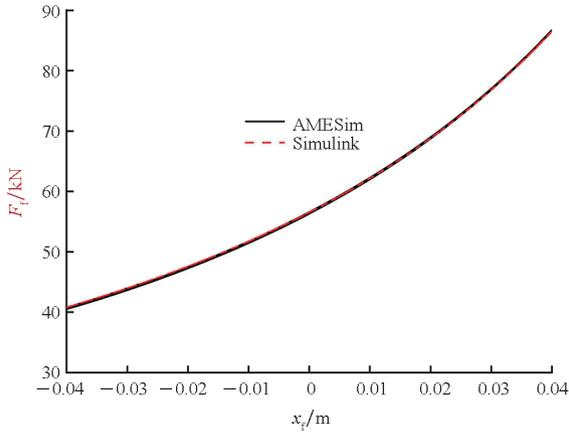
频率/Hz	振幅/mm	信号相位/(°)
0.1	40	30, 45, 60
1.0	30	30, 45, 60

1.3 2 轴连通式油气悬架仿真模型验证

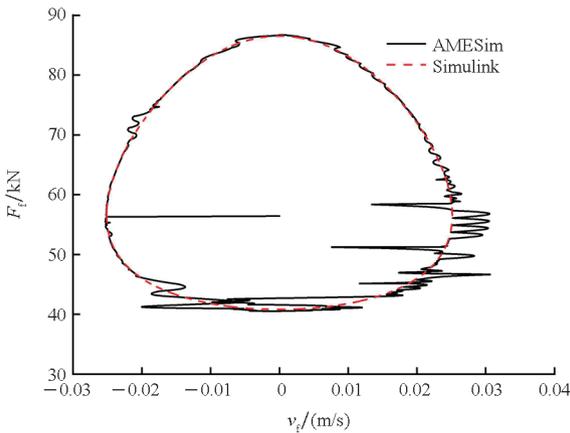
只有经过验证正确的数学模型和仿真模型才能够作为进一步研究的基础,搭建 MATLAB Simulink 模型,开展了基于 MATLAB Simulink 和机械/液压软件 AMESim 的数值仿真对比分析。

选择了频率为 0.1 Hz,振幅为 40 mm 工况对模型正确性进行验证。其中, F_f 为前悬架活塞杆输出力, x_f 为前悬架缸激励源振幅, v_f 为前悬架缸激励源的速度幅度,同 \dot{x}_f 。图 3 所示为激励下的 2 轴连通式油气悬架系统外特性的分析对比曲线。

可以看出在 Simulink 中的数值分析由于做了部分假设,曲线图比较光滑,而在 AMESim 中的仿真图则相对波动较大。但总体可以看出两者结果是基本吻合的,规律上是一致的,可认为本文搭建的仿真模型是正确的,可以作为对系统进一步研究的基础。



(a) 位移特性
(a) Displacement characteristics



(b) 速度特性
(b) Speed characteristics

图 3 活塞杆输出力的位移特性和速度特性
Fig. 3 Displacement characteristics and velocity characteristics of piston rod output force

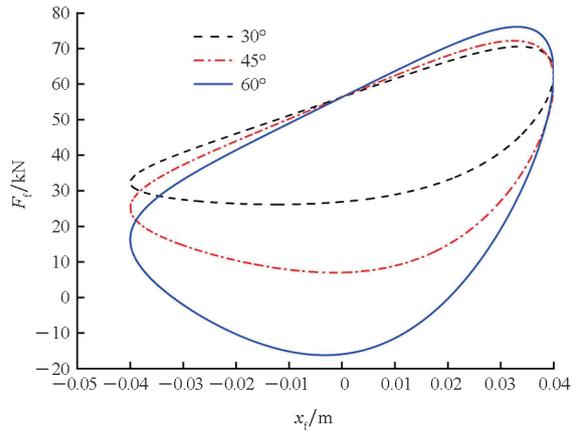
1.4 2 轴连通式油气悬架连通耦合效应分析

油气悬架的位移特性曲线面积表示油气悬架系统的阻尼大小,也代表了一个周期内系统耗能的量。使用表 2 中的激励参数,对 2 轴连通式油气悬架系统外特性变化进行研究,得到其前后悬架位移特性曲线和速度特性曲线,如图 4 ~ 7 所示。

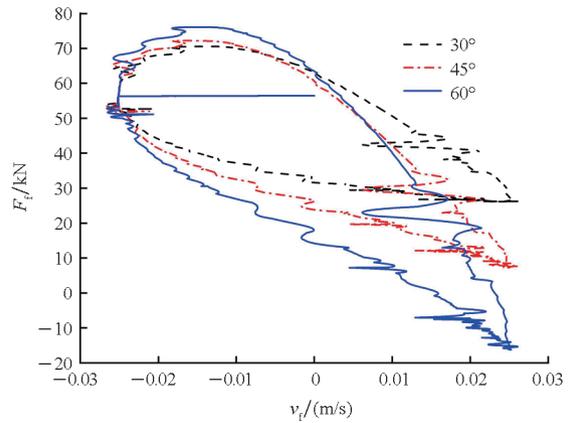
图 4、图 5 所示为 2 轴连通式油气悬架系统在低频(频率为 0.1 Hz,振幅为 40 mm)时的外特性曲线。在以往相关研究的文献中,油气悬架系统在低频时的位移特性是一条曲线,但在本研究中位移特性曲线却明显不同。这是由于前后悬架系统所受激励具有相位差,造成了前后悬架系统在低频时的位移特性所围面积逐渐增大,且不再单纯表现为没有能量消耗的曲线。即连通式油气悬架在不同步振动激励下,表现出的一种有别于传统特性的连通性能。本研究将这种现象称为连

通耦合效应,该效应可以快速衰减前后悬架系统的不同步振动从而更快衰减振动能量,表明连通式油气悬架在低频激励作用下具有明显的阻尼特性。

从图 4、图 5 可以看出,系统在低频时表现的外特性比较激烈。主要是因为低频时系统运动较慢,悬架缸中液体阻尼表现不明显,此时系统减振能力有限,主要依靠蓄能器中的气体弹性变形吸能减振。



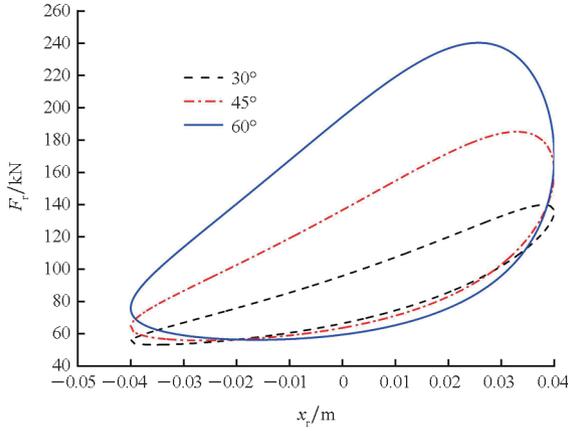
(a) 位移特性
(a) Displacement characteristics



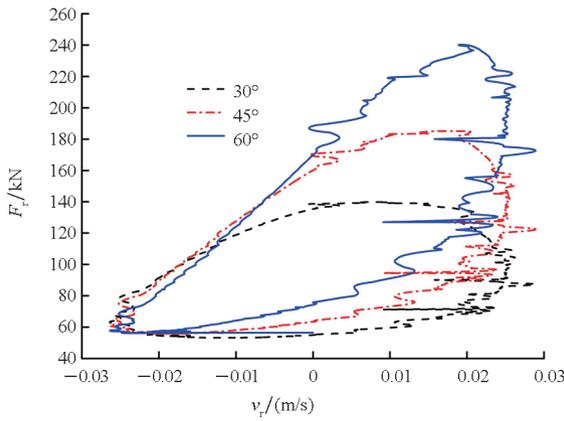
(b) 速度特性
(b) Speed characteristics

图 4 前悬架受低频激励时的外特性
Fig. 4 External characteristic curve when front suspension is excited by low frequency

图 6、图 7 所示为 2 轴连通式油气悬架系统在高频(频率为 1 Hz,振幅为 30 mm)时的位移特性与速度特性曲线。由以上 4 个曲线可得出结论,由于连通耦合效应的影响,前后悬架相位差增大时,连通式油气悬架系统耗能特性愈加明显。同时后悬架系统由于相位相对滞后,系统的位移特性曲线较前悬架所围面积更大,说明后悬架系统在相同振动幅度时可耗散更多能量。



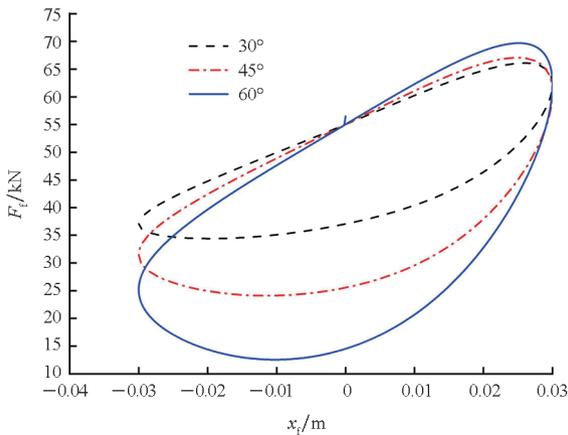
(a) 位移特性
(a) Displacement characteristics



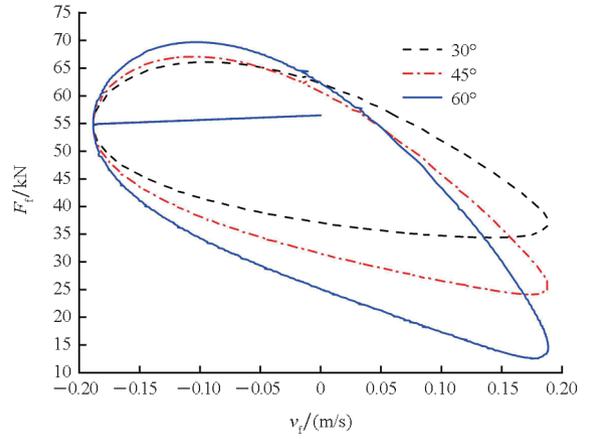
(b) 速度特性
(b) Speed characteristics

图5 后悬架受低频激励时的外特性
Fig.5 External characteristic curve when the rear suspension is excited by low frequency

从图6、图7中可以看出,受高频激励时前后悬架系统中的外特性均表现得很平稳、光滑,说明系统在高温振动时外特性良好。造成这种现象的主要因素是在高频时系统运动较快,系统中的阻尼力较大,能够快速衰减系统的不同步振动,从而



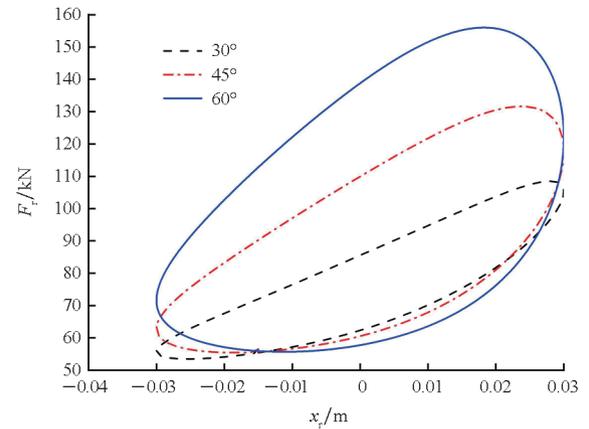
(a) 位移特性
(a) Displacement characteristics



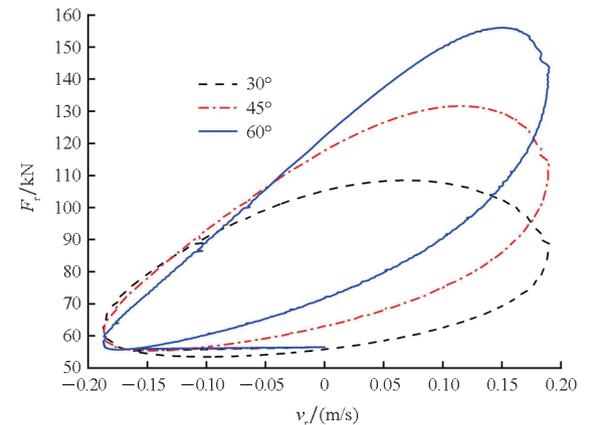
(b) 速度特性
(b) Speed characteristics

图6 前悬架受高频激励时的外特性
Fig.6 External characteristic curve when front suspension is excited by high frequency

使系统保持平稳运动。



(a) 位移特性
(a) Displacement characteristics



(b) 速度特性
(b) Speed characteristics

图7 后悬架受高频激励时的外特性
Fig.7 External characteristic curve when the rear suspension is excited by high frequency

2 4 轴连通式油气悬架系统

2.1 4 轴连通式油气悬架模型建立

将 2 组 2 轴连通式油气悬架的管路相互连通组成 4 轴连通式油气悬架系统,4 轴连通式油气悬架系统的数学模型相比 2 轴连通式油气悬架系统更加复杂。因此建立 4 轴连通式油气悬架的数学模型较为烦琐。本文在 2 轴连通式油气悬架仿真模型的基础上,参考文献[13]进一步扩展出 4 轴连通式油气悬架系统的模型,对其连通耦合特性进行深入研究。

4 轴连通式油气悬架系统的物理模型如图 8 所示,图中 4 个油气悬架从左到右依次定义为第

1 轴至第 4 轴。其中,4 轴油气悬架系统中,第 1 轴活塞杆输出力和第 2 轴活塞杆输出力分别为 F_{f1} 、 F_{f2} ;第 3 轴活塞杆输出力和第 4 轴活塞杆输出力分别为 F_{f1} 、 F_{f2} 。 x_{fi} 、 \dot{x}_{fi} 分别为前两轴悬架系统受到的激励位移和速度, x_{ri} 、 \dot{x}_{ri} 分别为后两轴悬架系统受到的激励位移和速度,其中 $i=1,2$ 。

2.2 4 轴连通式油气悬架连通耦合效应分析

由于 4 轴连通式油气悬架系统存在更多气室连通,系统中的连通耦合效应对系统的外特性影响必然更复杂。因此激励源按式(9)与式(10)表示,具体的仿真参数见表 2,油气悬架仿真模型如图 9 所示。

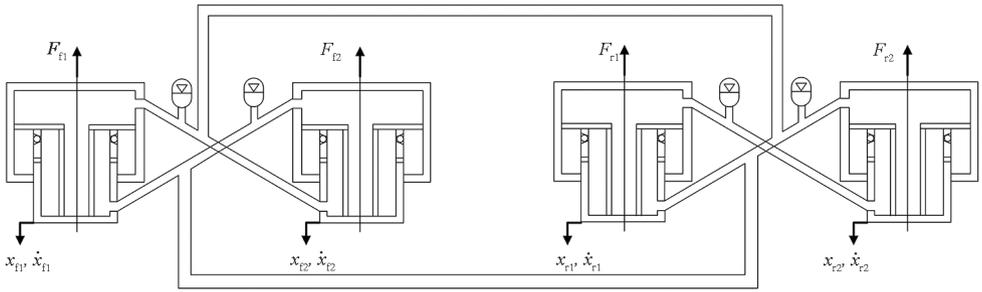


图 8 4 轴连通式油气悬架物理模型

Fig. 8 Physical model about interconnected HPS of four-axes

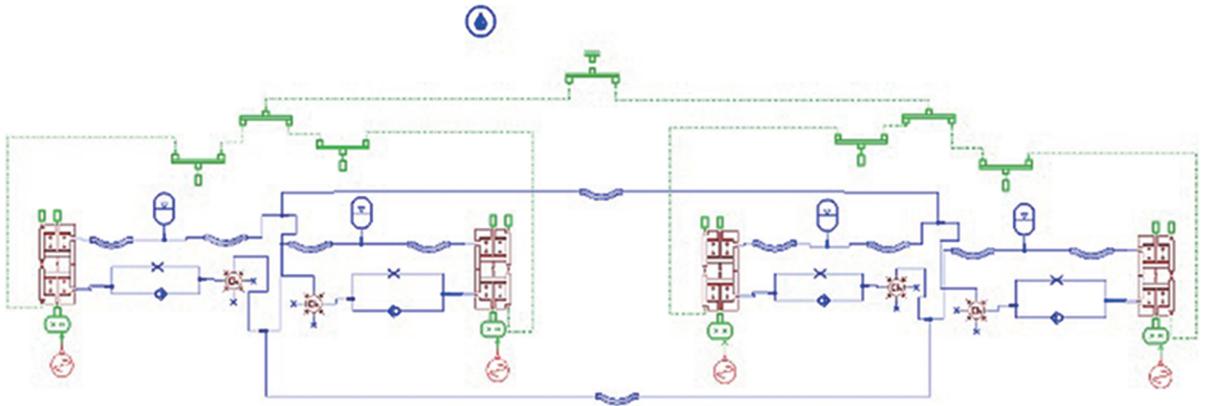


图 9 4 轴连通式油气悬架系统仿真模型

Fig. 9 Simulation model about interconnected HPS of four-axes

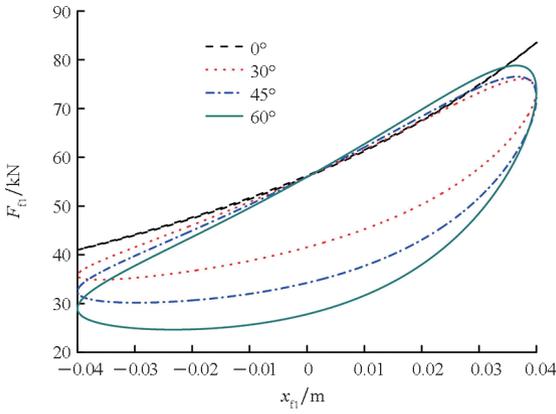
为保持一致性,在分析系统外特性时,将 4 个油气悬架中的任意一个激励源的相位进行改变,得到系统的位移特性。在经过大量的计算对比之后发现前两轴外特性变化趋势和后两轴类似。因此为了分析方便,只对前两轴位移特性曲线进行分析。

当激励频率为 0.1 Hz,振幅为 40 mm 时,前两轴处油气悬架系统的外特性如图 10、图 11 所示。图中 0° 表示受相同相位的激励下油气悬架系统产生的响应,而其他相位表示其中任意一个

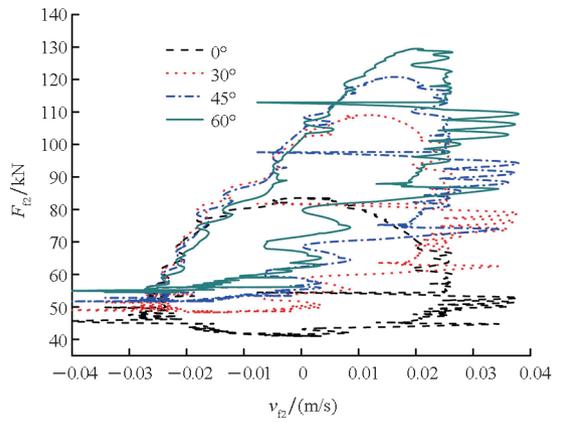
悬架与其他悬架在非同步相位激励下的响应。

当激励源相位增大时,第 1 轴和第 2 轴上位移曲线所围面积随之增加,表明悬架系统刚度不断增大。将图 4、图 5 与图 10、图 11 进行对比发现低频时系统振动都比较激烈,主要是因为此时系统的阻尼较小而主要依靠气体变形承担作用。4 轴系统的刚度比 2 轴系统明显偏大,可以消耗更多的振动能量,这也是 4 轴连通式油气悬架系统的优势之处。

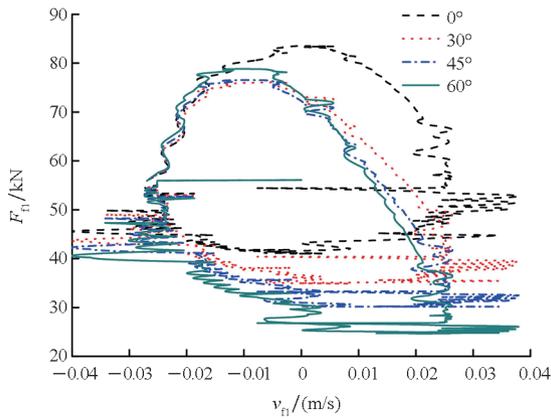
当激励频率为 1 Hz,振幅为 30 mm 时,前两轴



(a) 位移特性
(a) Displacement characteristics



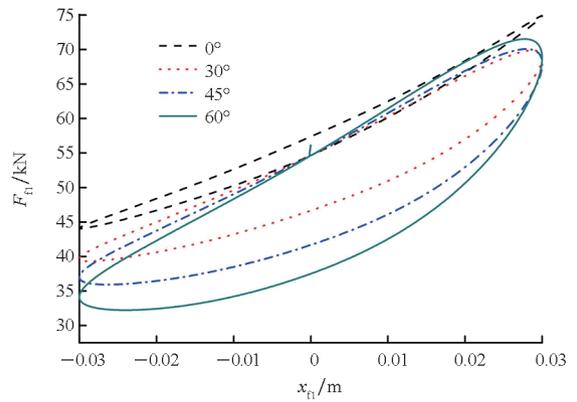
(b) 速度特性
(b) Speed characteristics



(b) 速度特性
(b) Speed characteristics

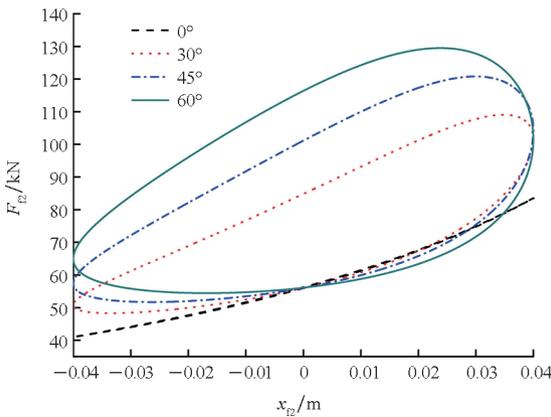
图 11 低频激励时第 2 轴油气悬架系统外特性曲线
Fig. 11 External characteristic curve of the 2ed axes HPS under low frequency excitation

图 10 低频激励时第 1 轴油气悬架系统外特性曲线
Fig. 10 External characteristic curve of the 1st axes HPS under low frequency excitation

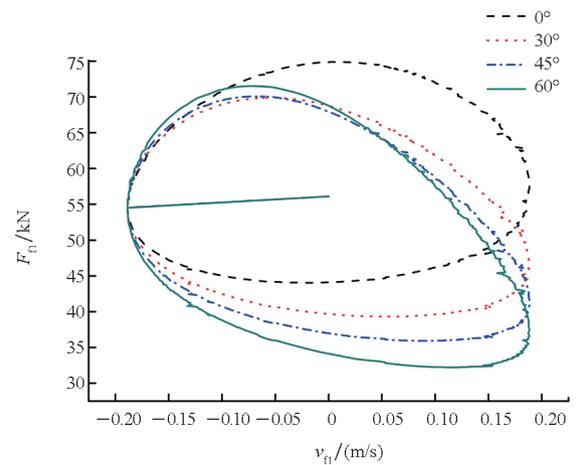


(a) 位移特性
(a) Displacement characteristics

处油气悬架系统的外特性如图 12、图 13 所示。由于激励频率较大,此时的系统中的阻尼力也在快速增加,系统特性曲线表现更为光滑。与图 6 和图 7 相比,4 轴连通式系统的外特性幅度具有明显程度下降,刚度和耗能规律与受低频激励时一致。

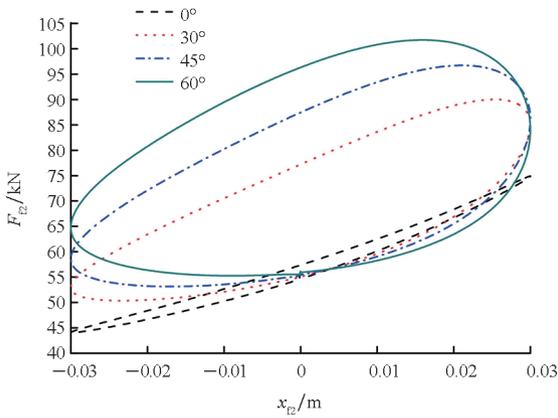


(a) 位移特性
(a) Displacement characteristics



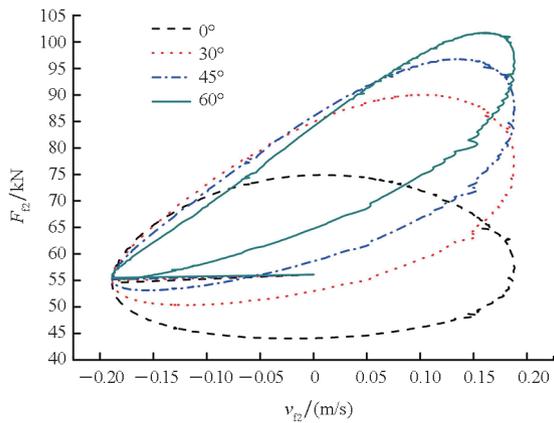
(b) 速度特性
(b) Speed characteristics

图 12 高频激励时第 1 轴油气悬架系统外特性曲线
Fig. 12 External characteristic curve of the 1st axes HPS under high frequency excitation



(a) 位移特性

(a) Displacement characteristics



(b) 速度特性

(b) Speed characteristics

图 13 高频激励时第 2 轴油气悬架系统外特性曲线

Fig. 13 External characteristic curve of the 2st axes HPS under high frequency excitation

3 结论

本文推导了 2 轴连通式油气悬架系统的数学模型,并以此为基础分别建立了 2 轴连通式油气悬架系统和 4 轴连通式油气悬架系统仿真模型。通过在不同的激励载荷的作用下,研究并分析了多轴连通式双气室油气悬架系统的连通耦合效应影响,并将 2 轴连通式油气悬架系统与 4 轴连通式油气悬架系统进行了对比,主要得出如下结论:

1) 系统处于低频环境时,由于多轴连通式油气悬架系统的连通耦合效应影响,其位移特性所围面积增大。系统表现为消耗不同步振动能量,这一点与传统意义上的没有能量消耗的曲线不同。

2) 当悬架系统受具有相位差的激励时,后悬架系统的外特性比前悬架所围面积更大,说明后

悬架系统在相同振动幅度时比前悬架可以消耗更多能量。

3) 系统处于高频环境时,由于连通耦合效应的影响,4 轴连通式油气悬架系统的外特性较 2 轴悬架系统的外特性更为优越,说明多个气室相互连通可提高系统刚度。

4) 4 轴连通式油气悬架系统较 2 轴悬架系统在性能和使用场合方面更优秀,但系统构成也更为复杂,在安装体积、质量和可靠性方面不具备优势,在重型发射车的实际设计中应该综合考虑,依据设计指标和应用场合选择油气悬架的种类。

参考文献 (References)

[1] 石运序, 刘同昊, 曹常贞, 等. 矿用宽体车油气悬架的平顺性分析及优化设计[J]. 机床与液压, 2022, 50(6): 148 - 152.
SHI Y X, LIU T H, CAO C Z, et al. Ride comfort analysis of mine wide body vehicle's hydro-pneumatic suspension and optimization design[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2022, 50(6): 148 - 152. (in Chinese)

[2] 黄镇财, 陈俞霖. 工程车辆油气悬挂非线性输出特性建模分析[J]. 机械设计与制造, 2022, 380(10): 191 - 195.
HUANG Z C, CHEN Y L. Modeling and analysis of nonlinear output characteristics of hydro-pneumatic suspension of the engineering vehicle[J]. Machinery Design & Manufacture, 2022, 380(10): 191 - 195. (in Chinese)

[3] LI Z X, WANG Y C, DU H, et al. Modelling and analysis of full-vehicle hydro-pneumatic suspension system considering real-gas polytropic process [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2022, 165: 108406.

[4] CAO D P, RAKHEJA S, SU C Y. A generalized model of a class of interconnected hydro-pneumatic suspensions and analysis of pitch properties[C]//Proceedings of ASME 2006 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, 2006: 137 - 146.

[5] CAO D P, RAKHEJA S, SU C Y. Roll-and pitch-plane-coupled hydro-pneumatic suspension. Part 2: dynamic response analyses [J]. Vehicle System Dynamics, 2010, 48(4): 507 - 528.

[6] CAO D P, RAKHEJA S, SU C Y. Roll plane analysis of a hydro-pneumatic suspension with twin-gas-chamber struts[J]. International Journal of Heavy Vehicle Systems, 2007, 14(4): 355 - 375.

[7] CAO D P, RAKHEJA S, SU C Y. Pitch plane analysis of a twin-gas-chamber strut suspension [C]//Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 2008, 222(8): 1313 - 1335.

[8] CAO D P, RAKHEJA S, SU C Y. Property analysis of an X-coupled suspension for sport utility vehicles [J]. SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems,

- 2008, 1(1): 853 - 862.
- [9] 林国问, 马大为, 朱忠领. 基于多轴连通式油气悬架的导弹发射车振动性能研究[J]. 振动与冲击, 2013, 32(12): 144 - 149.
LIN G W, MA D W, ZHU Z L. Vibration of a missile launcher with a multi-spindled interconnected hydropneumatic suspension[J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(12): 144 - 149. (in Chinese)
- [10] LIN D Z, YANG F, LI R H. Experimental modelling and analysis of compact hydro-pneumatic interconnected suspension strut considering pneumatic thermodynamics and hydraulic inertial properties[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2022, 172: 108988.
- [11] 赵昌方, 孙船斌, 乐贵高, 等. 八轴连通式油气悬架车辆行驶性能和通过性能研究[J]. 振动与冲击, 2021, 40(4): 188 - 194.
ZHAO C F, SUN C B, LE G G, et al. A study on driving performance and passing performance of the vehicle with eight-shaft interconnected hydro-pneumatic suspension[J]. Journal of Vibration and Shock, 2021, 40(4): 188 - 194. (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 L X, ZHANG W M. 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)
- [13] 姚琳, 马大为, 王玺, 等. 冷弹射系统动力学响应与油气悬架优化设计[J]. 兵工学报, 2015, 36(7): 1228 - 1236.
YAO L, MA D W, WANG X, et al. Dynamic response of cold launching system and optimization of hydro-pneumatic suspension[J]. Acta Armamentarii, 2015, 36(7): 1228 - 1236. (in Chinese)