

液压系统液压脉动研究

吴卫峰

(浙江水利水电专科学校 机械工程系, 浙江 杭州 310056)

摘要: 液压脉动研究是液压系统动态特性分析计算中最重要部分. 液压脉动对液压系统是非常有害的, 不仅使系统的动态特性变劣, 甚至产生共振或谐振使系统元件损坏造成事故. 揭示液压脉动的变化规律, 改善系统的动态性能, 消除或减少压力脉动幅值, 对系统的建设和使用有特别重要的意义. 该论文在液压传输线理论上运用频率法和液电比拟法研究系统, 采用理论和试验推导相结合建立数学模型, 设计了液压脉动分析计算程序, 并进行了实例仿真, 得出了系统的振动频率及脉动压力和流量, 仿真结果与试验数据很吻合, 证明研究方法的正确性和可行性, 具有较高的实用价值.

关键词: 液压脉动; 数学模型; 程序; 仿真

中图分类号: TH137

文献标识码: A

文章编号: 1006-4303(2005)06-0696-06

Analysis on the hydraulic pulse of the hydraulic system

WU Wei-feng

(Department of Mechanical Engineering, Zhejiang Water Conservancy & Hydropower College, Hangzhou 310018, China)

Abstract: The hydraulic pulse to be studied is very important part of analysis on the dynamic performance and significance in building or using hydraulic system, which is most harm to hydraulic system. According to thevinin theory electro-analogy and frequency method is used to analysis system in the paper, and a model is developed by using theoretical calculation or experiment. The hydraulic system, simulated with the results form the experiment, proved the correctness and feasibility of proposed algorithm which is more vale practically.

Key words: hydraulic pulse; mathematic model; program; simulation

0 引言

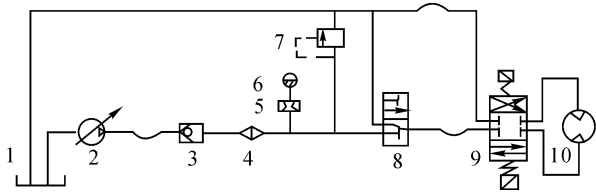
泵的输出流量遇到系统负载阻抗后形成系统压力, 由于泵的内部结构特性决定了输出的流量不是恒定而是变化的, 从而决定了输出的流量的周期性和系统压力的频率特性. 流量中波动的部分称为脉动流量, 压力中波动的部分称为脉动压力, 脉动压力的大小除了与输出流量和负载阻抗有关外还与负载

系统的固有频率有关. 该课题仿真了液压系统某工作压力时不同速度段压力脉动大小, 并将这一确定转速时收起工作状态脉动值与实验值对照.

1 仿真系统

某液压系统是为探测海里潜艇的声纳装置提供动力的系统. 声纳系统绞车由马达控制, 马达由液压系统控制. 声纳的工作状态主要为收放, 收放的过程

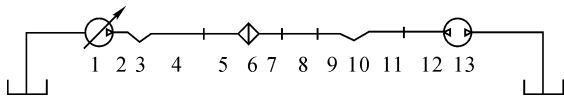
中由于在海水和空气中受力不同,且同一过程有不同速度段,要求液压系统提供与之匹配的工作状态. 液压系统工作压力为 16.5 MPa,转速为 4 500 r/min. 液压系统原理图如图 1 所示.



1-油箱;2-恒压变量泵 AP6VSC-PI-0080;3-单向阀 YXF-40A;4-油滤 YB-34B;5-缓冲阀 Z8-5591-900C;6-压力传感器 GY240-1;7-安全阀 YYF-2B;8-二位三通电磁阀 YDF-35;9-伺服阀 YBBA115, 210, C2IH4;10-液压马达 YM-30A

图 1 系统原理图

仿真系统原理如图 2 所示.



1-变量泵;2,4,5,7,8,9,11,12-硬管;3,10-软管;6-油滤;13-马达

图 2 仿真原理图

2 系统输入

液压回路与电路无论在结构上还是工作原理上都很相似,因此在进行液压系统研究时常将液压回路类比成电路来分析. 任何液压系统可简化成一等效原理图表示(图 3),泵源输出流量为脉动流量谐波的复域形式,通过系统各元件的传递矩阵计算出系统输入——脉动压力和流量. 表 1 为液压回路与电路阻抗类比表.

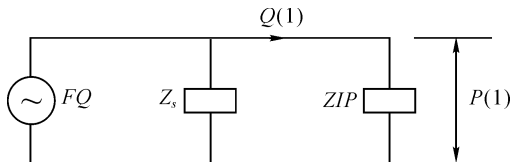


图 3 等效原理图

式中: FQ 为泵源输出流量; $P(1)$ 为系统输出脉动压力; $Q(1)$ 为系统输出脉动流量; Z_s 为泵内阻抗; Z_{IP} 为系统负载总阻抗.

表 1 液路与电路阻抗类比表

类型	内阻抗	总外阻抗
液路	由节流状态变化、泄漏、容腔效应引起流量脉动与泵出口压力脉动比值	由液阻、液感、液容引起
电路	由电阻、电感、电容引起	由电阻、电感、电容引起

2.1 泵源输出流量及内阻

2.1.1 泵源输出流量

变量泵 N 个柱塞瞬时流量^[1-3] 为

$$Q_t = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_i + \dots + Q_{N_0} =$$

$$AC\omega \sum \sin[\alpha + \varphi + (i-1)2\pi/N] = \begin{cases} AC\omega \cos(\alpha + \varphi - \pi/2N) / 2\sin(\pi/2N) \\ (0 \leq \alpha \leq \pi/N, N_0 = (N+1)/2) \\ AC\omega \cos(\alpha + \varphi - \pi/2N) / 2\sin(\pi/2N) \\ (\pi/N \leq \alpha \leq 2\pi/N, N_0 = (N-1)/2) \end{cases}$$

式中: A 为柱塞面积; N 为柱塞数; ω 为频率; $C = \sqrt{C_f^2 + C_c^2}$; $C_f = D_f \text{tg} \varphi / (2 \cos r)$; $C_c = D_f \text{tgr} / 2$; $\varphi = \text{tg}^{-1}(C_f / C_c)$; D_f 为柱塞腔圆心直径; φ 为斜盘固定角; r 为斜盘可控角.

经富氏变换后表示为

$$Q(t) = a / 2 + \sum a_n \cos(m\omega t) + \sum b_n \sin(m\omega t) \quad (a \text{ 为恒定流量})$$

若只取 m 次谐波, 即

$$Q_m(t) = a_n \cos(m\omega t) + b_n \sin(m\omega t) = C_n \sin(m\omega t + \varphi_n) = (b_n + ja_n) \sin(m\omega) = \text{AIMAG}(FQ_m \cdot e^{jm\omega t}) = FQ_m \sin(m\omega) \\ C_n = \sqrt{a_n^2 + b_n^2}, \varphi_n = \text{tg}^{-1}(a_n / b_n)$$

则有

$$FQ_m = b_n + ja_n$$

经推导

$$\begin{cases} a = 2/T \int_0^T Q(t) dt = (N\omega AR \text{tgr}) / \pi \\ a_n = 2/T \int_0^T Q(t) \cdot \cos(mN\omega t) dt = \\ \quad - (N\omega AR \cdot \text{tgr}) / 2\pi(N^2 m^2 - 1) \\ b_n = 2/T \int_0^T Q(t) \cdot \sin(mN\omega t) dt = 0 \end{cases}$$

式中: m 为谐波次数; R 为柱塞分度圆半径; T 为转动周期.

m 次谐波复域表达式为

$$FQ_m = b_n + ja_n = -j(N\omega AR \cdot \text{tgr}) / 2\pi(N^2 m^2 - 1) \\ \text{基谐波复域表达式为}$$

$$FQ = Q_s = b_n + ja_n = -j(N\omega AR \cdot \text{tgr}) / 2\pi(N^2 - 1) \\ 2.1.2 泵源内阻$$

在研究^[4] 的频率内泵源内阻有 $Z_s = -j\rho\alpha^2 / (v_s\omega)$ 解的形式(ρ 为流体密度; α 为流体音速; ω

为频率; v_s 为有效内部容积, 比泵实际容积大很多)。令任一转速 n 时源内阻为 Z_s 、中间转速 n_0 源内阻为 Z_0 , 则有

$$Z_s/Z_0 = \omega/\omega_0 = n_0/n$$

Z_0 可有实验获取, 应用克希霍夫定律有泵出口流量为

$$Q_s = \sum_{i=1}^n Q_{si} - \sum_{i=1}^n P/Z_i = Q_{s0} - P/Z_s = Q_{s0} - Q_{d0}$$

$$Z_s = 1/(\sum_{i=1}^n 1/Z_i)$$

其中: Q_{si} 为单柱塞恒流量; Q_{s0} 泵恒流量; Z_i 为单柱塞阻抗; Z_s 为泵阻抗; Q_{d0} 为泵内流量。

当泵出口压力(交流)为零时: $P = Q_{d0} Z_s = 0$, 因 $Z_s \neq 0$, 所以 $Q_{d0} = 0$, 可得: $Q_{s0} = Q_s$ 这时泵出口流量 Q_s 为泵的最大流量即等效恒流量源流量; 当外负载压力 $P \neq 0$ 时, 分流阻抗上的流量 Q_{d0} 为: $Q_{d0} = Q_{s0} - Q_s$; 则分流阻抗为: $Z_s = P/Q_{d0} = P/(Q_{s0} - Q_s)$ 。中间转速 n_0 时: $Z_0 = P/(Q_{s0} - Q_0)$; 任意转速时: $Z_s = -jPn_0/(Q_{s0} - Q_0)n$ (式中: Q_{s0} , Q_0 分别为转速 n_0 时泵恒流量、负载流量, 可由流量传感器通过实验获取, Q_{s0} 也可取自泵技术参数中给定的最大流量; Z_0 为转速 n_0 时泵内阻抗; P 为此工作状态下压力平均值)。

2.1.3 泵源输出流量及内阻数学模型

仿真系统具有底通滤波特性, 在此只考虑基波分量, 则变量泵数学模型为

$$\begin{cases} Q_s = -jN\omega AR \cdot \operatorname{tgr}/2\pi(N^2 - 1) \\ Z_s = -jPn_0/(Q_{s0} - Q_0)n \end{cases}$$

2.2 系统元件输入压力、流量及阻抗计算

2.2.1 系统元件阻抗计算

传递矩阵模型^[5] 为

$$\begin{bmatrix} Q(n+1) \\ P(n+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(j\omega\beta l/a) & -(\pi r_0^2/\beta a) \cdot \sin(j\omega\beta l/a) \\ (\beta a/\pi r_0^2) \cdot \sin(j\omega\beta l/a) & \cos(j\omega\beta l/a) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q(n) \\ P(n) \end{bmatrix}$$

式中: a 为音速; ρ 为密度; r_0 为管内径; l 为管长; β 为摩擦阻尼因子; ω 为频率。

(2) 油滤数学模型

$$\begin{bmatrix} Q(n+1) \\ P(n+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -Z_f & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q(n) \\ P(n) \end{bmatrix}$$

$$Z_f = (32\omega l/d^2 + k_1 j\omega\rho l)/A_1 A_2$$

式中: A_1 为滤网过流面积; A_2 为穿孔率; ν 为粘性系数; l 为毛细管长; d 为毛细管直径; k_1 为修正系数取 4/3。

(3) 伺服马达数学模型

马达数学模型可表示为

$$\begin{bmatrix} Q(n+1) \\ P(n+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -Z_A & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q(n) \\ P(n) \end{bmatrix}$$

$$\begin{cases} \begin{bmatrix} Q(I+1) \\ P(I+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G(1,1,I) & G(1,2,I) \\ G(2,1,I) & G(2,2,I) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q(I) \\ P(I) \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} P(I+1) \\ Q(I+1) \end{bmatrix} = \frac{[G(2,1,I)Q(I) + G(2,2,I)P(I)]}{[G(1,1,I)Q(I) + G(1,2,I)P(I)]} \\ Z(I) = P(I)/Q(I) \end{cases}$$

$$\text{则} \begin{cases} Z(I+1) = \frac{[G(2,1,I) + G(2,2,I)Z(I)]}{[G(1,1,I) + G(1,2,I)Z(I)]} \\ Z(1) = \frac{[G(2,1,I)Z(I+1) - G(2,1,I)]}{[G(2,2,I) - G(1,2,I)Z(I+1)]} \end{cases}$$

终端条件不同, $Z(1)$ 有不同的表达式:

(1) 闭口: $Z(1) = -G(1,1,I)/G(1,2,I)$ 。

(2) 开口: $Z(1) = -G(2,1,I)/G(2,2,I)$ 。

(3) 分叉: $1/Z(1) = 1/Z(I+1) + 1/Z(I+K)$ 。

令第一支路元件数 $K = n+1$, 第一支路最后一个元件 $n+I$, 第二支路第一个元件 $I+K$, 则系统总负载阻抗 ZIP 是从终端元件开始一直算到第一个元件止, 且令 $ZIP = Z(1)$ 。

2.2.2 系统元件输入压力、流量计算

$$\begin{cases} Q(1) = G(1,1,I-1)Q(I-1) + G(1,2,I-1)P(I-1) \\ P(1) = G(2,1,I-1)Q(I-1) + G(2,2,I-1)P(I-1) \end{cases}$$

分叉元件(令支路 1 元件数 K , 第一个元件 I , 最后一个元件 $I+K-1$, 支路 2 第一个元件 $I+K$) 为

$$\begin{cases} P(1) = P(I-1) = P(I+K) \\ Q(1) = P(1)/Z(1) \\ Q(I+K) = P(1)/Z(I+K) \end{cases}$$

系统元件输入压力、流量是从第一个元件开始一直算到终端。

2.2.3 系统元件传递矩阵计算

(1) 管路数学模型^[2]

$$Z_A = j\omega J/[D_m^2 - (V/4BULK)\omega^2 J + jC_\infty \omega J]$$

式中: D_m 为马达排量; J 为总转动惯量; C_∞ 为总泄漏系数; $BULK$ 为油液容积弹性模量; V 为总有效容积。

(4) 容积元件数学模型^[7]

$$\begin{bmatrix} Q(n+1) \\ P(n+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1/Z_v \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q(n) \\ P(n) \end{bmatrix}$$

$$Z_v = BULK/j\omega V \quad (V \text{ 为容积})$$

(5) 阀门元件数学模型

$$\begin{bmatrix} Q(n+1) \\ P(n+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -k & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q(n) \\ P(n) \end{bmatrix}$$

$$k = nP/Q$$

(节流时取 $n = 2$, 层流时取 $n = 1$)

溢流阀、蓄压器的数学模型可以通过理论推导获得,所研究系统无蓄压器,溢流阀常闭对系统无影响.开端元件数学模型; $Z = 0$;闭端元件数学模型; $Z = \infty$.

2.3 系统输入

理论计算得

$$FQ = Q_s = Q(1) = -0.0014 \times 10^{-9} \omega j$$

实验获取得

$$Z_s = -1424.83 j / \omega$$

3 程序设计

程序由主程序和子程序组成.根据仿真系统元件结构特点进行归类,将每类元件编写成子程序.主程序通过调用子程序来进行计算;主程序和子程序的数据交换采用二种形式:一是用子程序实参和形参对应,一是利用公用语句.对于一个被选择系统的压力、流量及泵速范围,可以计算脉动压力和流量及阻抗;能自动处理分叉,适用于任意复杂系统;能任意增减元件,通用性极强.主程序通过调用各元件子程序来计算每个元件的传递矩阵,然后根据传递矩阵中各元素值计算出各元件阻抗,进而计算各元件输入脉动流量和压力.程序设计框图见图 4.

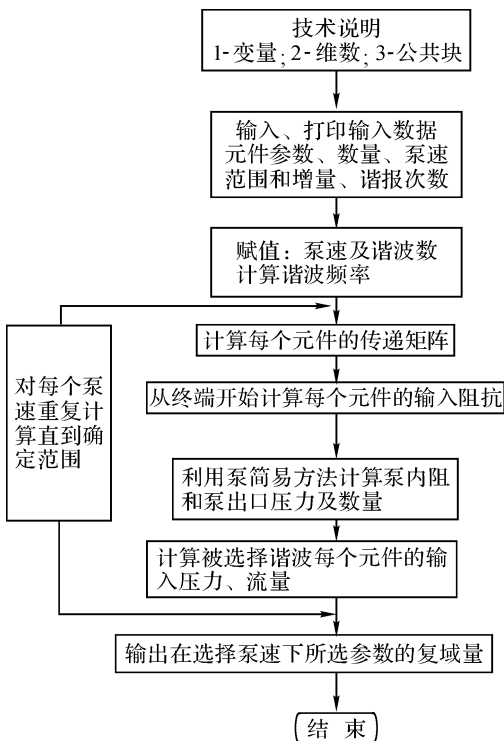


图 4 程序设计框图

4 仿真结果

对液压系统某一典型状态——收起状态进行仿真,仿真压力幅频特性曲线见图 5~17.图 5~16 分别表示图 2 示意 1~12 元件出口处脉动压力幅频特性曲线,图 17 表示图 2 示意的元件 13-马达进口处脉动压力幅频特性曲线.试验数据见表 2.

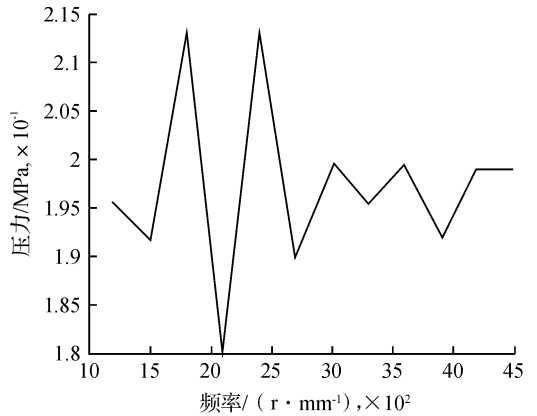


图 5 元件 1 幅频特性曲线

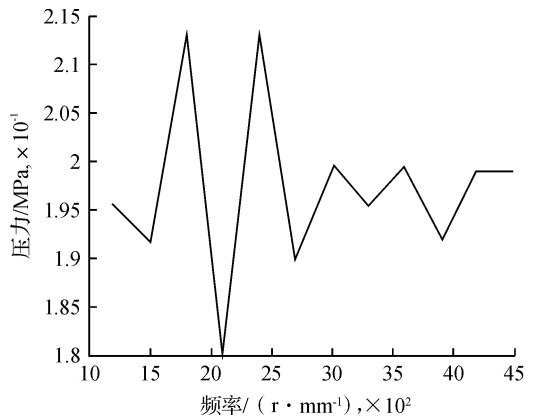


图 6 元件 2 幅频特性曲线

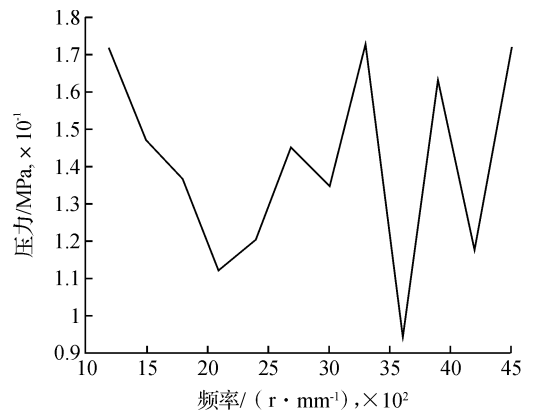


图 7 元件 3 幅频特性曲线

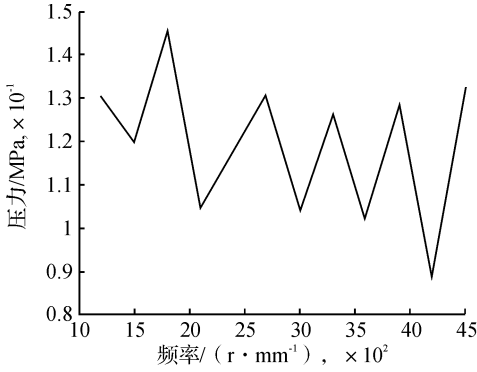


图 8 元件 4 幅频特性曲线

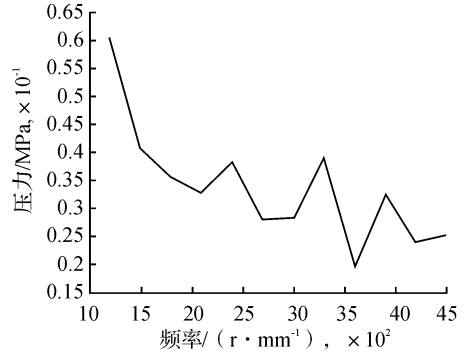


图 12 元件 8 幅频特性曲线

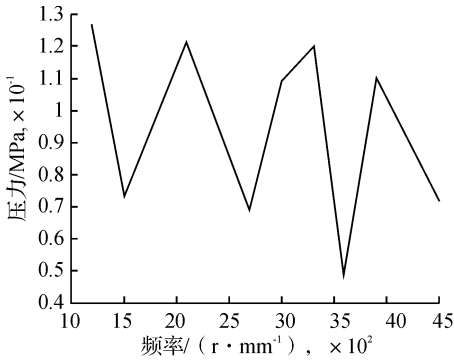


图 9 元件 5 幅频特性曲线

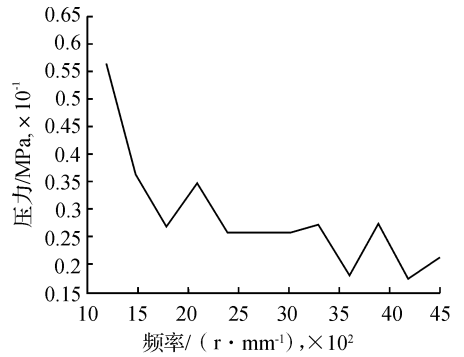


图 13 元件 9 幅频特性曲线

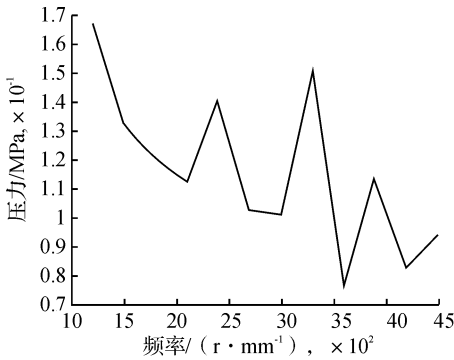


图 10 元件 6 幅频特性曲线

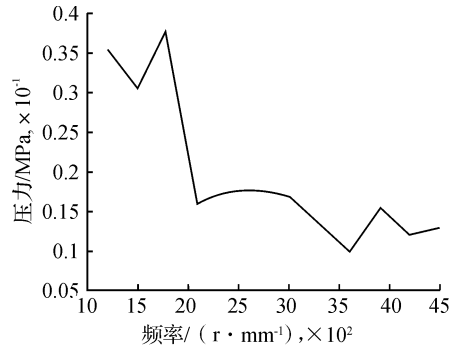


图 14 元件 10 幅频特性曲线

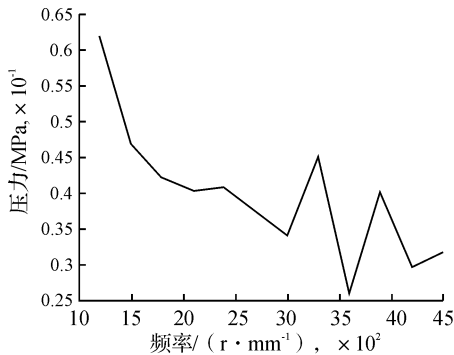


图 11 元件 7 幅频特性曲线

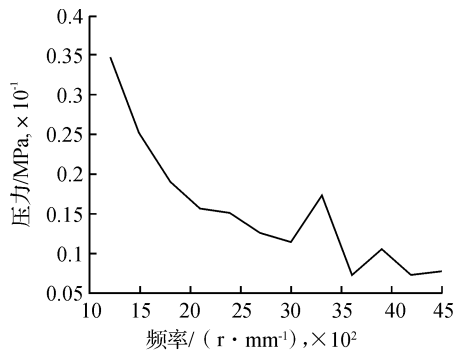


图 15 元件 11 幅频特性曲线

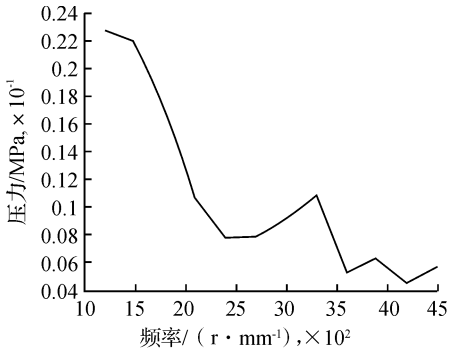


图 16 元件 12 幅频特性曲线

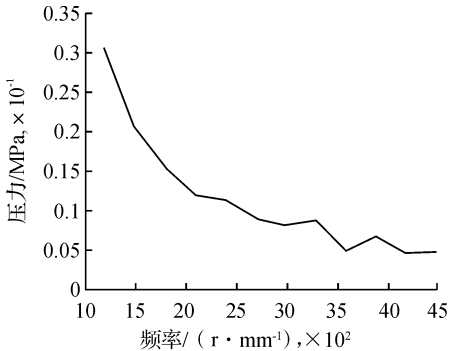


图 17 元件 13 幅频特性曲线

表 2 试验数据¹⁾ MPa

泵出口	油滤出口	马达进口
0.2	0.035	0.1

注:1)试验工作压力为 16.5 MPa,转速为 4 500 r/min

5 结 论

比较仿真结果图 5~17,试验数据表 2,可以得出如下结论:

(1) 泵出口处的脉动压力幅值最大,马达处的脉动压力幅值最小,软管后的脉动压力幅值比泵出口处的脉动压力幅值下降了约 15%,油滤后的脉动压力幅值只有泵出口处的 0.25%。转速为 3 400 r/min 对应的频率为 510 Hz 时,泵出口处的脉动压力幅值最大为 0.213 MPa,为系统额定压力 17.5 MPa 的 1.3%,系统脉动压力幅值远没达到系统额定压力

17.5 MPa 的 10%,且在整个转速范围内系统无谐振点,因此仿真说明系统布局、元件和管路尺寸选择是合理的,符合技术要求的。该液压系统匹配性能良好。

(2) 在收起状态试验测取泵出口、油滤出口、马达进口处的脉动压力分别为 0.2 MPa,0.035 MPa,0.1 MPa。而仿真结果显示泵出口、油滤出口、马达进口处的脉动压力分别为 0.213 MPa,0.031 MPa,0.004 MPa。泵出口、油滤出口处仿真与试验结果相一致;而马达进口处的脉动压力差距较大,原因是在建立马达数学模型时简单地看作一般阻抗元件。事实上,马达不仅是个阻抗元件而且更是个脉动源,因为马达和泵有相似的结构,但如何正确评价马达的脉动源作用目前还有待于学者们的进一步研究。根据液压传输理论,液压脉动最严重区域为泵源之后一个波长的范围内,而泵至油滤这一区段正是我们最关心的区域。仿真结果证实在这一区段与试验结果非常吻合,这说明本计算液压脉动方法的正确性。

(3) 脉动压力受转速的影响较大,工作压力对泵源内阻抗和输出流量也产生影响;在设计液压系统时,应使其固有频率尽量避开激振能量较大的区域。本方法简单方便,也完全适用其他泵,有一定的通用性。

参考文献:

- [1] 吴望一. 流体力学[M]. 北京:北京大学出版社,2004.
- [2] 张克危. 流体机械原理[M]. 北京:机械工业出版社,2001.
- [3] 李培滋,王占林. 飞机液压传动与伺服控制[M]. 北京:航空工业出版社,1989.
- [4] 王文杰. 频域内柱塞泵模型分析[J]. 北京:北京航空航天大学学报,1996,22(4):210-213.
- [5] 王占林. 飞机高压液压能源系统[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2004.
- [6] 潘陆原. 高压液压系统研究[D]. 北京:北京航空航天大学自动控制系,2000.
- [7] 焦宗夏. 飞机液压能源管路系统的振动特性分析[J]. 北京:北京航空航天大学学报,1997,23(6):139-143.

(责任编辑:刘 岩)