

现代气动技术理论与实践
 第七讲：电/气伺服阀

蔡茂林

(北京航空航天大学自动化科学与电气工程学院,北京 100083)

中图分类号:TH138 文献标识码:A 文章编号:1008-0813(2008)02-0050-04

0 前言

由于伺服电动机、步进电动机等电气伺服驱动机构在工业现场的日益普及，气动伺服系统通常仅限于在高湿度、强磁场、要求防爆等恶劣环境下使用。近些年，由于空气的柔软性以及使用中不产生热和磁场等优点被重新认识，半导体精密制造中光刻机用的减振台、医疗仪器、康复设备上开始出现气动伺服系统的身影，并有逐步扩大的趋势。

在构建气动伺服系统时，电/气伺服阀作为控制元件是系统中最为关键的构成要素。电/气伺服阀的广义定义为：对应电压或电流的模拟输入信号的连续变化可连续相应地控制输出流量或压力的阀^[1]。

对电/气伺服阀进行大分类，如图 1 所示有比例控

制阀和喷嘴挡板型伺服阀两大类。比例控制阀根据输入信号的大小成比例地输出流量或压力，是在传统的手调式阀基础上添加比例电磁铁发展起来的；而喷嘴挡板型伺服阀输出的流量或压力未必与输入信号成正比，但分辨率高、灵敏，适合高精度控制，价格通常也比比例控制阀高出较多。由于喷嘴挡板型伺服阀出现早，是传统的伺服阀，因此习惯上有将电/气伺服阀等同于喷嘴挡板型伺服阀的做法。

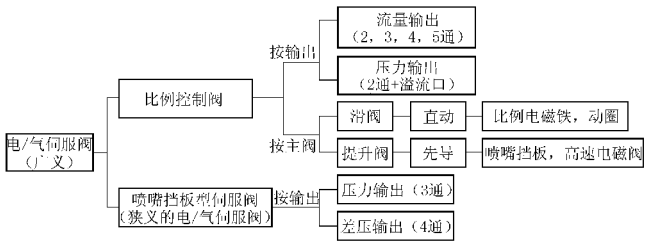


图 1 电/气伺服阀的分类

收稿日期:2008-2-18
 作者简介:蔡茂林(1972-),男,教授/博士生导师,主要研究方向是气动系统的节能、测量、仿真与控制。

比例控制阀根据控制输出,分为流量比例控制阀和压力比例控制阀。比例控制阀中控制流量大小的主阀机构主要有滑阀和提升阀两类。这样的主阀机构在不输出流量时必须关闭。因此,流量零点附近会产生死区,也称为不敏感带,而导致阀的输入输出特性呈非线性,影响控制精度。尽管如此,由于比例控制阀具有相对喷嘴挡板型伺服阀价格低、可对应大流量、输入输出成比例关系等易于使用的优点,比例控制阀正作为电/气伺服阀的普及型产品得到了广泛的使用。

另一方面,喷嘴挡板型伺服阀是根据输入信号改变喷嘴挡板机构中喷嘴和挡板间的间隙大小来调节喷嘴上流的背压。不输出流量时勿需关死喷嘴,因而没有死区,控制灵敏度高。但是,需连续向喷嘴供气并排到大气中,空气消耗量大,不节能。而且,由于采用节流孔,难以用于大流量控制。目前,喷嘴挡板型伺服阀多用于减振控制、张力控制等需要高灵敏度的高精度控制中。

本讲以主要类型的电/气伺服阀为对象,先阐述流量比例控制阀和压力比例控制阀的构造、工作原理,介绍其特性表示,然后说明喷嘴挡板型伺服阀的分类、构造、工作原理,进而对喷嘴挡板型伺服阀的特性进行理论分析。

1 比例控制阀

1.1 流量比例控制阀

流量比例控制阀根据输入信号比例输出流量。但实际上比例于输入信号输出的不是流量,而是阀开口的有效截面积的大小。为使有效截面积呈比例变化,大多流量比例控制阀使用滑阀形式的主阀结构。此时,只需使滑阀阀芯的位移与输入信号成正比即可。由于滑阀阀芯不直接受气体压力作用,仅受流体反力影响,而气体密度低,流体反力相对较小,所以滑阀阀芯通常采用直接驱动方式。作为滑阀阀芯的驱动机构,价格相对低廉的比例电磁铁被广泛使用。近些年,为了提高滑阀阀芯的位置控制精度,很多流量比例控制阀一改传统的开环控制方式,开始采用高精度位置传感器检测滑阀阀芯位移,从而利用闭环反馈精确控制滑阀阀芯位移。此类流量比例控制阀的数量正在增加,并多用动圈或力马达等来驱动滑阀阀芯。以前控制上难以解决的由正遮盖引起的死区问题近年由于加工精度的提高和上述闭环位置控制系统的导入而得到了很大的改善。利用流量比例控制阀来构建高精度控制系统也变得越来越容易。

图2展示的是一种导入了位置闭环控制系统的流

量比例控制阀。在该阀中,位移传感器安装在滑阀阀芯的右侧,并采用音圈力马达对滑阀阀芯位移进行闭环控制,使阀芯的位移,即阀的开口与输入信号成比例。而且,为了提高滑阀阀芯的位置控制精度,该阀还采用了空气轴承来支撑阀芯,使阀芯的滑动摩擦力减到最小。由于该阀采用直接驱动方式并且阀芯的滑动摩擦极小,阀芯的动态响应很高,频宽可达200Hz以上^{[2][3]}。

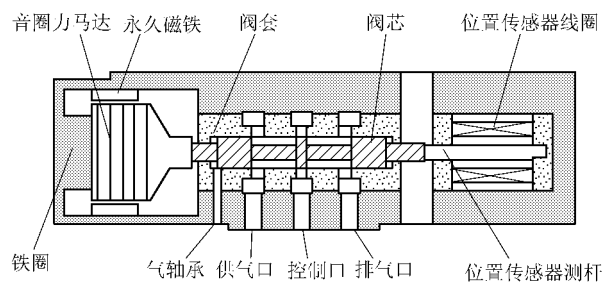


图2 流量比例控制阀

1.2 压力比例控制阀

压力比例控制阀是将输出压力导入阀内,使之与输入信号决定的力进行平衡,用闭环反馈系统控制输出压力的阀。主阀基本上都是提升阀。图3表示的是一个较典型的压力比例控制阀。该阀输出压力始终与根据输入信号设定的膜片上方的先导腔的压力保持平衡。如输出压力比先导腔的压力低,膜片下移,主阀芯向下移动,主阀开口增大,输出压力上升;反之,膜片上移,排气阀打开,输出侧的空气通过排气阀排放到大气中。这与上讲^[4]介绍的先导型减压阀结构和工作原理相同。所不同的是,压力比例控制阀的设定压力不是用手动调节柄调节,而是电信号输入。在很多场合,压力比例控制阀也被称为电气调压阀。

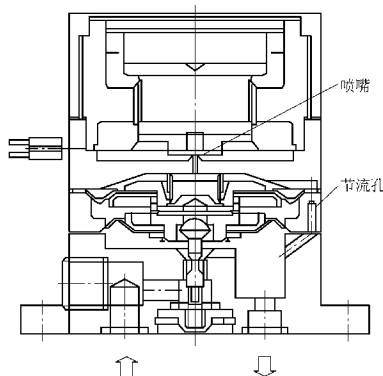


图3 压力比例控制阀

图3表示的压力比例控制阀是先导式结构。压力比例控制阀中也有直动式结构,而直动式结构除了用于极少的低压输出用的压力比例控制阀外,很少被采用。原因是阀的输出压力直接作用在膜片上,直接驱动膜片需要很大的力量,直接驱动机构体积大,不容易实用化。

通常,压力比例控制阀的先导式结构多采用喷嘴挡板机构,也有采用 PWM(脉宽调制)控制高速开关阀来设定先导压力的。

1.3 特性表示

在静特性上,流量比例控制阀仅有输入输出特性(输入信号 V.S.阀开口的有效截面积),而压力比例控制阀不仅有输入输出特性(输入信号 V.S.输出压力),还有流量特性和压力特性。这里的流量特性与压力特性与上讲的减压阀相同,各自表示输出压力受流量和供给压力变动的影响程度。这些静特性通常都表示在产品样本上,详细请参照相关产品的样本。

关于动特性,有阶跃响应特性和频响特性。流量比例控制阀因为没有先导腔这样的一阶滞后环节,所以响应快,适合于高速控制。一部分的流量比例控制阀本身的频响超过 100Hz,与其一起构成系统的负载气容相比响应要快很多,所以其动特性通常可以忽略不计。另一方面,压力比例控制阀在阀内有先导腔,输出压力作用于膜片的空间等容腔,响应比流量比例控制阀要低一些。因此,压力比例控制阀多用于对响应要求不严的远程压力控制等。

2 喷嘴挡板型伺服阀

2.1 分类及工作原理

喷嘴挡板型伺服阀根据输出及构造,可按图 4 分为三类:

(1)输出压力的单喷嘴的 3 通阀:用动圈、压电晶体或力矩马达驱动挡板,通过改变挡板与喷嘴间的间隙来控制固定节流孔与喷嘴间的背压(C 口)。此类阀由于可控流量范围小,多用于小流量的先导压力控制;

(2)输出压力的双喷嘴的 3 通阀:用力矩马达使挡板倾斜,从而调整挡板与喷嘴间的间隙,进而控制两个喷嘴中间的压力(C 口)。与单喷嘴阀相比,由于没有固定节流孔,压力及流量的输出范围比较大。该阀是喷嘴挡板型伺服阀的主流类型;

(3)输出差压的 4 通阀:尽管具有与双喷嘴的 3 通阀相似的结构,但其两个喷嘴的上流侧装入了两个固定节流孔。如移动挡板使挡板偏离中位,挡板与两个喷嘴间的间隙变为不同,两侧的输出侧(C1 口和 C2 口)的压力变为不同,从而产生差压。此差压输出适合双出杆气缸两侧容腔压力的控制,例如用于减振台的水平减振作动器^[5]。

喷嘴挡板型伺服阀尽管与压力比例控制阀相同,都是用来控制压力,但实际中通常根据流量范围、控制分辨率、响应等使用要求来区别使用。

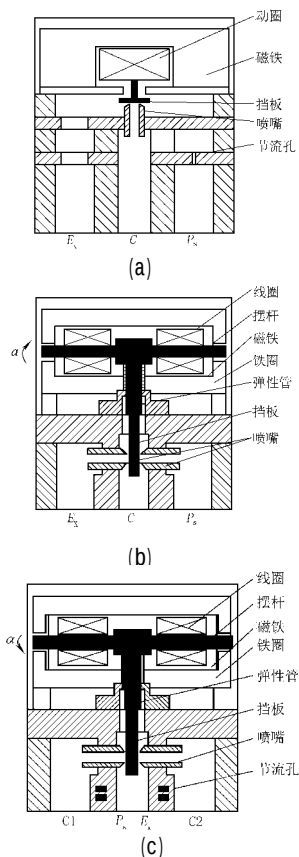


图 4 喷嘴挡板型伺服阀

(a)输出压力的单喷嘴的 3 通阀

(b)输出压力的双喷嘴的 3 通阀 (c)输出差压的 4 通阀

2.2 喷嘴机构的特性解析

图 5 是典型的喷嘴挡板机构,现讨论它的数学模

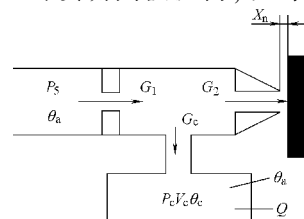


图 5 喷嘴挡板机构

型如下^{[6],[7]}:首先,对状态方程式 $p_c V_c = m_c R \theta_c$ 进行微分,可得如下公式

$$\begin{aligned} \frac{dp_c}{dt} &= \frac{R\theta_c}{V_c} \frac{dm_c}{dt} + \frac{m_c R}{V_c} \frac{d\theta_c}{dt} \\ &= \frac{R\theta_c}{V_c} (G_1 - G_2) + \frac{m_c R}{V_c} \frac{d\theta_c}{dt} \end{aligned} \quad (1)$$

然后,根据能量守恒法则可求得下式。

$$\begin{aligned} \frac{d\theta_c}{dt} &= \frac{R\theta_a}{C_v m_c} (G_1 - G_2) + \frac{Q}{C_v m_c} \\ &= \frac{R\theta_a}{C_v m_c} (G_1 - G_2) + \frac{h S_h}{C_v m_c} (\theta_a - \theta) \end{aligned} \quad (2)$$

式中 C_v ——空气的等容比热;

Q ——外部环境传入的热量;

h ——传热率;

S_h ——传热面积。

如在平衡点(平衡压力 p_{ref})附近进行线性化,根据式(1)和(2)可得图 6 所示的框图^[6]。其中, a 是流量增益。流量增益 a 表示的是压力变化与流量变化的比值,定义如下

$$a = \frac{\Delta G_c}{\Delta p_c} = \frac{\Delta G_1 - \Delta G_2}{\Delta p_c} \quad (3)$$

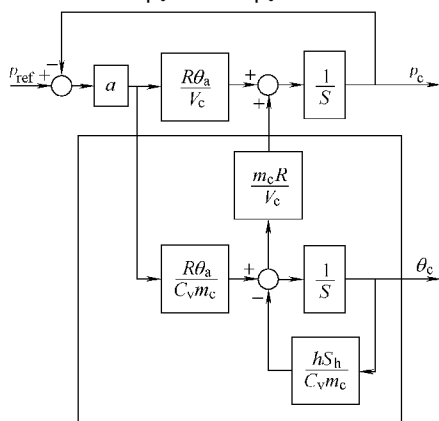


图 6 喷嘴挡板机构的控制框图

如图 7 所示,控制侧的压力如偏离平衡点 Δp_c , G_1 和 G_2 变化, $\Delta G_1 - \Delta G_2$ 大小的流量流入控制侧。流量增益 a 越大,控制系统的响应越快。

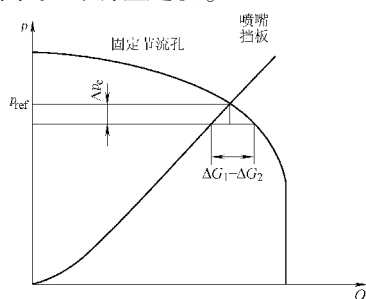


图 7 流量增益的物理含义

通常,为方便起见,控制侧的温度都假设为等温变化。此时,图 6 中的传热部分简化,传热函数可写为:

$$F(s) = \frac{1}{1 + T_p s} \quad (4)$$

式中 T_p ——控制系统的时间常数。

$$T_p = \frac{V_c}{a R \theta_a} \quad (5)$$

负载容腔体积 V_c 越大,时间常数 T_p 越大,系统越滞后;相反,流量增益 a 越大,时间常数 T_p 越小,系统反应越快。

根据以上数学模型,就可对喷嘴挡板机构的动特性进行理论分析。

参 考 文 献

- [1] 空気圧システム入門.(社)日本フルードパワーシステム学会(2003).
- [2] T. Miyajima. Development of Pneumatic High Precision Position Controllable Servo Valve[C]. Proc. of IEEE/CCA, (2004).
- [3] 宮島隆至.高精度サーボ弁による空気圧サーボテーブルの定速度制御の高精度化,第4回流体計測制御シンポジウム,36-39(2003).
- [4] 蔡茂林.压力调节阀[J],液压气动与密封,2008,28(1).
- [5] 加藤友規.超精密空気ばね式除振台の圧力制御,2004年度精密工学会春季大会学術講演会,CD-ROM(2004).
- [6] T.Kagawa.Heat Transfer Effects on the Frequency Response of a Pneumatic Nozzle Flapper[J]. Journal of Dynamic Systems Measurement, and Control, Transactions of the ASME, 1992,107(12).
- [7] 荒木・陳・石野.力平衡型ノズルフラップ式電空圧力変換器空気圧回路の特性解析[C].油空圧学会論文集,1995,26(2).

JTEKT将在普通轴承中采用汽车轴承密封材料

JTEKT Corporation(捷太格特株式会社)宣布,将在普通轴承中采用汽车发动机辅助装置的轴承使用的密封材料。计划将其作为“RM 密封材料”系列推广使用。该密封材料在需要高速旋转的环境中具有摺动扭矩低、密封性高的特点。

RM 系列通过增加过盈量提高了密封性。另外,密封唇缘还采用了 M 字形双重构造,可长期保持密封性。而且还在密封唇缘的 2 个部位采用了凸起形状,确保了防水性。

汽车发动机辅助装置使用的轴承需要高速旋转,因此大多使用具有低扭矩的轻触型密封材料。不过此类轴承在高压清洗、外部环境变化大以及轴承完全没入水中等严酷条件下,容易发生水浸入轴承内部、导致生锈等问题。因此该公司在保持扭矩与原来相同的情况下,开发出了密封性高的密封材料,并投入了使用。