

986975

中国流体传动与控制 暨 机电液一体化技术最新成果

主编：胡国清



厦门大学出版社

前 言

中国机械工程学会、中国机械工程学会流体传动与控制专业委员会委托厦门市机械工程学会、厦门大学,共同筹办'96 全国流体传动与控制暨机电一体化学术交流会,于 1996 年 11 月 20 ~ 23 日在厦门大学召开。大会共收到来自全国各地的论文摘要 70 多篇,从中精选出代表当前我国流体动力发展水平的论文 43 篇编入论文集。其中包括:液压元件部分,液压控制与系统,可靠性与故障诊断,气动技术;机电一体化及其应用和其它技术。

在会议筹办期间,得到了中国机械工程学会、中国机械工程学会流体传动与控制专业委员会、厦门市机械工程学会、厦门大学等各级领导的大力支持和帮助,特别得到厦门大学科学仪器与精密机械系的直接领导;科仪系全体教职员工、研究生以及关心、支持这次盛会的全体论文作者、社会各界朋友鼎力支持,使得会议的各项筹备工作进行顺利。

厦门大学曾权副教授审阅了论文摘要,并提出许多宝贵意见,且为会议的各项筹备作了大量的工作;曾景华、郑炜、廖锐、徐尊坤等老师积极参加会议的各项筹备工作;在论文集的编辑过程中研究生卢贵主、朱秀松、王自建同学作了许多工作;在此表示衷心感谢。论文集由厦门大学胡国清博士主审全部论文摘要及论文,并负责整个论文集的编辑工作。由于工作繁忙、人力紧张、时间仓促,错误难免,敬请各位专家、教授、学者不吝赐教。

本次大会秘书组成员:曾景华 郑炜 徐尊坤 曾权。

'96 全国流体传动与控制暨机电一体化学术交流会主任

胡国清 博士

1996 年 8 月 20 日

10-17/09

厦门大学工学院简介

厦门大学工学院恢复于1994年，1994年国家教委与厦门市政府共建厦门大学工学院。厦门大学工学院由科学仪器与精密机械系、自动化系、建筑系、电子工程系、计算机系、飞机维修工程、高新技术研究室、建筑设计研究院和新技术研究所等院所系组成。其中本、专科共十个专业：精密仪器、机械电子工程、自动控制、系统工程、建筑学、电子工程、通信工程、计算机软件、计算机及应用和飞机维修工程。硕士点四个：1、分析仪器(全国唯一的一个硕士点)包括三个方向：a、分析仪器；b、测试技术与智能化；c、机电一体化，其中机电一体化方向已与国内外其他高等院校于1997年开始招收联合培养博士生。机电一体化方向培养的博士生、硕士生将以机械、电子、自动控制、流体传动与控制、计算机等多学科相交叉和能够适应现代高科技发展需要的综合性高级技术人才。2、自动控制包括两个方向：a、自动控制理论与应用；b、系统工程；3、电子工程包括两个方向：a、电子工程；b、通信工程；4、计算机一个方向：计算机软件及其应用。工学院现有教师195人，其中：教授17人(其中博导2人)、副教授66人、中级职称84人。

厦门大学工学院全体教职员工预祝“'96全国流体传动与控制暨机电一体化学术交流会”圆满成功！

1996年11月于厦门

目 录

第一篇 液压元件部分

恒压变量泵恒压误差及稳定性研究	姜继海 (1)
具有先导数字阀的比例方向阀	马毅 许泽南 许仰曾 (7)
先导型双向调速阀	聂松林 (13)
平衡式复合齿轮泵的流量特性	张军 栾振辉 许贤良 (17)
液压缸预缓冲特性探讨	蒋伟 栾振辉 许贤良 (21)
电液集成块减压功能液路设计	黄安贻 柯常忠 (25)
海水流量调节阀的设计与研究	赖立鸣 (27)
定比溢流节流阀的探讨	严国英 (35)
钢铁冶金设备的比例方向阀控制回路	黄发鑫 黄志坚 邓家青 (39)
超声波流量计的发展、应用与展望	王淑莲 宋俊 (42)
液压缸计算机辅助设计	林新辉 吴大庆 林旭扬 (45)
恒流转阀式液压助力转向器的静态性能分析及改善	黎启柏 王京红 (50)
串联溢流阀的性能分析	纪志明 苏效平 (55)
正反馈式液压防爆阀的计算机仿真设计	卢贵主 胡国清 (61)
液压缸计算机辅助设计	孙晓兰 刘骊 (67)

第二篇 液压系统与控制

电液伺服系统鲁棒极点配置的研究与实现	刘铁 李长春 李洪人 (70)
液压综合实验 CAT 系统程序设计及实现	王志新 张华 黎永明 唐礼军 蔡英明 (76)
具有不确定性电液伺服系统鲁棒最优控制的研究	沙道航 冯勇建 杨华勇 (82)
多缸同步控制的动态分析和模拟试验	吴百海 任新生 曾焕浪 虞秀敏 樊昶明 (89)
液力传动控制系统的分析与研究	陆肇达 闫国军 王树甫 王立文 (94)
渣浆泵液力变速调节系统的特性分析及其自适应控制策略研究	王立文 韩俊伟 李有义 陆肇达 (99)
拉矫机液压系统泄漏及技术改造方案	陈方利 (105)
液压缸型式试验节能系统	林新辉 (111)
数控封头无胎冷旋压机主轴升降系统的在线控制	徐守昌 王继珍 罗宝 许健波 (115)
步进炉液压同步及电液比例控制系统	卢长耿 林少芬 李玉峰 (117)

第三篇 可靠性、故障诊断

液压设备在线故障诊断通用模型及程序研究	胡国清 (121)
国产液压泵使用中易忽视的问题及故障分析	牟云刚 田华蕊 (125)
转辙机可靠性试验台的设计	任喜岩 何卫东 马思群 (127)
船舶辅机可靠性设计探讨	柳曾兴 (131)

第四篇 气动技术及应用

智能电-气伺服定位系统及其应用	周洪 (140)
引进烟草机械中的气、液装置简介	雷宝荪 (150)

第五篇 机电一体化及其它应用技术

风挡玻璃成型加工电液加载控制系统的可靠性	李文杰 张光函 (157)
打标记及清洗专用清洗机的设计特点	杨绍裘 徐敏 (162)
多种压力模式选择的一种方法	张建岩 (165)
液压传动在铅 ²¹⁰ 屏蔽室铅门驱动上的应用	李燕坤 潘科雷 (168)

电液集成数控液压站及其在汽车转向器性能自动测试系统的应用	柯常忠 黄安贻 (175)
KZB 系列轴向柱塞泵的特点、型号及应用	闻德生 潘景生 曹文君 王春良 (179)
自适应控制在抽油机电液模拟系统中的应用	冯勇建 杨银柱 (186)
磁力主动减振器	陈斌 胡业发 吕德贵 (191)
水塔水位的集散控制	余闽东 (195)
流体节能技术	王德润 (199)
离心泵的切割、比例、相似定律和组合法设计	王德润 (201)
离心泵设计、选型、节能与变速	王德润 (203)
柔性制造自动化中的工件视觉识别技术	李铭才 胡京知 刘吉安 (205)
扫描仿削加工系统的功能、流程及刀具轨迹规划	胡京知 李铭才 刘吉安 (209)
差动变压器在三级电液伺服阀中的应用	柯金栋 胡传荣 (213)

恒压变量泵恒压误差及稳定性研究

姜继海

(哈尔滨工业大学机械工程系)

摘要 本文根据轴向柱塞恒压变量泵的结构特点,建立了它的数学模型,在对它的恒压误差进行分析的同时,还对它的稳定性进行了研究,从而得出了变量机构中各参数对泵性能的影响趋势,最后用试验来检验了所得到的理论分析和仿真研究的正确性,为这种液压元件在理论上的研究和实际中的应用提供了依据。

关键词 液压泵,恒压误差,稳定性

中国图书分类号 TH 137

轴向柱塞恒压变量泵是组成恒压油源的核心元件。它在结构上采用了配油盘配油、缸体旋转,并且在滑靴和变量头之间、配油盘和缸体之间采用了液压静力平衡结构。所以它具有结构简单、紧凑、体积小,工艺性好、效率高,性能稳定、可靠、寿命长,重量轻、功率密度大,自吸能力强等优点。它被广泛地应用于机床、锻压、冶金、工程、矿山等机械及其它液压传动系统中。由于它是液压系统中的核心元件,因此它自身的性能将直接影响到整个液压系统的工作状态,所以有必要对它的性能进行研究。

1. 恒压误差分析

恒压变量泵的工作原理见图1。图2是它的静态特性曲线。从图1中变量机构的组成来看,它是用单边滑阀控制差动油缸。当恒压变量泵工作时,有二种情况:(1),在泵的出口压力 p_e 作用在恒压阀芯上产生的力小于恒压弹簧产生的控制力 F_0 时,它的流量压力特性曲线是图2中的AB段;(2),当这个力大于恒压弹簧产生的控制力 F_0 时,恒压阀开始能够控制差动油缸工作,由差动油缸

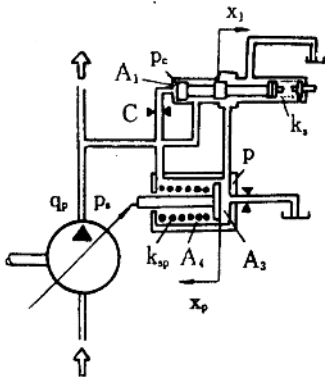


图1 恒压变量泵工作原理图

Fig.1 Variable displacement pump with pressure-compensation control

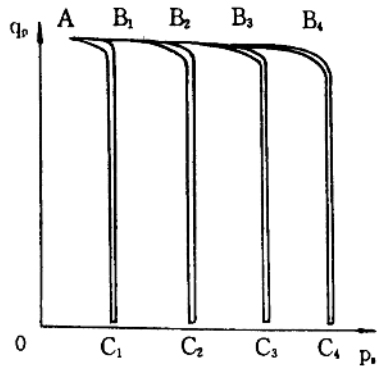


图2 恒压变量泵流量压力试验曲线

Fig.2 Pressure-compensated pump flow curve (by experiment)

带动斜盘来使柱塞工作行程减小,从而使泵的输出流量减少,在极限情况下可以使泵的出口流量为零,这时泵的流量压力特性曲线是图2中的BC段。下面讨论在某一静止工作状态下恒压阀工作时的恒压误差。

1.1 恒压阀力平衡方程

$$p_s A_1 = k_s (x_{10} + x_1) + 2C_{d1} C_{v1} w_1 x_1 (p_s - p) \cos \theta_1 \quad (1)$$

式中 p_s —泵出口压力, Pa A_1 —阀芯截面积, m^2 k_s —阀弹簧刚度, N/m
 x_{10} —阀弹簧预压缩量, m x_1 —阀芯位移, m C_{d1} —阀流量系数
 C_{v1} —阀速度系数 w_1 —阀面积梯度, m p —活塞大腔压力, Pa
 θ_1 —阀液流射流角, deg

1.2 变量活塞力平衡方程

$$p A_3 - p_s A_4 = k_{sp} (x_{p0} + x_p) + F \quad (2)$$

式中 A_3 —活塞大腔面积, m^2 A_4 —活塞小腔面积, m^2 k_{sp} —活塞弹簧刚度, N/m
 x_{p0} —活塞弹簧预压缩量, m x_p —活塞位移, m F —变量机构调节力, N

由方程式(1)和(2)可得如下关系式:

$$p_s \left[1 - \frac{2C_{d1} C_{v1} w_1 x_1 \cos \theta_1}{A_1} \left(1 - \frac{A_4}{A_3} \right) \right] = k_s \frac{x_{10}}{A_1} \left(1 + \frac{x_1}{x_{10}} \right) - \frac{2C_{d1} C_{v1} w_1 x_1 \cos \theta_1}{A_1} \left[k_{sp} \frac{x_{p0}}{A_3} \left(1 + \frac{x_p}{x_{p0}} \right) + \frac{F}{A_3} \right] \quad (3)$$

因为 $\frac{A_4}{A_3} < 1$ 和 $\frac{2C_{d1} C_{v1} w_1 x_1 \cos \theta_1}{A_1} \ll 1$, 化简后可得, $p_s \approx k_s \frac{x_{10}}{A_1} \left(1 + \frac{x_1}{x_{10}} \right)$ 。当 $\frac{x_1}{x_{10}} < 1$ 时, 则近似有:

$$p_s \approx k_s \frac{x_{10}}{A_1} = \text{const} \quad (4)$$

由此可见在满足一定条件下, 恒压变量泵的定压精度只与恒压阀弹簧刚度和弹簧预压缩量有关, 并可以保证泵的输出压力(在BC段)基本保持不变。静态特性试验曲线见图2。

2. 动态特性方程

2.1 恒压阀运动微分方程

$$p_c A_1 - F_0 = m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + B_{t1} \frac{dx_1}{dt} + k_s x_1 \quad (5)$$

式中 p_c —阀控制腔压力, Pa F_0 —阀调压弹簧力, N m_1 —阀运动件当量质量, kg
 B_{t1} —阀粘性阻尼系数, N/m·s k_s —调压弹簧刚度和稳态液动力刚度之和, N/m

2.2 恒压阀流量方程

$$q_1 = C_{d1} w_1 x_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p)} \quad (6)$$

式中 q_1 —恒压阀流量, m^3/s ρ —油液密度, kg/m^3

2.3 阀控制变量缸流量连续方程

$$q_1 = A_3 \frac{dx_p}{dt} + C_{vp} p + \frac{V_p}{4\beta_e} \frac{dp}{dt} \quad (7)$$

式中 C_{vp} —活塞大腔泄油系数, $m^2/N \cdot m^3/s$ V_p —阀控缸控制腔体积, m^3
 β_e —油液有效体积弹性模数, N/m²

2.4 泵理论流量方程

$$q_p = k_p n (x_{pmax} - x_p) \quad (8)$$

式中 q_p —泵理论流量, m^3/s k_p —泵排量梯度, m^2 n —泵轴转速, r/s x_{pmax} —活塞最大行程, m

2.5 系统流量连续方程

$$q_p = q_L + q_1 + q_c + C_L p_1 - A_4 \frac{dx_p}{dt} + \frac{V_c}{4\beta e} \frac{dp_1}{dt} \quad (9)$$

式中 q_L —负载流量, m^3/s q_1 —阻尼孔 C 流量, m^3/s C_L —系统及泵泄漏系数, $m^2/N \cdot m^3/s$
 V_c —系统控制容积, m^3

2.6 变量活塞运动微分方程

$$pA_3 - p_1 A_4 = m_p \frac{d^2 x_p}{dt^2} + B_p \frac{dx_p}{dt} + k_w (x_{p0} + x_p) + F \quad (10)$$

式中 m_p —活塞运动件当量质量, kg B_p —活塞粘性阻尼系数, $N/m \cdot s$

2.7 调节力方程

$$F = \frac{J}{L} \frac{d^2 \beta}{dt^2} + \frac{B_J}{L} \frac{d\beta}{dt} + \frac{k_{J1}}{L} \beta + \frac{k_{J2}}{L} p_1 \quad (11)$$

根据 $\tan \beta \approx \beta = \frac{x_p}{L}$ 的几何关系, 以 x_p 为变量对式(10)中的 β 进行替换则有下式成立:

$$F = \frac{J}{L^2} \frac{d^2 x_p}{dt^2} + \frac{B_J}{L^2} \frac{dx_p}{dt} + \frac{k_{J1}}{L^2} x_p + \frac{k_{J2}}{L} p_1 \quad (12)$$

式中 J —斜盘转动惯量, kgm^2 L —斜盘转动中心到变量缸距离, m β —斜盘转角, deg
 B_J —斜盘转动粘滞阻尼系数, $N/m \cdot s$ k_{J1} —与斜盘转角有关的弹性系数, N/m
 k_{J2} —与泵排油压力有关的阻力系数, m^3

将式(11)代入式(9)中可得:

$$pA_3 - p_1 A_4 = m_p \frac{d^2 x_p}{dt^2} + B_p \frac{dx_p}{dt} + k_w x_p \quad (13)$$

式中 $m_p = m_p + \frac{J}{L^2}$ $B_p = B_p + \frac{B_J}{L^2}$ $k_w = k_w + \frac{k_{J1}}{L}$ $A = A_4 + \frac{k_{J2}}{L}$

2.8 阻尼 C 流量方程

$$q_c = k_c (p_1 - p_c) \quad (14)$$

式中 k_c —阻尼 C 流量压力系数, $m^3/N \cdot m^2/s$

2.9 阻尼 C 流量连续方程

$$q_c = A_1 \frac{dx_1}{dt} + \frac{V_c}{4\beta e} \frac{dp_c}{dt} \quad (15)$$

式中 V_c —恒压阀控制腔控制体积, m^3

3. 系统方框图

上述方程组描述了单边滑阀控制差动油缸的恒压变量系统动态特性。通过对它们线性化, 合并以及拉压变换后, 可得图 3 所示的系统方框图。

图 3 中 q_c 和 $C_p + \frac{V_c}{4\beta e}$ 中的数值很小, 在此可以忽略。因 B_{J1} 和 B_k 很小可认为是零值, 经过整理、化简得到如图 4 所示简化系统方框图。

其中 $\omega_1 = \frac{\beta e k_c}{V_c}$, 敏感腔转折频率, $1/s$ 。

$\omega_2 = \frac{\omega_{c1}}{\frac{k_a}{k_{h1}} + 1}$, 阻尼 C 转折频率, $1/s$; 式中, $\omega_{c1} = \frac{k_1 k_c}{A_1^2}$, $1/s$, $k_{h1} = \frac{\beta e A_1^2}{V_c}$, N/m 。

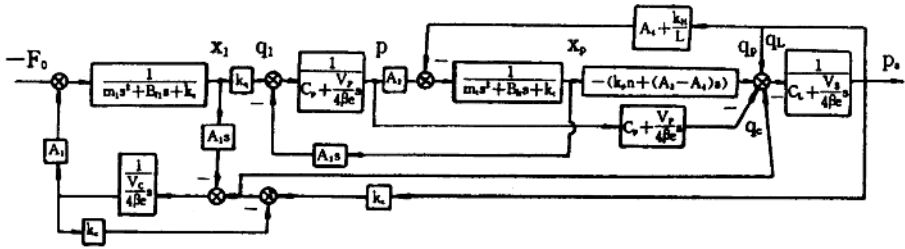


图 3 恒压变量泵系统方框图
Fig. 3 Block diagram of the system

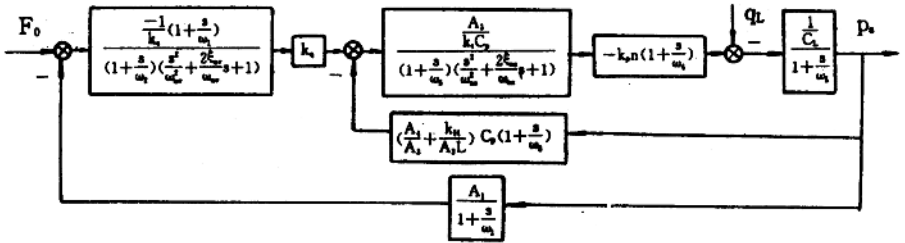


图 4 恒压变量泵系统简化方框图
Fig. 4 Simplified block diagram of the system

$$\omega_{h1} = \omega_{h1} \sqrt{\frac{k_1}{k_{h1}} + 1}, \text{ 恒压阀固有频率, } 1/s; \text{ 式中, } \omega_{h1} = \sqrt{\frac{\beta_e A_1^2}{V_c m_1}}, 1/s.$$

$$\xi_{h1} = \xi_1 \frac{1}{(\frac{k_1}{k_{h1}} + 1)^{\frac{1}{2}}}, \text{ 恒压阀的阻尼系数; 式中, } \xi_1 = \frac{k_c}{A_1^2} \sqrt{\frac{\beta_e m_1}{V_c}}.$$

$$\omega_3 = \frac{\omega_{h2}}{\frac{k_1}{k_{h2}} + 1}, \text{ 液压弹簧和变量油缸弹簧串联耦合时的刚度与阻尼系数之比, } 1/s; \text{ 式中,}$$

$$\omega_{h2} = \frac{k_1 C_p}{A_3^2}, 1/s; k_{h2} = \frac{\beta_e A_3^2}{V_p}, N/m.$$

$$\omega_{h2} = \omega_{h2} \sqrt{\frac{k_2}{k_{h2}} + 1}, \text{ 变量缸与斜盘固有频率, } 1/s; \text{ 式中, } \omega_{h2} = \sqrt{\frac{\beta_e A_1^2}{V_c m_2}}, 1/s.$$

$$\xi_{h2} = \xi_1 \frac{1}{(\frac{k_2}{k_{h2}} + 1)^{\frac{1}{2}}}, \text{ 变量缸与斜盘的阻尼系数; 式中, } \xi_1 = \frac{C_p}{2A_1} \sqrt{\frac{\beta_e m_2}{V_c}}.$$

$$\omega_4 = \frac{k_p n}{A_3 - A_4}, \text{ 恒压泵输出油率与变量活塞面积差之比, } 1/s;$$

$$\omega_5 = \frac{\beta_e C_L}{V_c}, \text{ 泵控系统转折频率, } 1/s;$$

$$\omega_6 = \frac{\beta_e C_p}{V_p}, \text{ 变量缸转折频率, } 1/s.$$

4. 稳定性分析

在图 4 所示系统简化方框图中, $(\frac{A_4}{A_3L} + \frac{K_H}{A_{3L}})C_p$ 的值较小, 这一通道的作用可以忽略。于是可将该通道的反馈作用去掉, 同时由于 ω_{bv} 、 ω_{bc} 和 ω_2 较大, 因此相应的环节可以略去, 这时得系统的简化方框图如图 5。

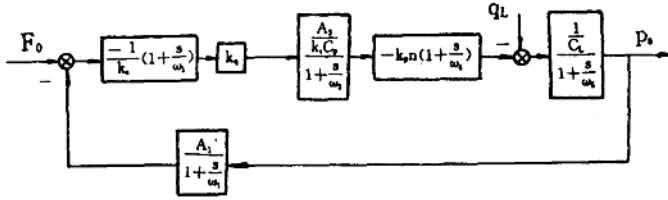


图 5 恒压变量泵系统简化方框图

Fig. 5 Simplified block diagram of the system

这时系统的开环传递函数可近似为:

$$G(s)H(s) = \frac{K_v(1 + \frac{s}{\omega_1})}{(1 + \frac{s}{\omega_3})(1 + \frac{s}{\omega_5})} \quad (16)$$

其中 $K_v = \frac{k_1 A_2 k_p n A_1}{k_1 k_1 C_p C_1}$ 是系统的开环增益。系统的波德图如图 6 所示。由图可知, 增大系统开环增益 K_v 将有利于增加系统相位裕量, 这样对系统的动态特性有利。在该系统现有参数下经计算可得在 $|G(j\omega_c)H(j\omega_c)| = 1$ 时, $\omega_c = 69.461/s$, 这时它的相位裕量 $\gamma = 36.67^\circ$, 由此可知该系统是有足够稳定裕量的。图 7 是该泵的压力阶跃特性曲线, 其中 p_L 是负载压力。图 8 是该泵的干扰流量阶跃特性曲线, 由此可知, 该系统的动态特性较好, 能满足实际工作要求。

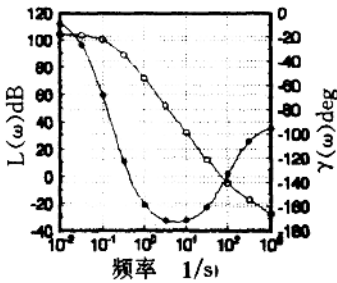


图 6 系统开环博德图

Fig. 6 Bode plot of the system

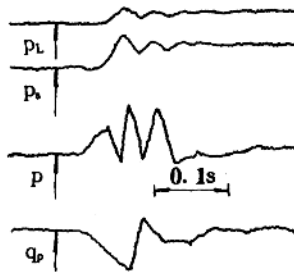


图 7 压力阶跃特性曲线

Fig. 7 Step response of the pressure

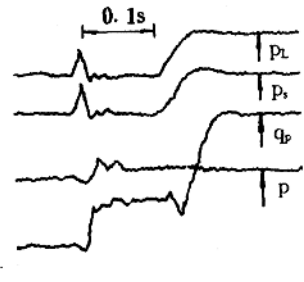


图 8 流量阶跃特性曲线

Fig. 8 Step response of the flow

参 考 文 献

1. 李洪人主编. 液压控制系统. 北京: 国防工业出版社, 1990: 10~24, 54~83
2. 王显正, 陈正航编. 控制原理基础. 北京: 国防工业出版社, 1989: 74~111

The Study of the Constant Pressure Error and Stability of Variable Displacement Pump with Pressure-Compensation Control

Jiang Jihai

(Dept. of Mechanical Engineering, Harbin Institute of Technology)

Abstract Based on the structural characteristic of axial piston pump with pressure-compensation control, this paper, while analysing the constant pressure error, also investigates its stability and gives various parameters that may influence the pump performance. To test the correctness of the theoretical analysis and simulation, experiments are made and data are provided for the farther study of the hydraulic pump in theory and its application in practice.

Key words: Hydraulic pump, Constant pressure error, Stability

具有先导数字阀的比例方向阀

马毅
上海交通大学
机器人研究所

许涪南
上海液压气动总公司
液压泵公司

许仰曾
上海液压气动总公司

摘要 介绍一种以新型的数字阀为先导的比例方向阀,对其可行性进行了研究。目的是寻找一种既有高频响又有较大流量的数字阀,因此由高速开关阀为先导阀并控制三位四通方向流量阀。其结构简单、成本低,而且易于与传统的这类阀相置换。这种阀型期望能为液压阀直接由微机控制探索新途径。

关键词 液压技术, 数字阀, 微机控制
中国图书分类号 TH 164

1 前言

液压技术是随应用的需要而发展。液压比例技术曾在80年代有过很大发展,但随着微机技术对工业的极大影响,如何发展一种无需 D/A 数模转换器,就能使微机可以直接控制液压阀成了流体动力界新的追求。在近十多年里,产生了许多数字阀,但是通常流量都很小,因此,如何提高数字阀的流量而又具有必需的频响,是本研究的重要目的。

早在70年代,数字脉冲技术就已应用在液压技术之中,日、美、德等国学者发展了一种由高速电磁铁驱动的高速开关阀(HSV)。他们的研究主要在于合适的结构、液动力的减少、高性能的传感器、阀参数的优化以及高速电子驱动放大装置,并且研制了具有较高流量、压力及响应的这类阀。例如由挪威 B&R 工程师公司在1992年就生产了一种20-25MPa、3-20l/min及0.8-1.5ms的数字开关阀。而本文介绍的是一种具有二个先导数字阀并控制一个三位四通主阀,以获得既有高频响又有高压及较大流量。由微机或PWM 发生器及相应放大装置,使脉宽可调制的信号可施加于高频响电磁铁,从而推动液压先导数字阀并实现对主阀的控制。

本研究最初为甘肃省自然科学基金课题,其构想与要求最初由美国 FES 公司(Fluid Engineering Service Corp. in Stillwater, USA)提出,经过反复探索,提出此方案,此阀由上海液压气动总公司液压成套公司研制。

2 设计原则

为保证数字阀的高频响及大的流量增益,选择了球阀为基型,该阀的行程为 $0.5\text{mm} \pm 0.01$ 。为减少移动阻力,其返程不用弹簧而是依靠液压油本身的压力,此举有利于阀的换向时间缩短。

由于在结构上采用了二位三通的形式,同时在具有负的阻尼长度下产生的瞬态液动力有利于提高频响。此阀的简图可见图1。

经测试,其打开时间为3.5ms,而关闭时间为4.0ms。在图2中所示的Vd腔是在主阀之前,它有一定的滤波器作用,可减少压力脉动,从而,噪声也被限制在一定范围之内。

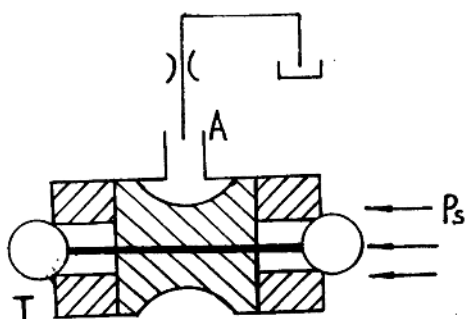


图1 数字阀结构示意图

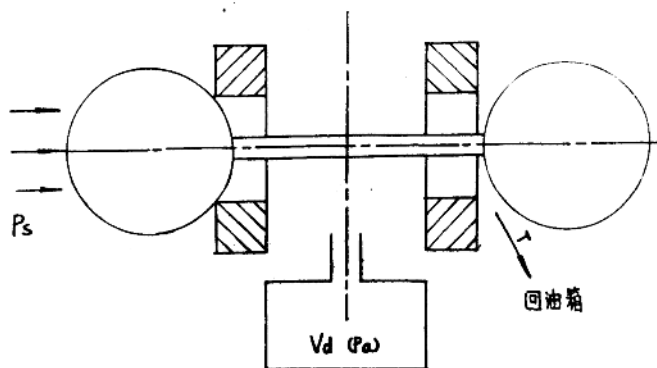


图2 数字阀的封闭容腔

3 性能分析及数字仿真

由于输入信号是脉宽调制 (PWM), 仿真时其可用阶跃信号的叠加来实现。电磁力 \$F_t\$ 也是以脉宽调制的形式体现的, 但我们忽略其电磁滞后时间。因此, 先导数字阀的位移可以根据线性叠加原则将正阶跃信号与负阶跃信号叠加而成。位移 \$X(t)\$ 的公式表达在式 1 之中。

$$X(t) = f(x(t)) \\ (x(t-nT) - x(t-nT-\tau / fp))$$

(1)

\$x(t-nT)\$, \$x(t-nT-\tau / fp)\$ 为在 \$nT\$ 或 \$nT+\tau / fp\$ 时阶跃信号下所产生的位移, 而 \$X(t)\$ 为在相应阶跃作用下, 根据线性叠加原则产生的位移。

我们只需分析在一个阶跃信号周期内的情况, 就可知 \$X(t)\$ 的结果。图 3 是按模块化建模方法 (MMM) 所建立的比例换向阀的等阶系统图, 上半部分是主阀, 下半部分是数字先导阀。

根据模块化建模法, 此阀的数学模型可以表达在公式 (2) 之中, 同时将所有参数汇总在表 1 中。

$$m_1 \frac{dV_p}{dt} + 2\mu L_1 \pi R_o V_p - L_2 C_d \sqrt{2\rho(p_s - p_c)} \omega V_p + 2C_d C_d (p_s - p_c) * 0.358 \omega X_p + p_s S_c - F_t = 0 \\ \frac{dX_p}{dt} - V_p = 0 \\ \frac{(C_{d1} A (X_p) (p_{sp} - p_{ep}))}{C_{d1} A (0.0005 - X_p)^2} + \frac{((C_{d2} A_s (X_p) (p_{sp} - p_1))}{C_{d1} A (0.0005 - X_p)^2} - 2C_{d1} A (X_p) C_d A (X_p) \sqrt{(p_{sp} - p_{sp})(p_{sp} - p_1)} = p_{sp} \\ X_p(0) = 0, \quad V_p(0) = 0, \quad p_{sp}(0) = 0 \quad (2)$$

$$m_2 \frac{dV}{dt} + B_v V + 0.61 * (L_2 - L_3) \sqrt{2\rho(p_s - p_c)} \pi D V * 2 * 2 * 0.98 * 0.61 * \\ \pi D * 0.35 * (p_s - p_c) X + KX - KX_o + (p_2 - p_1) = 0 \\ \frac{dX}{dt} - V = 0 \\ V_2 \frac{dp_1}{dt} + C_{1c} p_2 + 0.61 * \omega (X) \sqrt{2p_2 / \rho} - A_a V = 0$$

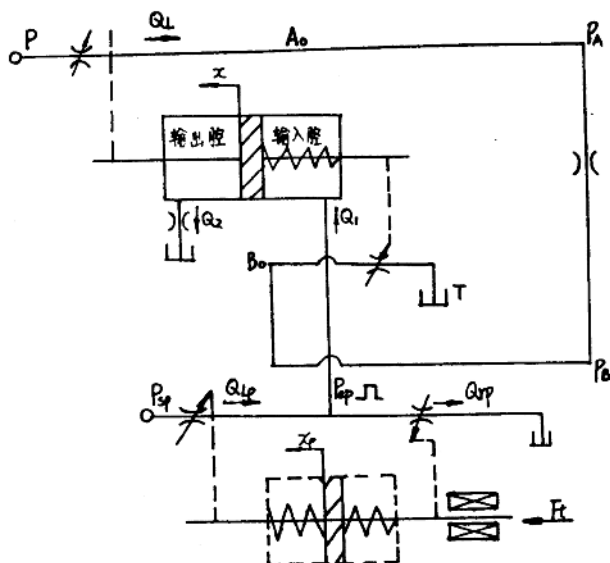
$$\frac{V_1}{\beta} \frac{dp_1}{dt} + C_{1e} p_1 - 0.75 A_a(X)' \sqrt{\frac{2(p_{sp} - p_1)}{\rho}} = 0$$

$$p_a = p_s \left(1 - \frac{1}{2 + (\pi D)^2 X * X / \omega(X)^2} \right)$$

$$X(0) = 0, V(0) = 0, p_1(0) = 0, p_2(0) = 0$$

$$F_t = \sum_{n=0}^N \{60(t - nT) - 60(t - nT - \tau / f_p)\}$$

$$p_{sp} = \frac{C_{d1} A(X_p)}{C_{d1} A(0.0005 - X_p)} \sqrt{p_{sp} - p_{sp}} - \frac{C_{d2} A_a(X_p)'}{C_{d1} A(0.0005 - X_p)} \sqrt{p_{sp} - p_1}$$



β_e	C_{1e}	C_i	C_2	D
7000	3.27×10^{-5}	15.4	1.54	0.028
LL(mm)	R_0	$P_w(M_w)$	R(mm)	$R_r(mm)$
6	10	10	1.5	1.15
L(mm)	$L_1(mm)$	$L_2(mm)$	B_r	DOMEGAX
-5.25	15	20	8.78	4.398×10^{-5}
A_x	K_s	$M_1(kg)$	$M_2(g)$	SOMEGAX
6.157	1.98	0.4308	0.2934	4.398

图3 比例方向控制阀的等阶系统图

表1 阀数学模型参数值

我们利用具有5阶精度的Runge-Kutta-Fehlberg法来解决方程(2)。由于方程是6阶状态方程，同时为解决刚性问题，则快变变量及慢变变量用相应的短步长和长步长分开来解。对先导阀中的 X_p 及 V_p ，其步长用 1×10^{-6} ；对主阀中的 X ， V ， P_1 ， P_2 ，其步长用 1×10^{-4} 。在算法中能用步长控制参数 S ，可自动调节步长，从而解决了刚性问题，并保证了其收敛性。

此仿真的结果示于图4、图5及图6，对于动态性能可以从图中看到下列情况：

1. 先导阀的响应时间为1.02ms。
2. 主阀响应时间目前减慢为4.6~5.0 ms，这是因为此阀芯质量大、阻尼大、频响很低，主阀能稳定于某开口。
3. 在先导阀位移之后，主阀的控制压力信号响应很快，见图6。同时通过仿真，我们知道油的弹性模量、电磁力、先导阀与主阀控制腔之间的阻尼对阀的响应影响很大。

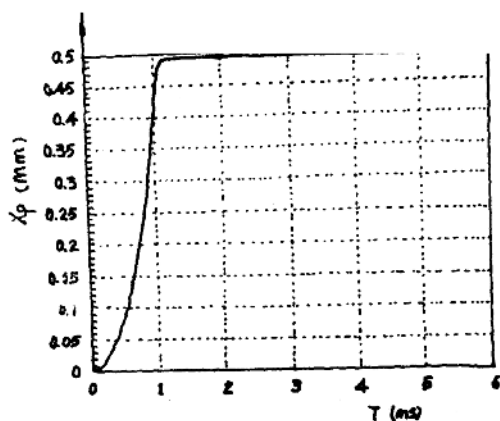


图4 先导阀位移曲线

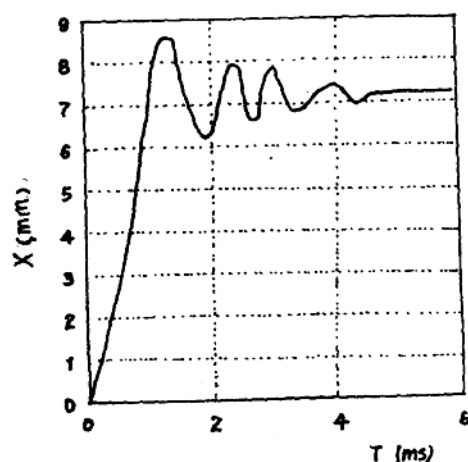


图5 主阀位移曲线

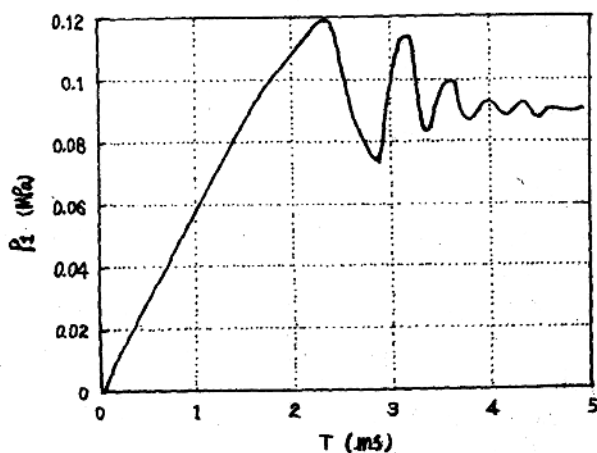


图6 主阀控制压力曲线

4 高速电磁铁及 PWM放大器

1J50的软磁具有高的磁感应强度，有利于较大的电磁力及较高的响应。现有双向先导控制，它的电磁电流比剩磁电流大4倍，这对节能有利，同时小的线圈感抗率将使此电磁铁可以有更快的响应。图7表示了此电磁铁的简图。

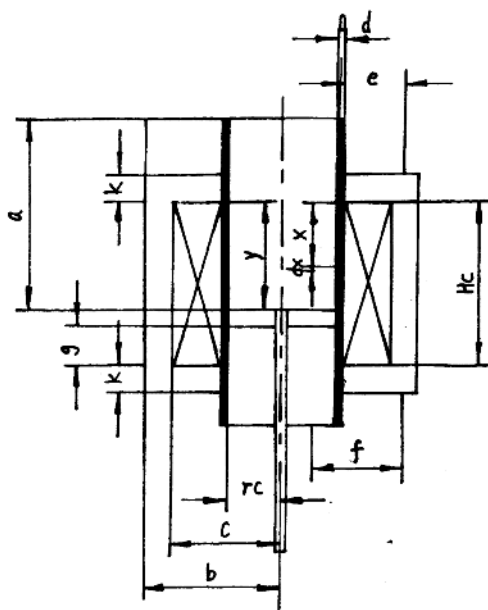


图7 数字电磁铁简图

数字阀由 PWM 信号驱动，此信号既可由微机产生也可由 PWM 发生器产生，图 8 是产生 PWM 的回路，图 9 是 PWM 放大回路。在这种情况下，驱动数字电磁铁的放大器在保证其高频响方面有重要作用。当阀打开时，在此的集成电路芯片能产生高于正常值 3-3.5 倍的过电磁电流；在阀打开之后，仍可保持正常值。通过实验，此数字阀的频响可达 80HZ。

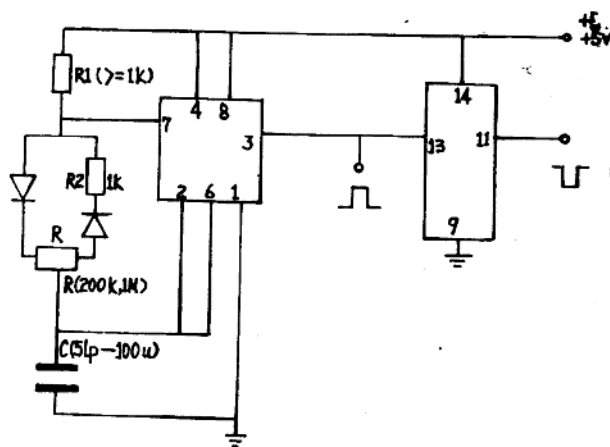


图8 PWM回路

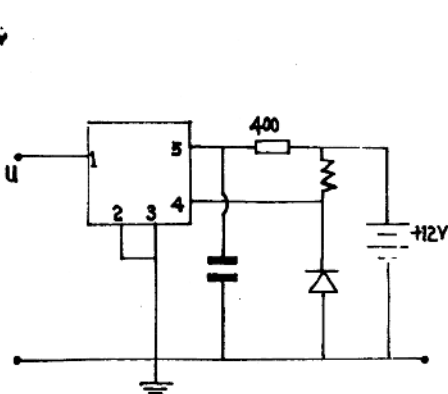


图9 PWM放大回路

5 结论

在此研究了高频响及大流量的数字阀, 此阀是在先导部分用数字阀, 并表明此方案是可行的, 且值得作进一步的研究。

在我们的下一步研究中, 将要进一步提高其最高工作压力, 采取的措施包括增强电磁推动力、减少承压面积, 或在阀芯的两端采用压力平衡方式, 并对加工工艺提出更高要求。

符号表:

P_s	主回路中的液压泵压力
P_a	主阀中的控制口 A 压力
P_{sp}	控制回路中的液压泵压力
P_{ap}	先导阀中的控制口 A 压力
X_p	先导阀的位移
V_p	先导阀的速度
X	主阀的位移
V	主阀的速度
P_1	主阀输入控制腔的压力
P_2	主阀输出控制腔的压力
β_e	介质弹性模量
L_1, L_2	先导阀腔的阻尼长度
$C_d, C_{d1}, C_{da}, C_{dT}$	与流量系数有关的系数
K	弹簧刚度
C_{re}	泄漏系数
B_v	阻尼系数
F_t	电磁力
$A_a(x), W(x)$	与面积梯度有关的函数

参 考 文 献

- 1 Yangzeng Xu, Shixin Chen and Fujio Yamamoto, "Hydraulic Simulation Technique of Using Modularized Modeling Method". Proceedings of the 2nd JHPS International Symposium on Fluid Power, Tokyo Japan, Sept. 1993
- 2 G.G.Roeker, "Digivalve-A Digital Switching Hydraulic Control Valve with Pulse-Modulated Control". Proceedings of the 45th National Conference on Fluid Power, USA, March 1992