

单相交流液压系统设计及特性分析

丁问司¹, 巫辉燕¹, 陈丽娜¹, 熊勇刚²

1. 华南理工大学 机械与汽车工程学院, 广东 广州, 510641;
2. 湖南工业大学 机械系, 湖南 株洲, 412008)

摘要:对管道中液体脉动特性进行研究, 获得管路谐振频率、管路传递矩阵、负载特性、系统传动效率等主要参数的计算表达式。据此对新设计的交流液压实验台各参数进行计算。研究表明: 这些参数的计算值与实测值相近, 且变化趋势相同; 管道特性和负载特性决定着单相交流液压系统的振动特性及传动效率; 优化系统负载特性是交流液压系统设计的关键。该研究结果可为同类型单相交流液压机械的设计提供理论依据。

关键词: 交流液压; 振动特性; 效率

中图分类号: TH137.51

文献标志码: A

文章编号: 1672-7207(2010)04-1348-06

Design and characteristic analysis of single-phase pulsating flow hydraulic system

DING Wen-si¹, WU Hui-yan¹, CHEN Li-na¹, XIONG Yong-gang²

1. College of Mechanical and Automotive Engineering, South China University of Technology, Guangzhou 510641, China;
2. Department of Mechanical Engineering, Hunan University of Technology, Zhuzhou 412008, China)

Abstract: The computational expressions of major parameter such as resonance frequency of pipeline, transfer matrix of pipe, load characteristic and transmission efficiency of the system were obtained by studying the characteristics of fluid pulsation in pipeline. According to new designed pulsating flow hydraulic experiment table, a series of parameters were calculated. The results show that the simulation results of these parameters and computed results are respectively approximate and they have the same varying trend. The vibration characteristic and transmission efficiency of single-phase pulsating flow hydraulic system are decided by the characteristic of pipe and load. Optimum load characteristic is the key to design a pulsating flow hydraulic system. The research results can provide theoretical basis for the design of the similar single-phase pulsating flow hydraulic machinery.

Key words: pulsating flow hydraulic; vibration characteristic; efficiency

在常规液压系统中, 油液从液压泵流出, 经管道、控制阀到执行机构最终回到油箱。系统中油液只按固定的流向流动称为直流液压系统。与之对应的是, 某些特殊液压系统中液体在液压管道中往复流动, 或者液压管道中的液体根本不流动, 只是压力进行交变, 这样的系统称为交流液压系统。交流液压系统利用液压管道中液体的波动流量或波动压力传递功率或信

号。交流液压系统按照工作原理可分为流量脉动液压系统(也称交流液压系统)和压力脉动液压系统(也称交流液压系统)。以流量脉动工作的交流液压系统根据能源输入方式可分为恒流源系统和恒压源系统。据交流振动的液压管路数量可以将交流液压系统分为单相系统、双相系统、三相系统乃至多相系统^[1]。在矿山、建筑、农业、交通等工程施工中, 为了实现高频、大

收稿日期: 2009-10-15; 修回日期: 2009-12-28

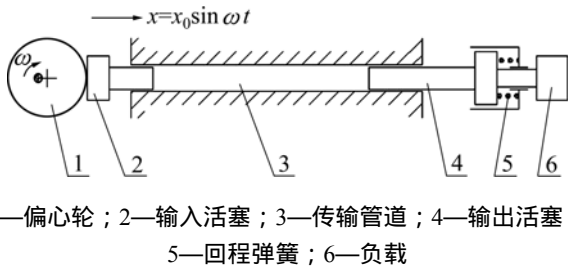
基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50775075); 机械系统与振动国家重点实验室基金资助项目(VSN-2008-01)

通信作者: 丁问司(1968-), 男, 湖南湘潭人, 博士, 副教授, 从事流体传动控制理论研究; 电话: 020-88246958; E-mail: wsding@scut.edu.cn

功率、大推力的振动输出, 常常采用交流液压系统, 如振动式压路机、液压锤、液压打桩机、液压凿岩机、割草机、平地机等。

1 单相流量脉动交流液压基本原理

图 1 所示为单相流量脉动交流液压系统的工作原理图, 其中: ω 为偏心轮角速度; x_0 为输入活塞行程; x 为输入活塞位移; t 为运动时间。当偏心轮以角速度 ω 旋转时, 输入活塞作正弦运动, 推动液压传输管道中的全部液体相对其平衡位置作往复振动, 同时, 把功率传递到输出活塞, 输出活塞带动负荷振动而做功。



1—偏心轮; 2—输入活塞; 3—传输管道; 4—输出活塞; 5—回程弹簧; 6—负载

图 1 单相交流液压原理

Fig.1 Principle of single-phase pulsating flow hydraulic

单相交流液压系统中回程弹簧的形式可根据实际工程机具的特定功能要求进行设置, 如可设置为机械式弹簧、液体弹簧、气体弹簧等形式^[2]。

2 单相交流液压工作系统

为对单相交流液压系统的工作特性进行全面研究, 建立如图 2 所示试验系统。

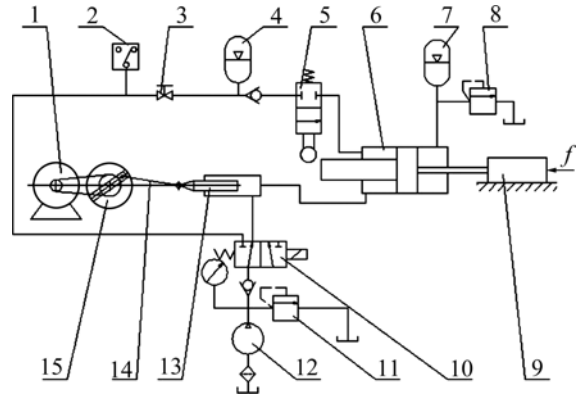
在交流液压试验系统中, 偏心飞轮 15 和曲柄连杆 14 组成交流液压发生器, 其产生的交流脉动液体进入振动液压缸 6 的左腔, 振动液压缸的右腔与低压蓄能器 7 相接; 当活塞向右运动时, 右腔液体进入低压蓄能器 7; 当活塞向左运动时, 由低压蓄能器 7 释放能量, 使活塞快速回程。

交流发生器由调速电机 1 驱动, 改变其转速可调节交流液压发生器的频率, 改变曲柄飞轮的偏心可调节输出振幅。

为解决泄漏和交流管道发热量大等问题, 系统中设置 1 个由补油泵 12、换向阀 10、补油蓄能器 4 和压力继电器 2 组成的低功率补油系统, 其作用是定时更换交变腔里不循环流动的工作油液, 并为高压蓄能器

补油充压。

当高压蓄能器压力低于压力继电器调定值时, 压力继电器发出信号使电磁换向阀右位工作并启动液压泵为蓄能器充压, 到达设定值后自动断开。

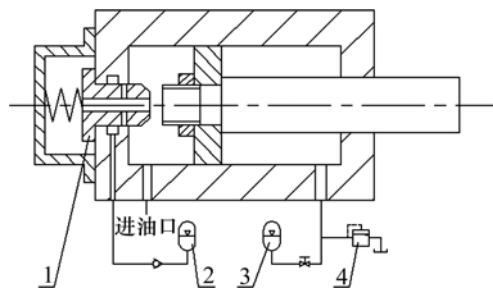


1—调速电机; 2—压力继电器; 3—截止阀; 4—高压蓄能器; 5—阻偏阀; 6—振动液压缸; 7—低压蓄能器; 8—背压阀; 9—负载; 10—换向阀; 11—溢流阀; 12—补油泵; 13—交流发电机; 14—曲柄连杆; 15—偏心飞轮

图 2 单相交流液压试验系统

Fig.2 Testing system of single-phase pulsating flow hydraulic

在交流液压系统中, 由于管道中液体泄漏会使输出活塞的平衡位置向左偏移, 破坏活塞平衡位置, 而使输出功率降低并改变负载特性, 因此, 回路中设置了 1 个阻止活塞偏移的阀, 如图 3 所示。当活塞平衡位置向左偏移时, 活塞顶端就打开阻偏阀, 从高压蓄能器流出的液体经过阻偏阀进入振动液压缸左腔, 从而阻止活塞继续偏移。



1—控制阀芯; 2—高压蓄能器; 3—低压蓄能器; 4—背压阀

图 3 阻偏阀原理

Fig.3 Principle of shift-preventing valve

3 系统性能分析

对交流液压系统进行设计时, 最关键的参数是系统输出端脉动量振幅的衰减、相位滞后程度以及传动效率, 这些参数除了与管道特性有关外, 还与负载特

性有关。

3.1 交流液压系统负载特性

负载特性用负载阻抗 $Z_2(s)$ 来表示, 有:

$$Z_2(s) = P_2(s) / Q_2(s) \tag{1}$$

$$\pi R^2 p_2 = M \frac{d^2 x}{dt^2} + B \frac{dx}{dt} + \beta_e x + F \tag{2}$$

$$q_2 = \pi R^2 \frac{dx}{dt} \tag{3}$$

式中: $P_2(s)$ 为断面 2 上压力偏差的拉氏变量; $Q_2(s)$ 为断面 2 上流量偏差的拉氏变量; x 为负载活塞的位移; M 为负载活塞及其共同运动部件的总质量; B 为活塞的黏性阻尼系数; β_e 为油液等效容积弹性模量; F 为负载作用力。将式(1)和(2)进行拉氏变换可得:

$$Z_2(s) = \frac{M}{\pi^2 R^4} \cdot \frac{1}{s} \left[s^2 + \frac{B}{M} s + \frac{1}{M} \left(\beta_e + \frac{F}{x} \right) \right] \tag{4}$$

在求频率响应时, 令 $s = j\omega$ 并代入式(4), 分开实部和虚部后可得:

$$Z_2(s) = Z_{2r} + jZ_{2i} \tag{5}$$

$$Z_{2r} = B_L / (\pi^2 R^4) \tag{6}$$

$$Z_{2i} = \frac{1}{\pi^2 R^2} \left[M\omega - \frac{1}{\omega} \left(\omega_n^2 + \frac{F}{x} \right) \right] = \frac{M\omega}{\pi^2 R^2} \left(1 - \frac{\omega_n^2}{\omega^2} - \frac{F}{Mx} \right) \tag{7}$$

式中: ω_n 为交流液压振动缸的无阻尼固有频率^[3-4], 非对称交流液压缸固有频率计算简图见图 4, 其中: A_2 为交流液压缸活塞的面积; V_0 为交流液压缸活塞腔的初始容积; p_2 为无杆腔压力。

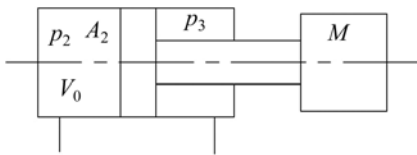


图 4 非对称交流液压缸固有频率计算简图

Fig.4 Diagram of natural frequency of asymmetrical pulsating flow hydraulic cylinder

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K_n}{M}} = \sqrt{\frac{\beta_e A_2^2}{V_0 M}} \tag{8}$$

由式(6)和(7)可见: 负载阻抗的实部只取决于黏性阻尼, 其虚部则与负载惯性、固有频率及脉动角频率有关。

3.2 交流管道动态特性及谐振条件

在交流液压系统中, 连接交流发生器和振动缸的

管道一般较长, 且系统振动频率较高, 因此, 在对交流系统进行研究时, 对传输管道中液体的动态特性进行分析十分重要。

考虑到交流液压系统的激振频率在调节时可能会高于管道基本固有频率, 这里对于管道的研究不采取集中参数的近似计算。

按流体四端网络理论^[5-9], 具有分布参数的液压传输管道的传递矩阵为:

$$\begin{bmatrix} P_2(s) \\ Q_2(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \text{ch}(\Gamma(s)l) & -Z_0(s)\text{sh}(\Gamma(s)l) \\ -\text{sh}(\Gamma(s)l)/Z_0(s) & \text{ch}(\Gamma(s)l) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_1(s) \\ Q_1(s) \end{bmatrix}$$

即
$$\begin{bmatrix} P_2(s) \\ Q_2(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{11} & G_{12} \\ G_{21} & G_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_1(s) \\ Q_1(s) \end{bmatrix} \tag{9}$$

其中:

$$G_{11} = G_{22} = \text{ch}(\Gamma(s)l)$$

$$G_{12} = -Z_0(s)\text{sh}(\Gamma(s)l)$$

$$G_{21} = -\text{sh}(\Gamma(s)l)/Z_0(s)$$

式中: $P_1(s)$ 为断面 1 上压力偏差的拉氏变量; $Q_1(s)$ 为断面 1 上流量偏差的拉氏变量; $\text{ch}(\Gamma(s)l)$ 和 $\text{sh}(\Gamma(s)l)$ 分别为 $\Gamma(s)l$ 的双曲余弦和双曲正弦函数; $Z_0(s)$ 为管路特性阻抗, 其表达式为:

$$Z_0(s) = \frac{\rho c^2 \Gamma(s)}{\pi R^2 s} \tag{10}$$

$\Gamma(s)$ 为管路传播因子, 其表达式为:

$$\Gamma(s) = \frac{s}{c \left[1 - \frac{2J_1(jR\sqrt{s/\nu})}{jR\sqrt{s/\nu} \cdot J_0(jR\sqrt{s/\nu})} \right]^{\frac{1}{2}}} \tag{11}$$

ν 为油液运动黏度; c 为油中音速, $c = 1/\sqrt{\rho\beta_e}$; R 为管道内半径; ρ 为油液密度; J_0 和 J_1 分别为第一类零阶和一阶贝塞耳函数; j 为虚数单位。

由上述管道传输模型可得管道截面 1~2 间的压力传递函数:

$$G_1(s) = \frac{P_2(s)}{P_1(s)} = \frac{1}{\text{ch}(\Gamma(s)l) + Z_2(s)Z_0(s)\text{sh}(\Gamma(s)l)} = \frac{1}{\text{ch}(\Gamma(s)l) + \frac{Z_2(s)\rho c^2 \Gamma(s)l}{\pi R^2 l s} \text{sh}(\Gamma(s)l)} \tag{12}$$

在管路频率特性计算中, 由于管路传播因子 $\Gamma(s)$ 中对贝塞耳函数的计算很困难, 因而, 有必要采用近似计算公式进行计算。相关的计算模型有无损失模型、平均摩擦模型、当量摩擦模型、开尔文函数近似模型、变形贝塞耳级数近似模型等。研究结果表明: 采用开

尔文函数近似模型计算所得结果最精确,但最烦琐;采用无损模型计算最简单,但所得结果精度低;采用变形贝塞耳级数模型计算简单,所得精度与开尔文函数近似模型所得精度几乎相同^[10-13]。

当采用高精度的变形贝塞耳级数来表示管路传播因子 $\Gamma(s)$ 时,有:

$$\Gamma(s) = \frac{s}{c \left[1 - \frac{2I_1(\lambda)}{\lambda \cdot I_0(\lambda)} \right]^{1/2}} \quad (13)$$

其中: I_0 和 I_1 为变形贝塞耳函数; $\lambda = R\sqrt{s/\nu}$ 。

由于 $\frac{2I_1(\lambda)}{\lambda \cdot I_0(\lambda)} = \frac{2}{\lambda} - \frac{1}{\lambda^2} - \frac{1}{\lambda^3} \dots \approx \frac{2}{\lambda}$ ($|\lambda| \gg 3$),所以,有:

$$\Gamma(s)l = \frac{sl}{c(1-2/\lambda)^{1/2}} \quad (14)$$

由于 $|2/\lambda| < 1$,所以,可以将 $(1-2/\lambda)^{1/2}$ 进行台劳级数展开并取前2项得:

$$(1-2/\lambda)^{1/2} \approx 1 - 1/2 \cdot 2/\lambda \approx 1 - 1/\lambda$$

故

$$\Gamma(s)l = \frac{sl}{c(1-2/\lambda)^{1/2}} = \frac{sl}{c(1-1/\lambda)} \quad (15)$$

将 $s = j\omega$, $\Gamma(s)l = \alpha + j\beta$ 代入式(15),经变换得:

$$\alpha = \frac{l\omega}{c} \cdot \frac{\chi/\sqrt{2}}{\chi^2 - \sqrt{2}\chi + 1}, \quad \beta = \frac{l\omega}{c} \cdot \frac{\chi^2 - \chi/\sqrt{2}}{\chi^2 - \sqrt{2}\chi + 1} \quad (16)$$

其中: $\chi = R\sqrt{\omega/\nu}$ 。将其代入式(12),并令 $K' = \frac{Z_2 \rho c^2}{\pi R^2 l}$,得式(12)中 $G_1(s)$ 分母为:

$$\begin{aligned} & \text{ch}(\alpha + j\beta) + K' \cdot \frac{\alpha + j\beta}{j\omega} \text{sh}(\alpha + j\beta) = \\ & \text{ch} \alpha \cos \beta + j \sin \alpha \sin \beta + K' \frac{(\beta - j\alpha)}{\omega} \cdot \\ & (\text{sh} \alpha \cos \beta + j \text{ch} \alpha \sin \beta) = A + jB \end{aligned} \quad (17)$$

其中:

$$\begin{aligned} A &= \text{ch} \alpha \cos \beta + \frac{K'}{\omega} (\beta \text{sh} \alpha \cos \beta + \alpha \text{ch} \alpha \sin \beta) \\ B &= \text{sh} \alpha \sin \beta + \frac{K'}{\omega} (\beta \text{sh} \alpha \cos \beta - \alpha \text{ch} \alpha \sin \beta) \end{aligned}$$

则有:

$$|G_1(j\omega)| = \frac{1}{\sqrt{A^2 + B^2}} \quad (18)$$

$$\angle G_1(j\omega) = -\arctan \frac{B}{A} \quad (19)$$

由上面推导可得到交流液压管道的谐振条件,并可对谐振频率和共振峰值进行计算。

交流液压管道中的压力传递函数 G_1 通过比较负载阻抗 Z_2 与 $\pi R^2/(\rho c)$ 决定其谐振情况。当 $Z_2 \gg \pi R^2/(\rho c)$ 时,管路发生谐振,两者差别越大,谐振峰值越高;当 $Z_2 = \pi R^2/(\rho c)$ 时,管路几乎不发生谐振现象。

交流液压管路谐振时,谐振频率为 $ck\pi/c$ 或 $c(2k-1)\pi/(2l)$,最终取哪种,需由 Z_2 与 $\pi R^2/(\rho c)$ 的关系来确定。

管路谐振时,传递函数相位差总是近似为 $-k\pi$ 或 $(2k-1)\pi/2$ 。这对于确定实际管路谐振频率有重要参考价值。

3.3 交流液压系统效率分析

3.3.1 交流管道传递效率

交流液压管道中流体作交流流动时的瞬时功率可表示为:

$$L(t) = p(t)q(t) \quad (20)$$

1个周期 T 内传输的平均功率为:

$$L_m = \frac{\int_0^T L(t) dt}{T} \quad (21)$$

交流液压管道的传动效率可定义为:

$$\eta = \frac{L_{2m}}{L_{1m}} = \frac{\int_0^T L_2(t) dt}{\int_0^T L_1(t) dt} \quad (22)$$

单相交流液压系统入口端流量的脉动规律为:

$$q_1(t) = q_{10} \sin \omega t \quad (23)$$

则有:

$$\begin{aligned} p_1(t) &= p_{10} \sin(\omega t + \phi_1) \\ p_2(t) &= p_{20} \sin(\omega t + \phi_p) \\ q_2(t) &= q_{20} \sin(\omega t + \phi_q) \end{aligned} \quad (24)$$

其中: p_{10} , q_{10} , p_{20} 和 q_{20} 为各脉动量振幅; ϕ_1 , ϕ_p 和 ϕ_q 为相应各参数与流量脉动 $q_1(t)$ 的相位滞后。在讨论管路传输频率特性时,令 $s = j\omega$,有:

$$\begin{aligned} p_1(t) &= |Z_{1p}(j\omega)| q_{10} \sin[\omega t + \angle Z_{1p}(j\omega)] \\ p_2(t) &= |Z_{2p}(j\omega)| q_{10} \sin[\omega t + \angle Z_{2p}(j\omega)] \\ q_2(t) &= |Z_{2q}(j\omega)| q_{10} \sin[\omega t + \angle Z_{2q}(j\omega)] \end{aligned} \quad (25)$$

这里:

$$\begin{aligned} Z_{1p}(j\omega) &= \frac{P_1(j\omega)}{Q_1(j\omega)} = \frac{Z_2(j\omega)G_{11}(j\omega) - G_{12}(j\omega)}{G_{11}(j\omega) - Z_2(j\omega)G_{21}(j\omega)} \\ Z_{2p}(j\omega) &= \frac{P_2(j\omega)}{Q_1(j\omega)} = \frac{Z_2(j\omega)}{G_{11}(j\omega) - Z_2(j\omega)G_{21}(j\omega)} \\ Z_{1q}(j\omega) &= \frac{Q_2(j\omega)}{Q_1(j\omega)} = \frac{1}{G_{11}(j\omega) - Z_2(j\omega)G_{21}(j\omega)} \end{aligned}$$

由以上各式可得：

$$L_{1m} = \frac{1}{2} |Z_1(j\omega)| q_{10}^2 \cos \angle Z_1(j\omega)$$

$$L_{2m} = \frac{1}{2} |Z_{2p}(j\omega)| \cdot |Z_{2q}(j\omega)| q_{10}^2 \cos \angle Z_2(j\omega)$$

$$Z_2(j\omega) = P_2(j\omega) / Q_2(j\omega) \quad (26)$$

从而可将传动效率表示为：

$$\eta = \frac{|Z_{2p} \parallel Z_{2q}| \cdot \cos \angle Z_2}{|Z_1| \cdot \cos \angle Z_1} = \frac{\text{Re}(Z_{2p} \cdot \overline{Z_{2q}})}{\text{Re}(Z_1)} \quad (27)$$

其中：Re 表示取实部； $\overline{Z_{2q}}$ 为 Z_{2q} 的共轭复数。

由式(27)可知：液压交流管路的传动效率 η 为 l/c ， ω ， χ ， Z_0 和 Z_2 的函数。其中： l/c ， ω ， χ 和 Z_0 反映管道和交流脉动源的特性， Z_2 反映负载特性。在单相交流液压系统结构参数和运动参数设计完成后，交流液压传输管道的效率由输出阻抗 $Z_2(j\omega)$ 决定，即交流液压系统的效率对输出负载较敏感^[14-16]。

由于 $Z_2 = Z_{2r} + jZ_{2i}$ ，故效率 η 对 Z_2 的最大值可由 $d\eta/dZ_{2r} = 0$ 和 $d\eta/dZ_{2i} = 0$ 求得。当 $Z_0 = Z_2$ 时，管道特性阻抗与管道输出特性阻抗二者互相匹配，负载对压力波无反射，有最大效率 η_{max} 发生。

3.3.2 容积损失

在交流液压系统中，泄漏是一个较为严重的问题，内泄量与工作压力、活塞配合间隙及油液黏度等有关。工作压力一般按设计要求确定。提高油的黏度可减小泄漏，但反过来又会加大黏滞损失而引起油温升高。因此，控制活塞的配合间隙是减小损失的关键，其值可用下式计算：

$$N_h = \frac{\pi D h^3}{12 \mu L_h} \Delta P^2 (1 + 1.5 \varepsilon^2) \times 100\%$$

式中： ε 为相对偏心量， $\varepsilon = \varepsilon_0/h$ ； ε_0 为活塞与缸体的偏心量； h 为活塞和缸体摩擦面的长度。

3.3.3 系统机械摩擦损失

曲柄连杆机构、交流发生器、活塞等运动在高速运动时会产生机械摩擦损失。当曲柄连杆采用滚动轴承时，柱塞和活塞完全在油液中运动，系统机械摩擦损失占的比例较小，设计时可忽略不计。

4 系统试验

4.1 系统设计参数

为研究交流液压系统特性，按照图 2 所示系统原理搭建了单相交流液压试验台，主要参数如下：系统交流振动频率为 0~50 Hz；电机最高输入转速为 3 000

r/min；脉动液压缸柱塞直径为 0.05 m；交流液压发生器柱塞直径为 0.05 m；柱塞最大行程为 0.008 m；液压交变管路直径为 0.01 m；液压交变管路长度为 8 m；低压蓄能器预充压力为 0.8 MPa；低压蓄能器工作体积为 0.6 L；负载质量为 3.36 kg；负载弹簧刚度为 11 t/m。

4.2 交流液压管路压力传递特性

图 5 所示为考虑流体黏性时单向交流液压管路动态特性的幅值比，其中： f 为频率；曲线为按式(18)所得的计算结果。由图 5 可看出：管道在 38.8 Hz 时发生了谐振；实测结果与计算结果相近似。图 6 所示为交流液压传输管道的相位差。由于相位差难以测量，图中所示结果仅为计算结果。

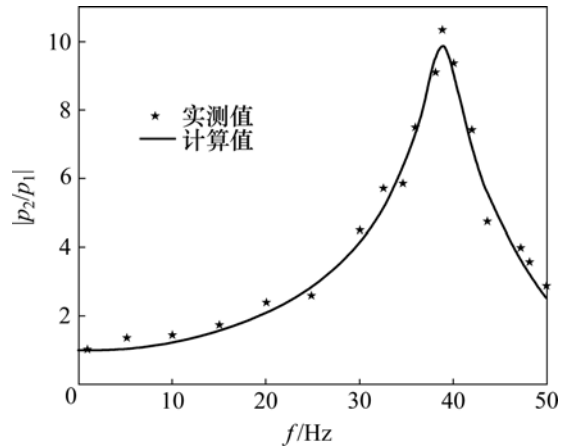


图 5 交流液压系统管路压力幅值比

Fig.5 Pressure amplitude ratio of pulsating flow hydraulic system pipe

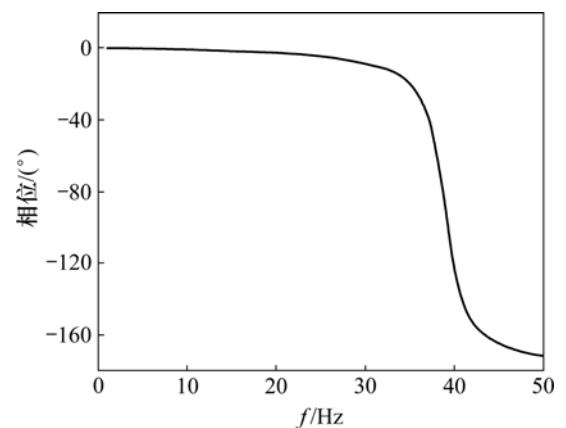


图 6 交流液压系统管路压力相位差

Fig.6 Phase difference of pulsating flow hydraulic system pipe

4.3 系统效率

图 7 所示为以弹簧为负载时系统的效率 η 计算值和实测值之间的比较结果。由图 7 可知：低频时，随着管路液体交流振动频率的提高，系统效率显著下降；

当频率较高时,系统效率下降趋势变缓。

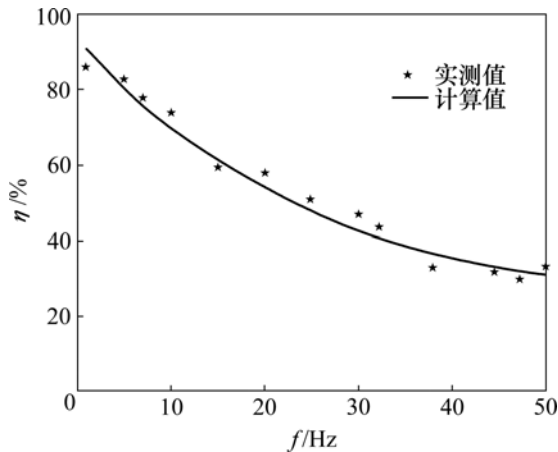


图7 单相交流液压系统效率

Fig.7 Efficiency of single-phase pulsating flow hydraulic system

5 结论

(1) 交流液压系统是一类特殊的液压系统。这种系统中常伴有较长的管道。当交流液压系统工作时,油液在管道中实现高频往复运动,这一特点使得交流液压系统的设计与常规液压系统的设计有较大差别。

(2) 通过对交流液压系统的负载阻抗特性、管道压力传递函数、系统效率等关键性能进行分析,推导了交流液压系统主要参数的计算方法,得到了管路压力的幅值、相位及系统效率随油液交流振动频率的变化规律。

(3) 利用本文设计计算方法所得的系统参数与实际系统测试所得参数的变化趋势相近,说明所提出的方法是正确的。

(4) 所提出的设计计算方法可为交流液压系统的设计提供依据。

参考文献:

- [1] 赵静一,王巍,姚成玉,等. 交流液压技术的研究现状及展望[J]. 中国工程机械学报, 2003, 1(1): 112-116.
ZHAO Jing-yi, WANG Wei, YAO Cheng-yu, et al. Present situation and prospect on the alternating-flow hydraulics research[J]. Chinese Journal of Construction Machinery, 2003, 1(1): 112-116.
- [2] Yoshito TANAKA. Synchronization of rotating machine with alternating flow hydraulic[C]//Proceedings of ICFP. Hangzhou, 2005: 238-242.
- [3] 卢长耿, 李金良. 液压控制系统的分析与设计[M]. 北京: 煤炭工业出版社, 1991: 110-112.
LU Chang-geng, LI Jin-liang. Analysis and design of hydraulic

control system[M]. Beijing: China Coal Industry Press, 1991: 110-112.

- [4] 王占林. 近代电气液压伺服控制[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2005: 166-168.
WANG Zhan-lin. Modern electricity hydraulic servocontrol[M]. Beijing: Beijing University of Aeronautics & Astronautics Press, 2005: 166-168.
- [5] Ayalew B, Kulakowski B T. Modal approximation of distributed dynamics for a hydraulic transmission line with pressure input-flow rate output causality[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 2005, 127(9): 503-507.
- [6] 罗志昌. 流体网络理论[M]. 北京: 机械工业出版社, 1988: 234-243.
LUO Zhi-chang. Fluid grid theory[M]. Beijing: China Machine Press, 1988: 234-243.
- [7] Yang W C, Tobler W E. Dissipative modal approximation of fluid transmission lines using linear friction model[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 1991, 113(1): 152-162.
- [8] Johnston D N. Efficient methods for numerical modeling of laminar friction in fluid lines[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 2006, 128(4): 829-834.
- [9] Yang W C, Margolis D L. Signal shaping of fluid transmission lines using parallel branching[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME, 1986, 108(4): 296-305.
- [10] Wongputorn W, Hullender D A, Woods R L. Rational polynomial transfer function approximations for fluid transients in lines[C]//Proc of ASME FEDSM'03. Hawaii, 2003: 2797-2804.
- [11] Manhartgruber B. Instantaneous liquid flow rate measurement utilizing the dynamics of laminar pipe flow[J]. Journal of Fluids Engineering, 2008, 130(10): 1-8.
- [12] Watton J, Tadmori, M J A. A comparison of techniques for the analysis of transmission line dynamics in electrohydraulic control systems[J]. Applied Mathematical Modelling, 1988, 12(8): 457-466.
- [13] Jin J D, Song Z Y. Parametric resonances of supported pipes conveying fluid[J]. Journal of Fluids and Structures, 2005, 20(6): 763-783.
- [14] Sarkar A, Paidoussis M P. A cantilever conveying fluid: coherent modes versus beam modes[J]. International Journal of Nonlinear Mechanics, 2004, 39(3): 467-481.
- [15] Konstantinidis E, Balabani S. Flow structure in the locked-on wake of a circular cylinder in pulsating flow effect of forcing amplitude[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2008, 29(6): 1567-1576.
- [16] 周旭, 何清华, 朱建新, 等. 加力压桩液压系统的动力学建模与仿真[J]. 中南大学学报: 自然科学版, 2008, 39(2): 321-326.
ZHOU Xu, HE Qing-hua, ZHU Jian-xin, et al. Dynamics modeling and simulation of hydraulic system of pile driving under adding force [J]. Journal of Central South University: Science and Technology, 2008, 39(2): 321-326.

(编辑 陈灿华)