

新型液压式动力反共振隔振器的试验研究

邓雨河,龙新华

(上海交通大学 机械与动力工程学院,上海 200240)

摘 要:针对低频隔振问题,基于动力反共振原理设计制作了一种新型液压式动力反共振隔振器。根据不同的试验条件,对惯性质量、负载等与隔振频率的关系进行了一系列试验研究,在试验结果的基础上考虑隔振器的体积刚度对动力学模型进行修正,修正后的隔振器模型能够较准确地预测隔振系统的频率特性。基于试验结果,从理论和试验两方面阐述了调节隔振器反共振频率的方法,提出了兼顾隔振效果的合理化建议。

关键词:低频隔振;动力反共振;试验研究;惯性质量;模型修正

中图分类号:TB535⁺.1 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2020)03-0011-04

Experimental Study of New Type of Hydraulic Dynamic Anti-resonance Isolator

DENG Yuhe, LONG Xinhua

(School of Mechanical and Power Engineering, Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200240, China)

Abstract: A new type of hydraulic dynamic anti-resonance isolator is developed based on the principle of dynamic anti-resonance, it is used to attenuate low-frequency vibration. A series of experimental studies of the relationship between inertial mass, load and vibration isolation frequency are made under the different experiment conditions. Based on the experiment results, according to the volumetric stiffness of the isolator, the dynamic model is corrected, which can be used to predict the frequency characteristics of the vibration isolation system more accurately. Based on the experimental results, the method of adjusting the anti-resonance frequency of the vibration isolator is expounded from the theoretical and experimental aspects, and the reasonable suggestion is offered on the vibration isolation effect.

Keywords: low frequency vibration isolation; dynamic anti-resonance; experimental study; inertial mass; model correction

0 引言

随着隔振技术在工业领域的广泛应用,低频线谱隔振问题已成为日益突出的研究热点和难点^[1]。传统被动隔振系统能够较好地隔离中、高频振动,但低频隔振能力较差^[2]。为了扩大隔振范围,需要减小系统刚度来获得低频隔振能力,但往往存在着系统稳定性和隔振效果的权衡问题^[3]。利用惯性耦合的动力反共振技术针对特定频率的激励产生的惯性力与弹簧作用力相位相反,从而实现线谱振动的隔离^[4]。FLANNELLY W.G.^[5]提出了一种机械式动力反共振器(DAVI),解决了直升机主减系统隔振频率低和静位移不能太大的矛盾^[6]。HALWES. D. R等人^[7-8]提出了一种液弹式动力反共振隔振器(LIVI),利用惯性液体在流动过程中产生的动压力和弹性力相互抵消,从而实现隔振效果,其采用流体作为惯性质量,结构更加紧凑。为拓宽隔振器的反共振隔振频带, N. F. Du Plooy^[9]提出刚度可调的带空气弹簧的液压隔振器。

本文基于动力反共振隔振原理设计制作了一种新型液压式动力反共振隔振器,进行了一系列试验研究,验证

反共振隔振原理的正确性。基于试验结果对原有的反共振隔振模型进行修正,进一步验证了隔振模型的合理性。为了调节隔振器的反共振频率,进行了在不同惯性质量、初始静压下的试验测试,基于试验结果提出兼顾反共振率可调性与隔振效果的方法。

1 试验装置

液压式动力反共振隔振器由内筒、外筒、波纹管、惯性质量等部件组成,结构示意图见图1。其内筒和外筒通过橡胶硫化成一体,橡胶提供隔振器刚度且作为隔振器的密封件,隔振器封闭腔室内充满水等低黏性液体。隔振器基座与振源(液压振动台)刚性连接,负载(被隔振对象)与隔振器上端盖刚性连接,振源激振力由基座传至负载。

图2是隔振器试验装置,液压隔振器的试验特性与隔振器封闭腔室的液体初始静压有关^[10],隔振器的进水泵口2与加压装置连接,通过调节加压装置进而改变初始静压。负载和惯性质量块仅在轴向上运动,两组传感器分别装在隔振器上端盖和内筒上。

基金项目:国家自然科学基金(11572189)

第一作者简介:邓雨河(1993—),男,湖北黄冈人,硕士研究生,研究方向为直升机主减振动控制。

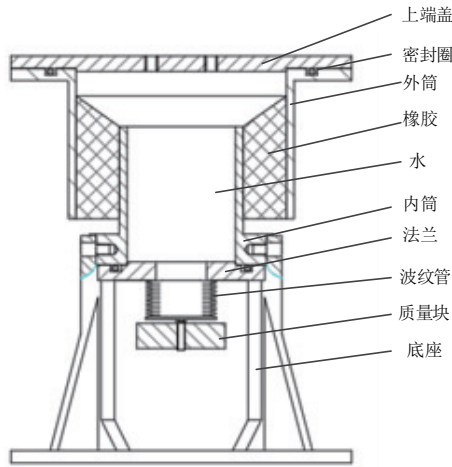


图1 液压隔振器结构



1—上端盖 1#传感器;2—进水泵口;3—液压传感器;
4—上端盖 2#传感器;5—内筒传感器。

图2 液压隔振器试验装置

2 数学模型

液压隔振器包括固体、液体两种形式的材料,可以简化为机械 DAVI 隔振器力学模型。图 3 是液压隔振器的物理模型及其等效模型,其上液腔与波纹管通道面积之比等效于机械式 DAVI 隔振器中的杠杠比。隔振器外筒和被隔振对象连接,内筒和基础激励连接。被隔振对象质量为 m_1 ,内筒质量为 m_2 ,惯性质量块质量为 m_3 ,其位移分别为 x_1, x_2, x_3 ;外筒内直径、内筒外直径、波纹管直径分别为 d_b, d_0, d_a ,其对应的截面积分别为 A_b, A_0, A_a ;橡胶动刚度、波纹管刚度分别为 k, k_1 ,作用在内筒上的激励力为 f 。

隔振器在受到外界激励时,隔振器的内筒、外筒、惯性质量块之间会产生相对运动,由流体连续性可知,运动前后上液腔减少的液体体积 V_1 等于波纹管下液腔增加的液体体积 V_2 ,其中:

$$V_1 = \left(\frac{A_b d_b - A_0 d_0}{3(d_b - d_0)} \right) (x_2 - x_1) \quad (1)$$

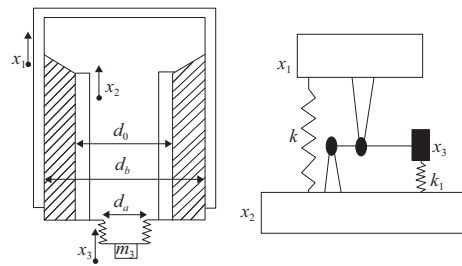


图3 液压隔振器物理模型及其等效模型

$$V_2 = A_a (x_2 - x_3) \quad (2)$$

由 $V_1 = V_2$, 得

$$x_3 = \alpha x_1 + (1 - \alpha) x_2 \quad (3)$$

$$\text{其中放大比 } \alpha = \frac{A_b d_b - A_0 d_0}{3A_a (d_b - d_0)}。$$

系统动能

$$T = \frac{1}{2} m_1 \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{x}_2^2 + \frac{1}{2} m_3 \dot{x}_3^2 \quad (4)$$

系统势能

$$V = \frac{1}{2} k (x_2 - x_1)^2 + \frac{1}{2} k_1 (x_3 - x_2)^2 \quad (5)$$

不考虑阻尼,由拉格朗日方程得到系统动力学方程有:

$$\begin{pmatrix} m_1 + \alpha^2 m_3 & m_3 \alpha (1 - \alpha) \\ m_3 \alpha (1 - \alpha) & m_2 + (1 - \alpha)^2 m_3 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} k + k_1 \alpha^2 & -k - k_1 \alpha^2 \\ -k - k_1 \alpha^2 & k + k_1 \alpha^2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ f \end{pmatrix} \quad (6)$$

设外激励 $x_2 = X_2 e^{j\omega t}$, $x_3 = X_2 e^{j\omega t}$, 由上式可以得到隔振器的位移传递率

$$T = \left| \frac{X_1}{X_2} \right| = \left| \frac{k + k_1 \alpha^2 - m_3 \alpha (\alpha - 1) \omega^2}{k + k_1 \alpha^2 - (m_1 + m_3 \alpha^2) \omega^2} \right| \quad (7)$$

由式(7)可以得到

系统的共振频率

$$f_p = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k + k_1 \alpha^2}{m_1 + m_3 \alpha^2}} \quad (8)$$

反共振频率

$$f_z = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k + k_1 \alpha^2}{m_3 \alpha (\alpha - 1)}} \quad (9)$$

由式(9)可以看出,隔振器的反共振频率与隔振器橡胶动刚度、波纹管刚度、惯性质量及隔振器放大比有关,因此可以选择合适的隔振器参数,从而得到特定的反共振频率。

3 试验及理论对比分析

3.1 隔振器参数辨识

为了验证液压隔振器动力反共振理论,设计和加工了图1所示的液压隔振器,其具体尺寸为: $d_a = 25 \text{ mm}$, $d_b = 136 \text{ mm}$, $d_0 = 80 \text{ mm}$, $k_1 = 20.59 \text{ N/mm}$ 。通过隔振器无水情况下的振动试验可以拟合得到隔振器相关参数,图4

是负载为 13 kg 的频响曲线,表 1 是在不同负载质量下试验得到的隔振器固有频率。

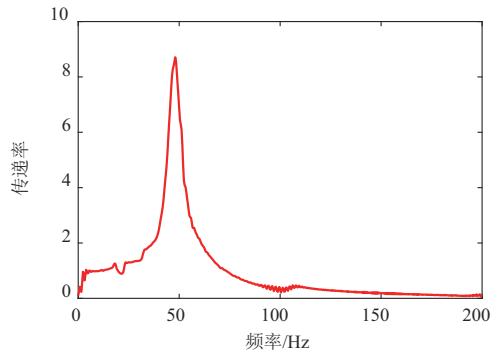


图 4 无水情况下的振动传递实验曲线

表 1 无水情况和不同负载下隔振器固有频率

负载质量/kg	0	3	10	13	23	33
共振频率/Hz	115	78	53	48	36	30

由单自由度振动固有频率公式 $f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m+\Delta m}}$, 其中 Δm 为负载质量, 可以拟合得到隔振器的动刚度 $k = 1355 \text{ N/mm}$, 隔振器自身质量 $m = 2.58 \text{ kg}$ 。

得到以上隔振器参数后, 进行隔振器有水情况下的振动测试, 初步验证动力反共振理论。图 5 是在惯性质量为 0.3 kg、负载质量 23 kg 下的振动测试试验结果, 可以看出隔振器在 42.2 Hz 的频率下具有较好的隔振效果。

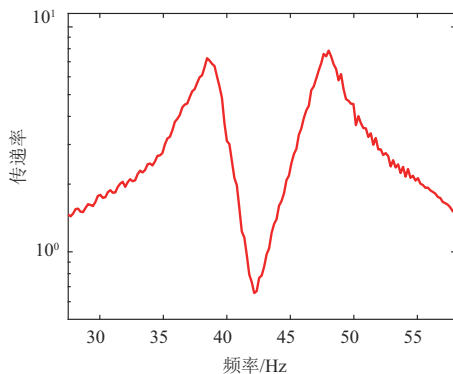


图 5 有水情况下的振动传递实验曲线

由式(8)和式(9)可以得到隔振器的理论共振频率 38.2 Hz 和反共振频率 43 Hz, 与图 5 中试验共振频率 38.5 Hz 及反共振频率 42.2 Hz 基本一致, 但是试验结果中的二阶共振峰是式(7)中未出现的, 为了对试验结果进行进一步理论分析, 下面建立两自由度隔振系统对原隔振模型进行修正。

3.2 隔振器模型修正

参考文献[8]对液压式动力反共振隔振器建立的考虑隔振器体积刚度的机械式集中参数隔振器模型, 在图 3 所示的机械杠杆式 DAVI 等效模型中考虑铰支点处的非

完全刚性, 对应铰支点处的位移为 x_4 , 其铰支点刚度对应液压隔振器中波纹管径向膨胀带来的隔振器体积刚度, 其等效数学模型见图 6。

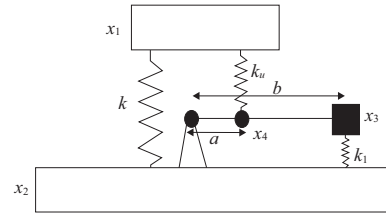


图 6 考虑隔振器体积刚度的等效数学模型

$$\text{隔振器放大比为杠杆比 } \alpha = \frac{b}{a} = \frac{x_3 - x_2}{x_4 - x_2}$$

系统动能

$$T = \frac{1}{2} m_1 \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{x}_2^2 + \frac{1}{2} m_3 \dot{x}_3^2 \quad (10)$$

系统势能

$$V = \frac{1}{2} k (x_2 - x_1)^2 + \frac{1}{2} k_1 (x_3 - x_2)^2 + \frac{1}{2} k_u (x_4 - x_1)^2 \quad (11)$$

不考虑阻尼, 由拉格朗日方程得到系统动力学方程式有:

$$\begin{pmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 + m_3 (1-\alpha)^2 & m_3 \alpha (1-\alpha) \\ 0 & m_3 \alpha (1-\alpha) & \alpha^2 m_3 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_4 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} k+k_u & -k & -k_u \\ -k & k+k_1\alpha^2 & -k_1\alpha^2 \\ -k_u & -k_1\alpha^2 & k_u+k_1\alpha^2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ f \\ 0 \end{pmatrix} \quad (12)$$

设外激励 $x_2 = X_2 e^{j\omega t}$, $x_1 = X_1 e^{j\omega t}$, 由上式可以得到隔振器的位移传递率

$$T = \left| \frac{X_1}{X_2} \right| = \left| \frac{k(k_u + k_1\alpha^2 - \omega^2 m_3 \alpha^2) + k_u(k_1\alpha^2 + \omega^2 m_3 \alpha(1-\alpha))}{(k+k_u - \omega^2 m_1)(k_u + k_1\alpha^2 - \omega^2 m_3 \alpha^2) - k_u \alpha^2} \right| \quad (13)$$

进一步得到隔振器的反共振频率

$$f_z = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k(k_u + k_1\alpha^2) + k_1 k_u \alpha^2}{m_3(k\alpha^2 + k_u \alpha(\alpha-1))}} \quad (14)$$

令式(13)分母为 0, 可以得到隔振器的第一阶固有频率 f_{p1} 和第二阶固有频率 f_{p2} 。

由于隔振器的体积刚度 k_u 未知, 为了对以上隔振器动力学模型进行验证, 采用参数识别法, 将不同惯性质量 m_3 下的反共振频率 f_z 代入式(14)中, 进而识别出未知参数即隔振器的体积刚度 k_u , 进一步将参数代入共振频率 f_{p1} 和 f_{p2} 中, 从而验证改进后的动力学模型的合理性。图 7、图 8 是隔振器在惯性质量分别为 0.3 kg、0.6 kg 负载质量下的振动传递试验曲线。

由图 7、图 8 可以看出 0.3 kg、0.6 kg 的惯性质量对应的反共振频率分别为 42.1 Hz、33.3 Hz, 将其代入式(14)

中,可以拟合得到 $k_u = 123.39 \text{ N/mm}$ 。进一步,可以求得 f_{p1} 和 f_{p2} ,其结果见表 2、表 3。

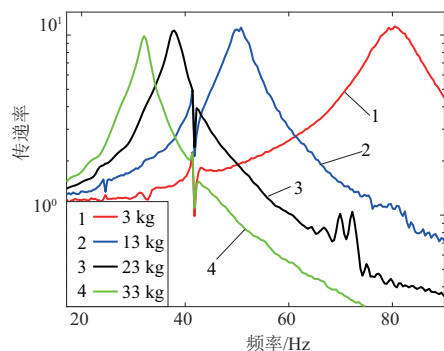


图 7 0.3 kg 惯性质量不同负载的振动传递试验曲线

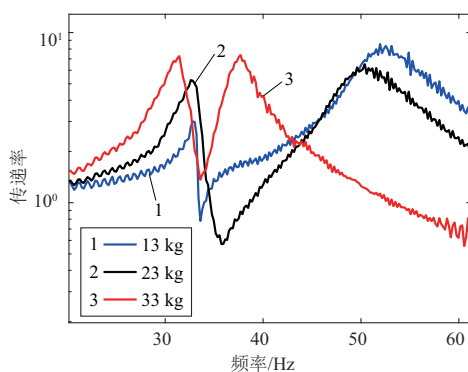


图 8 0.6 kg 惯性质量不同负载的振动传递试验曲线

表 2 0.3 kg 惯性质量不同负载下理论共振频率和反共振频率与试验值对比

负载质量/kg	一阶共振频率实验值/理论值/Hz	反共振频率实验值/理论值/Hz	二阶固有频率实验值/理论值/Hz
13	39.0/41.8	42.1/42.0	51.0/49.1
23	37.2/38.1	42.1/42.0	47.0/42.1
33	32.4/32.4	42.1/42.0	44.0/42.0

表 3 0.6 kg 惯性质量不同负载下理论共振频率和反共振频率与试验值对比

负载质量/kg	一阶共振频率实验值/理论值/Hz	反共振频率实验值/理论值/Hz	二阶固有频率实验值/理论值/Hz
3	31.7/29.6	33.2/29.7	83.7/81.9
13	31.4/29.6	33.3/29.7	57.0/49.0
23	31.0/29.6	33.0/29.7	43.5/38.3
33	29.7/29.5	33.3/29.7	34.8/32.5

由表 2、表 3 可以看出,隔振器的共振频率及反共振频率理论值与试验结果基本一致,说明修正后的隔振器模型能够较好地预测试验结果。

3.3 初始静压影响性分析

文献[10]指出液压隔振器的隔振特性与液体初始静压有关,为了探究其关系,在不同液压下进行新型液压隔振器的振动传递试验:在惯性质量为 0.9 kg,在 13 kg、23 kg、33 kg 不同质量的负载下,分别在隔振器初始液压为 0.1 MPa、0.2 MPa、0.3 MPa、0.4 MPa 的不同工况下进行振动传递试验,实验结果如图 9~图 11 所示。

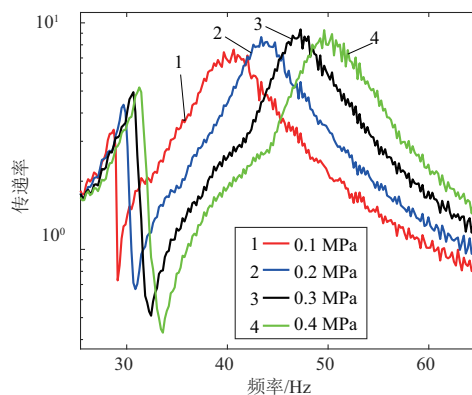


图 9 负载 13 kg 不同初始液压下的频响曲线

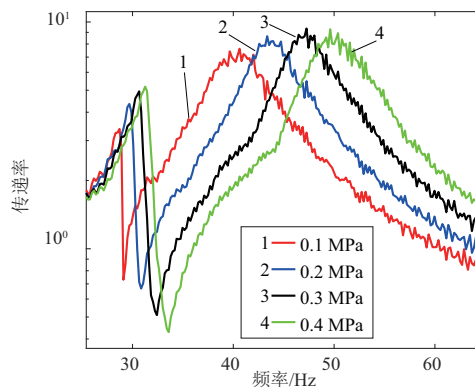


图 10 负载 23 kg 不同初始液压下的频响曲线

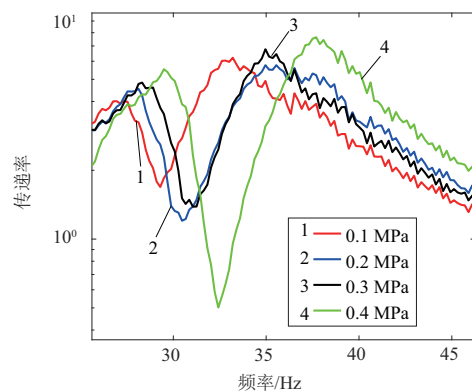
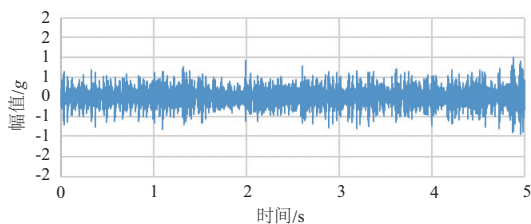


图 11 负载 33 kg 不同初始液压下的频响曲线

由以上试验结果可以看出,在惯性质量不变的情况下,增大隔振器液体的初始液压,隔振器的反共振频率点向右下侧移动,说明增大初始液压可以增大隔振器的反共

(下转第 29 页)



(b) 测振刀柄测得的振动时域波形

图5 两种方式测得的加工振动

5 结语

本文分析了铣削加工振动监测技术的不足,并提出了将无线传感器应用于机床刀柄系统中的无线振动监测方案,完成了刀柄系统的结构设计、下位机软硬件设计以及上位机监测软件的开发,并提出了测振刀柄系统的动平衡解决方案。刀柄系统剩余不平衡量为 $2.9\text{ g} \cdot \text{mm}$,可满足主轴转速 2500 r/min 以下的铣削半精加工需求。经过铣削加工振动检测试验,得出了以下结论:

1) 测振刀柄最高转速可达 2500 r/min ,可以满足中、低转速下铣削半精加工的需求,测振刀柄可对一般铣削加工中的振动进行在线监测。

2) 在工件上粘贴加速度传感器的传统方式测得的加速度信号均方差为 0.13820 g ;而测振刀柄得到的加速度

信号均方差为 0.23141 g ,较传统测量方式的结果增加 67% 。可见测振刀柄对振动信号的检测能力更强。

参考文献:

- [1] 郑鹏. 机床加工过程振动特性及对加工表面质量影响的研究[D]. 武汉:华中科技大学,2012.
- [2] 王立刚,刘习军,贾启芬. 机床颤振的若干研究和进展[J]. 机床与液压,2004(11):1-5.
- [3] 张世光. 铣削刀具磨损状态监测系统关键技术研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨理工大学,2016.
- [4] 刘海军. 面向铣削过程的无线测振刀柄的关键技术研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2015.
- [5] 周畅. 面向领域的6LoWPAN网络性能监测工具及路由优化[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2016.
- [6] 陈建立. 刀柄系统智能化技术基础研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2012.
- [7] P.K.Wright, D.A.Dornfeld, R.G.Hillaire, et al. A wireless sensor for tool temperature measurement and its integration within a manufacturing system[J]. Transaction of North American Manufacturing Research Institute, 2006, 34:1-8.
- [8] 刘晓东. 新型四维铣削力测量刀柄[J]. 仪表技术与传感器, 1999(1): 34-37.
- [9] DINI G, TOGNAZZI F. Tool condition monitoring in end milling using a torque-based sensorized toolholder[J]. Proceedings of IMech E, Part B: Journal of Engineering Manufacture, 2006, 221:11-23.

收稿日期:2018-12-17

(上接第14页)

振频率,并且可以进一步提高隔振效率。由修正后的液压隔振器模型可以知道,隔振器的共振频率和反共振频率与隔振器的体积刚度有关,隔振器的体积刚度会随着隔振器液体的初始静压增大而增大,从而影响隔振性能。

4 结语

本文设计制作了一种新型液压式动力反共振隔振器,进行了大量试验研究,并与理论分析进行比较,得到如下结论:

1) 考虑隔振器体积刚度的新型液压隔振器模型能够较好地预测隔振器试验结果,较单自由度集中参数模型能够更好地预测系统的二阶共振峰值。

2) 新型液压隔振器的反共振频率可通过调节惯性质量的大小来实现,隔振系统的两阶共振峰值都会随着负载的增大而减小,但对反共振频率没有影响。

3) 隔振器的初始液压影响着隔振效果,合理增加初始液压能够提高隔振效率。

参考文献:

- [1] 肖庆雨,周加喜,徐道临,等. 一种六自由度准零刚度隔振平台[J]. 振动与冲击,2019,38(1):258-264.

- [2] 路纯红,白鸿柏. 新型超低频非线性被动隔振系统的设计[J]. 振动与冲击,2011,30(1):234-236.
- [3] 刘兴天,张志谊,华宏星. 新型低频隔振器的特性研究[J]. 振动与冲击,2012, 31(5):161-164.
- [4] 徐道临,刘怀远,刘春嵘. 流体隔振浮筏反共振特性的试验研究[J]. 振动工程学报,2013, 26(5):642-646.
- [5] FLANNELLY W. G. Dynamic antiresonant vibration isolator; U.S., 3322379[P]. 1967-05-30.
- [6] 龚亮. 液弹隔振器设计与试验研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2012.
- [7] HALWES. D.R. Vibration suppression system; U.S., 4236607[P]. 1979-02-26.
- [8] BRAUN. D. Development of antiresonance force isolators for helicopter vibration reduction[J]. Journal of the American Helicopter Society, 1982, 27(4):37-44.
- [9] N.F. Du Plooy, P.S. Heyns, M.J. Brennan. The development of a tunable vibration absorbing isolator [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2005,47:983-997.
- [10] SMITH M R, REDINGER W S. The model 427 pylon isolation system[C]// Annual Forum Proceedings- American Helicopter Society, 1999, 1:195-201.

收稿日期:2019-03-05