

Study on the Performance of Fluid-Solid Coupling Resonant Filter

Yayun Luo¹, Yang Gao¹, Zhiyong He^{1,2}

¹School of Automobile and Mechanical Engineering, Changsha University of Science and Technology, Changsha Hunan

²Hunan Provincial Key Laboratory of Intelligent Manufacturing Technology for High-Performance Mechanical Equipment, Changsha Hunan
Email: hezhiyong73@163.com

Received: Feb. 19th, 2020; accepted: Mar. 4th, 2020; published: Mar. 11th, 2020

Abstract

Aiming at the attenuation and suppression of the pulsating pressure in the hydraulic system, a fluid structure coupled resonant filter is designed in this paper. The influences of the structural parameters such as the diameter and thickness of the plate, the diameter and length of the damping balance hole and the volume of the hydrostatic balance cavity on the coupling resonance frequency of the filter are analyzed. The effect of the filter is tested on the test-bed. The maximum attenuation amplitude of the pressure pulsation can reach 44.8% when the coupling resonance occurs. When the difference between the basic frequency of the pressure pulsation of the pump and the natural vibration frequency of the vibrating body is 50 Hz, the attenuation amplitude of the pressure pulsation still reaches 28.6%. It shows that the filter has a good suppression effect on the pressure pulsation and has a good development and application value.

Keywords

Fluid Pulsation, Filter, Fluid-Structure Coupling, Structural Parameters, Simulation, Test

流 - 固耦合共振式流体滤波器性能研究

罗雅云¹, 高 阳¹, 何志勇^{1,2}

¹长沙理工大学汽车与机械工程学院, 湖南 长沙

²机械装备高性能智能制造关键技术湖南省重点实验室, 湖南 长沙
Email: hezhiyong73@163.com

收稿日期: 2020年2月19日; 录用日期: 2020年3月4日; 发布日期: 2020年3月11日

摘要

针对液压系统脉动压力衰减和抑制问题, 论文设计了一种流-固耦合共振式流体滤波器, 分析了滤波器弹性结构振动体的薄板直径及厚度、阻尼平衡孔直径及长度、静压平衡容腔体积等结构参数对滤波器耦合共振频率的影响。在试验台上测试了滤波器的使用效果, 耦合共振时压力脉动衰减幅度最大可达44.8%, 在泵的压力脉动基频与振动体固有振动频率相差50 Hz的情况下, 压力脉动衰减幅度仍达到了28.6%, 显示该滤波器对压力脉动良好的抑制效果, 具备很好的开发应用价值。

关键词

流体脉动, 滤波器, 流-固耦合, 结构参数, 仿真, 试验测试

Copyright © 2020 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

在液压系统中, 由于泵的结构原因产生的脉动体积流量沿管路传输时, 遇到系统阻抗就转变成成为压力脉动[1]。为了衰减这种脉动, 人们研究开发了品种繁多的各式液压滤波器[2]。

通过应用实践表明, 各种流体滤波器的安装, 对减小泵的负载阻抗, 增加对液压系统脉动压力衰减和抑制均具有明显的效果[3]。其中流-固耦合共振式流体滤波器结构振动式流体滤波器以其结构简单、系统能量损失小、使用效果显著等优点值得重点关注[4]。它可将流体脉动能量转化为机械振动能量来控制 and 衰减, 在较宽的频段范围内具有良好使用要求。

2. 流-固耦合共振式流体滤波器简介

流-固耦合共振式流体滤波器的结构原理如图1所示, 主要利用结构在脉动压力下的位移或变形来吸收脉动能量。当脉动频率与结构固有频率接近或相等时, 结构发生共振, 振幅和振动速度都达到最大值, 吸收的脉动能量也最高, 衰减效果最好[5]。其结构由滤波器外壳、弹性结构振动体、静压平衡容腔、阻尼平衡孔等组成。特点是将质量体和阻尼集中在一个尺寸紧凑的弹性结构振动体上, 减小了滤波器的尺寸。此外, 弹性结构振动体的共振频率范围较大, 使之能适合于流体系统中的不同工况, 适用性更强。

工作时, 假设周期性脉动压力持续作用在结构振动体上, 振动系统则按脉动压力做周期振动, 所以该流-固耦合振动系统可以看作是一个受迫振动系统[6]。不断作上下往复运动的受迫振动弹性结构振动体不断消耗流体脉动能量, 以此实现滤波效果。当流体系统的脉动激励频率与滤波器弹性结构振动体振动系统的固有振动频率接近或一致时, 结构振动体振动幅度达到最大, 消耗的能量最大, 因此衰减滤波效果最好。但根据研究结果表明, 结构振动式流体滤波器同样具有频率选择性, 只在一定频率范围内适用[7]。因此, 如果在滤波器中设置不同结构尺寸的弹性结构振动体, 就可以在很宽的频段内衰减不同振动频率的流体脉动, 实现广谱滤波效果。为研究方便, 本文首先只对某一特定结构的弹性结构振动体振动系统进行流固耦合研究。

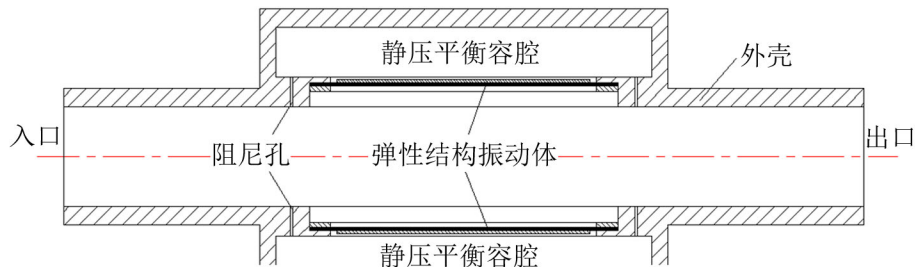


Figure 1. Schematic diagram of fluid-solid coupling resonant fluid filter
图 1. 流 - 固耦合共振式流体滤波器原理图

3. 结构参数对滤波器性能的影响探讨

在评价滤波器的使用性能时，计算插入损失是常用方法，一般设滤波器前系统负载端的压力脉动值为 Δp_n ，滤波器后系统负载端的压力脉动值为 Δp_m ，则插入损失为 K_i 可表示为：

$$K_i = 20 \lg \left| \frac{\Delta p_n}{\Delta p_m} \right| \quad (1)$$

K_i 为系统压力脉动衰减的分贝数，其计算既考虑了系统管路和滤波器本身特性，也考虑了系统中源阻抗和负载阻抗的影响。文献[3]给出 K_i 的计算公式为：

$$K_i = 20 \lg \left| \frac{a'_{11} + a'_{12} Y_z(s)}{a_{11} + a_{12} Y_z(s)} \right| \quad (2)$$

此处， $a_{11} = \frac{1}{\omega^2} s^2 + 2 \frac{\xi}{\omega} s + 1$ 、 $a_{12} = (l_2 L_2 + l_3 L_3) s + (R_2 L_2 + R_3 L_3)$ 、 $a'_{11} = 1$ 、 $a'_{12} = \left(\frac{128 \mu}{\pi D_a^4} + \frac{4 \rho}{\pi D_a^2} s \right) L_a$ 、 $Y_z(s) = \frac{i \omega V}{\rho c^2}$ ，式中 ω 为流固耦合共振角频率，rad/s； ξ 为阻尼系数； R_2 、 R_3 为等效流体管路单位长度的液阻； l_2 、 l_3 为等效流体管路单位长度的液感； D_a 为等效钢直管直径， L_a 为等效钢直管长度。 $Y_z(s)$ 为滤波器负载导纳，式中 c 为声速。由上式可知，插入损失为 K_i 滤波器的结构尺寸、阻尼因子、边界条件等密切相关[8]。

Table 1. Basic parameters of filter design and simulation analysis

表 1. 滤波器设计及仿真分析的基本参数

基本参数		数值
弹性结构振动体参数	密度/(kg/m ³)	7800
	半径/mm	20
	厚度/mm	0.1
	杨氏模量/Pa	2.16 × 10 ¹¹
	泊松比	0.3
液压油性质	密度(kg/m ³)	890
	体积模量/MPa	1400
	黏度/(Pa·s)	0.00314

参照表 1 滤波器设计及仿真分析的基本参数，我们分别对滤波器弹性结构振动体的薄板直径及厚度、阻尼平衡孔直径及长度、静压平衡容腔体积等参数进行了仿真分析，确定了以上结构尺寸分别对耦合共振频率的影响，结果如图 2~6 所示。

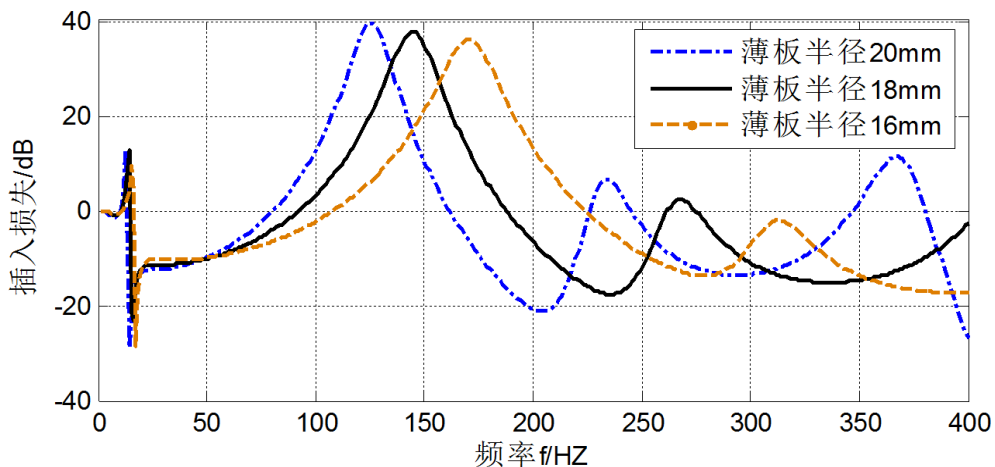


Figure 2. Relationship between sheet radius and filter coupling resonance frequency
图 2. 薄板半径与滤波器耦合共振频率的关系

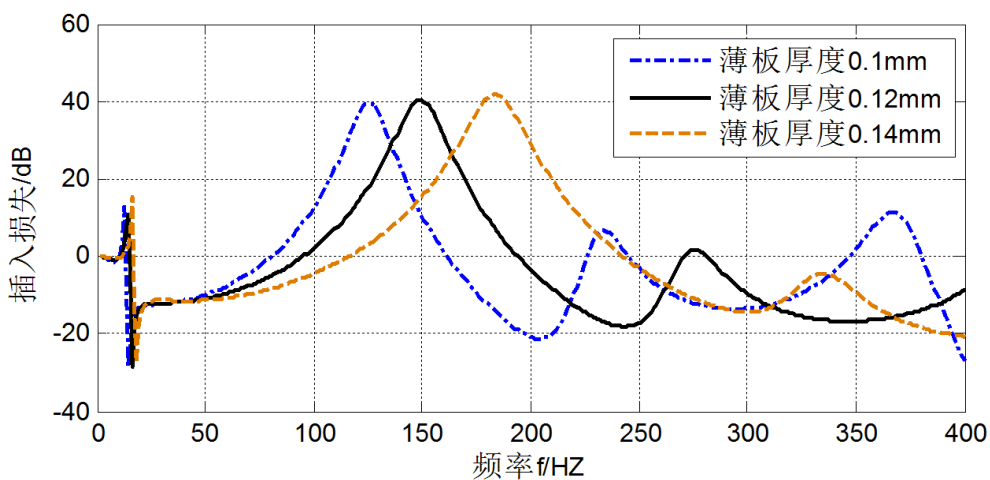


Figure 3. Relationship between sheet thickness and filter coupling resonance frequency
图 3. 薄板厚度与滤波器耦合共振频率的关系

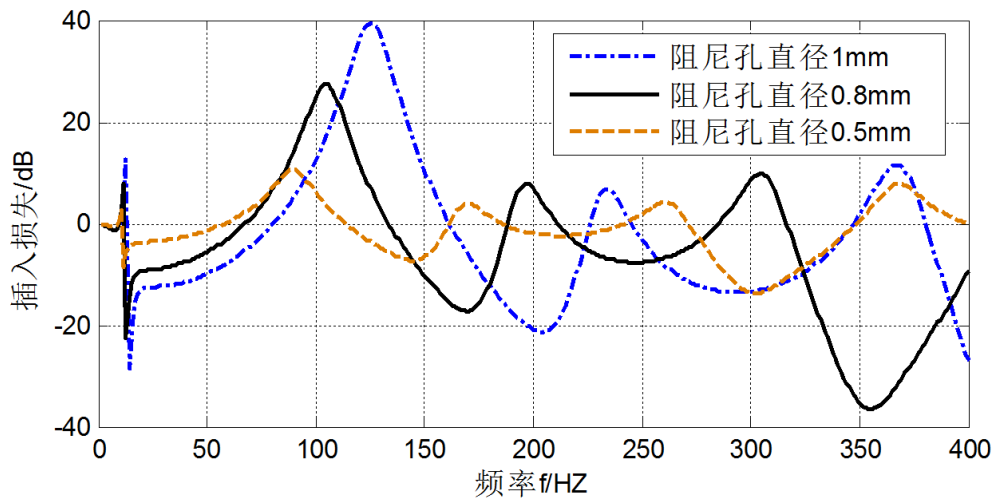


Figure 4. Relationship between diameter of damping hole and filter coupling resonance frequency
图 4. 阻尼孔直径与滤波器耦合共振频率的关系

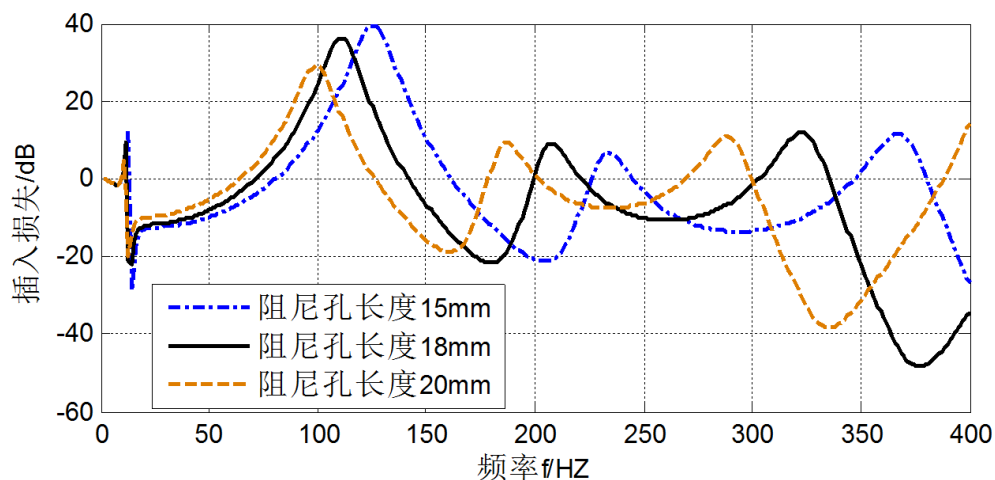


Figure 5. Relationship between the length of damping hole and filter coupling resonance frequency
图 5. 阻尼孔长度与滤波器耦合共振频率的关系

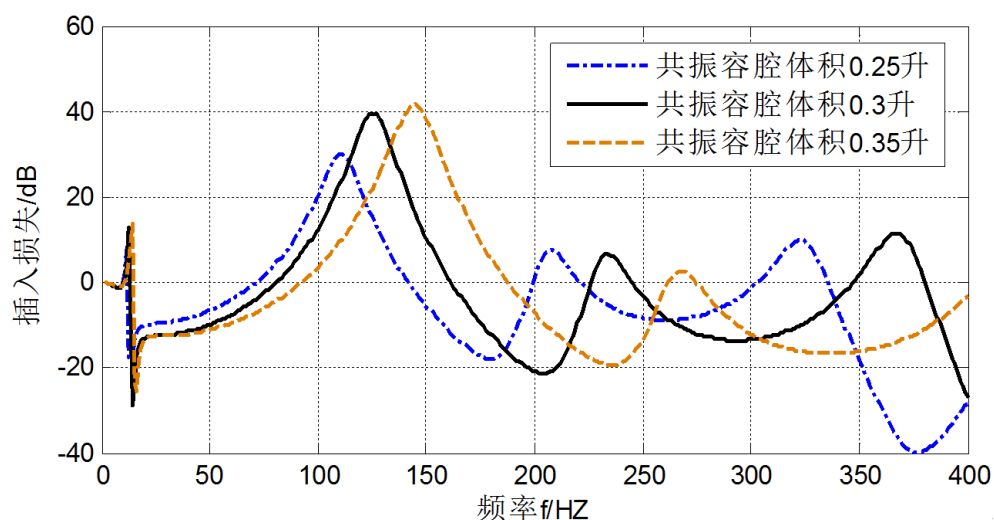


Figure 6. Relationship between resonant cavity volume and filter coupling resonance frequency
图 6. 共振容腔体积与滤波器耦合共振频率的关系

图 2 为薄板半径的变化对滤波器耦合共振频率及衰减效果的影响关系曲线图。图中结果表明，随着薄板半径的减小，其自身质量减轻，振动耗能减少，因此耦合共振频率增大，对流体脉动衰减效果也有所减弱。

图 3 为薄板厚度的变化对滤波器耦合共振频率及衰减效果的影响关系曲线图。图示表明，滤波器耦合共振频率随着载流薄板厚度的增加而增大，同时对流体脉动的抑制效果也有所转好。

图 4 为阻尼孔直径的变化对滤波器耦合共振频率及衰减效果的影响关系曲线图。随着阻尼孔直径的变小，在耦合共振频率也随之降低的同时，滤波器的衰减效果也显著减弱。这是由于阻尼孔直径过小时，与静压平衡容腔的连通性能也显著降低，阻尼力增大，影响了滤波器的使用性能。

图 5 为阻尼孔长度的变化对滤波器耦合共振频率及衰减效果的影响关系曲线图。结果显示随阻尼孔长度的增长，流体通过时的阻尼力也会相应增大，因而耦合共振频率降低，滤波器的衰减效果减弱。

图 6 为共振容腔体积的变化对滤波器耦合共振频率及衰减效果的影响关系曲线图。随着共振容腔的

体积增大，容腔的容振性能更好，因此滤波器耦合共振频率增加，脉动衰减效果越好，但会加大滤波器的结构体积。

针对仿真优化结果，本文设计了一款流-固耦合共振式流体滤波器，其主要结构参数如表 2 所示，滤波器插入损失仿真结果如图 7 所示。

Table 2. The main structure parameters of filter
表 2. 滤波器主要结构参数

基本参数		数值
结构振动体参数	密度/(kg/m ³)	7800
	半径/mm	20
	厚度/mm	0.12
阻尼孔参数	直径/mm	1.0
	长度/mm	18
静压平衡容腔	体积/L	0.28

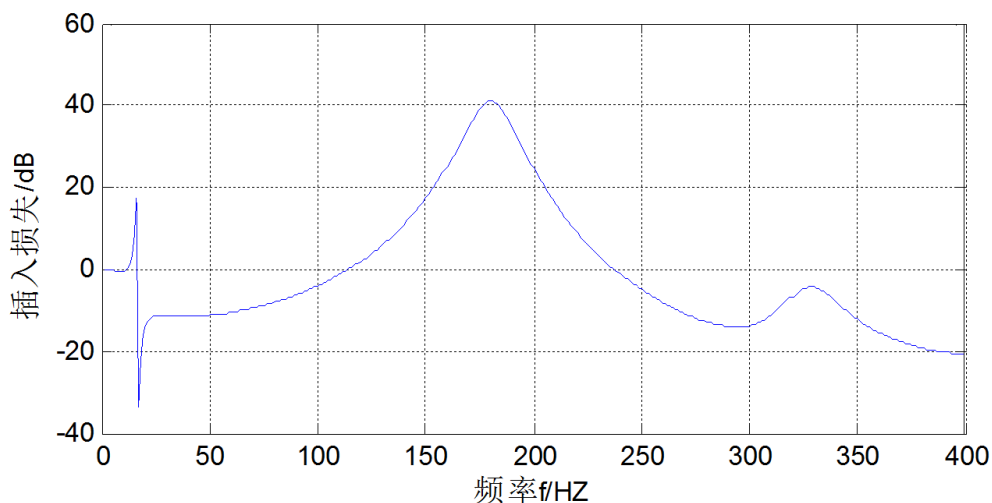


Figure 7. Simulation results of insertion loss of filter prototype
图 7. 滤波器样机插入损失仿真结果

仿真结果表明，在脉动频率 178 Hz 左右，系统形成耦合共振，压力脉动衰减达到最佳效果，其值可达到 41 dB，在 128~228 Hz 范围内，压力脉动衰减也能达到 10 dB 以上。

4. 流-固耦合共振式流体滤波器试验验证

试验测试原理如图 8 所示。试验时，首先将研制好的滤波器安装到试验台架；然后调定系统的工作压力，用节流加载模拟设备工作负荷；其三是通过变频调速电机调整液泵转速，计算出其相应的流体脉动频率；其四是采集滤波器前后的压力时域信号 p_1 及 p_2 并进行噪声信号处理[9]；最后将信号经时域及频域分析，得出滤波器对流体脉动衰减的效果。

依照试验方案，我们设计的流-固耦合共振式流体滤波器的固有振动频率约为 175 Hz。在试验台上分别调定液泵转速为 1200 r/min 和 1500 r/min，计算得到泵的压力脉动基频为 180 Hz 和 225 Hz，试验采集的时域信号经去噪后的结果如图 9 和图 10 所示：

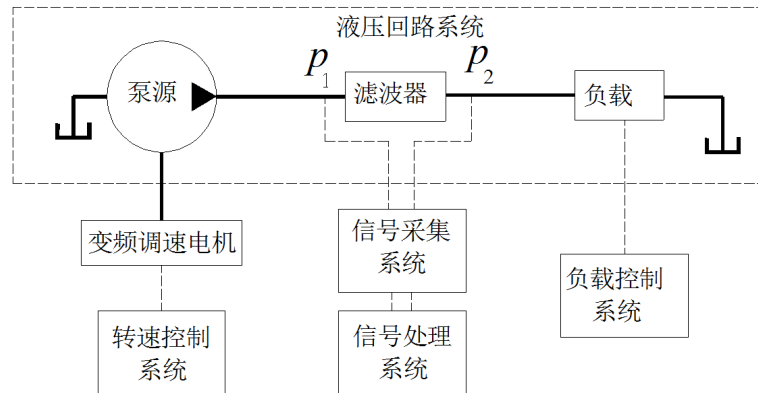
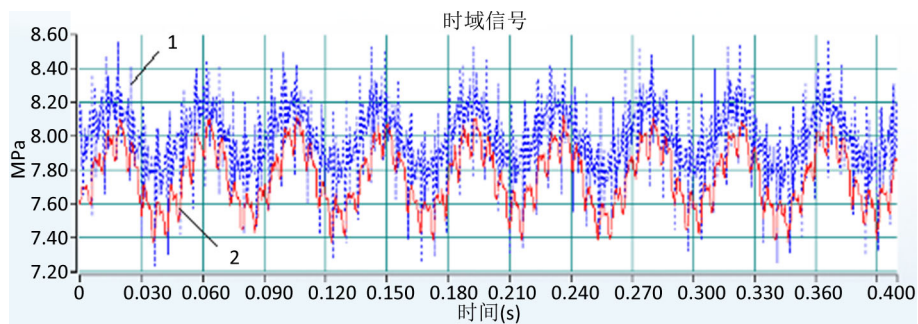


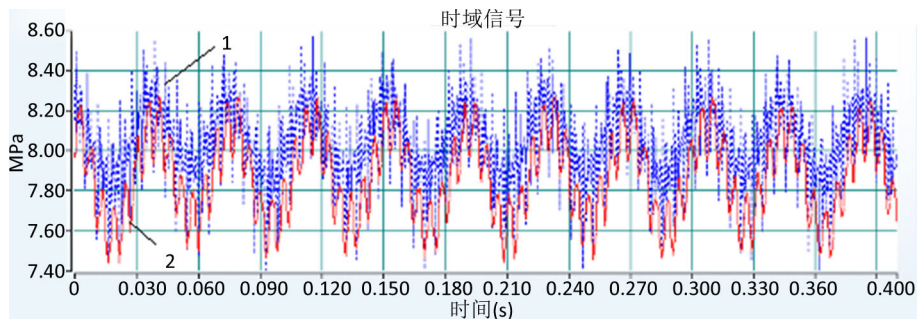
Figure 8. The schematic diagram of fluid pulsation signal test
图 8. 流体脉动信号测试原理图



1. 滤波器入口压力 p_1 ; 2. 滤波器出口压力 p_2

Figure 9. Time domain signal diagram of filter inlet pressure p_1 and outlet pressure p_2 at pump speed of 1200 r/min

图 9. 泵转速 1200 r/min 时滤波器入口压力 p_1 及出口压力 p_2 时域信号图



1. 滤波器入口压力 p_1 ; 2. 滤波器出口压力 p_2

Figure 10. Time domain signal diagram of filter inlet pressure p_1 and outlet pressure p_2 at pump speed of 1500 r/min

图 10. 泵转速 1500 r/min 时滤波器入口压力 p_1 及出口压力 p_2 时域信号图

图中, 1 为滤波器入口的压力时域曲线, 2 为滤波器出口的压力时域曲线。图示结果明显看出, 与入口压力时域曲线相比, 出口的时域曲线波动幅度小, 平缓, 并且压力值有所降低。图 9 中, 压力脉动波动范围由滤波前的 1.34 MPa 降到了 0.74 MPa, 压力脉动衰减幅度达到 44.8%, 图 10 中, 压力脉动波动范围由滤波前的 1.12 MPa 降到了 0.80 MPa, 压力脉动衰减幅度达到 28.6%。系统的脉动压力经过滤器衰减后, 得到明显改善。此外, 试验结果还表明, 当泵的压力脉动基频与滤波器的固有振动频率越接近, 压力脉动抑制效果越好, 这与图 7 仿真结论基本一致。

5. 结论

本文设计了一种流-固耦合共振式液压滤波器, 并通过仿真和试验测试对其使用效果进行了验证, 结果表明:

1) 薄板半径的减小能增大滤波器的耦合共振频率, 但对流体脉动衰减效果将减弱; 相反, 增加薄板厚度将降低滤波器的耦合共振频率, 同时对流体脉动的抑制效果也有所转好。

2) 阻尼孔阻尼力增大会降低滤波器的耦合共振频率, 其滤波效果也显著减弱。

3) 随着共振容腔的体积增大, 容腔的容振性能更好, 因此滤波器耦合共振频率增加, 脉动衰减效果越好, 但会加大滤波器的结构体积。

4) 当泵的压力脉动基频与振动体固有振动频率接近时, 压力脉动衰减幅度达到 44.8%; 在泵的压力脉动基频与振动体固有振动频率相差 50 Hz 的情况下, 压力脉动衰减幅度仍达到了 28.6%, 显示该滤波器对压力脉动良好的抑制效果, 并且具有较宽的频段适应性, 具备开发应用价值。

基金项目

国家级大学生创新创业训练计划项目(201910536019); 长沙理工大学科研助推计划项目(2019QJCZ029)。

参考文献

- [1] 何志勇, 何清华, 贺尚红, 等. 基于流体-结构耦合振动的液压脉动滤波器试验研究[J]. 中国造船, 2012, 53(1): 137-144.
- [2] 鲍海阁, 陈国林, 刘义成, 等. 液压系统消波器的实验研究[J]. 舰船科学技术, 2003, 25(5): 81-82.
- [3] 何志勇, 何清华, 贺尚红. 载流薄板式流体滤波器性能研究[J]. 机械科学与技, 2016, 35(3): 351-357.
- [4] He, Z.-Y., Wu, Y.-Q. and You, X.-P. (2019) The Performance Study of Current-Carrying Plate Fluid Attenuator. *Journal of Applied Science and Engineering*, **22**, 481-492.
- [5] 欧阳小平, 李磊, 方旭, 等. 共振型液压脉动衰减器研究现状及展望[J]. 机械工程学报, 2015, 51(22): 168-175.
- [6] Huang, L. (2001) A Theoretical Study of Passive Control of Duct Noise Using Panels of Varying Compliance. *The Journal of the Acoustical Society of America*, **109**, 2805-2814. <https://doi.org/10.1121/1.1369108>
- [7] 章寅. 液压系统压力脉动衰减器特性研究[D]: [博士学位论文]. 杭州: 浙江大学, 2011.
- [8] De Bedout, J.M., Franek, M.A., Bernhard, R.J., et al. (1997) Adaptive-Passive Noise Control with Self-Tuning Helmholtz Resonators. *Journal of Sound and Vibration*, **202**, 109-123. <https://doi.org/10.1006/jsvi.1996.0796>
- [9] 余世明, 冯浩, 王守觉. 基于小波和最小绝对误差的去噪抗扰动辨识方法[J]. 电子学报, 2003, 31(2): 192-195.