

文章编号: 1000-6893(2003)05-0395-05

飞机液压系统压力脉冲试验波形控制

袁朝辉, 滕炯华

(西北工业大学 自动控制系, 陕西 西安 710072)

Controlled Pressure Pulses for Testing Hydraulic Pipes and Components of Aircrafts

YUAN Zhao-hui, TENG Jiong-hua

(Department of Automatic Control, Northwest Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

摘要: 介绍了一种用于航空液压系统管路与元件压力脉冲试验的设备,建立了试验系统的压力瞬态模型,分析了影响脉冲波形的因素,给出了梯形波和水锤波的控制方法。对于梯形波可采用实际波形跟踪理想输入波形的闭环控制方式,对于水锤波则需要利用水锤现象,并自动调节比例节流阀来控制波形的峰值、斜率等特征参数,以满足规范要求。论文给出了仿真和试验结果。

关键词: 液压控制; 压力瞬态; 脉冲试验; 特征线法; 管路; 元件

中图分类号: TP271 **文献标识码:** A

Abstract: A hydraulic pressure pulse equipment that can generate water hammer and trapezium-shaped wave for testing hydraulic pipes and components of aircrafts is introduced. The mathematical models of the pressure transient state of the pipes and components, such as the accumulator, the proportion valve, the supercharger etc., have been developed and used to analyse the factors that affect the pulse parameters. The control method of the trapezium-shaped wave and the water hammer wave is also discussed. The closed-loop control to trail ideal waveform with actual pressure can be used to produce trapezium-shaped wave. By making use of water hammer phenomenon and regulating the proportion valves automatically, water hammer waves can be produced, and the feature parameters of the waveform, such as the slope and the peak value etc., can be controlled. The simulation and test results are presented.

Key words: hydraulic control; pressure transient; reliability test; method of characteristics; pipe; component

液压系统工作时,如果瞬时流速变化较大,会产生强烈的压力冲击,压力冲击可以导致系统管路断裂、元件失效^[1,2]。为了降低液压冲击的影响,一方面降低系统内压力冲击,另一方面则是提高管路及元件的抗液压冲击能力。管路和元件的抗液压冲击性能是通过液压脉冲试验体现的,尤其是对航空液压元件,都有严格的脉冲试验规范,如 SAE ARP603 (E, F), GB2837, GB3849 等。液压脉冲设备用于产生符合规范要求的试验用脉冲波形,依据目前飞机液压系统管路和元件脉冲试验的要求,脉冲波形主要是梯形波和水锤波。在为多个型号飞机液压系统元件与管路研制脉冲设备的基础上,本文将两种波形脉冲设备结合起来,研制了一种可以实现水锤波和梯形波等波形的通用液压脉冲设备。

图 1 为液压脉冲设备原理图,图 2 为脉冲设备液压系统实物照片。

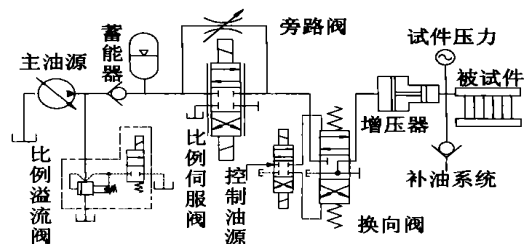


图 1 液压脉冲设备原理图

Fig. 1 Diagram of hydraulic pulse equipment



图 2 液压脉冲设备液压系统

Fig. 2 Photo of hydraulic system

液压脉冲设备主要由主油源、控制油源、补油系统、比例溢流阀、蓄能器、比例节流阀、旁路阀、电液换向阀、增压器以及被试件组成。比例溢流阀用于调节试验的额定压力,蓄能器用于补充瞬时流量,比例节流阀和旁路阀用于调节波形的峰值、上升斜率等。在产生水锤波时,换向阀的突然开启引起压力冲击,同时实现压力脉冲的占空比调节。控制油源用于保证在低压试验时电液换向阀的开启速度,补油系统主要用于补充试验段的泄漏。增压器小端至被试件部分称为试验段,按规范要求试件压力监测点应尽量靠近被试件前端。控制系统由工控机、标准接口卡和调理电路组成等。

1 系统模型

1.1 管路瞬态模型

管路一维非恒定流动方程^[3,4]为

$$\left. \begin{aligned} L_1 &= \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} + f(x, t) = 0 \\ L_2 &= \frac{\partial p}{\partial t} + c^2 \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

令 $L = L_1 + L_2$, 并取 $\pm = \pm 1/c$, 可得

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{c} \frac{dp}{dt} + \frac{dv}{dt} + f(x, t) &= 0 \\ -\frac{1}{c} \frac{dp}{dt} + \frac{dv}{dt} + f(x, t) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

式中: $f(x, t) = f_s(x, t) + f_d(x, t)$, $f_s(x, t)$ 为静态摩阻函数, $f_d(x, t)$ 为动态摩阻函数。取

$$Re = \frac{vd}{\mu}$$

$$Re < 2000 \text{ 时}, f_s(x, t) = \frac{8\mu}{r^2} v$$

$$2000 < Re < 10^5 \text{ 时}, f_s(x, t) = \frac{0.3164}{2 Re^{0.25}} d^v / v$$

$$10^5 < Re < 3 \times 10^6 \text{ 时}, f_s(x, t) = (0.0032 + 0.221 Re^{-0.237}) \frac{1}{2d} v / v$$

对于动态摩阻函数,采用 Trikha 公式,有

$$f_d(x, t) = \frac{4\mu}{r^2} (Y_1(t) + Y_2(t) + Y_3(t))$$

$$Y_1(t) = Y_1(t - t) e^{-8000 \mu / r^2} +$$

$$40 [v(t) - v(t - t)]$$

$$Y_2(t) = Y_2(t - t) e^{-200 \mu / r^2} +$$

$$8.1 [v(t) - v(t - t)]$$

$$Y_3(t) = Y_3(t - t) e^{-26.4 \mu / r^2} +$$

$$[v(t) - v(t - t)]$$

对方程(2),用数值法求解^[4],将管路等分为 $N - 1$ 份,时间步长 $t, t = k t, k$ 为正整数。对于管路中第 j 个节点,可得

$$\left. \begin{aligned} C^+ : p_j(t) - C_L + Z_s Q_j(t) &= 0 \\ C^- : p_j(t) - C_R - Z_s Q_j(t) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$$C_L = p_{j-1}(t - t) + \frac{c}{A} Q_{j-1}(t - t) -$$

$$f_{s(j-1)}(x, t - t) c t - D_1 + \frac{D_2}{A} Q_j(t - t)$$

$$C_R = p_{j+1}(t - t) - \frac{c}{A} Q_{j+1}(t - t) +$$

$$f_{s(j+1)}(x, t - t) c t + D_1 - \frac{D_2}{A} Q_j(t - t)$$

$$Z_s = \frac{c}{A} + \frac{D_2}{A}$$

$$D_1 = \frac{4\mu}{r^2} c t [Y_1(t - t) e^{-8000 \mu / r^2} +$$

$$Y_2(t - t) e^{-200 \mu / r^2} +$$

$$Y_3(t - t) e^{-26.4 \mu / r^2}]$$

$$D_2 = 196.4 \frac{c t \mu}{r^2}$$

式中: p, Q 为管路横截面上的平均压力和流量; ρ 为油液密度; x 为沿管路轴线的距离; v 为断面平均流速; c 为管路中冲击波传播速度; r, d 为管路内径和通径; A 为管路横截面积; μ 为流体的运动粘度。

脉冲设备的主连接管路有 4 段,记为 $i (i = 1, \dots, 4)$,按顺序分别置于蓄能器、比例节流阀、电液换向阀、增压器和被试件之间。设 N_i 为管路 i 的节点数, $j - 1, j, j + 1$ 为管路节点,则

$$\left. \begin{aligned} p_{i,j}(t) &= \frac{C_{Li} + C_{Ri}}{2} \\ Q_{i,j}(t) &= \frac{C_{Li} - C_{Ri}}{2 Z_{si}} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

其中: $i = 1, \dots, 4; j = 1, \dots, N_i;$

$$C_{Li} = p_{i,j-1}(t - t) + \frac{c}{A_i} Q_{i,j-1}(t - t) -$$

$$f_{s(i,j-1)}(x, t - t) c t - D_{1i} +$$

$$\frac{D_{2i}}{A_i} Q_{i,j}(t - t)$$

$$C_{Ri} = p_{i,j+1}(t - t) - \frac{c}{A_i} Q_{i,j+1}(t - t) +$$

$$f_{s(i,j+1)}(x, t - t) c t + D_{1i} -$$

$$\frac{D_{2i}}{A_i} Q_{i,j}(t - t)$$

按上述方程,四段管路边界有 16 个未知数,但只有 8 个方程,所以还需依据连接元件的特性确定出其他的边界补充方程。

1.2 蓄能器

蓄能器出口右端即管路 1 始端,出口左端为单向阀,忽略出口连接管路损失等,可得

$$p_{1,1}(t) V_x(t)^n = p_0 V_{x0}^n$$

$$V_x(t) = V_x(t - t) + t \frac{Q_x(t - t) + Q_x(t)}{2}$$

$$\begin{cases} Q_{1,1}(t) = Q_x(t) + Q_s, & p_{1,1}(t) < p_s \\ Q_{1,1}(t) = Q_x(t), & p_{1,1}(t) \geq p_s \end{cases}$$

联立求解,可得

$$Q_{1,1}(t) = \frac{[\sqrt{(0.5 t C_{R1} - Z_{s1} V)^2 + 2 t Z_{s1} p_0 V_0} - (Z_{s1} V_1 + 0.5 t C_{R1})] / (t Z_{s1})}{V_1 = V_x(t - t) + 0.5 t [Q_x(t - t) - Q_s]}$$

式中: p_0 初始充气压力; V_{x0} 蓄能器容积; V_x 当前气体容积; Q_x 蓄能器输出流量; $n = 1$; p_s, Q_s 油源压力与流量。

1.3 比例节流阀

比例节流阀前端压力和流量为 $p_{1,N1}, Q_{1,N1}$; 后端压力和流量为 $p_{2,1}, Q_{2,1}$ 。

$$\begin{cases} p_{1,N1} = C_{L1} - Z_{s1} Q_{1,N1} \\ p_{2,1} = C_{R2} + Z_{s2} Q_{2,1} \end{cases}$$

记 $S_{p1} = \text{sign}(p_{1,N1} - p_{2,1})$, 有

$$Q_{2,1} = Q_{1,N1} = \frac{Q_0(1 + \alpha)}{\sqrt{p_{01}}} \cdot \sqrt{|p_{1,N1} - p_{2,1}| / S_{p1}}$$

联立求解,可得

$$Q_{2,1} = \frac{S_{p1}}{2} \cdot [\sqrt{k_1^4 (Z_{s1} + Z_{s2})^2 - 4k^2 (C_{R2} - C_{L1}) S_{p1}} - k_1^2 (Z_{s1} + Z_{s2})]$$

式中: $k_1 = Q_{01} (1 + \alpha) / \sqrt{p_{01}}$; α 为比例节流阀相对开口, $\alpha = i / (T_{s1} s + 1)$; i 为归一化的控制电流; T_{s1} 为比例节流阀时间常数; Q_{01} 为 $\alpha = 1$ 时,压差为 p_{01} 时的阀流量; α 为折算的旁路阀相对开口。

1.4 电液换向阀

当电液换向阀接通后,有

$$\begin{cases} p_{2,N2} = C_{L2} - Z_{s2} Q_{2,N2} \\ p_{3,1} = C_{R3} + Z_{s3} Q_{3,1} \end{cases}$$

记 $S_{p2} = \text{sign}(p_{2,N2} - p_{3,1})$, 有

$$Q_{3,1} = Q_{2,N2} = \frac{Q_{02}}{\sqrt{p_{02}}} \cdot \sqrt{|p_{2,N2} - p_{3,1}| / S_{p2}}$$

联立求解,可得

$$Q_{3,1} = \frac{S_{p2}}{2} \cdot [\sqrt{k_2^4 (Z_{s2} + Z_{s3})^2 - 4k^2 (C_{R3} - C_{L2}) S_{p2}} - k_2^2 (Z_{s2} + Z_{s3})]$$

式中: $k_2 = Q_{02} / \sqrt{p_{02}}$; $\alpha = u / (T_{s2} s + 1)$; u 为单位阶跃输入; T_{s2} 为换向阀时间常数; Q_{02} 为压差 p_{02} 时的换向阀最大流量。

1.5 增压器

$$\begin{cases} p_{3,N3} = C_{L3} - Z_{s3} Q_{3,N3} \\ p_{4,1} = C_{R4} + Z_{s4} Q_{4,1} \end{cases}$$

$$p_{3,N3} S_1 - p_{4,1} S_2 = \frac{M_t}{S_1} \frac{dQ_{3,N3}}{dt} + \frac{B_t}{S_1} Q_{3,N3} + \text{sign}(Q_{3,N3}) F$$

又

$$\frac{dQ_{3,N3}}{dt} = \frac{Q_{3,N3}(t) - Q_{3,N3}(t - t)}{t}$$

$$Q_{4,1}(t) = \frac{S_2}{S_1} Q_{3,N3}(t)$$

联立求解,可得

$$Q_{3,N3}(t) = \frac{C_{L3} S_1 - C_{R4} S_2 + \frac{M_t Q_{3,N3}(t - t)}{t S_1} - \text{sign}(Q_{3,N3}(t - t)) F}{\frac{M_t}{t S_1} + \frac{B_t}{S_1} + \frac{Z_{s4} S_2^2}{S_1} + Z_{s3} S_1}$$

式中: S_1, S_2 为增压器活塞大小端作用面积; M_t, B_t, F 为活塞质量、阻尼和摩擦力。

1.6 被试件

$$\begin{cases} p_{4,N4} = C_{L4} - Z_{s4} Q_{4,N4} \\ Q_{4,N4} = \frac{V_t}{E_y} \frac{dp_{4,N4}}{dt} \end{cases}$$

联立求解,可得

$$Q_{4,N4}(t) = \frac{C_{L4} - p_{4,N4}(t - t)}{(E_y t) / V_t + Z_{s4}}$$

式中: E_y 为考虑油液弹性模量和管材变形的等效值; V_t 为被试件容积。

2 脉冲控制仿真与试验

2.1 参数

$\mu = 10\text{cst}, c = 1095\text{m/s}, V_{x0} = 16 \times 10^{-3}\text{m}^3,$
 $d_1 = d_2 = d_3 = 0.028\text{m}, \rho = 833.85\text{kg/m}^3,$
 $E_y = 2.435 \times 10^8\text{Pa}, S_1 = 0.0226\text{m}^2, S_2 =$
 $0.0113\text{m}^2, F = 4000\text{N}, M_t = 0.6\text{kg}, B_t =$
 $1000\text{N} \cdot \text{s/m}, p_s = 14\text{MPa}, T_{s1} = 5.3 \times 10^{-3}\text{s/rad},$
 $T_{s2} = 0.016\text{s/rad}.$

2.2 梯形波

梯形波控制参数主要有上升斜率、高压和低压值等。梯形波采用闭环跟踪的控制方式,即以试件压力跟踪一输入波形。由于不同的被试件其容积和弹性模量不同,试验系统的动态特性不同,实际波形一般是不相同的,控制系统计算出上一个实际梯形波的特征参数,调节输入波形参数使得实际的梯形波位于规范规定的阴影区范围内。

设输入波形为 $p(t)$, 其离散化形式为

$$p_k = \begin{cases} P_l, & k = 0 \\ p_{k-1}(1 - q_1) + P_h q_1, & 0 < k < t_m / T_s \\ p_{k-1}(1 - q_2) + P_l q_2, & t_m / T_s \leq k < T / T_s \end{cases}$$

式中: T_s 为采样周期; P_l, P_h, q_1, q_2, t_m 为输入波形的可调特征参数; P_l, P_h 对应实际波形低压和高压值; q_1 对应实际波形的上升斜率; q_2 和 t_m 对应梯形波的下降段。规范中对波形的要求是以阴影区范围的形式给出的,对不同的试验件也不可能要求波形一致,但几个特征参数的期望值是可以给定的,如波形参数的高压、低压的额定值可由试验规范给出。每个输入波形特征参数的调节方法略有差异。例如上升斜率的控制,先计算实际波形的上升斜率,取上升段 10% 至 90% 之间的实测数据, $(t_i, \hat{p}_i), i = n_1, \dots, n_2$ 则上升斜率为

$$S = \frac{\sum_{i=n_1}^{n_2} t_i \hat{p}_i - \sum_{i=n_1}^{n_2} t_i \bar{p}_i}{\sum_{i=n_1}^{n_2} t_i^2 - (\sum_{i=n_1}^{n_2} t_i)^2}$$

设 \bar{e} 为标度变换后的期望斜率与实际上升斜率之差,则通过 $q_1 = q_1(1 + \bar{e}), \forall |e| > q_{\min} < q_1 < q_{\max}$ 来调整实际上升斜率。

图 3 为梯形波试验结果,控制时换向阀始终接通,旁路关闭。图中曲线 1 高压为 42MPa, 低压值为 0, 频率为 1Hz, 上升斜率 520MPa/s; 曲线

2 高压为 32MPa, 低压值为 10MPa, 频率为 5Hz。

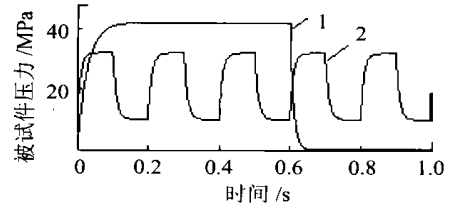


图 3 梯形波试验结果

Fig. 3 Test results of trapezoidal wave

2.3 水锤波

水锤波的振荡频率在 30Hz 左右,上升斜率远比梯形波大,在上升阶段瞬时流量大,可达 1000L/min,即使采用动态性能好的伺服阀也不可能实现水锤波波形的点点跟踪控制,只能利用水锤现象来产生水锤波。在系统机械结构确定后,水锤波的控制过程为:(1) 计算上一个水锤波的特征参数,如峰值、斜率、额定压力等,判定波形是否在规范规定的阴影区范围内;(2) 调节主油源压力、比例节流阀的开口、比例换向阀的动态特性等,以保证波形满足规范要求。影响脉冲波形的因素较多,在脉冲设备设计时必须进行仿真分析以确定结构有关的参数,如蓄能器、调节阀等关键元件选型、主要管路尺寸等。

图 4 和图 5 为管路 4 取不同长度和通径时试件压力的仿真结果,仿真时初始时刻管路 1 和管路 2 内各点的压力等于 p_s , 流量为 0, 管路 3 和管路 4 内各点的压力和流量为 0, 被试件为 6 根软管,长 686mm, 通径 10mm。图 4 表明,在一定范围内增加 L_4 的长度不会使峰值降低,但使得振荡周期明显加大,衰减变慢,谐振点增多,波形不光滑。图 5 表明,通径大使得峰值变小,波形不光滑。

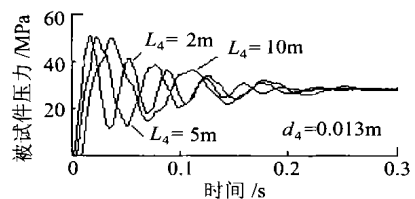


图 4 管路 4 取不同长度的仿真结果

Fig. 4 Simulation results of different pipe lengths

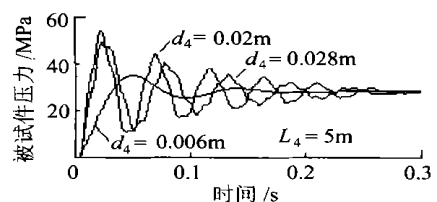


图 5 管路 4 取不同通径的仿真结果

Fig. 5 Simulation results of different pipe diameters

滑,在一定范围内减小管径可以增加超调量,但通过过小则会降低峰值。

图6为不同被试件的水锤波试验结果,试验时被试件均为6根软管,额定压力为28MPa。图6中,曲线1对应软管为口径18mm,长940mm,其超调为49.6%,上升斜率为1861MPa/s;曲线2对应软管为口径4mm,长457mm,其超调为49.2%,上升斜率为2050MPa/s;曲线3对应软管为口径10mm,长686mm,其超调为49.9%,上升斜率为1842MPa/s。图7为6根口径18mm软管的连续试验中第10次、第2000次、第19000次的试验结果,可以看出采用给出的水锤波控制方法,在不同被试对象以及连续试验过程中均可以保证脉冲波形满足规范要求。

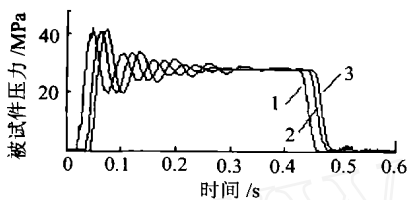


图6 不同被试件的试验结果

Fig. 6 Test results of different soft pipes

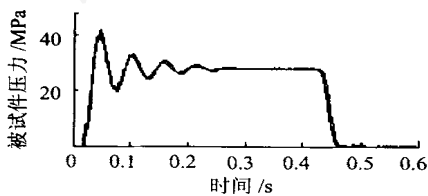


图7 同一被试件的连续试验结果

Fig. 7 Results of continuous test

3 结论

(1) 压力脉冲试验的水锤波和梯形波可以用一台设备来产生,两种波形的控制方法不同。对于梯形波采用实际波形跟踪输入波形的控制方式,对于水锤波则需要利用水锤现象,并自动调节比例节流阀来控制波形的峰值、斜率等特征参数,以满足规范要求。

(2) 影响脉冲波形的因素很多(如管长、口径、蓄能器容积、充气压力、油温等等),不可能完全依靠试验来确定各因素的影响。通过建立脉冲设备的瞬态模型,则可以通过仿真来分析各种因素的影响,为脉冲设备的研制提供理论依据。

参 考 文 献

- [1] Lee J S, Lee K B, Lee C G. An experimental study on the control of pressure transients using an orifice[J]. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2001(78): 337 - 341.
- [2] Kameswara Rao C V, Eswaran K. Pressure transients in incompressible fluid pipeline networks[J]. Nuclear Engineering and Design. 1999(188): 1 - 11.
- [3] Izquierdo J, Iglesias P L. Mathematical modeling of hydraulic transients in simple systems[J]. Mathematical and Computer Modeling, 2002(35): 801 - 812.
- [4] Wang K H, Shen Q, Zhang B X. Modeling propagation of pressure surges with the formation of an air pocket in pipelines [J]. Computers and Fluids, 2003(32): 1179 - 1194.
- [5] 付卫东,袁修干,梅志光. 管路系统通过调节阀控制气体流动的动态数学模型建立[J]. 航空学报, 1999, 20(6): 532 - 534.
(Fu W D, Yuan X G, Mei Z G. Establishment of dynamic mathematical model of compressible gas flowing in pipelines system by the control of adjusting valve[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 1999, 20(6): 532 - 534.)

作者简介:



袁朝辉(1964-) 男,安徽舒城人,副教授,在职博士生。主要从事液压伺服控制方面的教学与研究。电话:13002993198;邮件:yuanzh@nwpu.edu.cn



滕炯华(1962-) 女,北京市人,博士,主要从事检测技术与模式识别方面的研究工作,现为同济大学博士后。电话:02165980860;邮件:teng908@sina.com

(责任编辑:吴小勇)