

平衡阀在激振系统中的响应特性分析

王鑫¹, 吴万荣^{1,2}, 郝前华^{1,3}

- (1. 中南大学 机电工程学院, 长沙 410083;
2. 中南大学 高性能复杂制造国家重点实验室, 长沙 410083;
3. 湖南人文科技学院 能源与机电工程学院, 湖南娄底 417000)

摘要: 针对激振系统中螺纹插装平衡阀工作频率与激振器频率不同步的问题, 对激振系统中平衡阀的响应特性进行研究, 建立螺纹插装平衡阀的 AMESim 仿真模型, 得到控制口阻尼孔直径、调压弹簧刚度和阀口锥度对激振系统中平衡阀最高工作频率、阀口开度以及通流能力的影响。研究表明, 控制口阻尼孔直径和调压弹簧刚度共同影响平衡阀的最高工作频率和阀口开度, 阀口锥度影响平衡阀通流能力。阻尼孔直径与阀口开度和最高工作频率呈正相关, 调压弹簧刚度与阀口开度和最高工作频率呈负相关, 阀口锥度与通流能力呈负相关。激振频率达到平衡阀最高工作频率后, 平衡阀会先后经历两个阶段的失效。第一阶段为正向自由流动功能有效而反向节流流动功能失效, 第二阶段为正向自由流动功能与反向节流流动功能均失效。

关键词: 平衡阀; 激振系统; 响应特性; 工作频率

中图分类号: TH137.52 **文献标识码:** A **文章编号:** 1674-4969(2018)02-0199-07

引言

激振系统中激振的实现是由液压缸往复快速运动产生, 且液压缸一般需要加载载荷。因此需加装平衡阀, 以保证负载在低频激振时能产生足够的背压保持负载。在高频时, 能适应激振系统工作频率, 保证阀正常开启。但在激振系统中, 液压缸激振与平衡阀的响应特性存在无法同步的问题。

国内外学者主要对激振器和非激振工况下的平衡阀相关特性进行了研究, 纪春华^[1]等分析了阻尼孔在振荡流态下的动态性能。朱文锋^[2]等对汽车起重机变幅平衡阀进行动力学分析, 并用 Matlab 进行数值仿真, 得到了平衡阀的流量-压差

曲线族, 分析不同参数对平衡阀流量饱和特性的影响。RITELLI^[3]等认为平衡阀在液压系统中消耗了较多的能量, 并对消耗能量的机理进行了研究, 提出了基于图表法的能量消耗机理, 并以起重机为例进行了仿真研究。赵美卿等^[4]基于 AMESim 仿真软件研究了负载、控制口阻尼孔直径、弹簧刚度及预紧力等参数对平衡阀动态特性的影响。袁士豪等^[5]研究了平衡阀达到稳态时的承载能力与其结构参数之间的关系, 但仍缺少在激振工况下, 有关平衡阀响应性能的研究。

本文拟分析平衡阀阀口开启条件和阻尼孔振荡流态下的阻尼特性, 并建立 AMESim 仿真模型来模拟平衡阀在激振工况中的工作, 以分析控制

收稿日期: 2017-11-23; 修回日期: 2017-12-12

基金项目: 国家自然科学基金(51774340); 高性能复杂制造重点实验室项目(zzyjkt2015-03); 湖南省教育厅科学研究项目(16C0832)

作者简介: 王鑫(1991-), 男, 在读研究生, 研究方向: 液压相关技术。E-mail: 541493551@qq.com

吴万荣(1965-), 男, 博士, 教授, 研究方向: 液压流体技术。E-mail: wwr@csu.edu.cn

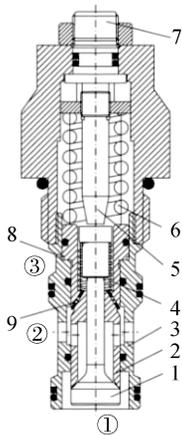
口阻尼孔直径和调压弹簧刚度对平衡阀响应性能的影响。

1 螺纹插装式平衡阀结构分析

如图 1 所示, 螺纹插装式平衡阀主要由阀杆 1、阀芯 2、阀套 3、复位弹簧 4、调压弹簧 6 和密封等组成, 阀杆 1 的锥面与阀芯 2 的端部之间形成锥形的阀口。平衡阀上有主油口、和控制油口, 在平衡回路中分别连接液压缸、换向阀和控制油路。

当液流从油口 至油口 时, 由于复位弹簧力很小, 在较小压力差作用下, 阀杆处于最下位置, 阀口开度最大, 此为单向阀的正向自由流动工况。

当液流从油口 至油口 时, 单向阀截止, 阀口关闭, 油口 的压力达到一定值时, 阀杆 1 和阀芯 2 一起克服调压弹簧的预紧力向上运动, 使得阀芯 2 的上端面顶住弹簧座 5 的下端面; 当控制油口 的压力达到调压弹簧 6 的弹簧力和阀芯 2 的环形面积所确定的控制压力时, 阀芯 2 克服调压弹簧力向上运动, 阀口开启, 实现了从油口 至油口 的节流流动。平衡阀阀口开启所需的控制压力完全由调压弹簧 6 的弹簧力和阀芯 2 环形面积所决定^[6]。

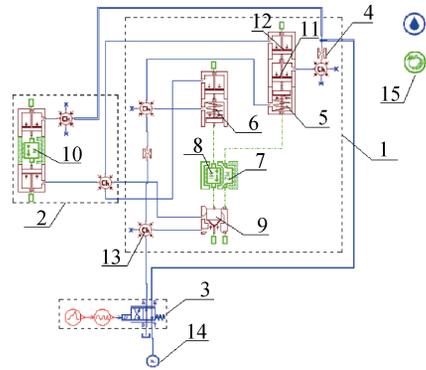


1. 阀杆 2. 阀芯 3. 阀套 4. 复位弹簧 5. 弹簧座 6. 调压弹簧 7. 调压螺母 8. 控制阀口阻尼孔 9. 阀芯阻尼孔

图 1 螺纹插装平衡阀结构图

2 平衡阀 AMESim 动态模型建立及仿真分析

利用 AMESim 中的液压系统开发库 HCD, 建立带有平衡阀的激振系统模型(图 2)^[7]。为了使建立的平衡阀模型更接近真实的工作情况, 考虑了阀芯惯性效应对响应特性的影响, 加入了质量子模型用以代替阀芯的惯性效应; 考虑了真实工况中平衡阀处于液压缸下腔抵抗重力的作用, 加入了重力模型来模仿真实工况; 考虑了液压油在压力波动时的体积可压缩性, 使用了可压缩容积子模型。



1. 平衡阀模型 2. 液压缸模型 3. 换向系统模型 4. 控制口阻尼孔 5. 调压弹簧 6. 单向阀弹簧 7. 阀芯质量 8. 阀杆质量 9. 锥阀 10. 负载质量 11. 控制油口 受压面积 12. 油口 处受压面积 13. 液容积 14. 恒压源 15. 重力模型

图 2 仿真模型原理图

模型包括平衡阀模块、换向模块和液压缸模块。平衡阀模块主要由锥阀口子模型、阀质量子模型、单向功能子模型和节流功能子模型组成。模拟实际工况中正向自由流动工况和反向节流流动工况。换向阀模块主要由线性函数子模型、正弦函数子模型和换向阀子模型组成。通过将线性函数与正弦函数叠加, 组成周期依次变换的正弦函数, 将其作用于换向阀, 模拟实际工况中换向激振频率的依次升高^[7]。

2.1 控制口阻尼孔对工作频率及开口的影响

将控制口阻尼孔直径分别设置为 0.5mm、

表 1 仿真模型主要结构参数

平衡阀	阀杆大端直径/mm	10
	阀杆小端直径/mm	6.7
	阀芯锥度/(°)	45
	调压弹簧预紧力/N	360
	阀芯质量/kg	0.2
	阀芯最大位移量/mm	8
	单向阀弹簧刚度/(N/mm)	1
	阀杆质量/kg	0.5
	先导受力面积/mm ²	27
	负载口受力面积/mm ²	9
液压缸	阀杆最大位移量/mm	6
	下腔活塞直径/mm	55
	下腔杆直径/mm	30
	上腔活塞直径/mm	55
	上腔杆直径/mm	30
	行程/mm	1000
换向模块	起始频率/Hz	1
	终止频率/Hz	100
	时间/s	10
	通流能力/(L/min)	80
恒压源	压降/bar	1
	系统压力/MPa	15

0.8mm、1.0mm, 分析平衡阀的最高工作频率。

由图 3 可知, 当激振频率较低时, 实线所代表的阀杆位移为负值, 阀芯位移小于阀杆位移, 平衡阀正向自由流动正常开启。虚线所代表的阀芯位移大于阀杆位移时, 平衡阀反向节流流动正常开启。

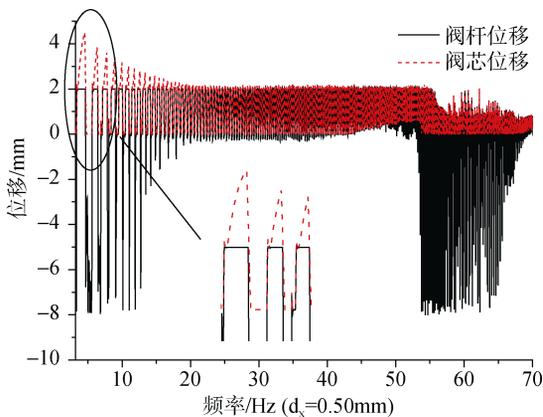


图 3 正常工作时阀口位移曲线

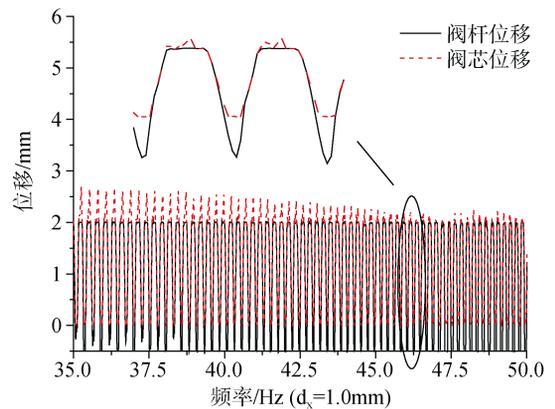
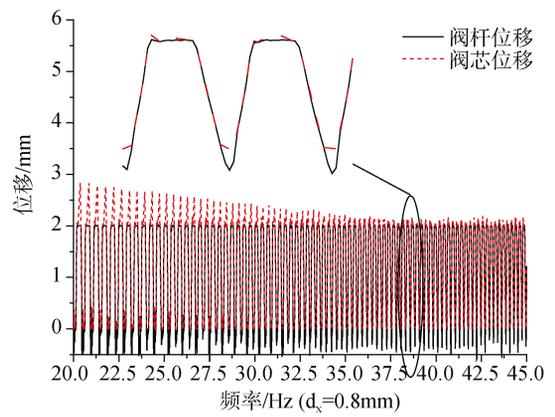
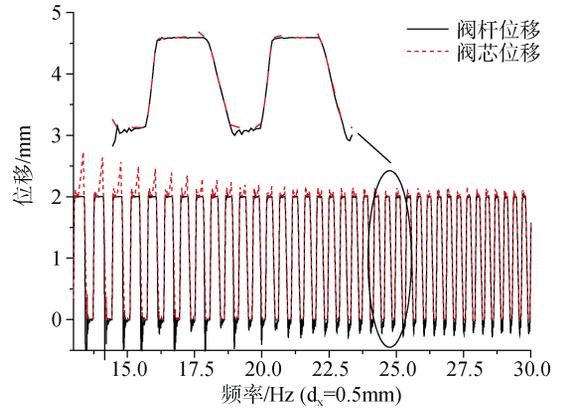


图 4 不同阻尼孔直径的响应特性

表 2 不同阻尼孔直径下的最高工作频率

控制阻尼孔直径/mm	最高工作频率/Hz
0.5	25
0.8	38
1.0	46

由图 4 与表 2 可知, 随着控制阻尼孔直径的增大, 平衡阀最高工作频率逐步增大。同时随着换向频率增大, 阻尼孔直径越大阀芯开口的衰减越慢。

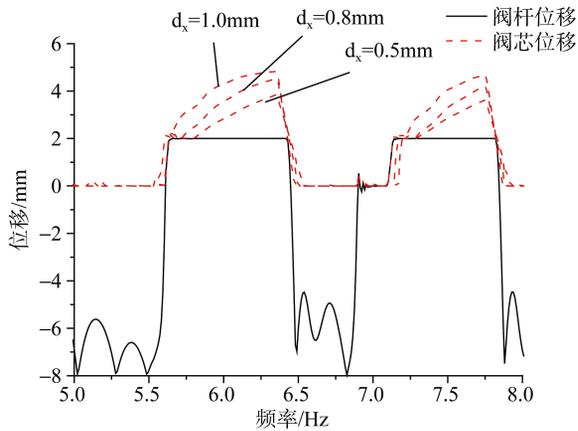


图5 低频时不同阻尼孔直径的阀口开度

由图5可知,低频时阀芯开口随着阻尼孔直径的增大而增大。这是由于低频时阻尼孔内的液体流动为层流,阻尼孔直径越大,压力损失越少,控制压力升高,阀芯位移增大。激振频率升高后,阻尼孔内液流转变为振荡流态。由振荡流态下局部损失和产生压差的关系,可知在振荡流态时阻尼孔产生的局部压力损失增大,从而使产生的压差增大,控制压力降低,导致平衡阀先导功能失效。

由图6、图7可知,激振频率超过平衡阀最高工作频率后会依次产生两种失效形式。

图6所示为以控制阻尼孔0.8mm为研究对象的第一阶段失效形式,发生在最高工作频率33Hz至50Hz之间,此时平衡阀的阀芯位移等于阀杆位移,即反向节流流动功能失效;阀芯位移小于阀

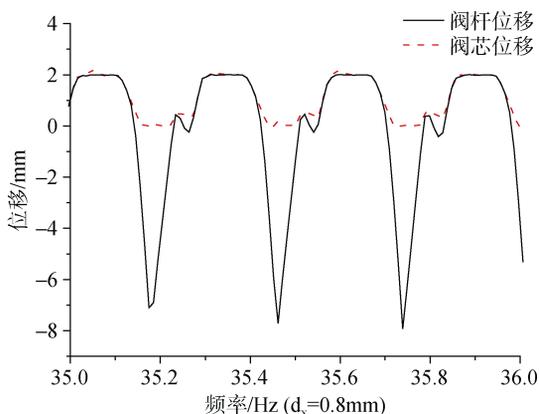


图6 第一阶段失效形式

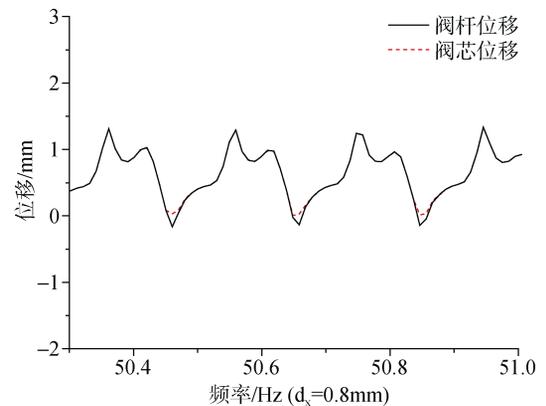


图7 第二阶段失效形式

杆位移且阀杆位移为负值,即正向自由流动功能正常。亦即液流只能从油口流向油口,而不能从油口流向油口。

这是由于在激振器频率达到最高工作频率时,先导控制阻尼孔内液流状态转变为振荡流态,沿程压力损失增加,导致平衡阀先导压力不足,无法开启阀芯,从而反向节流流动功能失效。

如图7所示为以控制阻尼孔0.8mm为研究对象的第二阶段失效形式,发生在50Hz以上,此时阀芯位移与阀杆位移相等,即正向自由流动功能和反向节流流动功能均失效,液流不能从油口流向油口,也不能从油口流向油口。这是由于激振频率很高,在平衡阀先导功能失效的基础上,油液换向的时间小于内部单向阀的动作时间,即单向阀来不及动作,油液便已换向。

2.2 调压弹簧刚度对工作频率及开口的影响

将调压弹簧刚度分别设置为 $K_1=10\text{N/mm}$ 、 $K_2=25\text{N/mm}$ 、 $K_3=40\text{N/mm}$,控制阻尼孔的直径设置为0.80mm,其余参数不变。

由图8及表3可知,在阻尼孔直径为0.80mm的情况下,平衡阀最高工作频率随着调压弹簧刚度的增大逐步降低。因为阀芯上的作用力是由先导控制口和负载油口共同施加,当激振频率增大时,先导油路沿程压力损失增大,作用于阀芯上的力减小。通过减小弹簧刚度,使得阀芯开启抵抗力减小,因此使得平衡阀最高工作频率提高。

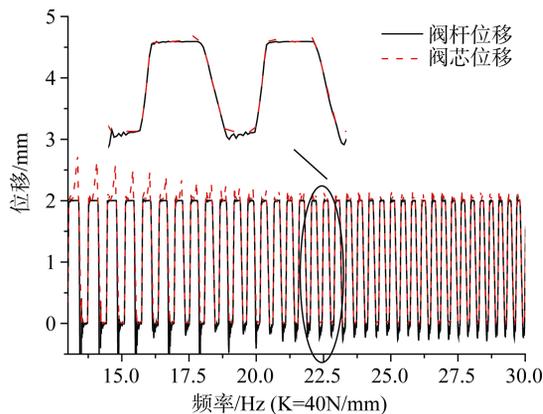
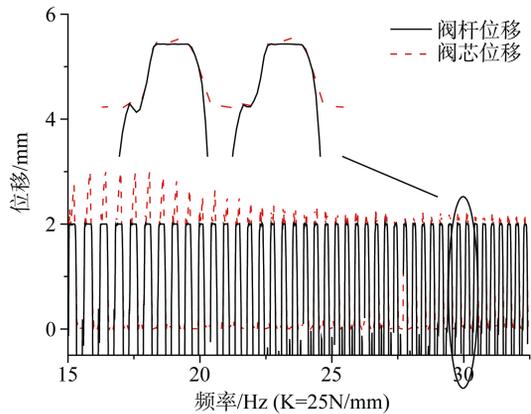
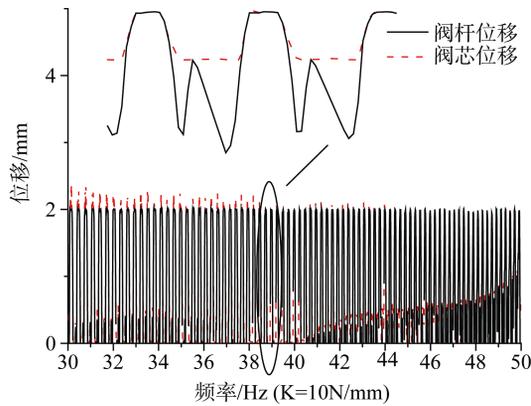


图 8 不同调压弹簧刚度的响应特性

表 3 不同调压弹簧刚度下最高工作频率

调压弹簧刚度/ (N/mm)	最高工作频率/Hz
10	39
25	30
40	23

图 9 为不同调压弹簧刚度下, 阀芯位移对比图。由图可知, 调压弹簧刚度会明显影响阀芯位移, 弹簧刚度越小, 产生的阀芯位移越大, 从而阀芯开口越大。

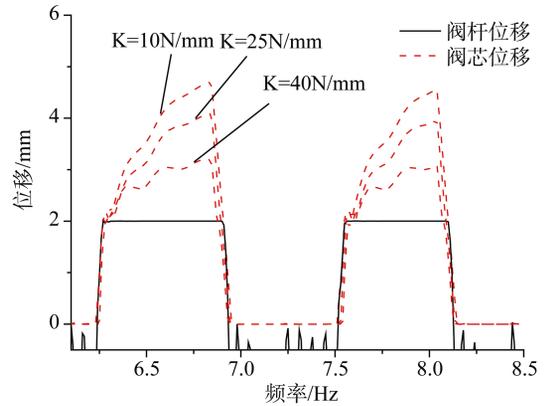


图 9 不同调压弹簧刚度对阀芯位移的影响

2.3 阀口锥角对通流能力的影响

将阀口锥度分别设置为 30° 、 60° 、 90° , 分析随激振频率升高、平衡阀通流能力的变化和同一激振频率下、不同阀口锥度对通流能力的影响。

图 10 为不同阀口锥度下激振频率与通流能力的变化趋势。由图可知, 在低频时, 三种阀口锥度的平衡阀通流能力分别为 142L/min 、 155L/min 、 181L/min , 阀口锥角越小, 通流面积越大, 通流能力越高。且随着激振频率加大, 先导控制功能减弱, 导致阀口开度减小, 三者通流能力逐渐降低。

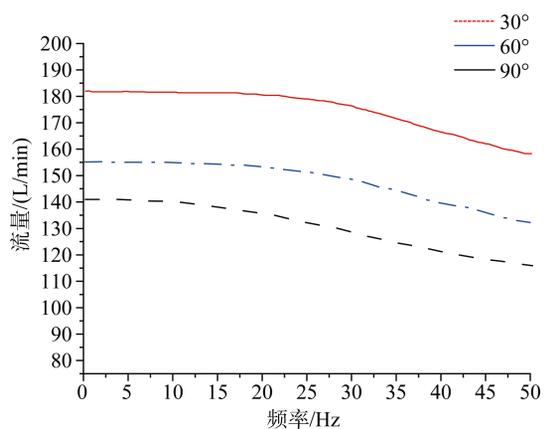


图 10 不同阀口锥度下激振频率与通流能力趋势

图 11 为不同阀口锥角对通流能力的影响。由图可知, 将激振频率固定在 5Hz , 30° 、 60° 、 90° 阀口锥角的通流能力依次减小, 且正向自由流动通过的流量大于反向节流流动的流量。

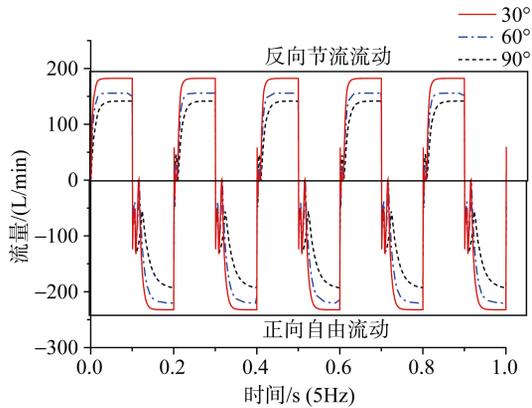


图 11 不同阀口锥角对通流能力的影响

3 结论

1) 阻尼孔直径和调压弹簧刚度共同影响平衡阀最高工作频率和阀口开度。阻尼孔直径与阀口开度和最高工作频率呈正相关, 调压弹簧刚度与阀口开度和最高工作频率呈负相关。因此, 在激振工况中, 应该在有效范围内选用较大的控制口阻尼孔直径和较小的弹簧刚度。

2) 平衡阀达到最高工作频率后的失效具有两个阶段: 平衡阀反向节流流动功能失效而正向自由流动功能有效; 反向节流流动功能与正向自由

流动功能均失效。提高平衡阀工作频率需考虑先导功能和单向阀动作时间两个因素。

3) 阀口锥度影响平衡阀的通流能力。锥角越小, 通流能力越好。随着激振频率升高, 通流能力会逐渐降低。因此在激振频率中, 为提高平衡阀通流能力, 需采用较小的阀口锥度。

参考文献

- [1] 纪春华, 朱煜, 徐登峰. 阻尼孔振荡流态下的动态特性分析[J]. 润滑与密封, 2011, (10): 4-7.
- [2] 朱文锋, 焦生杰, 杨耀祥, 等. 平衡阀流量饱和特性研究与应用[J]. 机械工程学报, 2016, 52(16): 205-212.
- [3] Ritelli G F, Vacca A. Energetic and dynamic impact of counterbalance valves in fluid power machines[J]. Energy Conversion & Management, 2013, 76(76): 701-711.
- [4] 赵美卿, 张立仁, 赵彤涌. 基于 AMESim 的掘进机用平衡阀动态特性分析[J]. 液压与气动, 2015(7): 51-54.
- [5] 袁士豪, 殷晨波, 刘世豪. 基于 AMESim 的平衡阀动态性能分析[J]. 农业机械学报, 2013, 44(8): 273-280.
- [6] 王伟. 基于阀芯旋转式四通换向阀的冲击激振技术研究[D]. 浙江大学, 2016.
- [7] 胡小冬, 刘邦才, 焦国旺, 等. 基于平衡阀先导阻尼网络的封闭容腔特性研究[J]. 液压与气动, 2016(5): 116-118.

Analysis on Response Characteristics of Counterbalanced Valve in Vibration System

Wang Xin¹, Wu Wanrong^{1,2}, Hao Qianhua^{1,3}

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Central South University, Changsha 410083, China;

2. State Key Laboratory of High Performance and Complex Manufacturing, Central South University, Changsha 410083, China;

3. School of Energy, Mechanical and Electrical Engineering, Hunan University of Humanities, Science and Technology, Loudi, Hunan 417000, China)

Abstract: In order to solve the problem that the working frequency of the counterbalance valve is not synchronized with the frequency of the exciter in the vibration system, the response characteristics of the counterbalance valve in the vibration system are studied. The AMESim simulation model of the counterbalance valve is established to draw the influences of orifice diameter and spring stiffness of the pressure regulating valve and the degree of the valve opening taper on the maximum operating frequency of the counterbalance valve, the opening of the valve opening and the flow-through capacity in the vibration system. The results shows the diameter of the orifice and the spring stiffness of the pressure regulating spring jointly affect the maximum operating frequency of the counterbalance valve and the opening of the valve opening. The taper of the valve opening affects the flow capacity of the counterbalance valve. The diameter of the orifice is positively correlated with the valve opening and the maximum operating frequency. The stiffness of the regulator spring is negatively correlated with the valve opening and the maximum operating frequency. The valve opening taper is inversely related to the flow capacity. When the vibration frequency reaches the maximum operating frequency of the counterbalance valve, the counterbalance valve will successively experience the failure of two phases. In the first stage, the function of forward free flow is effective and the function of reverse throttling flow is invalid. In the second stage, the functions of forward free flow and reverse throttling flow all fail.

Keywords: counterbalance valve; vibration system; response characteristic; highest working frequency