

DOI: 10.3901/JME.2014.24.179

基于流量近似的阀控液压缸动力机构建模*

柏艳红^{1,2} 权 龙² 郝小星² 李 晖¹

(1. 太原科技大学电子信息工程学院 太原 030024;

2. 太原理工大学新型传感器与智能控制教育部与山西省重点实验室 太原 030024)

摘要: 由于非对称缸两腔的非对称性,采用与对称缸类似的方法建立其工作点线性模型时,需要对两腔压力微分做更多的近似处理,模型误差较大。在液压缸负载流量线性方程推导过程中,提出采用对两腔流量进行近似处理的方法,得到适用于不同活塞位置的阀控非对称缸统一模型;应用于对称缸,所得结果与采用传统方法得到的相同,表明所得非对称缸模型误差较小。将零位附近负重叠区内伺服阀中液压油通流状态看作液压缸正反向运行时的两种通流状态共存,得出零位附近的流量增益和流量-压力系数计算公式。不同活塞位置、不同阀芯位移等多个工作点仿真测取的模型参数与理论计算结果相差很小,不同工作点的闭环控制试验曲线与基于理论计算模型的仿真曲线一致,表明所得阀控缸模型误差小。

关键词: 阀控非对称缸; 线性模型; 负载流量方程; 流量近似

中图分类号: TH137

Modeling of Hydraulic Valve-controlled Cylinder Power Mechanism Based on Flow Approximation

BAI Yanhong^{1,2} QUAN Long² HAO Xiaoxing² LI Hui¹

(1. School of Electronics Information Engineering,

Taiyuan University of Science and Technology, Taiyuan 030024;

2. Key Laboratory of Advanced Transducers and Intelligent Control System of Ministry of Education and Shanxi Province, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024)

Abstract: Because of the asymmetry characteristics of asymmetric cylinders, more approximate treatments for differential of the pressure in two chambers are needed when deducing its local linear models around working points when adapting the same method with that usually used for symmetrical cylinders, which leads to larger model error. Approximate treatments for two chambers flow are introduced to get the linear equation of load flow, by which a unified model suitable for different piston locations is obtained. Symmetric cylinder model derived by this method is identical with that obtained by traditional method, which further implies that the established model has smaller error. Flow gain and flow-pressure coefficient formulas at center position of servo valves are deduced by regarding the complicated oil flowing state as coexistence of two flowing states responding to two moving directions of cylinders outside the overlap area of servo valves. At different working points with different piston locations and different valve spool positions, the difference between model parameters obtained by simulations and theoretical results calculated by the proposed formulas are much small. Response curves in closed loop control experiments are consistent with those in simulations based on theoretical models at different working points. The above results show that the proposed valve-controlled asymmetric cylinder model has smaller error.

Key words: valve-controlled asymmetric cylinder; linear model; load flow equation; flow approximation

0 前言

非对称液压缸具有占用空间小、制造简单、成本低等优点,在液压系统中被广泛采用。建立阀控非对称缸机构的准确线性化数学模型,是分析阀控

缸伺服控制系统特性以及设计高性能的控制策略的基础。刘长年^[1-2]在两种负载压力定义方式下分别建立了阀控非对称缸的线性化数学模型,模型均为由积分环节和二阶振荡环节构成的三阶模型,参数计算公式虽然形式上截然不同,但实例计算结果是等价的。

教材中通用的阀控对称缸模型为由积分环节和二阶振荡环节构成,但该模型推导过程仅考虑了

* 国家自然科学基金(51075291)和山西省回国留学人员科研(2012-076)资助项目。20140212 收到初稿,20141003 收到修改稿

活塞在中位的情况^[3-4]。文献[4]利用液压弹簧的概念得出了对称缸活塞不同位置系统的自然振荡频率计算公式,根据该公式,活塞中位处自然振荡频率最小。

本文作者根据文献[1-2]的非对称缸模型得到对称缸模型,发现其自然振荡频率与活塞位置无关。显然,不符合上述对称缸的特性。对特例的不适用说明该模型存在较大误差。

后期对阀控非对称缸模型的研究大多采用与文献[1-2]类似的推导过程,只是负载流量和负载压力的定义形式不同^[5-9],所得模型依然存在不符合对称缸的情况,模型误差较大。这些文献在液压缸负载流量线性方程推导过程中,均采用了对两腔的压力微分进行近似处理的方法。文献[10]采用类似文献[4]方法,推导了非对称缸的液压弹簧刚度公式,但仅根据该公式得出刚度最小值对应的活塞位置,得出了该位置处的数学模型,没有给出任意位置的统一模型。

总之,目前研究文献中没有适用于对称缸特例的、误差较小的阀控非对称缸的线性化模型。

本文采用一种新的液压缸负载流量方程线性化方法,建立适用于对称缸和非对称缸的阀控缸机构统一模型,通过对对称缸特例的分析、基于AMESim的仿真、以及试验研究验证模型的准确性。

1 阀控缸机构非线性模型

图1为阀控缸动力机构结构示意图。图1中, A 、 V 、 p 和 q 分别表示液压缸两腔活塞有效面积、容积、压力和流量,下标1和2用来区别两腔的物理量; x_p 表示活塞位移; F_L 为外力负载; x_v 为伺服阀阀芯位移; p_s 为油源压力, p_r 为回油压力。规定:液压缸活塞位移原点在液压缸的左端位,向右运行为正方向;腔1充油流量为正,排油流量为负;腔2排油流量为正,充油流量为负。

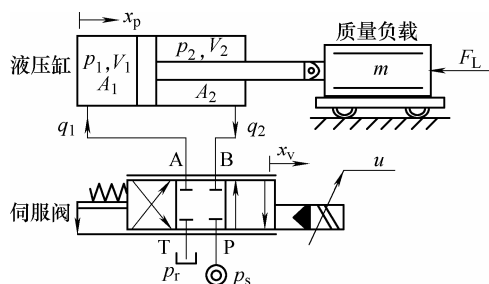


图1 阀控缸动力机构示意图

本文分析以伺服阀阀芯位移为输入、以液压缸活塞位移为输出的阀控缸系统数学模型,假设如下。

(1) 阀与缸的连接管道对称且短而粗,管道中的压力损失和管道的动态可以忽略。

(2) 液压缸同一容腔内压力处处相等,油温和体积模量为常数。

(3) 液压缸内、外泄漏均为层流流动。

(4) 供油压力 p_s 恒定,回油压力 p_r 为零。

(5) 伺服阀为零开口四边滑阀,四个节流窗口是匹配和对称的,节流阀口为矩形。

1.1 液压缸运动方程

不考虑弹性负载时,活塞运动方程为

$$A_1 p_1 - A_2 p_2 = m \ddot{x}_p + c \dot{x}_p + F_L \quad (1)$$

式中 m ——负载质量;

c ——黏性阻尼系数;

F_L ——外力负载。

1.2 液压缸两腔流量方程和压力微分方程

液压缸两腔流量连续方程为

$$\begin{cases} q_1 = \dot{V}_1 + C_i(p_1 - p_2) + V_1 \dot{p}_1 / \beta_e + C_o p_1 \\ q_2 = -\dot{V}_2 + C_i(p_1 - p_2) - V_2 \dot{p}_2 / \beta_e - C_o p_2 \end{cases} \quad (2)$$

以活塞初始位置为坐标原点,则液压缸两腔容积 V_1 和 V_2 表示为

$$\begin{cases} V_1 = V_{10} + A_1 x_p \\ V_2 = V_{20} - A_2 x_p \end{cases} \quad (3)$$

将式(3)代入式(2),整理得两腔压力微分方程

$$\begin{cases} \dot{p}_1 = \beta_e [q_1 - A_1 \dot{x}_p - C_i(p_1 - p_2) - C_o p_1] / V_1 \\ \dot{p}_2 = \beta_e [-q_2 + A_2 \dot{x}_p + C_i(p_1 - p_2) - C_o p_2] / V_2 \end{cases} \quad (4)$$

式中 C_i ——液压缸内部泄漏系数;

C_o ——液压缸外部泄漏系数;

β_e ——液压油的体积模量;

V_{10} , V_{20} ——液压缸两腔初始体积,包括液压缸两腔与行程无关的死区容积;

V_1 , V_2 ——液压缸两腔容积。

1.3 伺服阀流量方程

对于理想零开口伺服阀,流量公式为

$$\begin{cases} q_1 = C_d w x_v \sqrt{[p_s + x_v(p_s - 2p_1)] / x_v} / \rho \\ q_2 = C_d w x_v \sqrt{[p_s + x_v(2p_2 - p_s)] / x_v} / \rho \end{cases} \quad (5)$$

式中 C_d ——滑阀流量系数;

ρ ——液压油密度;

p_s ——供油压力;

w ——伺服阀阀口面积梯度,文中阀芯位移用阀芯总行程的百分数表示。

2 阀控缸机构线性化模型推导

令 $\alpha = A_2 / A_1$ 。定义负载压力 p_L 和负载流量 q_L 为

$$p_L = p_1 - \alpha p_2 \quad (6)$$

$$q_L = (\alpha q_1 + q_2)/2 \quad (7)$$

式(2)中泄漏量通常很小, 压缩流量 $V_1 \dot{p}_1/\beta_e$ 和 $-V_2 \dot{p}_2/\beta_e$ 通常也很小, 为简化分析, 将其忽略不计, 这样

$$q_1/q_2 \approx \dot{V}_1/\dot{V}_2 = A_1 \dot{x}_p/A_2 \dot{x}_p = 1/\alpha \quad (8)$$

根据式(7)和式(8), 有

$$q_1 \approx q_L/\alpha, \quad q_2 \approx q_L \quad (9)$$

由式(5)、(6)和(8)得 p_1 、 p_2 可由 p_L 和 p_s 表示为

$$\begin{cases} p_1 = (\alpha^3 p_s + p_L)/(1 + \alpha^3) \\ p_2 = \alpha^2 (p_s - p_L)/(1 + \alpha^3) \end{cases} \quad x_v > 0 \quad (10)$$

$$\begin{cases} p_1 = (\alpha p_s + p_L)/(1 + \alpha^3) \\ p_2 = (p_s - \alpha^2 p_L)/(1 + \alpha^3) \end{cases} \quad x_v < 0 \quad (11)$$

2.1 伺服阀负载流量方程的线性化

由式(5)、(7)、(10)和式(11)得伺服阀负载流量为

$$q_L = \begin{cases} C_d w x_v \alpha \sqrt{2(p_s - p_L)/\rho(1 + \alpha^3)} & x_v > 0 \\ C_d w x_v \alpha \sqrt{2(\alpha p_s + p_L)/\rho(1 + \alpha^3)} & x_v < 0 \end{cases} \quad (12)$$

将式(12)中的两个方程分别在正向运行工作点和反向运行工作点(q_{L0} , x_{v0} , p_{L0})附近线性化, 令 $\Delta q_{L0} = q_L - q_{L0}$, $\Delta x_v = x_v - x_{v0}$, $\Delta p_L = p_L - p_{L0}$, 则伺服阀的负载流量增量方程为

$$\Delta q_L = K_q \Delta x_v - K_c \Delta p_L \quad (13)$$

$$K_q = \left. \frac{\partial q_L}{\partial x_v} \right|_{(p_{L0}, x_{v0})} =$$

$$\begin{cases} C_d w \alpha \sqrt{2(p_s - p_{L0})/\rho(1 + \alpha^3)} & x_{v0} > 0 \\ C_d w \alpha \sqrt{2(\alpha p_s + p_{L0})/\rho(1 + \alpha^3)} & x_{v0} < 0 \end{cases} \quad (14)$$

$$K_c = - \left. \frac{\partial q_L}{\partial p_L} \right|_{(p_{L0}, x_{v0})} =$$

$$\begin{cases} C_d w \alpha x_{v0} / \sqrt{2\rho(1 + \alpha^3)(p_s - p_{L0})} & x_{v0} > 0 \\ -C_d w \alpha x_{v0} / \sqrt{2\rho(1 + \alpha^3)(\alpha p_s + p_{L0})} & x_{v0} < 0 \end{cases} \quad (15)$$

式中 K_q ——伺服阀流量增益;

K_c ——流量-压力系数。

以工作点为坐标原点, 式(13)改写为

$$q_L = K_q x_v - K_c p_L \quad (16)$$

2.2 液压缸负载流量方程线性化

采用与现有文献不同的方法来推导。根据式(4), 有

$$\begin{aligned} \dot{p}_1 - \alpha \dot{p}_2 &= \frac{d(p_1 - \alpha p_2)}{dt} = \\ \beta_e \left[\frac{q_1}{V_1} + \frac{\alpha q_2}{V_2} - \frac{C_i(p_1 - p_2) + C_o p_1}{V_1} - \right. \end{aligned}$$

$$\left. \left(\frac{A_1}{V_1} + \frac{A_2 \alpha}{V_2} \right) \dot{x}_p - \frac{C_i(p_1 - p_2) - C_o p_2}{V_2} \alpha \right] \quad (17)$$

将式(6)、(9)、(10)、(11)代入式(17), 假设活塞在位移原点 x_{p0} 处作微小位移运动, 有 $V_1 \approx V_{10}$, $V_2 \approx V_{20}$, 整理得液压缸负载流量线性化方程

$$q_L = A_2 \dot{x}_p + T_p \dot{p}_L + C_{te} p_L - q_{tad} \quad (18)$$

$$q_{tad} = \begin{cases} \frac{\alpha(V_{10} - V_{20})(C_i + C_o) + (V_{20} - \alpha^2 V_{10})C_i}{(\alpha^2 V_{10} + V_{20})(1 + \alpha^3)} \alpha^3 p_s & x_v > 0 \\ \frac{\alpha(V_{10} - V_{20})(C_i + C_o) + (V_{20} - \alpha^2 V_{10})C_i}{(\alpha^2 V_{10} + V_{20})(1 + \alpha^3)} \alpha p_s & x_v < 0 \end{cases} \quad (19)$$

$$T_p = \alpha V_{10} V_{20} / [\beta_e (\alpha^2 V_{10} + V_{20})] \quad (20)$$

$$C_{te} = \frac{(\alpha^4 V_{10} + \alpha V_{20})(C_i + C_o) + (V_{10} + \alpha V_{20})\alpha^2 C_i}{(\alpha^2 V_{10} + V_{20})(1 + \alpha^3)} \quad (21)$$

式中 C_{te} ——液压缸的等效泄漏系数;

q_{tad} ——附加泄漏流量。

当液压缸为对称缸时, $\alpha=1$, $A_1=A_2=A$ 。对称缸活塞处于任何位置液压缸两腔总容积均不变, 设为 V_t , 即 $V_{10}+V_{20}=V_t$ 。此时

$$T_p = V_{10} V_{20} / \beta_e V_t \quad (22)$$

当 $V_{10}=V_{20}=V_t/2$, 活塞处于中位时, T_p 最大为

$$T_{pmax} = V_t / 4 \beta_e \quad (23)$$

A^2/T_p 是文献[3]中分析对称缸时定义的液压弹簧刚度, 因此, T_p 值决定阀控缸的自然振荡频率 ω_h 。活塞处于不同位置, V_{10} 和 V_{20} 不同, 根据式(22), T_p 值不同, 阀控对称缸的自然振荡频率 ω_h 不同, 且活塞处于中位时, T_p 值最大, ω_h 最小。上述对对称缸的分析结果与文献[3]分析结果一致。

上述推导中, 应用液压缸两腔压力微分方程, 根据负载压力的定义推导负载流量线性方程, 对两腔流量进行了近似处理。

文献[1-2]推导阀控非对称缸模型的过程中, 应用液压缸流量方程, 直接根据负载流量定义推导负载流量线性模型, 对两腔压力微分进行了近似处理。采用本文的负载流量和负载压力定义, 按照该方法得出的液压缸流量方程为

$$q_L = A_2 \dot{x}_p + T'_p \dot{p}_L + C'_{te} p_L - q'_{tad} \quad (24)$$

$$T'_p = \alpha(V_{10} + \alpha V_{20}) / 2 \beta_e (1 + \alpha^3) \quad (25)$$

$$C'_{te} = \frac{(1 + \alpha + \alpha^2 + \alpha^3)C_i + (\alpha + \alpha^2)C_o}{2(1 + \alpha^3)} \quad (26)$$

$$q'_{\text{lad}} = \begin{cases} \frac{(1-\alpha^2)(C_i + C_o)\alpha^2 p_s}{2(1+\alpha^3)} & x_v > 0 \\ \frac{(1-\alpha^2)(C_i + C_o)p_s}{2(1+\alpha^3)} & x_v < 0 \end{cases} \quad (27)$$

当液压缸为对称缸时

$$T'_p = V_t / 4\beta_e \quad (28)$$

式(28)表明,该方法得到的对称缸的 T'_p 值与活塞位置无关,与本文得出的活塞中位时的值相同,表明系统特性与活塞位置无关,该结论与实际不符^[3]。由此得出,按照文献[1-2]的方法推导得出的液压缸负载流量方程误差较大,按照本文的方法推导则误差较小。

关于内外泄漏引起的附加泄漏流量及总流量-压力系数的增大在文献[1-2]中有详细讨论,本文不再赘述,以下研究中忽略内外泄漏。此时,液压缸负载流量方程式(19)简化为

$$q_L = T_p \dot{p}_L + A_2 \dot{x}_p \quad (29)$$

2.3 阀控缸机构的传递函数

由式(1)、(16)、(29)得阀芯位移 x_v 到活塞位移 x_p 的传递函数

$$G(s) = \frac{A_1 K_q}{s[T_p m s^2 + (K_c m + T_p c)s + K_c c + A_1 A_2]} \quad (30)$$

写成标准形式为

$$G(s) = \frac{K_0 \omega_h^2}{s(s^2 + 2\xi_h \omega_h s + \omega_h^2)} \quad (31)$$

$$K_0 = A_1 K_q / (K_c c + A_1 A_2) \approx K_q / A_2 \quad (32)$$

$$\omega_h = \sqrt{\frac{K_c c + A_1 A_2}{T_p m}} \approx \sqrt{\frac{A_1 A_2}{T_p m}} \quad (33)$$

$$\xi_h = \frac{K_c m + T_p c}{2\sqrt{(K_c c + A_1 A_2)T_p m}} \quad (34)$$

式中 K_0 ——速度增益;

ω_h ——自然振荡频率;

ξ_h ——阻尼比。

对于非对称缸, $\alpha V_{10} + V_{20} = V_{te}$, V_{te} 为常数,称为等效总容积。令

$$k_h = A_1 A_2 / T_p \quad (35)$$

将式(20)代入式(35),整理得

$$k_h = \frac{A_1^2 \beta_e}{V_{10}} + \frac{A_2^2 \beta_e}{V_{20}} = A_1^2 \beta_e \left(\frac{1}{V_{10}} + \frac{\alpha^2}{V_{te} - \alpha V_{10}} \right) \quad (36)$$

k_h 与文献[10]得到的非对称缸液压弹簧刚度表达式相同,因此 k_h 为液压弹簧刚度,其最小值 $k_{h\min}$ 及对应的两腔初始体积为

$$V_{20\min} = \sqrt{\alpha} \alpha V_{10\min} = \sqrt{\alpha} V_{te} / (1 + \sqrt{\alpha}) \quad (37)$$

$$k_{h\min} = \alpha(1 + \sqrt{\alpha})^2 \beta_e A_1^2 / V_{te} \quad (38)$$

3 特殊情况分析

3.1 液压缸为对称缸情况

根据式(32)~(38),可以得出对称缸活塞在任意位置时的液压弹簧刚度、自然振荡频率、阻尼比、速度增益的统一表达式,其中液压弹簧刚度

$$k_h = \beta_e A^2 (1/V_{10} + 1/V_{20}) \quad (39)$$

对称缸处于活塞中位时, $V_{10} = V_{20} = V_t/2$, k_h 最小, ω_h 最小。此时, ω_h 和 ξ_h 计算公式为

$$\omega_h = \sqrt{\frac{4\beta_e A^2}{m V_t}} \quad (40)$$

$$\xi_h = \frac{K_c}{A} \sqrt{\frac{\beta_e m}{V_t}} + \frac{c}{4A} \sqrt{\frac{V_t}{\beta_e m}} \quad (41)$$

对称缸在活塞不同位置的弹簧刚度公式(39)和活塞在中位时的参数计算式(40)和式(41),与文献[3]推出的计算公式相同,说明本文所得通用阀控缸线性化模型适用于特殊的阀控对称缸情况,相对文献[1]得出的模型误差较小。

3.2 电液位置伺服系统中阀控缸模型参数

电液位置伺服闭环控制系统稳态工作点的特点为:伺服阀在零位附近;活塞运行速度 v_{p0} 为零;忽略泄漏时两腔流量为零,负载流量为零;无外力负载时负载压力为零;活塞可处于任意位置。

实际零开口阀在零位有很小的负重叠量,流量增益 K_{q0} 和流量-压力系数 K_{c0} 计算公式需要修正。

设零位时阀开口面积为最大开口面积的百分数为 b ,由于 b 远小于 1,负重叠区阀芯位移宽度近似为 $2b$ 。对称的四边滑阀的 $P \rightarrow A$ 和 $B \rightarrow T$ 开口面积相等,用 A_{v1} 表示, $P \rightarrow B$ 和 $A \rightarrow T$ 开口面积相等,用 A_{v2} 表示,则 A_{v1} 和 A_{v2} 与阀芯位移(量纲一)之间的关系可近似表示为

$$\begin{cases} A_{v1} = \begin{cases} C_d w[(1-b)x_v + b] & 1 \geq x_v \geq -b \\ 0 & -1 \leq x_v < -b \end{cases} \\ A_{v2} = \begin{cases} C_d w[(b-1)x_v + b] & -1 \leq x_v \leq b \\ 0 & 1 \geq x_v > b \end{cases} \end{cases} \quad (42)$$

在重叠区外,液压缸稳态运行速度不为零。 $x_{v0} > b$ 时,液压缸正向运行,伺服阀 $P \rightarrow B$ 和 $A \rightarrow T$ 通, $P \rightarrow B$ 和 $A \rightarrow T$ 封闭; $x_{v0} < -b$ 时,液压缸反向运行, $P \rightarrow B$ 和 $A \rightarrow T$ 封闭, $P \rightarrow B$ 和 $A \rightarrow T$ 通。流量增益 K_q 和流量压力系数 K_c 可由式(14)和式(15)修正为

$$K_q = \begin{cases} (1-b)C_d w \alpha \sqrt{\frac{2(p_s - p_{L0})}{\rho(1+\alpha^3)}} & x_{v0} > b \\ (1-b)C_d w \alpha \sqrt{\frac{2(\alpha p_s + p_{L0})}{\rho(1+\alpha^3)}} & x_{v0} < -b \end{cases} \quad (43)$$

$$K_c = \begin{cases} \frac{C_d w \alpha [(1-b)x_{v0} + b]}{\sqrt{2\rho(1+\alpha^3)(p_s - p_{L0})}} & x_{v0} > b \\ \frac{C_d w \alpha [(b-1)x_{v0} + b]}{\sqrt{2\rho(1+\alpha^3)(\alpha p_s + p_{L0})}} & x_{v0} < -b \end{cases} \quad (44)$$

在零位附近的负重叠区内，伺服阀的四个通口 P→A、A→T、B→T 和 P→B 都通，液压缸两腔都既充油又排油，可以看作液压缸正反向运行时的两种液压油流通状态都存在。因此，将分别按两种情况计算得到的流量系数和流量-压力系数相加，作为此时的值。另外，外力负载不太大时，负载压力相对较小，可以忽略不计。这样，根据式(43)和式(44)，伺服阀零位附近的负重叠区内流量增益 K_{q0} 和流量-压力系数 K_{c0} 计算公式为

$$K_{q0} = (1-b)C_d w \alpha (1 + \sqrt{\alpha}) \sqrt{2p_s / \rho(1 + \alpha^3)} \quad (45)$$

$$K_{c0} = C_d w \frac{\alpha [(1-b)x_{v0} + b] + \sqrt{\alpha} [(b-1)x_{v0} + b]}{\sqrt{2\rho(1 + \alpha^3)p_s}} \quad (46)$$

4 仿真和试验验证

采用基于 AMESim 的仿真试验测取工作点线性化模型的参数，与理论计算结果对比；对基于工作点模型仿真得到的开环速度响应曲线和试验系统的开环速度响应曲线进行对比。

4.1 工作点速度不为零情况

采用开环控制，根据速度响应曲线求出超调量、振荡周期等性能指标，根据性能指标与参数的关系，可得到模型式(31)中二阶环节的速度增益、阻尼比和自然振荡频率等参数。

试验时先让系统按工作点速度稳定运行，然后令阀芯位移作微小阶跃变化(如 0.01)，即得工作点附近的速度响应曲线。

图 2 为阀控非对称缸开环运行的 AMESim 模型。液压缸参数如下：缸径为 63 mm，杆径为 45 mm，行程为 400 mm，两腔死区体积均为 500 cm³。伺服阀参数：在额定单边压力差为 0.35 MPa 下的额定流量为 60 L/min，自然振荡频率为 200 Hz，阻尼比为 0.8，阀口面积与阀芯位移 x_v 之间为线性关系 $\pm x_v$ ；黏性摩擦因数为 10 000 N/(m/s)，负载质量为 100 kg。液压油参数：密度 850 kg/m³，弹性体积模量为 1 200 MPa，油源压力 15 MPa。

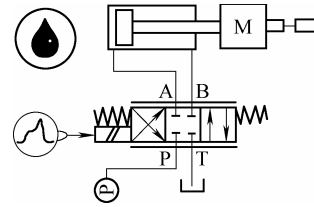


图 2 阀控缸开环控制 AMESim 模型

图 3 给出了阀芯初始位移为 0.2，活塞在 0.2 m 处阀芯位移跳变为 0.21，活塞速度由初始稳态速度到新稳态速度的动态响应曲线。由图 3 曲线可以得出速度响应的初始稳态速度 0.124 15 m·s⁻¹，新稳态速度 0.130 27 m·s⁻¹，超调量为 58.73%，有阻尼振荡周期为 0.017 s。根据二阶振荡环节参数与性能指标的关系，得出该工作点模型参数：阻尼比为 0.167，自然振荡频率为 375 rad/s，开环增益为 0.61 m·s⁻¹。

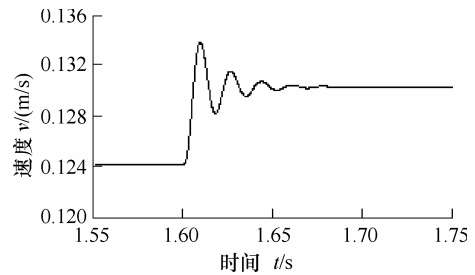


图 3 液压缸速度阶跃响应曲线

采用相同方法，测取多个工作点的模型参数，并根据式(14)、(15)、(20)、(32)~(34)作理论计算。活塞处于 0.2 m，阀芯位移取不同值的模型参数见表 1；阀芯位移为 0.1，活塞不同位置的模型参数见表 2。

表 1 活塞位置相同阀芯处于不同位置的模型参数

阀芯位置 x_{v0}	阻尼比 ζ_h		自然振荡频率 ω_h /(rad/s)		速度增益 K_v /(m/s)	
	理论	仿真	理论	仿真	理论	仿真
0.1	0.146	0.151	373	374	0.62	0.62
0.3	0.170	0.182	376	376	0.62	0.60
0.8	0.228	0.254	382	378	0.60	0.56
-0.1	0.151	0.151	374	376	0.43	0.43
-0.3	0.185	0.201	378	382	0.43	0.41
-0.8	0.267	0.298	386	385	0.41	0.37

表 2 阀芯位置相同活塞处于不同位置的模型参数

活塞位置 x_{p0} /m	自然振荡频率 ω_h /(rad/s)		阻尼比 ζ_h	
	理论	仿真	理论	仿真
0.35	350	352	0.154	0.171
0.30	353	354	0.153	0.165
0.20	373	374	0.146	0.152
0.10	417	417	0.134	0.138
0.05	454	452	0.125	0.127

对比理论计算与仿真结果，在不同工作点，自

然振荡频率的理论与试验结果基本相同, 速度增益相差也不大, 阻尼比理论计算结果比试验结果略小。分析其原因可归结如下: 流量-压力系数 K_c 和流量增益 K_q 计算公式推导过程做了较大的近似处理, 其理论计算结果和实际值有一定误差, 导致受它们影响的速度增益和阻尼比理论计算结果也存在误差; 而自然振荡频率主要由活塞位置决定, 受流量-压力系数 K_c 的影响很小, 因此, 理论计算结果与实际值一致。总之, 虽然理论计算结果与试验结果存在一定误差, 但误差较小, 说明所得模型参数理论计算公式是合理的。

根据按传统推导方法得到的负载压力动态过程时间常数表示式(25), 结合式(14)、(15)、(32)~(34), 计算阀芯位移为 0.1 时活塞处于不同位置的模型参数, 结果见表 3。比较表 2 和表 3 可以看出, 按照传统方法得到的模型参数与仿真试验结果相差较大, 进一步说明传统方法得到模型误差大, 本文方法得到的模型误差较小。

表 3 按传统方法得到的不同活塞位置模型参数

活塞位置 x_{p0}/m	阻尼比 ζ_h	自然振荡频率 $\omega_h/(rad/s)$
0.05	0.121	475
0.10	0.126	452
0.20	0.134	416
0.30	0.142	387
0.35	0.146	374

4.2 工作点速度为零情况

工作点速度为零的情况下, 采用 AMESim 提供的线性分析工具可以直接得出阀控缸在不同活塞位置的模型参数。采用闭环运行方式使系统进入要分析的稳态工作点, 然后进行线性分析, 从而得到阀控缸在零速度附近的特性, 详细分析方法参见文献[11]。

在图 3 基础上构成闭环运行 AMESim 模型。伺服阀零位时阀开口面积为最大开口面积的 2.5% ($b=0.025$), 阀口面积(用最大开口面积的百分数表示, 量纲一)与阀芯位移 x_v (量纲一)之间的关系设置为 $\pm 0.975x_v + 0.025$, 控制器采用比例加补偿控制即可使稳态位置误差为零。

仿真测试了不同活塞位置的模型参数, 见表 4。表 4 中还给出了按照式(45)、(46)、(20)、(32)~(34)理论计算得出的各工作点模型参数。

对比表 4 中的理论与试验结果可以看出, 在不同工作点, 自然振荡频率的理论与试验结果相同, 速度增益和阻尼比也相差很小, 且变化趋势相同, 说明伺服阀零位附近重叠区内参数计算公式是合理的。

表 4 电液伺服系统活塞处于不同位置时模型参数

活塞位置 x_{p0}/m	阻尼比 ζ_h		自然振荡频率 $\omega_h/(rad/s)$		速度增益 $K_0/(m/s)$	
	理论	仿真	理论	仿真	理论	仿真
0.05	0.134	0.135	323	322	1.036	1.099
0.10	0.141	0.142	303	303	1.036	1.099
0.20	0.152	0.153	279	279	1.036	1.097
0.30	0.158	0.160	267	267	1.036	1.097
0.35	0.159	0.162	265	265	1.036	1.095

4.3 试验验证

试验系统参数如下。单出杆液压缸: 缸径 63 mm, 杆径 45 mm, 行程 0.4 m, 考虑管道的两腔死区体积分别为 720 cm^3 和 640 cm^3 。伺服阀: 在额定单边压力差为 0.5 MPa 下的额定流量为 40 L/min, 阀芯位移 10% 时的响应频率为 28 Hz。黏性摩擦因数为 12 000 N/(m/s), 负载质量为 165 kg。液压油参数: 密度为 850 kg/m^3 , 弹性体积模量为 800 MPa, 油源压力为 7 MPa。

活塞在 0.125 m 处, 伺服阀控制输入从 0.05~0.06 的阶跃信号作用下, 开环速度响应曲线见图 4。

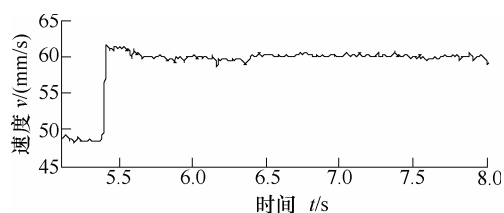


图 4 速度阶跃响应试验曲线

根据上述系统参数, 在阀芯位移 $x_{v0}=0.05$, 活塞位移为 0.125 的工作点, 理论模型参数如下: 自然振荡频率为 37 Hz, 阻尼比为 0.188, 速度增益为 1.23。采用该阀控缸模型参数以及二阶伺服阀动态模型, 幅值为 0.01 的阶跃信号作用下的仿真曲线见图 5。

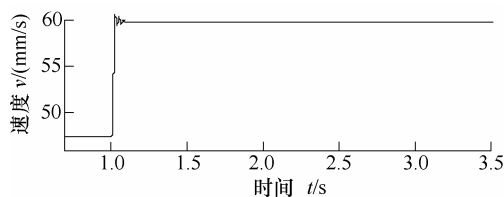


图 5 速度阶跃响应仿真曲线

试验曲线和仿真曲线基本一致, 但不完全相同。原因如下: 一方面仿真模型中未考虑管道动态、油源压力波动等, 另一方面是由于实际系统信号噪声较大, 采用了电感滤波和软件滤波, 引起采样信号的延时滞后。试验结果表明所建模型误差较小。

5 结论

(1) 建立了适用于液压缸不同活塞位置的阀控

缸动力机构的工作点线性化数学模型, 该模型适用于非对称缸, 也适用于对称缸, 具有统一性和通用性。与现有文献通过压力微分近似得到液压缸负载流量线性化方程的处理方法相比, 所得模型误差小, 准确性高。

(2) 得出了伺服阀零位附近负重叠区内的流量增益和流量-压力系数计算公式, 该公式不需要伺服阀的阀套径向间隙值, 仅需要流量系数和阀口面积梯度的乘积和重叠区宽度, 这些值可以根据伺服阀手册提供的压力特性曲线、额定流量和额定压差等参数得出。

(3) 采用本文方法得到的液压缸弹簧刚度公式和传统方法得出的完全相同, 得出的阀控对称缸活塞在中位的模型参数计算公式也与传统方法相同, 且理论计算结果和仿真试验结果相差很小, 试验曲线和基于模型的仿真曲线一致, 表明模型及其参数计算公式合理, 模型误差小。

(4) 本研究为阀控缸系统特性分析、系统设计和控制策略制定提供了理论基础, 所提出的液压缸负载流量方程近似处理方法同样适用于非对称阀控非对称缸系统。

参 考 文 献

- [1] 刘长年. 非对称液压缸的动态研究[J]. 机床与液压, 1985(1): 1-10.
LIU Changnian. Study on dynamics of asymmetrical hydraulic cylinder[J]. Hydromechatronics Engineering, 1985(1): 1-10.
- [2] 刘长年. 位置系统中非对称油缸的分析与设计[J]. 中国科学, 1987(6): 647-656.
LIU Changnian. Analysis and design of asymmetrical hydraulic cylinder in position control system[J]. Chinese Science, 1987(6): 647-656.
- [3] 李洪人. 液压控制系统[M]. 北京: 国防工业出版社, 1981.
LI Hongren. Hydraulic control system[M]. Beijing: National Defence Industry Press, 1981.
- [4] 王春行. 液压控制系统[M]. 北京: 机械工业出版社, 2008.
WANG Chunxing. Hydraulic control system[M]. Beijing: China Machine Press, 2008.
- [5] 孟亚东, 李长春, 张金英. 阀控非对称缸液压系统建模研究[J]. 北京交通大学学报, 2009, 33(1): 66-70.
MENG Yadong, LI Changchun, ZHANG Jinying. Study on modeling of valve-controlled asymmetrical cylinder hydraulic system[J]. Journal of Beijing Jiaotong University, 2009, 33(1): 66-70.
- [6] 王健强, 陈立群, 夏永胜. 非对称阀控非对称缸系统仿真与优化研究[J]. 合肥工业大学学报, 2012, 35(5): 595-598.
WANG Jianqiang, CHEN Liqun, XIA Yongsheng. System simulation and optimization research on asymmetric cylinder controlled by asymmetric valve[J]. Journal of Hefei University of Technology, 2012, 35(5): 595-598.
- [7] 王传礼, 丁凡, 李其朋. 对称四通阀控非对称缸伺服系统动态性能研究[J]. 中国机械工程, 2004, 15(6): 471-474.
WANG Chuanli, DING Fan, LI Qipeng. Research on characteristics of asymmetric cylinder controlled by symmetric four-way valve[J]. China Mechanical Engineering, 2004, 15(6): 471-474.
- [8] 周士昌, 赵周礼, 周恩涛. 非对称缸系统精确建模方法研究[J]. 机床与液压, 2002(1): 92-94.
ZHOU Shichang, ZHAO Zhouli, ZHOU Entao. Study on modelling method of asymmetric cylinder[J]. Hydromechatronics Engineering, 2002(1): 92-94.
- [9] 李洪仁, 王栋梁, 李春萍. 非对称缸电液伺服系统静态特性分析[J]. 机械工程学报, 2003, 39(2): 18-22.
LI Hongren, WANG Dongliang, LI Chunping. Static property analysis of electro hydraulic single rod cylinder servo systems[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2003, 39(2): 18-22.
- [10] 叶小华, 岑豫皖, 赵韩. 基于液压弹簧刚度的阀控非对称缸建模仿真[J]. 中国机械工程, 2011, 22(1): 23-27.
YE Xiaohua, CEN Yuwan, ZHAO Han. Modeling and simulation of hydraulic spring stiffness-based asymmetrical cylinder controlled by valve[J]. China Mechanical Engineering, 2011, 22(1): 23-27.
- [11] 柏艳红, 陈聪, 孙志毅, 等. 基于 AMESim 的电液阀控缸系统线性化分析[J]. 系统仿真学报, 2014, 26(7): 87-89.
BAI Yanhong, CHEN Cong, SUN Zhiyi, et al. Linear analysis of electro-hydraulic valve-controlled cylinder system based on AMESim[J]. Journal of System Simulation, 2014, 26(7): 87-89.

作者简介: 柏艳红, 女, 1970 年出生, 博士后, 副教授。主要研究方向为电液伺服控制。

E-mail: yanhong.bai@163.com

权龙(通信作者), 男, 1959 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为机械电子工程。

E-mail: quanlong@tyut.edu.cn