

颤振信号对比例多路阀流量波动的影响研究^①

艾超^②* *** 林加城 ** 孔祥东^③* *** 李艳鹏 ** 宋豫 **

(* 先进锻压成型技术与科学教育部重点实验室(燕山大学) 秦皇岛 066004)

(** 燕山大学河北省重型机械流体动力传输与控制实验室 秦皇岛 066004)

(*** 浙江大学流体动力与机电系统国家重点实验室 杭州 310027)

摘要 为了提高比例多路阀输出流量的稳定性,以负载敏感比例多路阀为研究对象,利用 Stribeck 模型分析了摩擦颤振补偿机理,采用功率键合图理论搭建了先导阀-主阀数学模型,利用该模型并结合对该模型的仿真获得了颤振信号作用下该阀的稳态特性,最后通过试验研究和功率谱分析验证了颤振信号对比例多路阀流量波动的影响规律。研究结果表明:比例多路阀的流量波动程度随颤振信号频率的增大而减小且减小幅度不断降低,随颤振信号振幅的增大而增大且两者近似呈线性关系;波动频率和颤振信号频率保持一致。可适度提高颤振信号的频率或降低其幅值,以提高比例多路阀输出流量稳定性,实现执行机构平稳运行。研究结果为比例多路阀的研究和性能优化提供了参考依据。

关键词 比例多路阀, 键合图理论, 颤振信号, 摩擦补偿, 流量波动

0 引言

多路阀具有结构紧凑、管路连接简单、压力损失小等优点,广泛应用于农业机械、矿山机械和工程机械等装备液压系统上^[1-4]。多路阀性能的好坏直接影响整机的操纵舒适性和控制精度。从 20 世纪 80 年代开始国外已将正流量控制、负流量控制、负载敏感控制、负载口独立控制以及复合控制等技术应用于多路阀,并不断改进,大大改善了其节能和控制特性。但是我国对多路阀没有及时组织力量进行深入研究,技术水平远落后于国际领先技术^[5-8]。例如,阀芯与阀腔加工存在误差,阀芯运动产生摩擦,致使多路阀特性产生滞环。在工程上通常采用在输入控制信号中叠加颤振信号进行摩擦补偿^[9-12],但输入的颤振信号相当于一个干扰信号,必然会对系统的动静态特性产生影响。文献[13]研究了颤振信号

频率对电液伺服阀力矩马达固有频率的影响,发现当两者频率接近时会相互干扰;文献[14]研究了摩擦颤振信号对比例阀进油口压力波动的影响,发现颤振幅值过大引起进油口压力的强烈波动。目前未见有关颤振信号对比例多路阀流量特性影响的研究报道。本文进行了这一问题的研究。首先从颤振补偿机理入手,分析了颤振信号对减小主阀摩擦滞环的作用;然后,利用功率键合图搭建先导阀-主阀模型,并对该模型进行仿真研究;最后,搭建试验平台进行试验研究,并利用功率谱密度分析法进行试验数据的处理和分析。

1 比例多路阀的颤振补偿机理

颤振补偿是一种常用的摩擦补偿方法。该方法将高频颤振信号叠加到控制信号中,使主阀芯始终处于一种浮动的状态,达到减小摩擦力的效果。考

① 国家科技支撑计划(2014BAF02B01)和浙江大学流体动力与机电系统国家重点实验室开放基金课题(GZKF-201403)资助项目。

② 男,1982 年生,博士,讲师;研究方向:液压基础阀类,液压型风力发电机组,泵控系统等流体传动及控制;E-mail: aichao@ysu.edu.cn

③ 通讯作者, E-mail: xdkong@ysu.edu.cn

(收稿日期:2015-03-14)

虑到在主阀控制信号中可以十分方便地叠加其它信号, 所以通常将颤振信号叠加在主阀运动的切线方向上, 其主要作用是改变摩擦因数的大小。叠加切向颤振信号后系统的振动模型如图 1 所示。

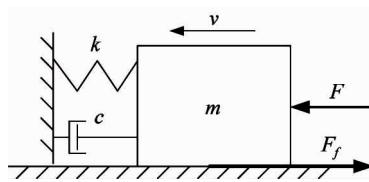


图 1 叠加切向颤振信号的系统振动模型

由振动模型可得到如下运动方程:

$$m\ddot{x} + cx + kx = F - F_f \quad (1)$$

其中: m 为系统质量, c 为阻尼系数, k 为弹性系数, F 为输入的颤振力, F_f 为阀芯所受摩擦力。

系统滑动摩擦模型选用 Stribeck 摩擦模型, 该模型能够反映摩擦力与滑动速度之间的关系, 对应的特性曲线如图 2 所示。

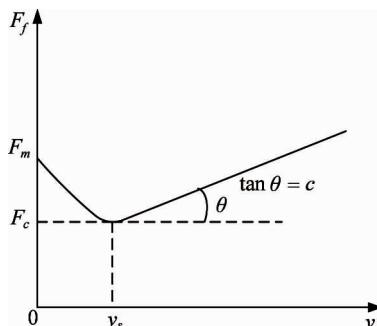


图 2 Stribeck 摩擦模型

Stribeck 摩擦模型的公式为^[15-16]

$$F_f = \operatorname{sgn}(x_v) [F_c + \Delta F_c \exp(-(\dot{x}_v/\dot{x}_s)^2)] + c\dot{x}_v \quad (2)$$

其中 c 为粘性摩擦系数, x_v 为物体运动位移, \dot{x}_s 为 Stribeck 摩擦特征速度常数, F_c 为库仑摩擦力, ΔF_c 为最大静摩擦力与库仑摩擦力之差。

对该模型线性来进行简化, 可得到系统的综合摩擦力:

$$F_f = \begin{cases} F & , v = 0 \\ F_m - [(F_m - F_c)/v_s]v & , 0 < v < v_s \\ F_c + c(v - v_s) & , v \geq v_s \end{cases} \quad (3)$$

其中 F_m 为最大静摩擦力。

从图 2 可知, 在 $0 < v < v_s$ 时摩擦力存在负阻尼效应, 致使阀芯易出现粘滑现象, 严重降低了阀芯的控制精度, 故本文主要研究 $0 < v < v_s$ 时阀芯的运动特性。令式(1)中的颤振力为 $F = P_0 \cdot \sin(\omega t + \alpha)$, 代入式(1)中, 取 $\lambda = (F_m - F_c)/v_s$, 可得颤振力作用下的运动方程:

$$m\ddot{x} + (c - \lambda)\dot{x} + kx = P_0 \cdot \sin(\omega t + \alpha) - F_m \quad (4)$$

其中 P_0 为颤振信号的振幅, ω 为颤振信号的频率, α 为颤振信号的相位差。

$$\text{令固有频率 } \omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}, \text{ 阻尼比 } \xi = \frac{c - \lambda}{2 \cdot \sqrt{mk}},$$

则式(4)变为

$$\ddot{x} + 2\xi\omega_n\dot{x} + \omega_n^2x = \frac{P_0}{m} \sin(\omega t + \alpha) - \frac{F_m}{m} \quad (5)$$

$$\text{令 } \omega_r = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2}, r = \frac{\omega}{\omega_n}, \alpha_1 = \arctan \frac{2\xi r}{1 - r^2},$$

$$B = \frac{P_0}{m\omega_n^2 \sqrt{(1 - r^2)^2 + (2\xi r)^2}}, \text{ 求解得:}$$

$$x = e^{-\xi\omega_n t} (a \sin \omega_r t + b \cos \omega_r t) + B \sin(\omega t + \alpha - \alpha_1) - \frac{F_m}{m\omega_n^2} \quad (6)$$

式(6)第一项为系统在初始扰动作用下的有黏性阻尼的自由振动, 频率为 ω_r 。摩擦力的负阻尼效应不能太大, 否则会使得系统阻尼比 $\xi < 0$, 阀芯振幅发散, 运动不可控。第二项为系统在简谐激励下的受迫振动, 其振幅为 B , 频率与激励频率一致。第三项代表的是最大静摩擦力对阀芯位移的影响。要使摩擦力负阻尼效应对系统的影响小, 应尽可能减小系统静摩擦力的大小。如果颤振信号具有足够的频率, 使主阀速度在半周期内的算数平均值接近 v_s 时, 摩擦力可以降到动摩擦水平^[17]。但颤振信号的幅值与频率不宜过大, 否则不但会造成阀芯和阀腔磨损加重, 而且容易引起系统较大的振动。

2 基于功率键合图的数学模型

2.1 功率键合图搭建

功率键合图是以向量的形式来描述系统能量结

构的一种图示方法,本质上是一种能量流图^[18]。利用功率键合图,可得到相应的状态空间表达式。

本文所研究的是某系列负载敏感比例多路阀,其先导控制阀是一个比例减压阀。根据该阀的工作原理,搭建先导阀-主阀模型,如图 3 所示。

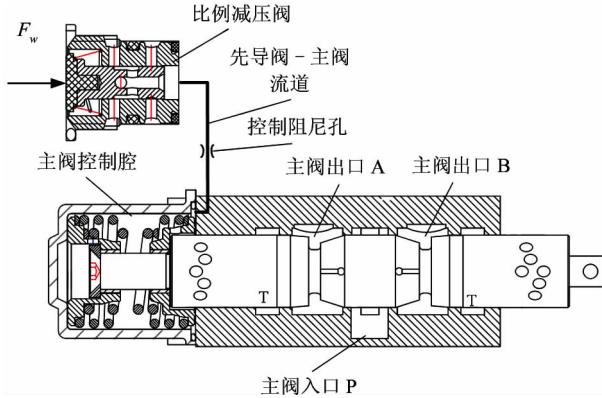


图 3 先导阀-主阀模型

由先导阀-主阀匹配模型,根据功率键合图的建模规则,可得到该模型的功率键合图,如图 4 所示。

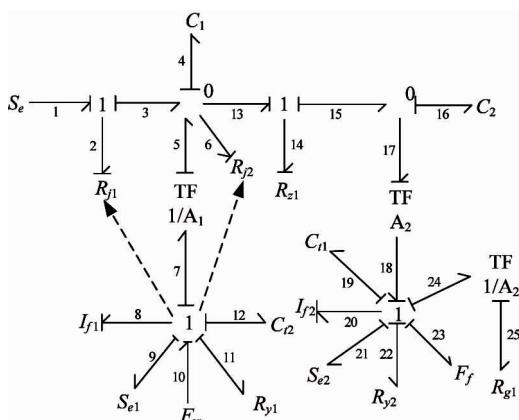


图 4 先导阀-主阀功率键合图

图 4 中, A_1 为比例减压阀阀芯承压面积, A_2 为主阀阀芯承压面积, F_w 为电磁铁输出力, F_f 为主阀阀芯所受静摩擦力, R_{j1} 为比例减压阀 P-A 阀口液阻, R_{j2} 为比例减压阀, A-T 为阀口液阻, R_{y1} 为比例减压阀阀芯所受液动力对应液阻, R_{y2} 为主阀阀芯所受液动力对应液阻, R_{z1} 为比例减压阀与主阀芯控制腔间阻尼孔液阻, R_{g1} 为主阀阀芯非弹簧腔至比例减压阀管路液阻, C_1 为管道液容, C_2 为容腔液容, C_{n1} 为主阀芯弹簧柔度 C_{n2} 为比例减压阀弹簧柔

度, I_{j1} 为比例减压阀阀芯等效质量, I_{j2} 为主阀阀芯等效质量, S_e 为比例减压阀入口压力, S_{e1} 为比例减压阀弹簧力 S_{e2} 为主阀芯弹簧预紧力

2.2 系统状态方程推导

推导系统状态方程的过程,就是用向量矩阵形式表示一个高阶微分方程化为所确定的状态变量相应的一阶微分方程,各状态变量之间存在着导数关系。取 x, P, V 为状态变量,则有

$$\dot{x} = v, P = F, \dot{P} = p, \dot{V} = q \quad (7)$$

其中 x 为质量块位移, v 为质量块速度, P 为液体或质量块动量, F 为质量块受力, p 为液体所受压力, V 为液体体积, q 为液体流量。

根据先导阀-主阀模型的功率键合图,其中共有 6 个状态变量,分别为比例减压阀阀芯位移 X_{23} 、主阀阀芯位移 X_{17} 、比例减压阀阀芯动量 P_8 、主阀阀芯动量 P_{18} 、比例减压阀出口新增油液体积 V_5 及主阀控制腔新增油液体积 V_{14} 。相应的微分量分别为 $v_{23}, v_{17}, F_8, F_{18}, Q_5$ 和 Q_{14} 。

结合键合图理论中 0、1 节点的含义,由所搭建的功率键合图模型容易得到系统的状态方程如下:

$$\begin{aligned} \dot{V}_5 &= -\left(\frac{1}{C_1 R_{z1}} + \frac{1}{C_1 R_{j1}} + \frac{1}{C_1 R_{j2}}\right)V_5 + \frac{1}{C_2 R_{z1}}V_{14} \\ &\quad + \frac{A_1}{I_{j1}}P_8 + \frac{1}{R_{j1}}S_e \end{aligned} \quad (8)$$

$$\dot{V}_{14} = \frac{1}{C_1 R_{z1}}V_5 - \frac{1}{C_2 R_{z1}}V_{14} - \frac{A_2}{I_{j2}}P_{18} \quad (9)$$

$$\dot{P}_8 = -\frac{A_1}{C_1}V_5 - \frac{P_8}{I_{j1}}C_{z1} - \frac{X_{23}}{C_{n1}} - S_{e1} + F_w \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \dot{P}_{18} &= \frac{A_2}{C_2}V_{14} - \frac{A_2^2 R_{g1}}{I_{j2}}P_{18} - \frac{1}{C_{n1}}X_{17} - S_{e2} - \frac{P_{18}}{I_{j2}}C_{z2} \\ &\quad - F_f \end{aligned} \quad (11)$$

$$\dot{X}_{17} = \frac{1}{I_{j2}}P_{18} \quad (12)$$

$$\dot{X}_{23} = \frac{1}{I_{j1}}P_8 \quad (13)$$

3 颤振信号对流量波动的影响仿真分析

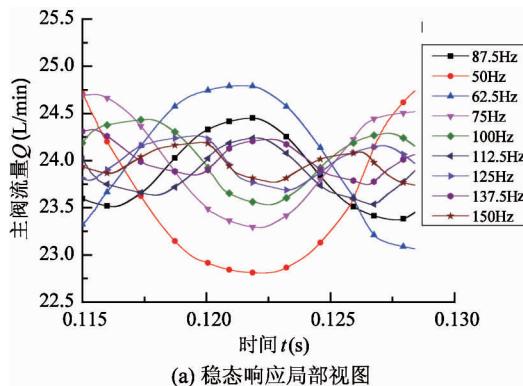
3.1 比例多路阀动态仿真程序设计

通过采用 MATLAB 编制系统仿真程序,可得到系统的动态响应。仿真参数如表 1 所示。由上一节

推出的系统的状态方程可知,状态方程中含有时变参数,不能直接仿真求解。通过将仿真时间分割成足够多段,使得时变参数在每个微小时间段内的取值近似视为常数。因该方程为刚性方程,故在每个微小时间段内采用 *ode15s* 算法进行仿真求解。

表 1 仿真参数

系统参数	取值	系统参数	取值
R_{21} ($\text{kg}/(\text{m}^4 \cdot \text{s})$)	2.5×10^9	R_{g1} ($\text{kg}/(\text{m}^4 \cdot \text{s})$)	3.18×10^9
C_1 (m^3/Pa)	1.6×10^{-15}	C_2 (m^3/Pa)	3.33×10^{-14}
C_{d1} (m/N)	2.73×10^{-5}	C_{d2} (m/N)	5×10^{-3}
A_1 (m^2)	1.59×10^{-5}	A_2 (m^2)	3.14×10^{-4}
I_{f1} (kg)	1.06×10^{-3}	I_{f2} (kg)	0.21
S_{e1} (N)	1.33	S_{e2} (N)	106.9
S_e (Pa)	2×10^6	F_f (N)	15
F_w (N)	12.5	C_d	0.7
ρ (kg/m^3)	870	B (MPa)	600



(a) 稳态响应局部视图

3.2 改变颤振信号频率的仿真分析

在该负载敏感比例多路阀的阶跃控制信号中分别叠加频率为 50Hz、62.5Hz、75Hz、87.5Hz、100Hz、125Hz、137.5Hz 和 150Hz,幅值均为 2N 的颤振信号,进行动态特性数字仿真。阶跃控制信号恒为 12.5N。为使图线便于对比分析,截取系统稳态阶段的局部曲线放大图,如图 5(a)所示。由图 5(a)可进一步得到图 5(b)所示流量波动振幅与颤振信号频率的关系曲线。

对比图 5(a)中各曲线可以得出,随颤振信号频率逐渐增大,输出流量波动的振幅不断减小,而流量波动的频率与颤振信号频率保持一致。由图 5(b)可以看出,当颤振信号频率达到 88Hz 时,随颤振信号频率逐渐增大,振幅下降趋势逐渐减缓,即流量波动的振幅与颤振信号频率呈非线性关系。因而过分提高颤振信号频率对减小系统流量波动并无显著作用。

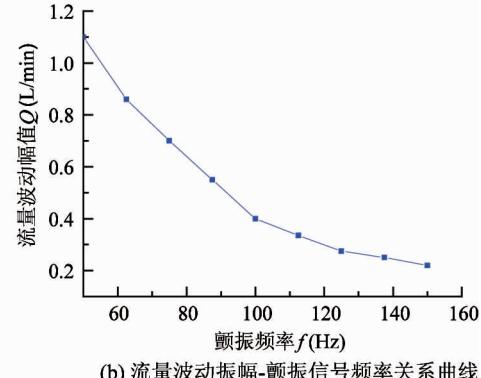


图 5 不同颤振信号频率下主阀流量曲线

3.3 改变颤振信号振幅的仿真分析

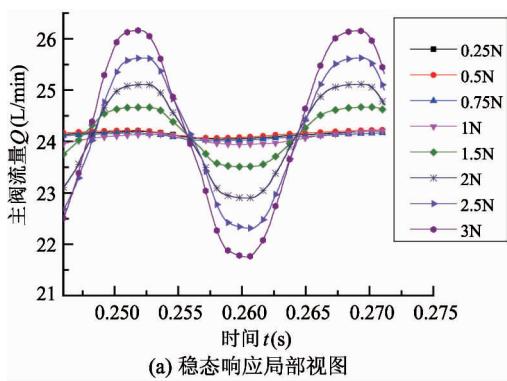
在该负载敏感比例多路阀的阶跃控制信号中分别叠加振幅为 0.25N、0.5N、0.75N、1N、1.5N、2N、2.5N、3N,频率均为 50Hz 的颤振信号,进行动态特性数字仿真。同理,为使图线便于对比分析,截取系统稳态阶段的局部曲线放大显示,如图 6(a)所示。由图 6(a)可进一步得到图 6(b)所示流量波动振幅与颤振信号振幅关系曲线。

从图 6(a)可以看出,颤振信号的振幅对输出流量稳态特性影响显著,流量波动随颤振信号的振幅增大而加剧。从图 6(b)可以进一步看出,在颤振振

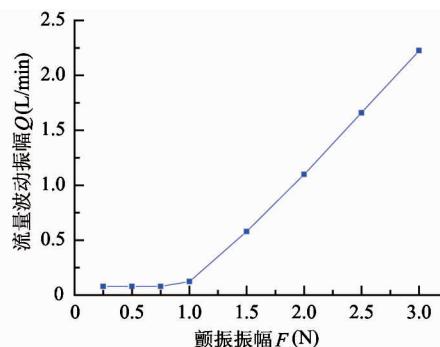
幅大于 1N 时,流量波动的振幅与颤振振幅近似呈线性关系;而在小于 1N 范围内,流量波动振幅维持在较低的水平,约为 0.775L/min。因而应适度将颤振信号的振幅控制在较低水平。

4 流量波动实验研究

为验证颤振信号对比例多路阀流量波动的影响规律,参照国标 JB/T 8729.2-1998,设计实验原理图并搭建多路阀实验平台,如图 7 和图 8 所示。

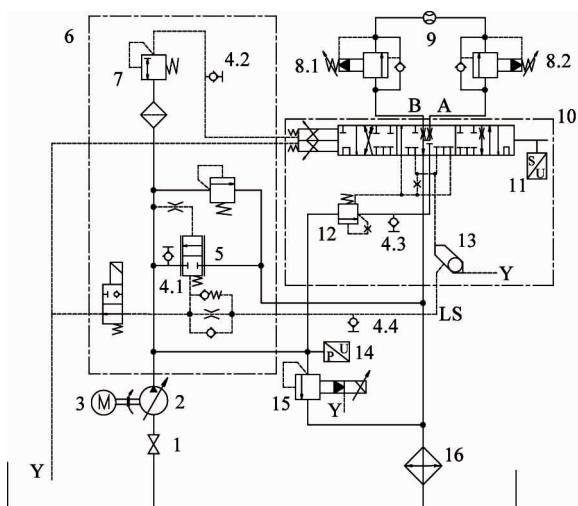


(a) 稳态响应局部视图



(b) 流量波动振幅-颤振信号振幅关系曲线

图 6 不同颤振信号振幅下主阀流量曲线



1.蝶阀；2.变量泵；3.电机；4.测压接头；5.三通流量控制阀；6.比例多路阀连接块；7.三通减压阀；8.节流阀；9.流量传感器；10.比例多路阀换向块；11.位移传感器；12.两通流量控制阀；13.梭阀；14.压力传感器；15.电磁溢流阀；16.冷却器

图 7 多路阀测试实验液压系统原理图

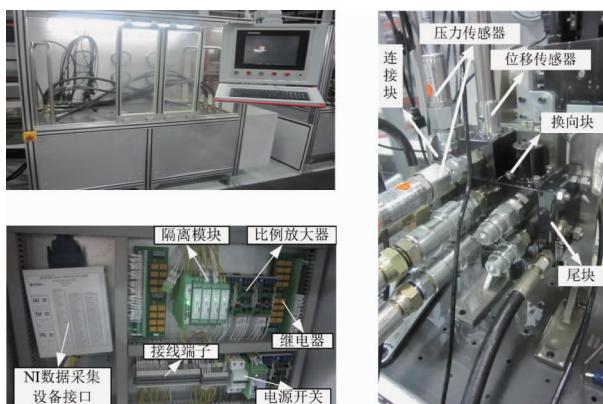


图 8 多路阀实验平台

试验分两种情况进行,一种是在比例多路阀输入控制信号中叠加幅值相同频率不同的颤振信号,一种是叠加频率相同幅值不同的颤振信号。

(1) 在比例多路阀的输入控制信号中分别叠加幅值均为 80mA, 频率分别为 30Hz、50Hz、70Hz、90Hz、110Hz、130Hz 和 150Hz 的颤振信号进行试验。叠加幅值为 80mA 的颤振信号相当于在主阀芯上作用 2N 的颤振力。因比例多路阀的结构比较复杂, 导致影响因素较多, 故采用功率谱分析来研究颤振信号对主阀流量响应特性的影响。对试验数据进行功率谱分析, 可得到不同振幅的颤振信号作用下主阀口流量功率谱密度, 如图 9 所示。

从图 9 中各图可看出, 主阀口流量功率谱密度在与所叠加颤振信号的频率处都达到峰值, 而且当颤振信号的频率由 30Hz 升高到 150Hz 时, 流量功率谱密度由 $315 \text{ L}^2 \cdot \text{s}/\text{min}^2$ 降到 $48 \text{ L}^2 \cdot \text{s}/\text{min}^2$, 降低了 84.8%, 显著降低了主阀口流量波动程度。但是, 对比图 9 中各图可以发现, 增大颤振信号频率, 流量波动减小的程度逐渐降低; 当颤振信号频率达到 150Hz 时, 颤振信号频率对流量波动的影响效果已和其它因素对流量波动的影响程度相当, 进一步增大频率意义不大, 反而容易引起系统较大的振动或加剧阀芯与阀腔之间的磨损。

(2) 在比例多路阀的输入控制信号中叠加频率均为 30Hz, 幅值分别为 40mA、60mA、80mA 和 110mA 的颤振信号, 可得到不同频率的颤振信号作用下主阀口流量功率谱密度, 如图 10 所示。

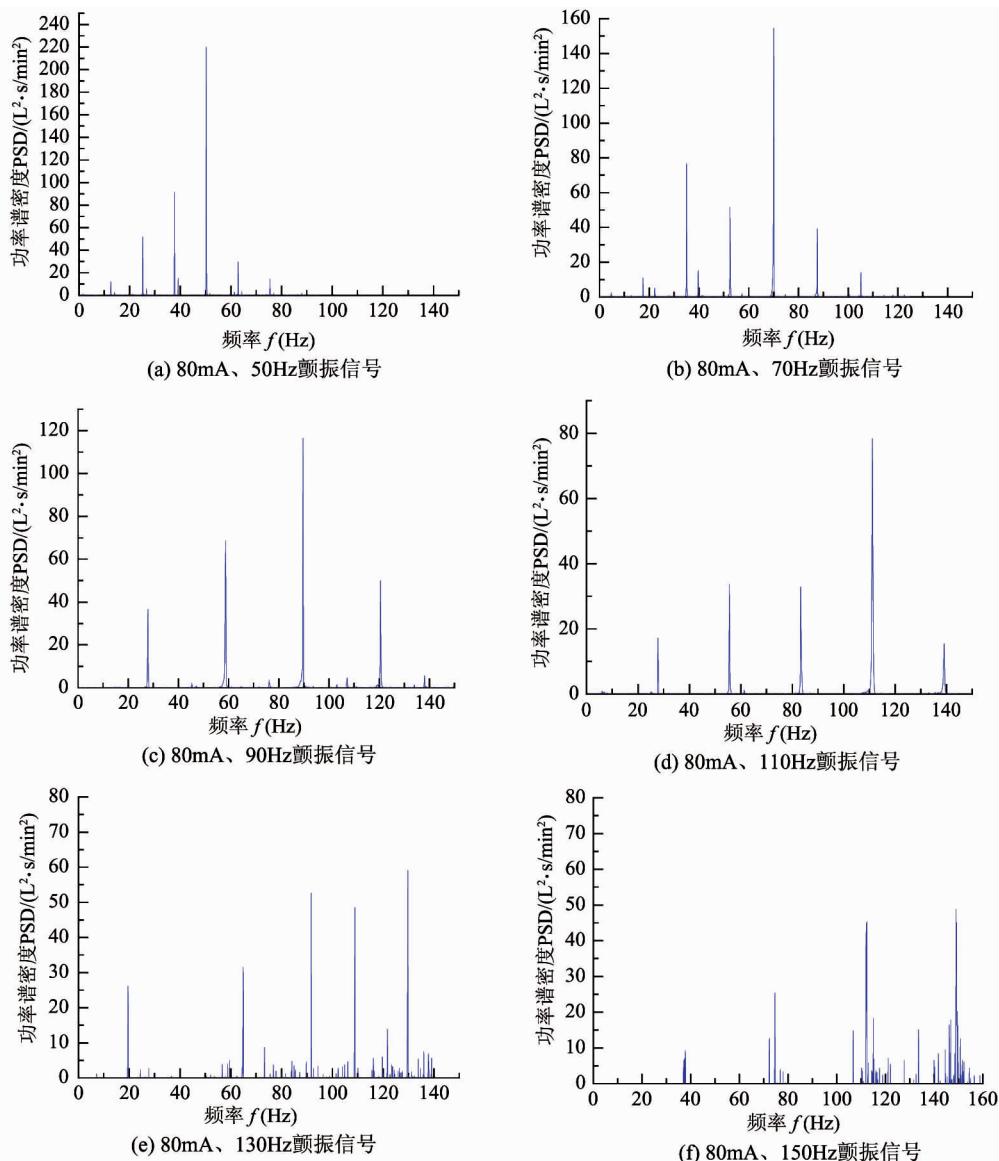


图 9 不同颤振信号频率下主阀口流量功率谱密度

从图 10 中各图可看出,在频率为 30Hz 时,所有的主阀口流量功率谱密度都达到峰值。当颤振信号振幅由 40mA 升高到 110mA 时,流量功率谱密度由 $55\text{L}^2 \cdot \text{s}/\text{min}^2$ 升到了 $532\text{L}^2 \cdot \text{s}/\text{min}^2$, 近似呈线性关系变化, 流量波动程度增加明显。但是, 从图 10a) 可以看出, 在 40mA、30Hz 的颤振信号作用下, 颤振信号对流量波动的影响程度低于其它因素, 因而进一步减小颤振信号幅值达不到减小流量波动的效果。

从图 9 和图 10 中可见,两者得出的试验结果和仿真结果是一致的,说明颤振信号是影响多路阀主阀流量波动的主要原因,可以通过叠加一定的高频

低幅的颤振信号以减小系统的流量波动。

5 结 论

本文从比例多路阀摩擦颤振补偿机理入手, 利用功率键合图构建先导阀-主阀数学模型, 结合仿真和试验研究颤振信号对主阀输出流量波动的影响规律。研究结论如下:

(1) 采用颤振补偿机理能较好地减小主阀芯所受摩擦力,但颤振信号的幅值与频率不宜过大,否则会加重阀芯和阀腔磨损,并且容易引起系统较大的振动。

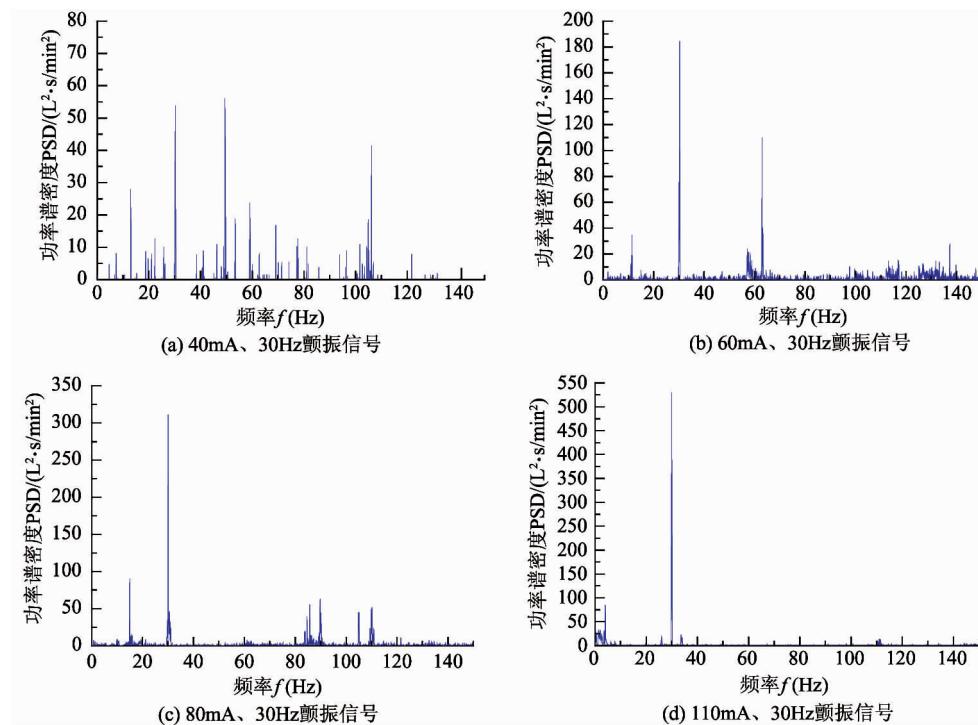


图 10 不同颤振信号幅值下主阀口流量功率谱密度

(2) 比例多路阀输出流量波动随颤振信号频率的增大而不断减小,且两者呈非线性关系,过分提高颤振信号频率对减小系统流量波动的作用不明显。

(3) 颤振信号的振幅对比例多路阀输出流量波动影响显著,两者近似呈线性关系,因而应适度将颤振信号的振幅控制在较低水平以保证输出流量稳定。

(4) 比例多路阀输出流量波动频率与颤振信号频率保持一致。

本研究为在比例多路阀控制信号中如何叠加颤振信号提供了参考依据,正确地叠加颤振信号,有利于提高比例多路阀输出流量的稳定性,从而实现负载运动平稳,大大改善行走机械的控制精度。

参考文献

- [1] 王龙鹏. ZDY850LK 型煤矿坑道用远控钻机液压系统设计. 煤矿机械, 2014, 35(07): 151-153
- [2] 杨华勇, 曹剑, 徐兵等. 多路换向阀的发展历程与研究展望. 机械工程学报, 2005, 41(10): 1-5
- [3] 焦宗夏, 彭传龙, 吴帅. 工程机械多路阀研究进展与发展展望. 液压与气动, 2013, 11: 1-6
- [4] 张远深, 蔚亚, 周慧珍等. 一种基于负载敏感原理的比例多路阀阀芯 CFD 仿真分析. 甘肃科学学报, 2015, 27(1): 131-134
- [5] Henke R W. Evolution of load-sensing hydraulics. Diesel Progress International Edition, 1998, 17(4): 53-55
- [6] Jansson A, Palmberg J O. Separate controls of meter-in and meter-out orifices in mobile hydraulic systems. SAE Transactions, 1990, 99(2): 377-383
- [7] 高峰, 冯培恩, 潘双夏等. 液压挖掘机节能控制综述. 工程机械与维修, 2001, 12: 40-43
- [8] 张继环. 装载机多路阀的设计及主阀芯开启特性的研究. 兰州: 兰州理工大学能源与动力工程学院, 2010. 24
- [9] 吴根茂, 邱敏秀, 王庆丰等. 新编实用电液比例技术. 杭州: 浙江大学出版社, 2006. 29-37
- [10] 张宪. 变面积梯度的 2D 数字阀性能分析及实验研究. 杭州: 浙江工业大学机械工程学院, 2012. 26-40
- [11] 蒋栋林. 基于 LuGre 模型的比例多路阀摩擦力分析与颤振补偿. 秦皇岛: 燕山大学机械工程学院, 2014. 3-10
- [12] 程俊兰. 液压伺服系统的摩擦力分析及补偿研究. 秦皇岛: 燕山大学机械工程学院, 2004. 24-35
- [13] 武宏程, 张兰兰, 朱国建. 颤振信号对电液伺服阀性能的影响分析. 制导与引信, 2010, 31(3): 37-40
- [14] 龚国芹, 胡军科, 周创辉. 基于颤振效应的电液比例方

- 向阀进油口压力波动分析. 合肥工业大学学报(自然科学版), 2013, 36(3): 279-284
- [15] Armstrong-Helouvry B. Control of Machines with Friction. Springer, 1991: 12-34
- [16] 孔祥臻, 王勇, 蒋守勇. 基于 Stribeck 模型的摩擦颤振补偿. 机械工程学报, 2010, 46(5): 68-73
- [17] 谢玉东, 刘延俊, 王勇. 基于颤振效应的气动比例阀摩擦力补偿研究. 振动与冲击, 2008, 27(2): 107-109
- [18] 于涛. 面向对象的多领域复杂机电系统键合图建模和仿真的研究. 北京: 机械科学研究院北京机电研究所, 2006. 10-47

Research on the effect of chatter signals on flow fluctuation of a proportional multi-way valve

Ai Chao * *** , Lin Jiacheng ** , Kong Xiangdong * *** , Li Yanpeng ** , Song Yu **

(* The Key Laboratory of Advanced Forging & Stamping Technology and Science (Yanshan University) Ministry of Education of China, Yanshan University, Qinhuangdao 066004)

(** Hebei Provincial Key Laboratory of Heavy Machinery Fluid Power Transmission and Control, Yanshan University, Yanshan University, Qinhuangdao 066004)

(*** The State Key Laboratory of Fluid Power Transmission and Control, Zhejiang University, Hangzhou 310027)

Abstract

The study was conducted with the aim of improving the flow stability of a proportional multi-way valve. The valve's friction compensation mechanism using flutter signals was analyzed based on the Stribeck Model, its pilot valve-main valve model was built mathematically by using the power bond graph theory, and with the model combined with the simulation of it, the steady-state characteristics of the valve under the action of chatter signals were obtained. Finally, the influences of chatter signals on proportional multi-way valves' flow fluctuation were verified by experimental study and power spectrum analysis. The simulation and the experiment show that the flow fluctuation amplitude of a proportional multi-way valve is proportional to the chatter signal amplitude, but decreases with the increase of the chatter signal frequency and the decreasing range is reduced quickly when the frequency is too large. Besides, the flow fluctuation and chatter signal have the same frequency. The results of the research verify that when both increasing frequency of chatter signal and reducing its amplitude reasonably can reduce the flow fluctuation.

Key words: proportional multi-way valve, power bond graph, chatter signal, friction compensation, flow fluctuation