

可变喷嘴涡轮增压器电液控制阀仿真与实验*

叶子波 屈盛官 张宜华

(华南理工大学机械与汽车工程学院, 广州 501641)

【摘要】 根据 AVNT 控制系统组成及工作原理,建立凸轮位置反馈式 AVNT 阀的数学模型,分析了控制系统的稳定性和电流-转角特性。仿真结果表明,由幅值裕量、相位裕量和响应时间可知控制系统稳定且具有较好的动态性能。AVNT 阀安装到涡轮增压器上,通过曲柄轴转角随输入电流变化的实验,验证了仿真模型的可行性。

关键词: 可变喷嘴涡轮增压器 液电控制阀 幅值裕量 相位裕量

中图分类号: TH137 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2011)09-0021-05

Control Model of Electrohydraulic Proportional Cartridge Valve for Variable Nozzle Turbocharger

Ye Zibo Qu Shengguan Zhang Yihua

(School of Mechanical and Automotive Engineering, South China University of Technology, Guangzhou 501641, China)

Abstract

According to the control system composition and working principle of AVNT, mathematical model of AVNT valve with cam position feedback signal was established, stability performance and characteristic of current-angle were analyzed. Simulation results show that gain margin and phase margin can make control system with guaranteed stability and better dynamic characteristics. Feasibility of the simulation model was verified by the experiments of crankshaft angel changing with input current after AVNT valve was installed in turbocharger.

Key words Variable nozzle turbocharger, Hydraulic control valve, Amplitude margin, Phase margin

引言

由于传统增压器的响应滞后,在过渡过程中发动机会出现低速扭矩不足、冒黑烟等问题^[1]。自动可变喷嘴涡轮增压器(AVNT)通过机械闭环机构控制液压缸行程和凸轮转角^[2~3],发动机低速时,ECU向增压器中间体内的阀比例电磁铁输入所需的电流信号可减小喷嘴环开度^[4],使废气流出速度相应提高,增加压气机端增压压力,使发动机进气量增加、扭矩提高,从而解决了发动机加速响应性差及导致冒烟的问题。

电液插装式比例阀是可变喷嘴环涡轮增压器控制系统的核心部件,能够连续、按比例地调节液流的

压力、流量等,充分发挥机电液一体化优势。本文通过建立 AVNT 控制系统的非线性数学模型和仿真模型,对该比例阀进行静、动态特性实验,验证 AVNT 电液控制阀控制系统参数的合理性。

1 AVNT 控制系统组成与工作原理

图 1 是 AVNT 中间体和涡轮部分,图 2 为 AVNT 电液比例闭环位置控制系统的剖视图,它通过对活塞杆的位置控制实现对曲柄轴转角和喷嘴环叶片角度的控制,从而达到不同工况下涡轮增压器与发动机最佳动力性和经济性匹配。

AVNT 的工作原理如图 3、4 所示^[5]。没有电流信号输入时,油液从进油口 P 经工作油口 A 进入液

收稿日期: 2010-09-26 修回日期: 2010-10-14
* 国防科工委项目(JPPT-115-240)
作者简介: 叶子波,博士后,主要从事内燃机精密制造与控制研究,E-mail: meyezibo@scut.edu.cn

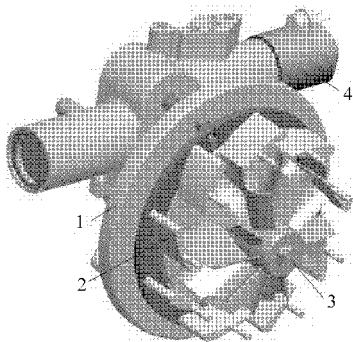


图1 中间体和涡轮部分

Fig. 1 Center housing and turbine of AVNT

1. 同步环 2. 喷嘴环叶片 3. 涡轮 4. AVNT 阀

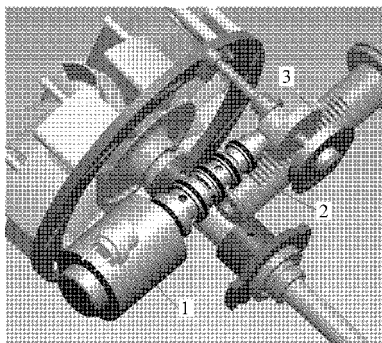


图2 控制系统的剖视图

Fig. 2 Control system of AVNT

1. AVNT 阀 2. 齿轮齿条 3. 齿扇

压油缸有杆端, A 口开度为 1 mm。油缸无杆端的油液则通过工作油口 B 经回油口 T 回油, 此时对应的喷嘴环叶片处于全开状态。当输入小电流信号时阀芯向左位移超过 1 mm, 如图 4 所示, 油液通过 P 口经 B 口进入液压油缸的无杆端, 有杆端的油液则通过 A 口, 经阀芯中心通孔从 T 口回油, 活塞在无杆端压力油的作用下使喷嘴环叶片逐渐关闭。由于凸轮的转动使反馈弹簧的压缩量不断减少, 在复位弹簧力的作用下阀芯向右移动, 直到 P、A、B、T 4 个油口都不相通, 此时阀芯的电磁力、复位弹簧力和反馈弹簧力达到新的平衡状态。

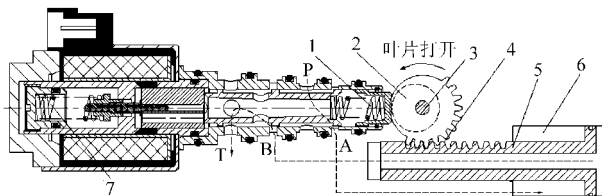


图3 喷嘴环叶片全开

Fig. 3 Nozzle ring blade in full-open state

1. 反馈弹簧 2. 凸轮 3. 曲柄轴 4. 齿轮齿条 5. 活塞杆 6. 油缸 7. 复位弹簧

2 AVNT 控制系统数学模型

控制系统要求油压 0.4 MPa 时, 响应时间在

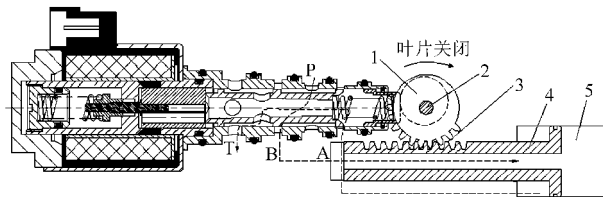


图4 喷嘴环叶片关闭

Fig. 4 Nozzle ring blade in closing state

1. 凸轮 2. 曲柄轴 3. 齿轮齿条 4. 活塞杆 5. 油缸

240 ms 以内, 图 5 所示为比例伺服阀控制单杆油缸简图, 图中反映的是阀芯位移 x_v 大于 1.0 mm 时的状态, 通过建立液压缸对阀芯位移的时域传递函数, 对输入电流和曲柄轴转角的系统模型进行仿真计算。

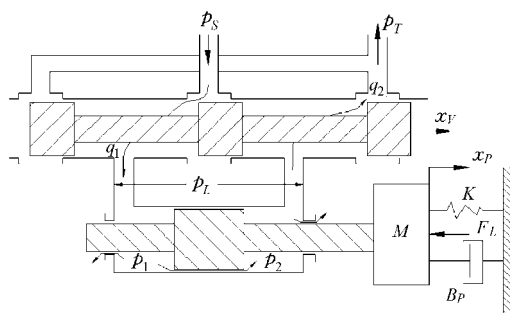


图5 阀控液压缸工作原理图

Fig. 5 Operation principle of valve controlled cylinder

2.1 AVNT 阀的流量方程

对图 5 所示的零开口对称四通阀控单杆油缸, 当阀芯离开中间位置时, 由节流阀口流量公式, 液压缸无杆腔和有杆腔流量方程为^[6]

$$q_1 = C_d W (x_v - 1.0) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_1)} \quad (1)$$

$$q_2 = C_d W (x_v - 1.0) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_2} \quad (2)$$

式中 q_1 ——液压缸无杆腔流量

q_2 ——液压缸有杆腔流量

C_d ——阀口流量系数 p_s ——油源压力

W ——阀口面积梯度 ρ ——油液密度

p_1 ——无杆腔压力 p_2 ——有杆腔压力

2.2 液压缸油腔流量连续性方程

液压缸无杆腔及有杆腔的流量连续性方程为^[7]

$$q_1 = C_{ip} (p_1 - p_2) + C_{ep} p_1 + \frac{V_1}{\beta} \frac{dp_1}{dt} + \frac{dV_1}{dt} \quad (3)$$

$$q_2 = C_{ip} (p_1 - p_2) - C_{ep} p_2 - \frac{V_2}{\beta} \frac{dp_2}{dt} + \frac{dV_2}{dt} \quad (4)$$

式中 C_{ip} ——液压缸内泄漏系数

C_{ep} ——液压缸外泄漏系数

β ——有效体积弹性模量

V_1 ——有杆腔容积 V_2 ——无杆腔容积
假设液压缸流体不可压缩,且泄漏所引起的流量远小于活塞两端的流量,联立式(1)、(2),则有

$$\frac{q_2}{q_1} = \sqrt{\frac{p_2}{p_s - p_1}} = -\frac{\dot{V}_2}{\dot{V}_1} = \frac{A_2}{A_1} = n$$

即
$$p_2 = n^2(p_s - p_1) \tag{5}$$

式中 A_1 ——无杆腔有效作用面积

A_2 ——有杆腔有效作用面积

定义负载压力 $p_L = p_1 - np_2$ 、负载流量 $q_L = q_1$, 代入式(3)得

$$q_L = q_1 = C_{ie}p_L + C_{ia}p_s + A_1 \frac{dx_p}{dt} + \frac{V_t dp_L}{4\beta dt} \tag{6}$$

其中
$$C_{ie} = \frac{(1 + n^2)C_{ip} + C_{ep}}{1 + n^3}$$

$$C_{ia} = \frac{n^3(C_{ip} + C_{ep}) - n^2C_{ip}}{1 + n^3} \quad V_t = \frac{4V_1}{1 + n^3}$$

式中 x_p ——活塞杆位移 C_{ie} ——等效泄漏系数

C_{ia} ——附加泄漏系数 V_t ——等效总容积

由式(1)、(2)和(5)得比例阀的负载流量方程,

应用 Taylor 级数在比例伺服阀零位附近展开并忽略高阶项,得

$$q_L = \frac{\partial q_L}{\partial x_v} \Delta x_v + \frac{\partial q_L}{\partial p_L} \Delta p_L = K_q(x_v - 1.0) - K_c p_L \tag{7}$$

式中 K_q ——流量增益 K_c ——流量-压力系数

2.3 活塞上的力平衡方程

根据牛顿第二定律,可得活塞推杆与惯性力、弹簧力以及在外负载力作用下的力平衡方程为

$$A_1 p_1 - A_2 p_2 = A_1 p_L = M \frac{d^2 x_p}{dt^2} + B_p \frac{dx_p}{dt} + K x_p + F_L \tag{8}$$

式中 M ——等效质量 F_L ——等效外负载

K ——负载弹簧刚度

B_p ——粘性阻尼系数

2.4 阀芯的受力平衡方程

2.4.1 凸轮反馈函数

在 AVNT 阀电液控制机构中,通过凸轮的反馈使阀口逐渐关闭,实现对喷嘴环叶片角度的控制,凸轮转角与反馈弹簧压缩减少量的关系如表 1 所示。

表 1 凸轮转角与反馈弹簧压缩减少量的关系

Tab.1 Cam angle and compression decrement of feedback spring

$\theta/(^{\circ})$	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	140	160
$\Delta x/\text{mm}$	0	0.13	0.33	0.56	0.84	1.14	1.44	1.75	2.05	2.33	2.59	2.82	3.01	3.28	3.38

在 Matlab 软件中对该组数据进行三阶多项式拟合,得到 Δx 与 θ 的函数关系为

$$f(\theta) = B_3\theta^3 + B_2\theta^2 + B_1\theta + A = -1.25 \times 10^{-6}\theta^3 + 2.43 \times 10^{-4}\theta^2 + 0.0143\theta - 0.0278 \tag{9}$$

2.4.2 不同电流下的阀芯平衡分析

当控制系统在电流信号作用下处于稳定平衡状态时,阀芯在复位弹簧力 F_1 、电磁力 F_2 、稳态液动力 F_3 和反馈弹簧力 F_4 作用下处于动态平衡,即

$$K_{mT}(i - i_a) + K_2(\delta_2 - x_v - f(\theta)) = K_1(\delta_1 + x_v) + K_s x_v \tag{10}$$

其中 $K_s = 0.43W(p_s - p_L)$

式中 i_a ——比例电磁铁的起始电流,取额定电流的 5%,即 0.15 A

K_{mT} ——比例电磁铁电流-力增益,取 24 N/A

K_1 ——复位弹簧刚度,取 6.4 N/mm

K_2 ——反馈弹簧刚度,取 7.3 N/mm

δ_1 ——初始状态下复位弹簧的预压缩量,取 5.065 mm

δ_2 ——初始状态下反馈弹簧的预压缩量,取 4.44 mm

K_s ——稳态液动力刚度系数,取 2 N/mm

当电流信号增加到 i_0 时,阀芯向左的位移量为 1.0 mm,此时比例伺服阀的 4 个油口都不通,凸轮转角 $\theta = 0^{\circ}$,电流信号为 i_0 时阀芯的稳态平衡。由式(10)可知

$$24(i_0 - 0.15) + 7.3(4.44 - 1.0 - f(0)) = 40.816 \tag{11}$$

由式(11)计算得 $i_0 = 0.80$ A。当电流信号从 $i_0 = 0.80$ A 开始继续增加到 i 时,比例伺服阀的油口开始换向,喷嘴叶片才开始关小。把阀芯位移进一步转换成阀口开度的形式,得

$$\Delta x_v = x_v - 1.0 = 1.529(i - 0.80) - 0.465f(\theta) \tag{12}$$

根据齿轮齿条传动关系,有

$$x_p = \frac{\theta}{180} \frac{\pi D}{2}$$

式中 D ——齿轮分度圆直径,取 24 mm

即
$$\theta = \frac{15}{\pi} x_p \tag{13}$$

2.4.3 AVNT 电液控制机构总体数学模型

AVNT 电液比例闭环位置控制系统在仿真时所需的基本参数及相关计算参数见表 2。

表2 AVNT 控制系统基本参数
Tab.2 Parameters of AVNT control system

C_d	W/m	p_s/Pa	$\frac{\rho}{kg \cdot m^{-3}}$	V_t/m^3	A_1/m^2	A_2/m^2	β/MPa	$\frac{B_p}{N \cdot s \cdot m^{-1}}$	M/kg	$\frac{\zeta_h}{N \cdot s^2 \cdot m^{-1}}$
0.61	0.035	4×10^5	850	2.99×10^{-5}	1.134×10^{-3}	1.015×10^{-3}	700	8×10^{-2}	12.5	0.3

式(6)、(7)和(8)是 AVNT 控制机构几个关键的方程,对它们进行拉氏变换可得

$$Q_L(s) = C_{te}P_L(s) + C_{ta}P_s(s) + A_1sX_P(s) + \frac{V_t}{4\beta}sP_L(s)$$

$$Q_L(s) = K_q(X_V(s) - 1) - K_cP_L(s)$$

$$A_1P_L(s) = Ms^2X_P(s) + B_psX_P(s) + KX_P(s) + F_L$$

对于 AVNT 液压控制机构,可以忽略 K 、 F_L 以及粘性阻尼系数 B_p 引起的泄漏流量对系统的影响,结合式(12)和(13),AVNT 控制系统传递函数方块图如图 6 所示。图中液压固有频率 $\omega_h = \sqrt{\frac{4\beta A_1^2}{V_t M}}$; 液压

阻尼比 $\zeta_h = \frac{K_{ce}}{A_1} \sqrt{\frac{\beta M}{V_t}} + \frac{B_p}{4A_1} \sqrt{\frac{V_t}{\beta M}}$; 其中总流量压力系数 $K_{ce} = K_c + C_{te}$ 。

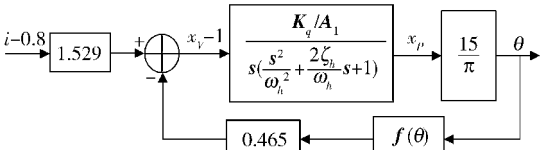


图6 控制机构数学模型简化方块图

Fig.6 Block diagram of mathematical model of control system

判断液压闭环系统是否稳定,可通过判断其开环系统是否稳定^[8],控制系统的稳定性应保证有一定的储备,分为幅值裕度和相位裕度,稳定开环系统的充分条件是幅值裕度和相位裕度都是正值。电液控制阀的传递函数由比例、积分和二阶振荡环节组成,通过对控制系统的开环频率特性分析,系统的开环伯德(Bode)图如图 7 所示,幅值裕量为 12.4 dB,相位裕量为 84.9°,故 AVNT 控制系统是稳定的。

图 8 是控制系统在 1.5 A 阶跃电流、0.4 MPa 油压作用下曲柄轴转角和响应时间的关系图,控制系统的过渡过程在 200 ms 以内,且超调量近似为零,说明系统具有较好的稳定性和动态响应特性。

3 测试系统及实验结果及其分析

在 AVNT 电液控制阀测试回路中引入涡轮增压器中间体部分,以真实地模拟 AVNT 电液控制阀实际工况,安装装置见图 9。用一个安装角度传感器的等效旋转圆盘代替增压器中的同步环,在额定的供油压力 p_s 下,测试电液控制阀输入不同电流时涡轮增压器的曲轴转角,如图 10 所示。曲柄轴转角的

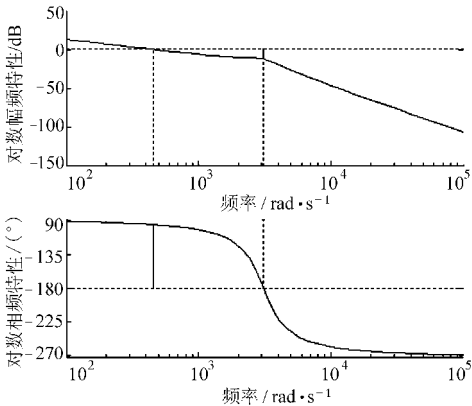


图7 AVNT 控制系统开环伯德图

Fig.7 Open-loop Bode diagram of AVNT control system

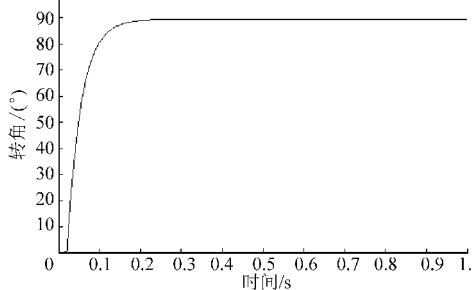


图8 曲柄轴的阶跃输出响应

Fig.8 Step response of crank shaft

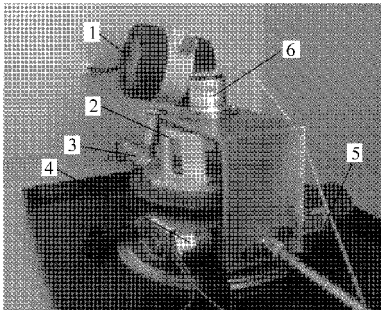


图9 AVNT 电液控制阀安装结构实物图

Fig.9 Objective graph of AVNT hydraulic control

valve installation structure

1. 流量计 2. 等效旋转圆盘 3. 回油管 4. AVNT 阀 5. 进油管
6. 角度传感器

仿真曲线与实验曲线总体上基本吻合,误差的绝对值随输入电流的增加而增加,电流在 1.6 A 时转角误差值最大,为 6.12°;电流在 1.12 A 时误差百分比最大,为 7.6%。这是由于在 AVNT 控制系统数学模型中忽略了瞬态液动力、摩擦力;在使用多项式拟合凸轮反馈函数时,忽略了高于 3 阶的系数,模型误差和计算误差造成了实验结果与仿真计算的偏差。

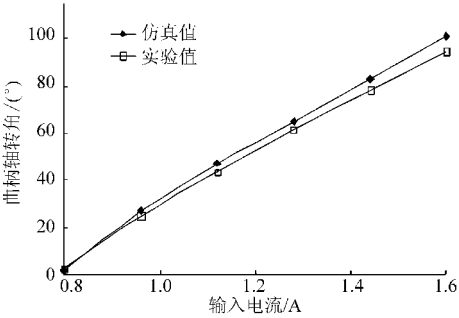


图 10 曲柄轴转角随电流变化特性

Fig. 10 Characteristics of crankshaft angle with current changing

4 结论

(1)通过流量方程、连续性方程和受力平衡方程,建立 AVNT 电液控制阀的数学模型,并进行仿真计算,结果表明 AVNT 阀的动态响应时间满足控制系统要求,幅值裕量为 12.4 dB、相位裕量为 84.9°,满足系统的稳定性要求。

(2)电液控制阀在增压器上的性能实验表明,曲柄轴转角和输入电流关系的仿真值与实验值基本一致,最大误差百分比在 8% 以内,验证了用于该电液控制阀的仿真模型是切实可行的。

参 考 文 献

1 Anna G, Ilya Kolmanovsky, James S. Control of variable geometry turbocharged diesel engine for reduced emissions [J]. Transactions on Control Systems Technology, 2000, 8(4): 733 ~ 745.

2 Steve Arnold, Mark Groskreutz, Shahed S M. Advanced variable geometry turbocharger for diesel engine applications [C]. SAE Paper 2002 - 01 - 0161, 2002.

3 Johannes Andersen, Erik Karlsson, Anders Gawell. Variable turbine geometry on SI engines [C]. SAE Paper 2006 - 01 - 0020, 2006.

4 王恩华, 周明, 李建秋, 等. 可变喷嘴涡轮增压器电控系统的设计与匹配[J]. 内燃机学报, 2002, 20(6): 559 ~ 562. Wang Enhua, Zhou Ming. Li Jianqiu, et al. Design and match for electronic control system of variable nozzle turbocharger [J]. Transactions of CSICE, 2002, 20(6): 559 ~ 562. (in Chinese)

5 张宜华, 屈盛官, 刘余龙, 等. 涡轮增压器用电液比例插装阀试验系统研究[J]. 液压与气动, 2010(2): 78 ~ 81. Zhang Yihua, Qu Shengguan, Liu Yulong, et al. Testing system research of electrohydraulic proportional cartridge valve for turbocharger [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2010(2): 78 ~ 81. (in Chinese)

6 白寒, 王庆九, 徐振, 等. 阀控非对称缸系统多级滑模鲁棒自适应控制[J]. 农业机械学报, 2009, 40(10): 193 ~ 198. Bai Han, Wang Qingjiu, Xu Zhen, et al. Multiple sliding mode robust adaptive control for valve controlled asymmetric cylinder system [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(10): 193 ~ 198. (in Chinese)

7 金哲, 柯坚, 于兰英, 等. 超高速电液比例系统 H_∞ 控制器的研究[J]. 机械工程学报, 2006, 42(3): 104 ~ 109. Jin Zhe, Ke Jian, Yu Lanying, et al. Study on H_∞ controller in super high-speed electro-hydraulic proportional system [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(3): 104 ~ 109. (in Chinese)

8 许益民. 电液比例控制系统分析与设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005.