

现代气动技术理论与实践

第六讲：压力调节阀

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: TH137

文献标识码: A

文章编号: 1008-0813(2008)01-0053-06

0 前言

在气动系统中, 由于压缩空气即使远距离传送压力损失也较小的特点, 供气通常采用集中气源、统一供给的方式。工业现场常用压缩机的输出压力通常在 $0.7 \sim 1.0 \text{ MPa}$ 范围内, 考虑管道输送损失及压力波动, 终端设备中的气缸等执行元件的使用压力一般被设定在 0.5 MPa 左右, 而气动工具、喷嘴等工艺用气点的使用压力则千差万别, 有高有低。为能够稳定连续地向各个用气点供给不同大小的压力, 必须使用压力调节阀。压力调节阀的作用主要可归结为两点: (1) 调节压力高低; (2) 消除上流压力波动影响, 保证输出压力稳定^[1]。

根据压力调节方向的不同, 压力调节阀分为两类: 一类为减压阀, 将供气管道中的高压气体减为压力稳定的低压气体供给到终端设备; 另一类为增压阀, 在供气压力达不到使用要求时对输入空气进行固定增压比增压后输送给终端设备。固定增压比有 2 倍、4 倍等。通过减压阀调节入口压力可以连续调节输出压力。

由于减压阀在无论上流压力波动, 还是流量发生变化时都能使输出压力稳定在设定值附近, 所以在工业现场被大量使用, 几乎每台终端设备, 甚至每个气缸前都安装有减压阀以确保供给压力始终恒定。

由于减压阀的特性直接关系到气动系统的特性, 所以本讲以减压阀为对象, 先阐述减压阀的工作原理, 分析其流量特性与压力特性, 介绍直动型和先导型的主要形式, 然后讨论带容腔负载的减压阀的响应特性。最后, 说明增压阀的工作原理及其特性。

1 减压阀的工作原理与特性

1.1 工作原理

现以图 1 所示的最为典型的直动型减压阀的构造为例简单阐述减压阀的工作原理。旋转减压阀上方手柄压紧调节弹簧, 调节弹簧通过溢流阀座向下压膜片,

进而向下压主阀芯杆、主阀芯而打开主阀芯, 一次侧入口压缩空气经过主阀芯流向二次侧出口。这样, 二次侧出口由于气体不断流入而压力不断上升, 该压力直接作用于膜片下方, 推动膜片不断上移, 直至与调节弹簧的弹簧力平衡。此时, 膜片不再上升, 主阀芯关闭, 出口压力稳定。由此可见, 出口压力可由调节弹簧预加弹簧力来设定。当二次侧出口由于用气导致压力低于设定压力时, 膜片下移, 主阀芯打开, 出口压力上升; 反之, 出口压力高于设定压力时, 膜片上移, 主阀芯杆由于与主阀芯固定连接而不再上移, 溢流阀打开, 出口通过主阀芯杆与溢流阀座间的溢流孔向大气排气, 压力下降。这样, 减压阀实现减压与稳压的功能。

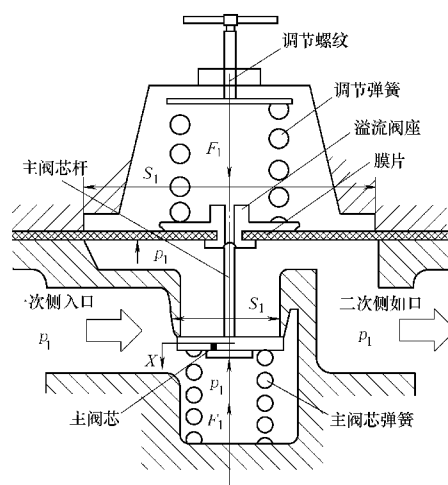


图 1 减压阀的构造

如图 1 所示, 在主阀芯关闭并处于力平衡状态时, 分析主阀芯的受力, 可得如下公式:

$$F_1 + S_2 p_2 = S_1 p_1 + S_2 p_1 = F_2 \quad (1)$$

式中 F_1 ——主阀芯关闭时的调节弹簧的弹簧力, 单位为 N;

F_2 ——主阀芯关闭时的主阀芯弹簧的弹簧力, 单位为 N;

p_1 ——一次侧入口压力, 单位为 Pa;

p_2 ——二次侧出口压力, 单位为 Pa;

S_1 ——膜片的有效受压面积, 单位为 m^2 ;

S_2 ——主阀芯的有效受压面积, 单位为 m^2 。

收稿日期: 2007-12-09

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。

由此,出口压力可推导为:

$$p_2 = \frac{F_1 - F_2 - S_2 p_1}{S_1 - S_2} \quad (2)$$

即取决于两弹簧的预设弹簧力、入口压力、膜片和主阀芯受压面积大小。

1.2 流量特性与压力特性

作为减压阀的表征特性,流量特性与压力特性两大静特性被经常使用,并通常在产品样本中给出。

流量特性是表示流量与出口压力关系的曲线。在关闭二次侧出口流路使流量为零时设定出口压力后,逐渐打开二次侧出口流路增加流量,测量此过程中的出口压力和流量即可得此曲线。流量流过减压阀时主阀芯必定处于打开状态,如设定主阀芯开口位移为 x ,出口压力比设定压力 p_2 向下偏移 Δp_2 ,式(1)的主阀芯受力平衡公式可重写为:

$$F_1 - k_1 x + S_2(p_2 - \Delta p_2) = S_1(p_2 - \Delta p_2) + S_2 p_1 + F_2 + k_2 x \quad (3)$$

联立式(1)与式(3),可得 Δp_2 与 x 的关系:

$$\Delta p_2 = \frac{k_1 + k_2}{S_1 - S_2} x \quad (4)$$

根据第1讲的流量公式^[2],流量与主阀芯的开口面积成正比,即

$$Q \propto \pi d_2 x \quad (5)$$

这里,是主阀芯开口的有效直径。流量 Q 越大时,主阀芯开口位移 x 越大,因而出口压力偏移值 Δp_2 也越大。该特性如图2所示,减压阀的出口压力随着流量的增大而不断下降。

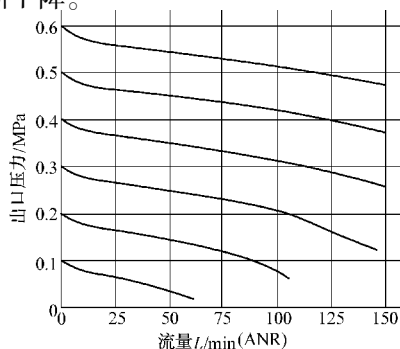


图2 减压阀的流量特性^[3]

显然,流量特性曲线越水平越好,即减压阀输出压力受流量影响越小越好。由式(4)、式(5)可见,降低两个弹簧的弹性系数 k_1 与 k_2 , 增大主阀芯开口的有效直径 d_2 可以改善流量特性。

除了流经主阀芯的正向流量,流经溢流阀的负向流量也是流量特性的一部分。但由于减压阀主要工作在正向流动中,所以产品样本上通常只提供正向流量的流量特性。负向流量的流量特性一般只在电气调压阀、电气伺服阀的流量特性中被要求。

压力特性是表示入口压力变动时出口压力变化的曲线。假设入口压力 p_1 增加 Δp_1 时,出口压力在设定压力 p_2 基础上增加 Δp_2 , 此时重写主阀芯受力平衡公式,可得:

$$F_1 + S_2(p_2 + \Delta p_2) = S_1(p_2 + \Delta p_2) + S_2(p_1 + \Delta p_1) + F_2 \quad (6)$$

联立式(1)与式(6),可得 Δp_2 与 Δp_1 的关系:

$$\Delta p_2 = -\frac{1}{S_1/S_2 - 1} \Delta p_1 \quad (7)$$

由式(7)可见,入口压力上升,出口压力不升反降。此特性如图3所示,减压阀的出口压力与入口压力的变化趋势正好相反。为了减轻入口压力变动的影响,增加值可以起到一定的效果,但通常是采用下节介绍的先导型减压阀来获得更为稳定和精密的调压效果。

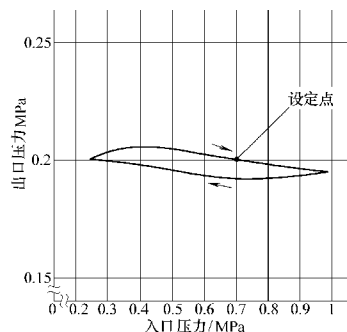


图3 减压阀的压力特性^[3]

除了以上的流量特性和压力特性,减压阀还具有重复精度、压力设定精度分辨率等其它特性,但最重要、最基础的还是流量特性和压力特性。

2 直动型与先导型减压阀

减压阀根据内部结构和功能,可分直动型和先导型两大类。

2.1 直动型减压阀

通过调节弹簧直接设定出口压力的减压阀通称为直动型减压阀。图4给出了直动减压阀的典型结构。通

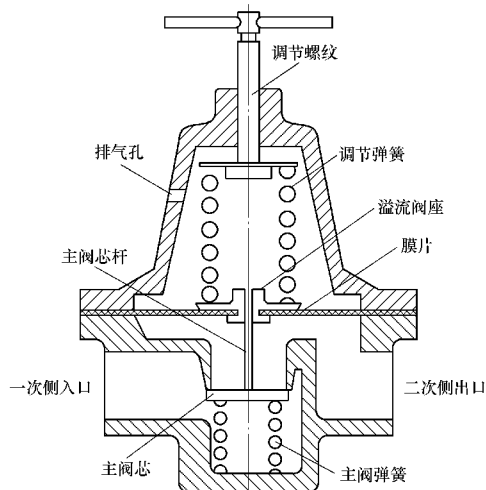


图4 直动型减压阀

常,直动型减压阀带有小流量的溢流功能,用于出口压力高于设定压力时的排气。但是,当排气流量要求很大时,一般不使用单独的减压阀,而是用非溢流型减压阀与专用的大型溢流阀组合使用。图5表示的是溢流型和非溢流型的溢流处结构的不同。此外,非溢流型减压阀还可用于禁止向大气排放的有毒气体等的减压场合。

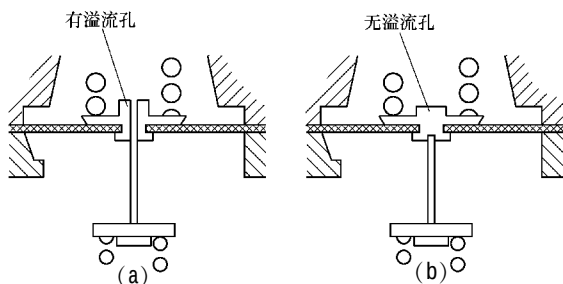


图5 溢流型与非溢流型

(a)溢流型 (b)非溢流型

如前所述,直动型减压阀的输出压力直接受主阀芯开口位移影响,不是十分理想。为了改善直动型减压阀的流量特性,还有一种利用流速反馈孔的改善方法。该方法如图6所示,将二次侧出口与膜片下部容腔隔离开,并在隔离壁上开一个垂直于气体流动方向的小孔,该孔称为流速反馈孔。当主阀芯打开有气体流动时,由于流速反馈孔只能将孔前静压传递到膜片下方容腔内,流速反馈孔前存在一定的动压,所以膜片下方容腔压力 p_2' 比出口压力 p_2 ,即上述的动压与静压之和要低。这样,出口压力 p_2 就可得到正向补偿,流量越大,补偿效果越大,从而可以有效地改善流量特性,使流量特性曲线更水平。

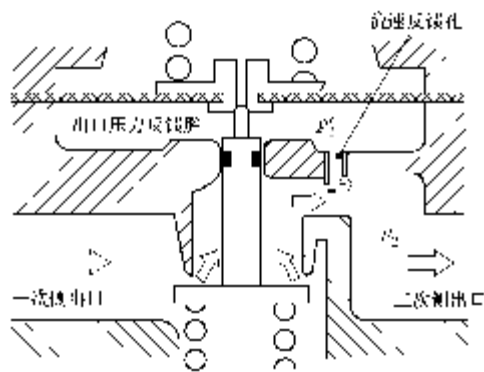


图6 流速反馈机构

如图1和式(7)所示,入口压力 p_1 直接作用于主阀芯,其变动会影响出口压力 p_2 。为了消除入口压力变动给主阀芯受力平衡带来的影响,通常采用图7的构造。此构造是在主阀芯和主阀芯杆中心开孔,将二次侧压力导入到主阀芯下方,从而使主阀芯受力平衡式(1)中的 p_1 项消失。如图7(a)所示,在主阀芯受力中完全去除 p_1 影响的减压阀称为完全平衡式减压阀。在这种减压

阀中,主阀芯受力与入口压力、主阀芯的受压面积完全无关,式(1)改写为:

$$F_1 = S_1 p_2 + F_2 \quad (8)$$

出口压力变成仅由两弹簧的预设弹簧力和膜片面积来决定。

$$p_2 = \frac{F_1 - F_2}{S_1} \quad (9)$$

此时,主阀芯打开有流量流过时,主阀芯受力平衡公式的式(3)变为:

$$F_1 - k_1 x = S_1 (p_2 - \Delta p_2) + F_2 + k_2 x \quad (10)$$

联立式(8)和式(10),可得此时 Δp_2 与 x 的关系:

$$\Delta p_2 = \frac{k_1 + k_2}{S_1} x \quad (11)$$

将式(11)与式(4)比较,可见比例项减小,主阀芯开口位移的影响变小,流量特性得到改善。

但是,完全平衡式减压阀存在入口压力即使降为大气压时出口压力也不能跟踪进行排气的缺点,不利于系统的安全。为实现跟踪排气的功能,通常采用图7(b)的半平衡构造。半平衡构造中的主阀芯下方受压面积比上方要小,使入口压力也作用在局部面积上,这样在抑制入口压力变动影响的同时,使阀在入口压力下降时主阀芯也能打开,从而使出口压力也能跟随下降。这对于减压阀的安全性十分重要。

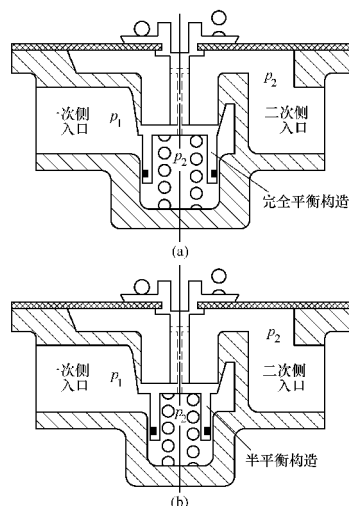


图7 主阀芯的平衡形式

(a)完全平衡式 (b)半平衡式

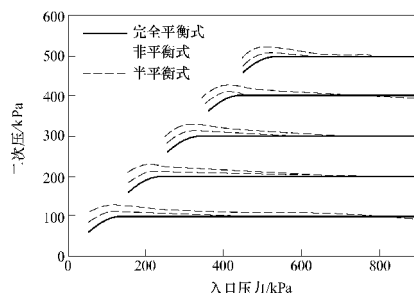


图8 各种平衡形式下的压力特性

2.2 先导型减压阀

先导型减压阀是用先导压力来取代直动型中的调节弹簧,具有二次侧出口压力调节和先导二次侧压力调节的双重压力调节机构的减压阀。先导型减压阀的工作原理、主阀芯构造与直动型基本相同,只是膜片上方压力不是直接来自弹簧,而是来自先导控制的压力,其典型结构如图9所示。先导一次侧压力来自主阀一次侧入口,经过一个直动型减压阀减压到设定压力来调节主阀。该调节先导压力的直动型减压阀通常要求重复精度高,其流量可以很小。由于阀达到稳定状态后先导减压阀的流量为零,先导二次侧压力与设定压力不存在前述流量特性中的偏差,而且不受主阀芯开口位移的影响,所以可以获得很好的流量特性。

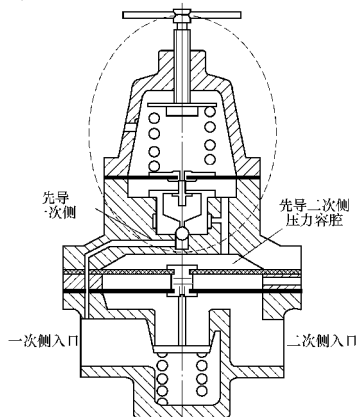


图9 先导型减压阀

图10、图11是先导型减压阀的流量特性和压力特性的示例。

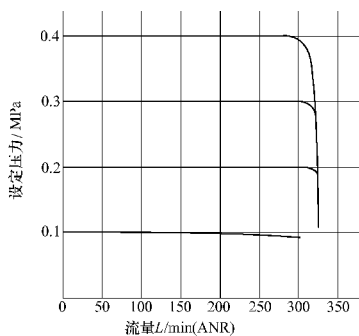


图10 先导型减压阀的流量特性^[3]

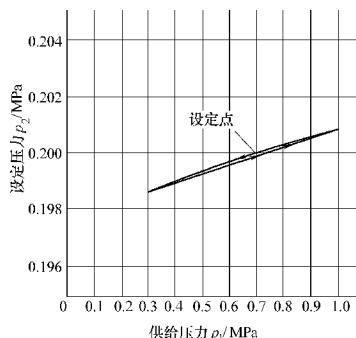


图11 先导型减压阀的压力特性^[3]

相对直动型减压阀,先导型减压阀具有如下优点:

- (1) 流量特性好,压力流量曲线接近水平;
- (2) 适用于大口径、大流量的压力调节;
- (3) 适用于远程控制。

3 带容腔负载减压阀的响应

下面,以图12所示的带容腔负载的减压阀为对象,分析其压力响应特性。

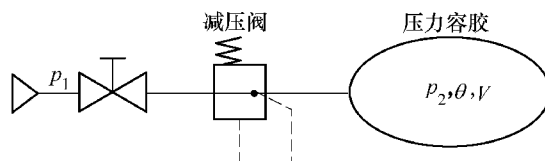


图12 带容腔负载的减压阀

先设定减压阀出口压力 p_2 , 对压力容腔进行充气并使其最终达到压力稳定状态。然后,快速调节减压阀手柄,此时减压阀设定压力假设为 p_{ref} 如图13所示,对

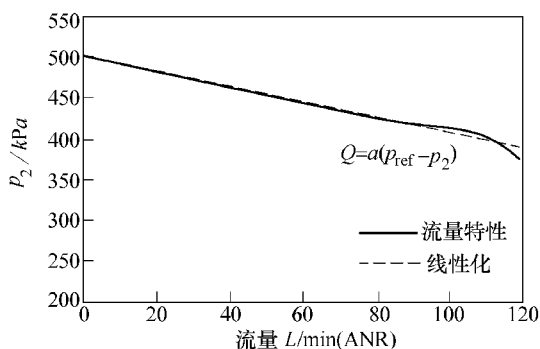


图13 流量特性的线性化

出口压力 p_2 至 p_{ref} 的流量特性进行线性化,可得此时的体积流量为^[4]:

$$Q=a(p_{ref}-p_2) \quad (12)$$

此处的 a 为流量特性曲线进行线性化后得到的直线斜率。设标准状态 ANR 下的空气密度为 ρ_{ANR} , 此时的质量流量为:

$$G=\rho_{ANR}Q \quad (13)$$

简单起见,假设容腔充气过程中容腔内空气的状态变化为等温过程。根据第2讲内容,容腔内空气状态变化可用如下公式表示^[5]:

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{R\theta_a}{V} G = \frac{R\theta_a}{V} \rho_{ANR} a (p_{ref}-p_2) \quad (14)$$

由此可见,容腔内的压力响应为一阶滞后系统,其时间常数为

$$T = \frac{V}{a\rho_{ANR}R\theta} \quad (15)$$

该系统的响应曲线如图14所示。

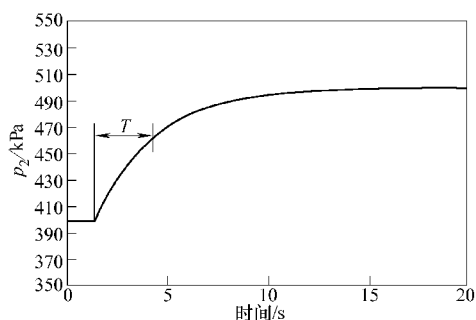


图 14 减压阀的压力响应

4 增压阀的工作原理与特性

4.1 工作原理

如图 15 所示,增压阀由减压阀、活塞、驱动腔、增压腔、换向阀、单向阀等构成。从一次侧入口进入的压缩空气一部分不经过减压直接流入到增压腔 A 和 B, 另一部分经过减压阀调压, 通过换向阀流入驱动腔 B, 驱动腔 B 和增压腔 A 中的压缩空气驱动活塞左移, 压缩增压腔 B 中的空气, 增压腔 B 中的空气压力上升, 通过单向阀从二次侧出口流出。活塞运动到行程终点时, 撞击换向阀的机械换向杆, 换向阀换向, 流经减压阀的输入气体切换流入驱动腔 A, 此时驱动腔 A 和增压腔 B 中的压缩空气驱动活塞右移, 压缩增压腔 A 中的空气, 增压腔 A 中的空气压力上升, 通过单向阀从二次侧出口流出。从而周而复始, 连续地输出高压空气。通过设定驱动腔和增压腔中活塞的面积比, 可以设计不同增压比的增压阀。通过调节一次侧入口后的减压阀, 可以间接地调节二次侧出口的压力。

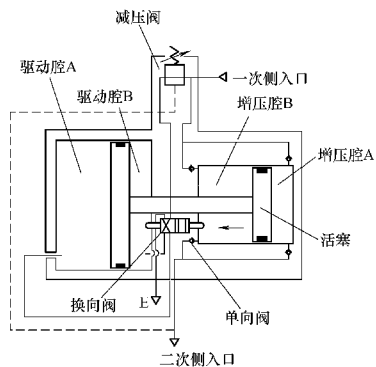


图 15 增压阀的构造

增压阀由于结构简单、无需电源、易于使用等特点,在车间供气压力不能达到使用要求时,一般都采用增压阀来增压。尤其是对工厂进行节能改造,需降低工厂气源压力时,增压阀的作用就更为突出^[6]。

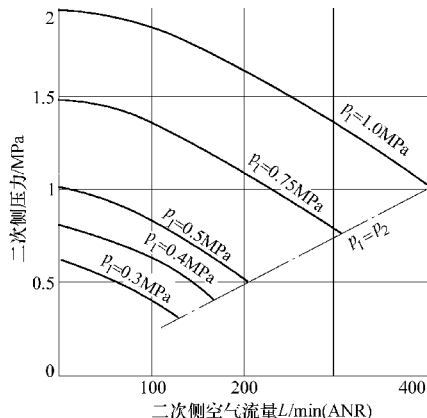
但增压阀也存在不足,一是换向阀的撞击换向,工作噪音比较大;二是驱动腔中驱动侧的压缩空气在驱动后都排放到大气中,能源利用效率不高^[7-8]。所以,增

压阀通常都使用在用气压力高,但流量小的场合。在这种场合,增压阀不是连续工作,而是处于断续工作状态,从而将上述不足降到最低。

4.2 流量特性、压力特性与充气特性

增压阀与减压阀一样,除有流量特性和压力特性外,由于其间歇工作的特点,还有充气特性。

流量特性如图 16 所示,阀的输出压力随着流量的增加而不断降低,设定增压比仅限于流量接近于零时才可达到。

图 16 增压阀的流量特性(增压比=2)^[3]

压力特性如图 17 所示,二次侧出口压力会受一次侧入口压力影响,但相对一次侧入口压力的大幅变动,二次侧出口压力变化很小。这是因为二次侧出口压力实质上是由减压阀调节,与一次侧压力不直接相关。

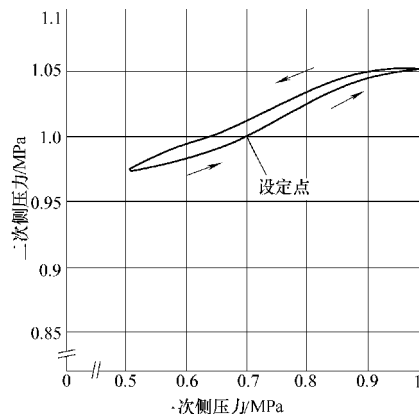
图 17 增压阀的压力特性^[3]

图 18 表示的是充气特性。增压阀在间歇工作中,当出口负载用气导致出口压力低于设定压力时,增压阀开始工作直至出口压力达到设定压力,随后停止工作。当出口压力接近设定压力时,增压阀的输出流量不断减小,充气时间延长,所以对用户而言有必要计算充气时间,即间歇工作的时间。根据图 18 的曲线,可以查出对 10L 容腔充气时从一个压力到另一个压力的所需时间,再根据实际容器大小,就可比例计算出增压阀的间歇工作时间。

我国液压产品市场竞争力在不断提高

液压技术涉及到很多领域,在民用工业、在机床、工程机械、冶金机械、塑料机械、农林机械、汽车、船舶等行业得到大幅度的应用和发展,而且发展成为包括传动、控制和检测在内的一门完整的自动化技术。现今,采用液压传动的程度已成为衡量一个国家工业水平的重要标志之一。如发达国家生产的95%的工程机械、90%的数控加工中心、95%以上的自动线都采用了液压传动技术。

近年来,我国液压气动密封行业坚持技术进步,加快新产品开发,取得良好成效,涌现出一批各具特色的高新技术产品。北京机床所的直动式电液伺服阀、杭州精工液压机电公司的低噪声比例溢流阀(拥有专利)、宁波华液公司的电液比例压力流量阀(已申请专利),均为机电一体化的高新技术产品,并已投入批量生产,取得了较好的经济效益。北京华德液压集团公司的恒功率变量柱塞泵,填补了国内大排量柱塞泵的空白,适用于冶金、锻压、矿山等大型成套设备的配套。天津特精液压股份有限公司的三种齿轮泵,具有结构新颖、体积小、耐高压、噪声低、性能指标先进等特点。榆次液压件有限公司的高性能组合齿轮泵,可广泛用于工程、冶金、矿山机械等领域。另外,还有广东广液公司的高压高性能叶片泵、宁波永华公司的超高压软管总成、无锡气动技术研究所有限公司为各种自控设备配套的WPI新型气缸系列都是很有特色的新产品。

为应对我国加入WTO后的新形势,我国液压行业各企业加速科技创新,不断提升产品市场竞争力,一批

优质产品成功地为国家重点工程和重点主机配套,取得较好的经济效益和社会效益。

天津市精研工程机械传动有限公司的天然气输送管道生产线液压设备是国家西气东输工程的配套设备;慈溪博格曼密封材料公司的高温高压W型缠绕垫片,现已成功地用于加氢裂化装置上;大连液压件厂和山西长治液压件厂的转向叶片泵,是中、重型汽车转向系统中的关键部件,目前两个厂的年产量已达10万台以上;青岛基珀密封公司的新型组合双向密封和大型防泥水油封是分别为一汽解放牌9吨车和一拖拖拉机配套的密封件;此外天津特精液压股份有限公司的静液压传动装置和多路阀、湖州生力液压件公司的多功能滑阀、威海气动元件公司的组合调压阀的空气减压阀、贵州枫阳液压公司的液压泵站和液压换挡阀等,都深受用户的好评。

由此可见液压传动产品等在国民经济和国防建设中的地位和作用十分重要。它的发展决定了机电产品性能的提高。它不仅能最大限度满足机电产品实现功能多样化的必要条件,也是完成重大工程项目、重大技术装备的基本保证,更是机电产品和重大工程项目和装备可靠性的保证。所以说液压传动产品的发展是实现生产过程自动化、尤其是工业自动化不可缺少的重要手段。

现在世界各国都重视发展基础产品。近年来,国外液压技术由于广泛应用高新技术成果,使基础产品在水

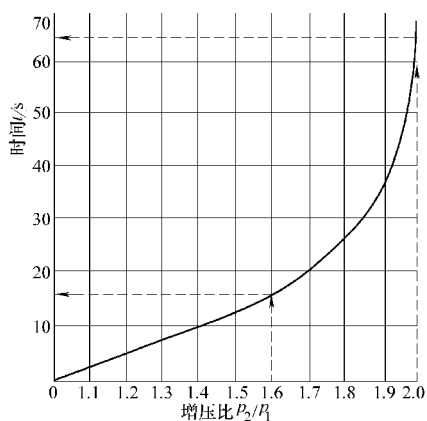


图 18 增压阀的充气特性^[9]

参 考 文 献

- [1] SMC(中国)有限公司.现代实用气动技术[M].北京:机械工业出版社,2004.
- [2] 蔡茂林.气动元件的流量特性[J].液压气动与密封,2007(2).
- [3] SMC(中国)有限公司.SMC产品综合样本.
- [4] 香川利春.空气压抵抗容量系の動特性[J].油圧と空気圧,1986(3).
- [5] 蔡茂林.固定容腔的充放气[J].液压气动与密封,2007(3).
- [6] 小根山尚武.空気圧メーカーは省エネルギーについてどのような試みをしてきたか[J].油圧と空気圧,1996(3).
- [7] 浜浦永行等.空気-空気増圧器の特性解析[C].平成6年秋季油空圧講演会,1994.
- [8] 竹内修治等.膨張型増圧器の特性解析[C].平成7年秋季油空圧講演会,1995.