

# 第 1 章 液压与气压的基础知识



## 导言

液压与气压装置在工农业生产与生活各个领域中都有着广泛的应用，它们是使用压力油或压缩空气作为传递能量的介质来实现传动与控制的目的。液压与气压装置在实现传动与控制时，必须要由各类泵源、阀、缸及管道等元件组成一个完整的系统。

## 1.1 气液传动的工作原理与系统组成

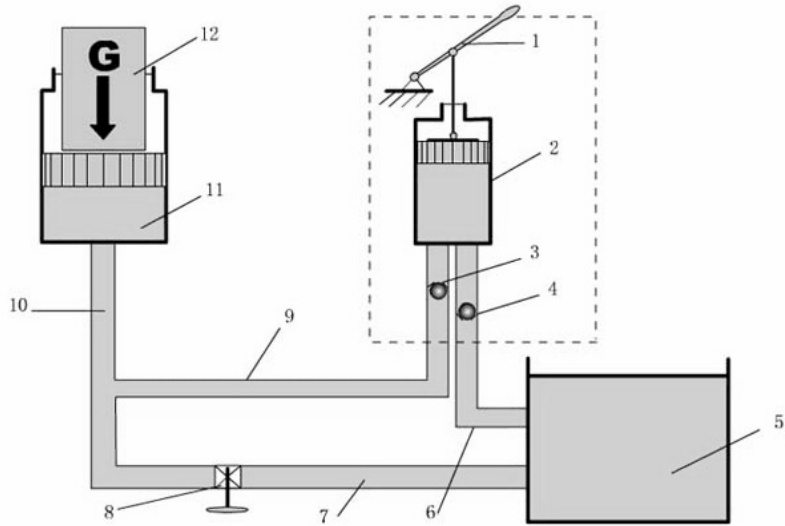
### 1. 液压传动的工作原理

在我们还对液压传动系统缺乏认知的情况下，先从液压千斤顶的工作原理着手。液压千斤顶是一个常用的维修工具，是一个较为完整的液压传动装置。

液压千斤顶的工作原理如图 1-1 所示。液压千斤顶的大活塞 4 和小活塞 7 分别可以在大缸体 3 和小缸体 8 内上下移动。因为活塞与缸体内壁间有良好的密封，所以形成容积可变的密封空间。两缸体由装有单向阀 5 的管道互连，并与油箱 1 相连。当要举升重物  $G$  时，先向上提起手柄 6，使手柄带动小活塞 7 向上移动，这时小活塞下部缸体内的空间增大。由于密封作用，外界空气不能补充进来，因此造成密封容积内压力低于大气压。同时，在单向阀 5 的作用下，大缸内的油液不能进入小缸。这时油箱内的油液就在大气压的作用下，经管道和单向阀 9 进入小缸体 8 内。当压下手柄 6 时，小活塞下移，密封容积减小，压力升高，油液不能通过单向阀 9 流回油箱，只能通过单向阀 5 压入大缸内，推动大活塞将重物升高一定距离，重复以上过程，重物就不断被举升。举升重物的过程完成后，将放油阀 2 转动  $90^\circ$ ，可使大缸内油液流回油箱，实现大活塞下移复位。

在实际应用中，千斤顶的产品设计形式是多种多样的，可以满足不同场合下的应用。在较小吨位时，常用的有立式手动千斤顶（如图 1-2（a）所示）、卧式手动千斤顶（如图 1-2（b）所示）；在较大吨位时，一般采用电动千斤顶（如图 1-2（c）所示）。

如果将图 1-1 所示系统中的油液介质换成空气介质，因为空气介质直接取自大气，并直接排入大气，所以不需要图示中的回油管与油箱装置，其他元件的结构与原理类似，图示系统就可视为一个气压传动系统。例如，生活中常用的打气筒，就与上述小活塞缸工作原理完全相同。



1—手柄；2—泵缸；3—排油单向阀；4—吸油单向阀；5—油箱；  
6、7、9、10—管；8—截止阀；11—液压缸；12—重物

图 1-1 液压千斤顶工作原理



a. 立式手动千斤顶

b. 卧式手动千斤顶

c. 电动千斤顶

图 1-2 液压千斤顶产品样图

从液压千斤顶的工作原理可以看出，液压与气压传动是以密封容积中的受压工作介质来传递运动和动力的。先将机械能转换成压力能，然后通过各种元件组成的控制回路来实现能量的调控，再将压力能转换成机械能，使执行机构实现预定的动作。

由于工作介质不同，液压传动与气压传动在结构和工作原理上有极为相似之处，但理论基础并不完全相同。液压传动装置使用的油液为可压缩性较小的流体，工程应用中一般视为不可压缩的液体，在分析液压传动的过程时主要考虑的是力的平衡，以液体所表现出的宏观力学特征为依据，分析液体在运动时的质量、能量的迁移及转换的力学平衡问题。气动装置所用的压缩空气是弹性流体，其体积、压强和温度三个状态参量之间有互为函数的关系，不仅要考虑力学平衡，而且要考虑热力学的平衡。

## 2. 液压与气压传动系统的组成

液压与气压传动系统主要由以下五部分组成。

(1) 动力装置。把机械能转换成流体压力能的装置，如图 1-1 液压千斤顶中的小活塞缸。液压与气压传动系统中常见的是液压泵或空气压缩机。

(2) 执行装置。把流体的压力能转换成机械能的装置,如图 1-1 液压千斤顶中的大活塞缸。液压与气压传动系统中常见的是做直线运动的液压缸、气缸,做回转运动的液压马达、气动马达等。

(3) 控制调节装置。对压力、流量和方向进行控制和调节的元件,如图 1-1 液压千斤顶中的两个单向阀。控制元件品种多,组合灵活,包括压力阀、流量阀、方向阀、行程阀、逻辑元件等,是学习和掌握液压与气压传动系统工作原理的主要内容。

(4) 辅助装置。如油箱、过滤器、分水滤气器、油雾器、蓄能器、管件等辅助元件,保证液压与气压传动系统的可靠和稳定工作。

(5) 工作介质。液压油或压缩空气作为传递能量的流体。

在绘制液压与气压传动系统工作原理图时,各类装置和元件都按国家标准规定的职能符号绘出。在学习每个液压与气压元件的结构和工作原理时,一定要掌握其对应的职能符号。

## 1.2 液压与气压传动的特点

液压及气压传动也统称为流体传动。与机械装置相比,流体传动装置的主要优点是操作方便、省力,系统结构空间的自由度大,易于实现自动化。流体传动与电气控制相配合,可方便地实现复杂的程序动作和远程控制。

流体传动具有传递运动均匀平衡、响应快、冲击小、高速启动、制动和换向,易于实现过载保护、调速,控制元件标准化、系列化及通用化程度高,有利于缩短机器的设计、制造周期和降低制造成本的特点。

### 1. 液压传动的优点

(1) 在同等功率的情况下,液压装置的体积小、重量轻、结构紧凑。液压马达的体积和重量只有同等功率电动机的 12% 左右。

(2) 液压装置的换向频率高,在实现往复回转运动时可达 500 次/min,实现往复直线运动时可达 1000 次/min。

(3) 液压装置能在大范围内实现无级调速(调速范围可达 1:2000),也可以在液压装置运行的过程中进行调速。

(4) 液压传动容易实现自动化,因为它是对液体的压力、流量和流动方向进行控制或调节,操纵很方便。

(5) 液压元件能自行润滑,使用寿命较长。

### 2. 气压传动的优点

(1) 空气介质来自大气,可将用过的气体直接排入大气,处理方便。空气泄漏不会严重影响工作,不会污染环境。

(2) 空气的黏性很小,在管路中的阻力损失远远小于液压传动系统,适合远程传输及控制。

(3) 工作压力小,元件的材料和制造精度要求低,成本低。

(4) 维护简单, 使用安全卫生, 无油的气动控制系统特别适用于无线电元器件的生产过程, 也适用于食品及医药的生产过程。

(5) 气动元件可以根据不同场合采用相应材料, 使元件能够在易燃、高温、低温、强振动、强冲击、强腐蚀和强辐射等恶劣环境下正常工作。

### 3. 液压与气压传动的弱点

传动介质易泄漏和可压缩性会使传动比不能严格保证。由于能量传递过程中压力损失和泄漏的存在使传动效率低, 特别是气压传动系统输出力较小, 且传动效率低。

液压传动系统的工作压力较高, 控制元件制造精度高, 系统成本较高, 系统工作过程中发生故障不易诊断, 特别是泄漏故障较多。

由于空气的压缩性远大于液压油的压缩性, 因此在动作的响应能力、工作速度的平稳性方面不如液压传动。

## 1.3 液压与气压传动技术的发展概况

液压与气压传动在各类机械产品中被广泛地应用, 以增强产品的自动化程度和动力性能, 操作灵活、方便、省力, 可实现多维度、大幅度的运动, 不但可以提高生产设备的效率与自动化水平, 而且还能提高重复精度与生产质量, 如机床设备、工程机械、矿山机械, 各类自动、半自动生产线, 焊接、装配、数控设备和加工中心等。随着工业的发展, 液压与气压传动技术必将广泛地应用于各个工业领域。

液压技术自 18 世纪末英国制成世界上第一台水压机算起, 已有二三百年的历史了, 但其真正的发展是在第二次世界大战后的 50 多年。第二次世界大战后, 液压技术迅速转向民用工业, 在机床、工程机械、农业机械、汽车等行业中逐步推广。20 世纪 60 年代以来, 随着原子能、空间技术、计算机技术的发展, 液压技术也得到了很大的发展, 并逐渐渗透到各个工业领域中去。当前液压技术正向高压、高速、大功率、高效、低噪声、经久耐用、高度集成化的方向发展。同时, 新型液压元件和液压系统的计算机辅助设计 (CAD)、计算机辅助测试 (CAT)、计算机直接控制 (CDC)、机电一体化技术、计算机仿真和优化设计技术、可靠性技术, 以及污染控制技术等方面也是当前液压传动及控制技术发展和研究的方向。

自 20 世纪 60 年代以来, 气压传动技术也发展得很快, 其主要原因是由于气动技术作为一种实现工业自动化的有效手段, 引起了各国技术人员的普遍重视和应用。许多国家已大量生产标准化的气动元件, 在生产中广泛采用气动技术。随着工业的发展, 气压传动技术的应用范围也将日益扩大, 同时其性能必须满足气动机械多样化以及与机械电子工业快速发展相适应的要求, 处在这样的变革时期, 就要以更新的观点去开发气动技术、气动机械和气动系统。一方面要加强气动元件本身的研究, 使之满足多样化的要求, 同时要不断提高系统的可靠性, 降低成本; 另一方面要进行无给油化、节能化、小型化和轻量化、位置控制的高精度化研究, 以及气、电、液相结合的综合控制技术的研究。同时, 计算机辅助设计、优化设计及计算机控制也是气动技术开发的发展方向。

## 第 2 章 流体力学基础知识

### 引言

液压传动系统是以油液作为工作介质的。本章主要讲解液压油工作介质的物理性质、压力与流量概念、流体力学的基础知识，为后面液压传动系统的学习与分析做准备。

## 2.1 液压传动工作介质

### 2.1.1 液体的密度

单位体积液体的质量称为密度，用符号  $\rho$  表示，单位为  $\text{kg}/\text{m}^3$ 。假设有一均质液体的体积为  $V$ （单位： $\text{m}^3$ ），所含的质量为  $m$ （单位： $\text{kg}$ ），则其密度为：

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (2-1)$$

液体的密度随压力的升高而增大，随温度的升高而减小，但是压力和温度对密度变化的影响都极小，一般情况下可视液体的密度为一常数。水的密度  $\rho=1000$  ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )，矿物油的密度  $\rho=850\sim 960$  ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )。

### 2.1.2 液体的可压缩性

液体受压力作用其体积会减小的性质称为可压缩性，液体可压缩性的大小用单位压力变化时液体体积的相对变化量来表示，即体积压缩系数  $\kappa$ ，单位为  $\text{m}^2/\text{N}$ 。一定体积  $V$  的液体，当压力增大  $dp$  时，体积减少量是  $dV$ ，则体积压缩系数  $\kappa$  为

$$\kappa = -\frac{dV}{V} \frac{1}{dp} \quad (2-2)$$

压力增加时体积是减少的，式中负号表示  $dV$  与  $dp$  的变化相反，使体积压缩系数  $K$  为正值。

在工程中常用体积弹性模量  $K$  来表示液体的可压缩性。体积压缩系数的倒数称为体积弹性模量  $K$ ，即  $K=1/\kappa$ ，单位为  $\text{N}/\text{m}^2$ ，也称为  $\text{Pa}$ 。

液体的体积弹性模量与温度和压力有关，但变化很小，在工程应用中一般忽略不计。

在常温下，矿物油型液压油的体积弹性模量  $K=(1.4\sim 2.0)\times 10^3\text{MPa}$ ，是钢的  $100\sim 150$  倍。在一般液压系统中，压力不高，压力变化不大，可认为液压油是不可压缩的。但是，如果油液中混有非溶解性气体时，体积弹性模量会大幅降低。

### 2.1.3 液体的黏性

#### 1. 黏性的定义

液体在流动时，分子间的内聚力要阻止分子相对运动而产生一种内摩擦力，这种阻碍液体分子之间相对运动而产生内摩擦力的性质，称为液体的黏性。液压油黏性对机械效率、压力损失、容积效率、漏油及泵的吸入性影响很大，是液压油十分重要的一个物理性质。

如图 2-1 所示的液体黏性示意图。两平行平板间充满液体，下平板固定不动，上平板以速度  $u_0$  向右移动。由于液体的黏性，附于下平板的液层速度为 0，附于上平板的液层速度为  $u_0$ ，中间各液层的速度则从下到上逐渐递增。由图示可知各液层间的速度呈线性变化。

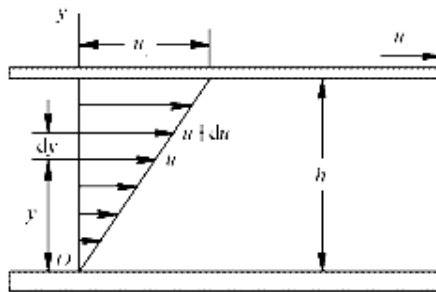


图 2-1 液体黏性示意图

经实验测定，液体流动时相邻液层间的内摩擦力与液层接触面积、液层间的相对速度  $du$  成正比，与液层间的距离  $dy$  成反比。若以  $\tau$  表示切应力，即单位面积上的内摩擦力，则得到牛顿液体内摩擦定律，即

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad (2-3)$$

式中： $\mu$  —— 比例常数，称为黏性系数或黏度；

$\frac{du}{dy}$  —— 速度梯度。

在静止液体中速度梯度  $du/dy=0$ ，即内摩擦力为零。因此，液体只有在流动时才会呈现出黏性，静止液体是不会呈现黏性的。

#### 2. 黏性的表示方法

液体黏性的大小用黏度来衡量。常用的三种黏度表示形式，即动力黏度  $\mu$ 、运动黏度  $\nu$  和相对黏度。在工程中，运动黏度  $\nu$  比较常用。

##### (1) 动力黏度

在式 (2-3) 中，比例常数  $\mu$  被称为动力黏度或绝对黏度。它的法定计量单位为  $N \cdot s/m^2$  或  $Pa \cdot s$ ，由于其计量单位中恰好涉及动力学研究的三个量（力  $N$ 、时间  $s$  和位移  $m$ ），因此形象地称之为“动力”黏度。

### (2) 运动黏度

在流体力学计算中，常遇到动力黏度  $\mu$  与液体密度  $\rho$  的比值，用  $\nu$  表示该比值，即

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (2-4)$$

将  $\nu$  称为运动黏度，显然  $\nu$  没有明确的物理意义。由于推导出它的量纲单位为  $\text{m}^2/\text{s}$ ，量纲中恰好涉及运动学研究的两个量（时间  $\text{s}$  和位移  $\text{m}$ ），因此形象地称之为“运动”黏度。

运动黏度的法定计量单位为  $\text{m}^2/\text{s}$ 。工程上常用  $\text{cm}^2/\text{s}$  为单位，也称为 St（斯），或者以  $\text{mm}^2/\text{s}$  为单位，称为 cSt（厘斯），如  $1\text{m}^2/\text{s}=104\text{St}=106\text{cSt}$ 。

液压油及润滑油的黏度分级标准就是采用  $40^\circ\text{C}$  时油液的运动黏度  $\nu$  的某一中心值（cSt 单位）作为牌号，共分为 10、15、22、32、46、68、100、150 8 个黏度等级。

### (3) 相对黏度

相对黏度又称条件黏度，是按一定的测量条件来测定的。动力黏度或运动黏度不能直接测量获得，是按一定的测量条件测量出液体的相对黏度，再根据理论换算得出动力黏度或运动黏度。

各国采用的测量条件是不同的，具体的相对黏度名称也不相同，我国采用恩氏黏度 ( $^\circ\text{E}$ )。恩氏黏度计是一个 200ml 容积、底部有直径为  $\phi=2.8\text{mm}$  小孔的容器。

将温度为  $t^\circ\text{C}$  的被测液体 200ml 装入恩氏黏度计，测出液体在自重作用下流尽所需的时间  $t_1(\text{s})$ ；再测出 200ml、温度为  $20^\circ\text{C}$  的蒸馏水在同一小孔中流尽所需的时间  $t_2(\text{s})$ 。这两个时间的比值即为被测液体在  $t^\circ\text{C}$  下的恩氏黏度

$$^\circ\text{E} = \frac{t_1}{t_2} \quad (2-5)$$

## 3. 温度和压力对黏性的影响

在液压系统中，压力增大时，液压油的黏度也会增大。但在一般液压系统使用的压力范围内，黏度增大的数值很小，压力对黏度的影响可以忽略不计。

液压油黏度对温度的变化十分敏感，不可忽略。从如图 2-2 所示的几种国产液压油（机油）的粘温关系曲线可见，温度升高，黏度快速下降。

例如，某机床液压系统在机床刚开始工作时无泄漏现象，机床工作约一个小时后开始出现漏油。分析其原因可知，在管路接头处已有松动的情况下，刚开始工作时液压油的温度较低，黏度较大，该松动间隙不足以产生泄漏；液压系统工作一段时间后，油液温度显著升高，黏度下降，该松动间隙出现漏油。由此可见，液压油的黏度对液压系统的密封影响较大，黏度对温度的敏感变化不可忽略。

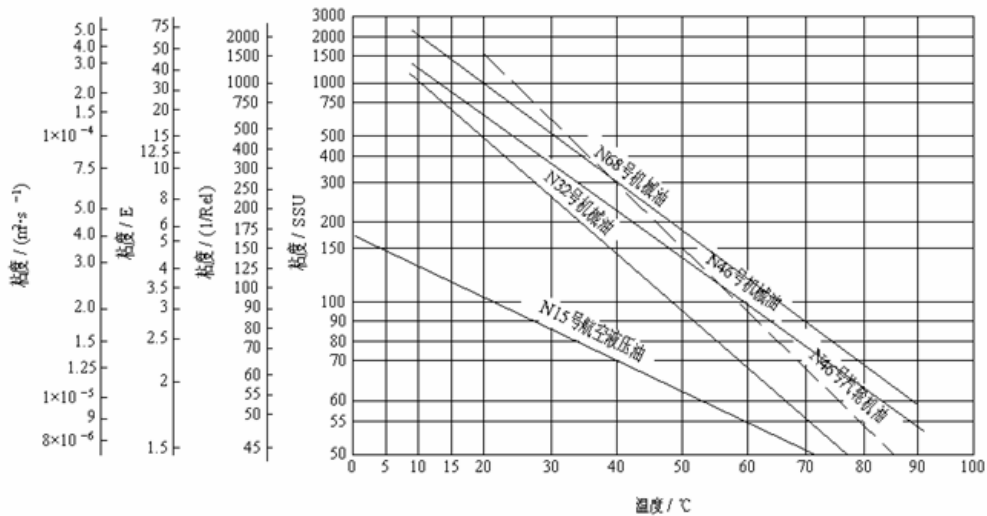


图 2-2 几种国产液压油的黏度-温度关系

### 2.1.4 液压油的品种和选用

合理地选择液压油，对提高液压传动性能、延长液压元件和液压油的使用寿命都有重要的意义。

矿油型液压油是以石油的精炼物为基础，加入各种添加剂调制而成。在 ISO6743/4 (GB/T763 1.2-82) 分类中的 HH、HL、HM、HR、HV、HG 型液压油均属矿物油型液压油，这类油的品种多，成本较低，需求量大，使用范围广，目前约占液压介质总量的 85%。

液压油有很多品种，可根据不同的使用场合选用合适的品种。在品种确定的情况下，主要考虑的是油液的黏度，其选择主要考虑如下因素。

#### 1. 液压系统的工作压力

工作压力较高的系统宜选用黏度较高的液压油，以减少泄露；反之选用黏度较低的油。例如，当压力  $p=7.0\sim 20.0$  MPa 时，宜选用 N46~N100 的液压油；当压力  $p<7.0$  MPa 时，宜选用 N32~N68 的液压油。

#### 2. 运动速度

执行机构运动速度较高时，为了减小液流的功率损失，宜选用黏度较低的液压油。

#### 3. 液压泵的类型

在液压系统中，对液压泵的润滑要求很严格，不同类型的泵对油的黏度有不同的要求，可参见表 2-1。

表 2-1 各种液压泵工作介质的黏度范围及推荐用油

名称	运动黏度/(10 <sup>-6</sup> m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> )		工作压力/MPa	工作温度/°C	推荐用油
	允许	最佳			
叶片泵 (1200r/min)	16~220	26~54	7	5~40	L—HH32, L—HH46
				40~80	L—HH46, L—HH68
叶片泵 (1800r/min)	20~220	25~54	14以上	5~40	L—HL32, L—HL46
				40~80	L—HL46, L—HL68
齿轮泵	4~220	25~54	12.5以下	5~40	L—HL32, L—HL46
				40~80	L—HL46, L—HL68
			10~20	5~40	L—HL46, L—HL68
				40~80	L—HM46, L—HM68
			16~32	5~40	L—HM32, L—HM68
				40~80	L—HM46, L—HM68
径向柱塞泵 轴向柱塞泵	10~65	16~48	14~35	5~40	L—HM32, L—HM46
				40~80	L—HM46, L—HM68
	4~76	16~47	35以上	5~40	L—HM32, L—HM68
				40~80	L—HM68, L—HM100
螺杆泵	19~49		10.5以上	5~40	L—HL32, L—HL46
				40~80	L—HL46, L—HL68

液压油使用一段时间后会受到污染，常使阀内的阀芯卡死，并使油封加速磨损及液压缸内壁磨损。液压油经长期使用，油质必会恶化，必须定期更换。

## 2.2 液体静力学基础

液体静力学是研究液体处于相对平衡状态下的力学规律及其应用。由于液体在相对平衡状态下不呈现黏性，因此静止液体内不存在切向剪应力，只有法向的压应力，即静压力。

### 2.2.1 液体静压力

静止液体在单位面积上所受的力法向压应力称为静压力。静压力在物理学中称为压强，在液压传动中称为压力。

如图 2-3 所示，在静止液体中取任意一微小面积 $\Delta A$ ，由于液体处于相对静止状态，在面积 $\Delta A$ 上只承受总法向力 $\Delta F$ 的作用，因此液体所受的总静压力永远垂直于它所作用的平面。

在面积 $\Delta A$ 上的平均液压力为 $\Delta F/\Delta A$ ，当 $\Delta A$ 趋于 0 时， $\Delta F/\Delta A$ 的极限称为液体的静压力，并以  $p$  表示为

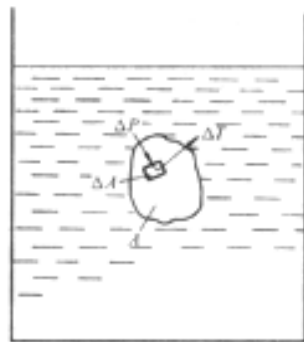


图 2-3 静止液体所受的作用力

$$p = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta A} \quad (2-6)$$

压力的法定单位是 Pa (帕), 即 N/m<sup>2</sup>。由于 Pa 单位较小 (1Pa=1N/m<sup>2</sup>), 因此常用其倍数单位来表示压力。

$$\begin{aligned} 1\text{kPa} &= 1 \times 10^3 \text{Pa} \\ 1\text{MPa} &= 1 \times 10^6 \text{Pa} \end{aligned}$$

工程上有时还采用传统的压力单位, 如 bar (巴), 1bar=1kgf/cm<sup>2</sup>≈0.1MPa。

基于“静止液体”的前提, 液体静压力有如下两个重要特性。

- (1) 液体静压力垂直于作用面, 其方向和该面的内法线方向一致。
- (2) 静止液体内任一点所受到的压力在各个方向上都相等。如果某点受到的压力在某个方向上不相等, 液体就会流动, 不能成为“静止液体”了。

### 2.2.2 液体静压力基本方程

分析静止液体内部任意一点的静压力, 如图 2-4 所示。从液面向下取一微小圆柱, 其高度为 h。即 A 点距液面高度为任意值 h。设微小圆柱底面积为 ΔA, 则该圆柱在侧面受力并平衡外, 还在垂直方向上, 上表面受力为 p<sub>0</sub>ΔA, 下表面受力为 pΔA, 液体所受重力为 ρghΔA, 小圆柱在垂直方向的受力平衡, 即

$$p\Delta A = p_0\Delta A + \rho gh\Delta A$$

简化得出

$$p = p_0 + \rho gh \quad (2-7)$$

该式是液体静力学基本方程。

液体静力学方程表明了静止液体中的压力分布规律, 即:

- (1) 静止液体中任何一点的静压力为作用在液面的压力 p<sub>0</sub> 和液体重力所产生的压力 ρgh 之和。
- (2) 液体中的静压力随着深度 h 的增加而线性增加。
- (3) 在连通器里, 同一种静止液体中只要深度 h 相同, 其压力就相等, 称之为等压面。

利用等压面计算静力学问题是常用的方法。在选取等压面时必须满足等压面的适用条件, 即等压面只能选在静止的、连续的同一种液体中。有不同液体时经常选在不同液体的分界面处。如图 2-5 所示的连通器中装有两种不同的液体, A-A 面和 B-B 面是等压面; C-C 面不是同种液体, 不是等压面; D-D 面虽然是同种液体, 但不连续, 也不是等压面。

**【例 2-1】**如图 2-6 所示容器内盛有油液。已知油的密度 ρ=900kg/m<sup>3</sup>, 活塞上的作用力 F=1000 N, 活塞的面积

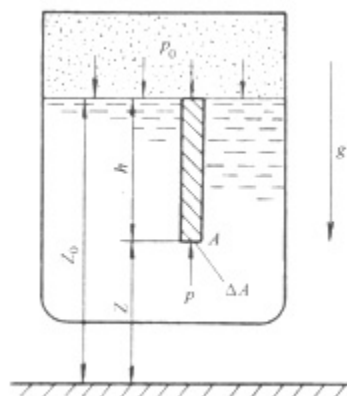


图 2-4 距液面 h 深处的静压力

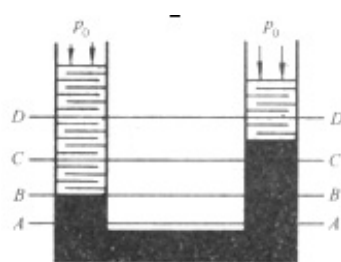


图 2-5 等压面示意图

$A=1\times 10^{-3}\text{m}^2$ ，假设活塞的重量忽略不计，问活塞下方深度为  $h=0.5\text{m}$  处的压力是多少？

解：活塞与液体接触面上的压力均匀分布，有

$$p_0 = \frac{F}{A} = \frac{1000\text{N}}{1\times 10^{-3}\text{m}^2} = 10^6\text{N/m}^2$$

根据液体静压力的基本方程式 (2-7)，深度为  $h$  处的液体压力为

$$\begin{aligned} p &= p_A + \rho gh = 10^6 + 900 \times 9.8 \times 0.5 \\ &= 1.0044 \times 10^6 (\text{N/m}^2) \approx 10^6 (\text{Pa}) \end{aligned}$$

液体在受外界压力作用的情况下， $p_0 \gg pgh$ ， $pgh$  相对甚小，在液压系统中常可忽略不计，因而可近似认为“整个液体内部的压力是相等的”。我们在分析液压系统的压力时，一般都忽略  $pgh$  的影响。

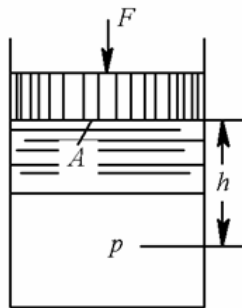


图 2-6 静止液体内的压力

### 2.2.3 绝对压力与相对压力

液体压力有绝对压力和相对压力两种表示方法。

以绝对真空为基准测量的压力叫作绝对压力；以大气压力为基准测量的压力叫作相对压力，即绝对压力 = 相对压力 + 大气压力。

因为大气压无处不在，所以在液压传动系统的分析与计算时，除非特别说明使用绝对压力，一般都使用相对压力。

压力表指示的压力是高于大气压的压力值，称为表压力。当某点处的绝对压力小于大气压时，由于压力表无法测量，需要用真空计来测定，因此低于大气压的相对压力称为真空度。即

$$\text{表压力 (相对压力之一)} = \text{绝对压力} - \text{大气压力}$$

$$\text{真空度 (相对压力之二)} = \text{大气压力} - \text{绝对压力}$$

如图 2-7 所示，明确了绝对压力与相对压力、相对压力中的表压力与真空度之间的关系。

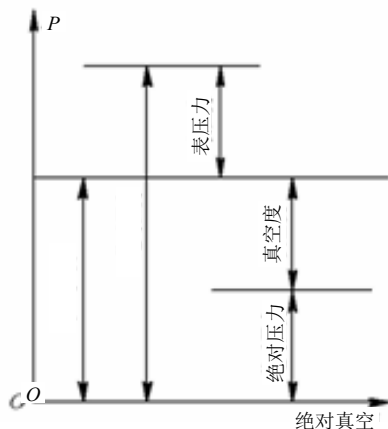


图 2-7 绝对压力与相对压力（表压力、真空度）之间的关系

【例 2-2】如图 2-8 所示 U 形管测压计内装有汞，左端与装有水的容器相连，右端与大气相通。汞的密度为  $13.6 \times 103 \text{kg/m}^3$ 。

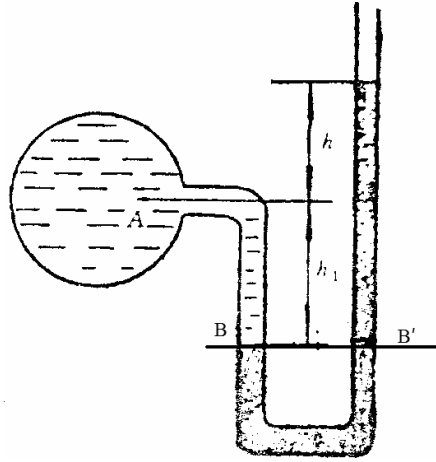


图 2-8 U 形管测压计

- (1) 如图 2-8 (a) 所示，已知  $h=20\text{cm}$ ， $h_1=30\text{cm}$ ，试计算 A 点的相对压力和绝对压力。  
 (2) 如图 2-8 (b) 所示，已知  $h_1=15\text{cm}$ ， $h_2=30\text{cm}$ ，试计算 A 点的真空度和绝对压力。

解：

- (1) 取 B-B' 面为等压面

$$\text{U 形管测压计右端} \quad p_{B'} = p_a g (h + h_1)$$

$$\text{U 形管测压计左端} \quad p_B = p_A + p_{\text{水}} g h_1$$

$$\text{因为 } p_{B'} = p_B, \text{ 所以} \quad p_{\text{汞}} g (h + h_1) = p_A + p_{\text{水}} g h_1$$

$$\begin{aligned} p_A &= p_{\text{汞}} g h + g h_1 (p_{\text{水}} - p_{\text{汞}}) \\ &= [13.6 \times 103 \times 9.81 \times 0.20 + 9.81 \times 0.30 (13.6 \times 103 - 103)] \text{Pa} \\ &= 63765 \text{Pa} \approx 0.064 \text{MPa} \end{aligned}$$

以上所求为相对压力，大气压力  $p_a = 101325 \text{Pa}$ ，则 A 点的绝对压力

$$p_A = (0.101 + 0.064) \text{MPa} = 0.165 \text{MPa}$$

- (2) 取 C-C' 面为等压面，压力  $p_C$  等于大气压力  $p_a$ ，故  $p_C = p_{C'} = p_a$

$$p_C = p_A + p_{\text{水}} g h_1 + p_{\text{汞}} g h_2$$

所以

$$\begin{aligned} p_A &= p_C - (p_{\text{水}} g h_1 + p_{\text{汞}} g h_2) \\ &= (101325 - 1 \times 103 \times 9.81 \times 0.15 - 13.6 \times 103 \times 9.81 \times 0.3) \text{Pa} \\ &= 59828 \text{Pa} \approx 0.06 \text{MPa} \end{aligned}$$

以上所求为绝对压力，A 点的真空度为

$$p_a - p_A = (101325 - 59828) \text{Pa} = 41497 \text{Pa} \approx 0.04 \text{MPa}$$

### 2.2.4 帕斯卡原理

在密闭容器内施加于静止液体上的压力将以等值同时传递到液体各点，容器内压力方向垂直于内表面，这就是帕斯卡原理，如图 2-9 所示。

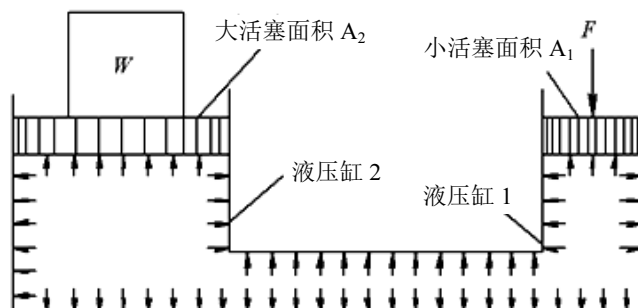


图 2-9 帕斯卡原理

容器内的液体各点压力为 ( $p_0 \gg \rho gh$ , 忽略  $\rho gh$  的影响) :

$$p = \frac{W}{A_2} = \frac{F}{A_1} \quad (2-8)$$

这也是千斤顶工作的理论基础。在此得出一个很重要的概念，即在液压传动系统中，工作压力由负载来决定，而与流入的流体多少等其他因素无关。

## 2.3 液体动力学基础

液体动力学主要研究液体流动时的运动规律问题，其内容相当广泛和复杂。这里我们主要学习运用连续性方程和伯努利方程，对液压传动系统中的压力和流量等参数进行定性分析和定量计算。

### 2.3.1 液体动力学的基本概念

#### 1. 理想液体和稳定流动

既无黏性又不可压缩的液体称为理想液体。

理想液体的概念是为了简化液体动力学问题。实际上，液体既有黏性又可压缩，按理想液体的概念得出结论后，再根据实验验证的方法加以修正。

液体在流动时，若液体中任意一点处的压力、速度和密度都不随时间变化，这种流动称为稳定流动。稳定流动也是一种理想的流动状态。只要压力、速度和密度有一个随时间变化，这种流动称为非稳定流动。例如，如图 2-10 (a) 水箱中的水位不断得到补充，水位不变，孔口出流为稳定流动；例如，图 2-10 (b) 水箱中的水位没有补充，随流动而水位下降，则孔口出流为非稳定流动。



图 2-10 稳定流动与非稳定流动示意图

## 2. 流线、流束

流线是某一时刻液流中各质点运动状态所呈现出的光滑分布曲线。在理想液体的稳定流动中，流线的形状是不随时间而变化的。由于一个质点在每一瞬时只能有一个速度，流线是一条光滑的曲线，既不能相交也不能转折，如图 2-11 所示。

通过某截面 A 上的所有点画出流线，这一组流线就构成流束，如图 2-12 所示。

当流束面积很小时，称之为微小流束，并认为微小流束截面上各点处的速度相等。



图 2-11 流线示意图

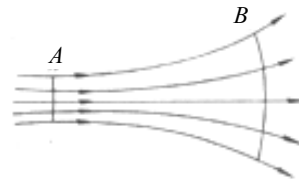


图 2-12 流束示意图

## 3. 流量 $q$ 和平均流速 $v$

单位时间内流过某通流截面的液体的体积称为流量。流量的法定计量单位为  $\text{m}^3/\text{s}$ ，常用单位有  $\text{L}/\text{min}$ ，换算关系为

$$1 \text{ m}^3/\text{s} = 6 \times 10^4 \text{ L}/\text{min}$$

假设某一微小流束通流截面  $dA$  上的流速为  $u$ ，如图 2-13，则通过  $dA$  的微小流量为  $dq = u dA$ ，通过通流截面  $A$  的流量为

$$q = \int_A u dA \quad (2-9)$$

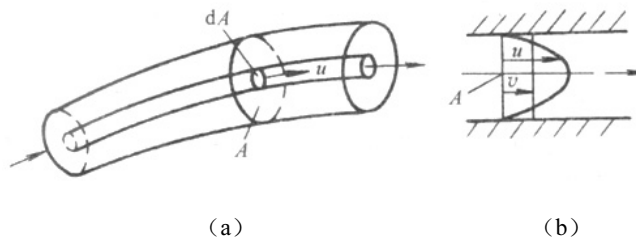


图 2-13 流量与平均流速

截面上各点的流速  $u$  的分布规律比较复杂，工程计算时一般不按上述积分方式计算流量，而采用平均流速的概念。假定整个通流截面  $A$  上的流速是均匀分布的，则平均流速  $v$  为

$$v = \frac{\int_A u dA}{A} = \frac{q}{A} \quad (2-10)$$

例如，在液压缸缸筒内部，液压油流动的平均流速  $v$  就是液压缸活塞运动的速度，由此得出液压传动中另一个重要的概念，即运动速度取决于流量，而与流体的压力等无关。

#### 4. 流态和雷诺数

科学家通过大量的实验观察和分析发现，液体的流动具有层流和紊流两种基本流态。

观察液体流态的实验装置如图 2-14 所示，水箱 4 由进水管 2 不断供水，多余的水由隔板 1 上部流出，使玻璃管 6 中保持稳定流动。在水箱下部装有玻璃管 6、开关 7，在玻璃管进口处放置小导管 5，小导管与装有同密度彩色水的水箱 3 相连。

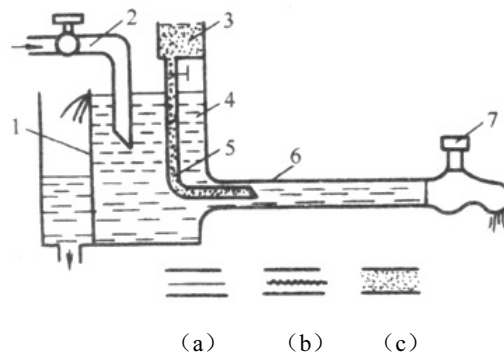
实验时首先将开关 7 打开，然后打开颜色水导管的开关，并用开关 7 来调节玻璃管 6 中水的流速。当流速较低时，颜色水的流动是一条与管轴平行的清晰的线状流，与大玻璃管中的清水互不混杂（如图 2-14 (a) 所示），这说明管中的水流是分层的，这种流动状态叫层流。逐渐开大开关 7，当玻璃管中的流速增大至某一值时，颜色水流便开始抖动而呈波纹状态（如图 2-14 (b) 所示），这表明层流开始被破坏，进入临界状态。再进一步增大水的流速，颜色水流便与清水完全混合在一起（如图 2-14 (c) 所示），这种流动状态叫紊流。

如果将开关 7 逐渐关小，玻璃管中的流动状态就又从紊流向层流转变。

实验证明，液体在圆管中的流动状态不仅与管内的平均流速  $v$  有关，还与管径  $d$ 、液体的运动黏度  $\nu$  有关。 $v$  的量纲单位是  $m/s$ ， $d$  的量纲是  $m$ ， $\nu$  的量纲单位是  $m^2/s$ ，这三个物理量按以下形式恰好组成了一个无量纲单位的数值量。

$$Re = \frac{vd}{\nu} \quad (2-11)$$

$Re$  即雷诺数。工程上常用临界雷诺数  $Re_{cr}$  来判别液流状态。当  $Re < Re_{cr}$  时液流为层流；当  $Re > Re_{cr}$  时液流为紊流。常见的液流管道的临界雷诺数见表 2-2。



1-隔板；2-进水管；3-水箱；4-水箱；5-小导管；6-玻璃管；7-开关

图 2-14 液体流态雷诺实验装置示意图

表 2-2 常见液流管道的临界雷诺数

管道形状	Recr	管道形状	Recr
光滑金属圆管	2000~2320	带环槽的同心环状缝隙	700
橡胶软管	1600~2000	带环槽的偏心环状缝隙	400
光滑同心环状缝隙	1100	圆柱形滑阀阀口	260
光滑偏心环状缝隙	1000	锥阀阀口	20~100

对于非圆截面的管道来说，Re 可用下式计算。

$$Re = \frac{vd_H}{\nu} \quad (2-12)$$

$d_H$  为通流截面的水力直径，它的计算公式为

$$d_H = \frac{4A}{\chi} \quad (2-13)$$

式中：A——通流截面的有效面积；

$\chi$ ——湿周，是通流截面上与液体接触的固体壁面的周界长度。

### 2.3.2 连续性方程

根据质量守恒定律，在相同时间内液体以稳流通过管内任一截面的液体质量必然相等。如图 2-15 所示管内两个流通截面面积为  $A_1$  和  $A_2$ ，流速分别为  $v_1$  和  $v_2$ ，则通过任一截面的流量  $q$  为

$$Q = Av = A_1v_1 = A_2v_2 = \text{常数} \quad (2-14)$$

连续性方程应用的前提是“液体流动连续不断”。例如，江河的流量在各断面是相同的，我们观察到的就是河面宽处水流缓慢，河面窄处水流湍急，这符合连续性方程的定性分析结论，即截面积大流速小，截面积小流速大。但是，如果河道有分流或拦水大坝，上下游的流量就不相等。

**【例 2-3】**如图 2-16 所示为相互连通的两个液压缸，已知大缸内径  $D=100\text{ mm}$ ，小缸内径  $d=20\text{ mm}$ ，大活塞上放一个质量为  $5000\text{ kg}$  的物体  $G$ 。

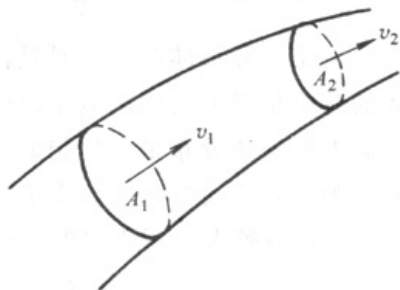


图 2-15 连续流动时各截面流量相等

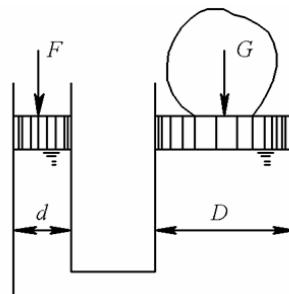


图 2-16 相互连通的两个液压缸

问:

- (1) 在小活塞上所加的力  $F$  有多大, 才能使大活塞顶起重物?
- (2) 若小活塞下压速度为  $0.2 \text{ m/s}$ , 则大活塞上升速度是多少?

解:

- (1) 物体的重力为

$$G=mg=5000 \text{ kg} \times 9.8 \text{ m/s}^2=49\ 000 \text{ N}$$

根据帕斯卡原理, 两缸中压力相等, 即

$$\frac{F}{\pi d^2/4} = \frac{G}{\pi D^2/4}$$

所以, 为了顶起重物, 应在小活塞上加力为

$$F = \frac{d^2}{D^2} G = \frac{20^2 \text{ mm}}{100^2 \text{ mm}} \times 49000 \text{ N} = 1960 \text{ N}$$

- (2) 由连续性方程

$$Q = Av = \text{常数}$$

得

$$\frac{\pi d^2}{4} v_{\text{小}} = \frac{\pi D^2}{4} v_{\text{大}}$$

故大活塞上升速度为

$$v_{\text{大}} = \frac{d^2}{D^2} v_{\text{小}} = \frac{20^2}{100^2} \times 0.2 = 0.008 \text{ (m/s)}$$

### 2.3.3 伯努利定理

#### 1. 理想液体的伯努利方程

对于理想液体的稳定流动, 根据能量守恒定律, 同一管道任意截面上的总能量都应相等。流动液体在理想状态下只有以下三种能量形式。

- 单位重量的压力能 (也称为压力水头, 量纲单位为  $\text{m}$ ):  $\frac{p}{\rho g}$ 。
- 单位重量的势能 (也称为位置水头, 量纲单位为  $\text{m}$ ):  $mgz/mg=z$ 。
- 单位重量液体的动能 (也称为速度水头, 量纲单位为  $\text{m}$ ):  $\frac{1}{2} \frac{mv^2}{mg} = \frac{v^2}{2g}$ 。

根据能量守恒定律, 各截面的三者之和等于常数, 量纲单位为  $\text{m}$ , 也称为总水头。即

$$\frac{p}{\rho g} + z + \frac{v^2}{2g} = \text{常数} \quad (2-15)$$

如图 2-17 所示，取任意的两个通流截面 A1、A2，截面上的流速分别为  $v_1$ 、 $v_2$ ；压力分别为  $p_1$ 、 $p_2$ ，两截面距离水平基准面高度分别为  $z_1$ 、 $z_2$ ，则

$$\frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad (2-16)$$

式 (2-15) 和式 (2-16) 就是流体力学中应用非常广泛的伯努利方程。

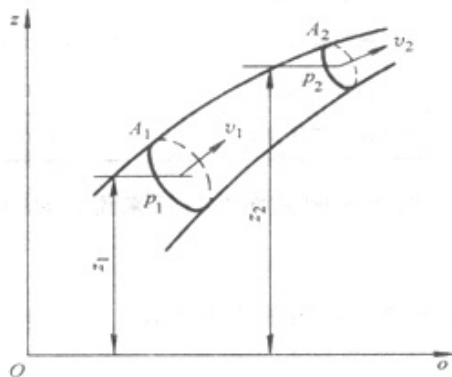


图 2-17 伯努利方程简图

## 2. 实际液体的伯努利方程

实际液体在流动时是具有黏性的，由此产生的内摩擦力将造成总水头（三种水头之和）的损失，使液体的总水头沿流向逐渐减小，而不再是一个常数。而且在用平均流速代替实际流速进行动能计算时，必然会产生误差，为了修正这个误差，引入动能修正系数  $\alpha$ 。一般层流时  $\alpha \approx 2$ ，紊流时  $\alpha \approx 1$ ，理想时  $\alpha = 1$ 。修正后的实际液体的伯努利方程为

$$\frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + h_w \quad (2-17)$$

式中： $h_w$  —— 能量损失，量纲单位为 m，也称为损失水头。

**【例 2-4】**如图 2-18 所示，计算液压泵吸油口处的真空度。

**解：**在利用伯努利方程时，必须选取两个截面，而且尽量选取“特殊截面”，比如压力等于 0（或大气压力）的截面、位置高度等于 0 的截面或速度约等于 0 的截面等，以简化求解的过程。设泵的吸油口比油箱液面高  $h$ ，取油箱液面 I-I 和泵进口处截面 II-II 列出伯努利方程，并以 I-I 截面为基准水平面。则有

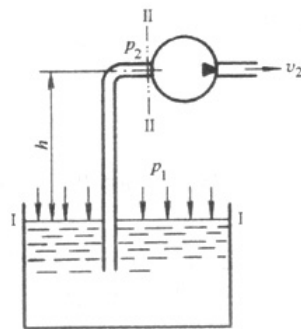


图 2-18 液压泵装置

$$\frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + h_w$$

式中：  $p_1 = p_a$ ，  $v_1 \approx 0$ ，  $\Delta p_w = \rho g h_w$ ， 将上式整理得出

$$p_a - p_2 = \rho g h + \frac{1}{2} \rho \alpha_2 v_2^2 + \Delta p_w$$

$\Delta p_w$  是两液面间的压力损失。

由上式可以看出，组成泵吸油口处的真空度的三部分都是正值，这样泵的进口处的压力必然小于大气压。实际上，泵在吸油时，是液面的大气压力将油压进泵里的。

泵吸油口的真空度不能太大，否则如果达到液体在该温度下的空气分离压，溶解在液体内的空气就要析出，造成吸入不充分。因此，一般采用较大直径的吸油管，泵的安装高度通常位于液面上方不大于 0.5m。

## 2.4 压力与流量

### 2.4.1 液压管路的压力损失

液压管道中流动液体的压力损失包括沿程压力损失和局部压力损失。

#### 1. 沿程压力损失

沿程压力损失是当液体在直径不变的长直管中流过一段距离时，因内摩擦力而产生的压力损失。

经实验研究和理论分析，沿程压力损失与流过管路的液体黏度  $\mu$ 、管道直径  $d$ 、管路长度  $l$ 、流量  $q$  或平均流速  $v$  等参数有关，计算公式如下：

$$\Delta p_{\text{沿}} = \frac{32\mu l}{d^2} v = \frac{32\nu\rho l}{d\nu} v^2 = \frac{64 l}{\text{Re} d} \frac{\rho v^2}{2} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2} \quad (2-18)$$

层流时，式中  $\lambda = \frac{64}{\text{Re}}$  为沿程阻力损失系数。我们由此对沿程压力损失的一般定性理解是，管路越长，压力损失越大；管道越粗，压力损失越小；流速越大，压力损失越大；黏度越大，压力损失越大等。

#### 2. 局部压力损失

局部压力损失是指液流流经截面突然变化的管道、弯管、管接头及控制阀阀口等局部障碍时，形成涡流等引起的压力损失。局部压力损失可用下式计算：

$$\Delta p_{\text{局}} = \xi \frac{\rho v^2}{2} \quad (2-19)$$

式中：  $\xi$  —— 局部阻力系数。

### 3. 总压力损失

整个管路系统的总压力损失，等于管路系统中所有沿程压力损失和局部压力损失之和，即

$$\sum \Delta p = \sum \Delta p_{\text{沿}} + \sum \Delta p_{\text{局}} \quad (2-20)$$

由于零件结构不同（尺寸的偏差与表面粗糙度不同），因此要准确地计算出总的压力损失的数值是比较困难的，一般采用估算或经验值计算。压力损失是液压传动中必须考虑的因素，关系到确定系统所需的供油压力和系统工作时的温升，工程应用中要让压力损失尽可能小一些。

#### 2.4.2 孔口的流量与压力特性

当小孔的通道长度  $l$  与孔径  $d$  之比  $\frac{l}{d} \leq 0.5$  时称为薄壁孔，如图 2-19 (a) 所示。当小孔的通道长度  $l$  与孔径  $d$  之比  $\frac{l}{d} > 4$  时称为细长孔，如图 2-19 (b) 所示。当小孔的通道长度  $l$  与孔径  $d$  之比  $0.5 < \frac{l}{d} \leq 4$  时称为短孔，细长孔和薄壁孔之间。

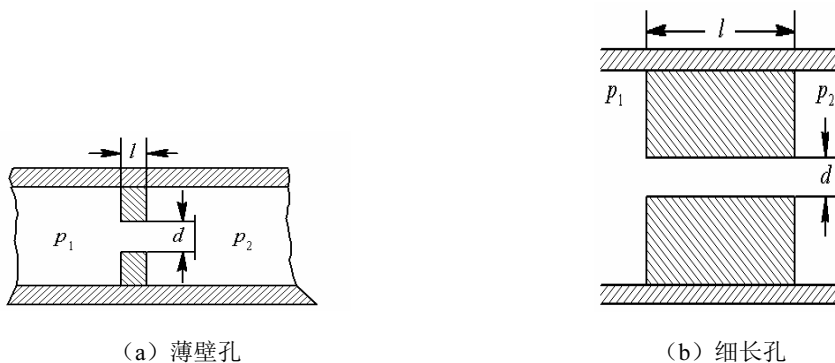


图 2-19 孔口示意图

对于薄壁孔，可以根据伯努利方程和连续性方程推导得到（推导过程略）其通过的流量  $q$  与小孔前后的压差  $\Delta p$  之间的关系式为

$$q = C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (2-21)$$

$C_d$  为流量系数，计算时一般取  $C_d = 0.60 \sim 0.61$ 。

由式 (2-21) 可知，流经薄壁孔的流量  $q$  与小孔前后的压差  $\Delta p$  的平方根及小孔面积  $A$  成正比；式中无黏度参数，因而流量  $q$  与黏度无关。

当液压系统由于油温显著升高而使液压油的黏度变化时，薄壁孔形的液压元件的流量将保持稳定。正是因为薄壁孔的这个特点，在液压系统中常用薄壁孔作为节流元件的阀口形式。

对于细长孔，相当于一段圆管，由式(2-18)沿程压力损失计算公式推导出流经细长孔的流量  $q$  与其两端的压差  $\Delta p$  之间的关系式为

$$q = \frac{\pi d^4}{128\mu l} \Delta p \quad (2-22)$$

式(2-22)中可以明确看出，流经细长孔的流量与动力黏度  $\mu$  成反比，流量受油温影响较大，这一特点与薄壁孔不同。

为了统一表达形式，式(2-21)和式(2-22)经代数变换为

$$\text{薄壁孔} \quad q = C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} = KA \sqrt{\Delta p}$$

$$\text{细长孔} \quad q = \frac{\pi d^4}{128\mu l} \Delta p = KA \Delta p$$

因此，可用一个统一的公式形式来表达各种小孔的流量压力特性。

$$q = KA \Delta p^m \quad (2-23)$$

式中： $K$  —— 由小孔形状和液体性质决定的系数；

$m$  —— 由孔的具体类型决定的指数，薄壁孔  $m=0.5$ ，细长孔  $m=1$ ，短孔  $0.5 < m < 1$ 。

## 2.5 液压冲击和空穴现象

### 2.5.1 液压冲击

在液压系统中，当油路突然关闭或换向时，会产生急剧的压力升高，这种现象称为液压冲击。

产生液压冲击的原因主要有：流动液体的突然停止；静止液体的突然运动；流动液体的突然换向；运动部件的突然制动；静止部件的突然运动；运动部件速度的突然改变；某些液压元件动作的不灵敏等。

当管路内的油液以某一速度运动时，若在某一瞬间迅速截断油液流动的通道（如关闭阀门），则油液的流速将从某一数值在瞬间突然降至零，此时油液流动的动能将转化为油液的压力能，从而使压力急剧升高，造成液压冲击。高速运动的工作部件的惯性力也会引起系统中的压力冲击。例如，油缸部件要换向时，换向阀迅速关闭油缸原来的排油管路，这时油液不再排出，但活塞由于惯性作用仍在运动，从而引起压力急剧上升，造成压力冲击。液压系统中由于某些液压元件动作不灵敏，如不能及时地开启油路等，也会引起压力的迅速升高而形成冲击。

产生液压冲击时，系统中的压力波峰要比正常压力大几倍，甚至几十倍，特别是在压力高、流量大的情况下，极易引起系统的振动、噪音，甚至会导致管路、密封或液压元件的损坏。这样既影响了系统的工作质量，又会缩短系统的使用寿命。需要注意的是，由于压力冲击产生的瞬间高压可能会使某些液压元件（如压力继电器）产生误动作而损坏设备。

减少或防止液压冲击的主要方法有：尽量减慢阀门关闭速度或减小冲击波传播距离，使完全冲击改变为不完全冲击；限制管中油液的流速；用橡胶软管或在冲击源处设置蓄能器，以吸收液压冲击的能量；在出现液压冲击的地方安装限制压力的安全阀；在液压管路或元件中设置缓冲装置等。

## 2.5.2 空穴现象

在液流中，当某点压力低于液体所在温度下的空气分离压力时，原来溶于液体中的气体会分离出来而产生气泡，这就叫空穴现象。当压力进一步减小直至低于液体的饱和蒸气压时，液体就会迅速汽化，形成大量蒸气气泡，使空穴现象更为严重，从而使液流呈不连续状态。

如果液压系统中发生了空穴现象，液体中的气泡随着液流运动到压力较高的区域时，一方面，气泡在较高压力作用下将迅速破裂，从而引起局部液压冲击，造成噪音和振动；另一方面，由于气泡破坏了液流的连续性，降低了油管的通油能力，造成流量和压力的波动，使液压元件承受冲击载荷，因此影响了其使用寿命。同时，气泡中的氧也会腐蚀金属元件的表面，我们把这种因发生空穴现象而造成的腐蚀叫汽蚀。

泵的吸油口、油液流经节流部位、突然启闭的阀门、带大惯性负载的液压缸、液压马达在运转中突然停止或换向时等都将产生空穴现象。

为了减少汽蚀现象，应使液压系统内所有点的压力均高于液压油的空气分离压力。例如，应注意油泵的吸油高度不能太大，吸油管径不能太小，因为管径过小就会使流速过快，从而造成压力降得很低，油泵的转速不要太高，管路应密封良好，油管出口应没入油面以下等。总之，应避免流速的剧烈变化和外界空气的混入。

## 2.6 复习应用

1. 什么叫液体的黏性，其物理意义是什么？常用的黏度表示方法有哪几种？
2. 压力有哪几种表示方法？相对压力与表压力和真空度之间是什么关系？
3. 连续性方程的物理意义和适用条件各是什么？
4. 伯努利方程的物理意义是什么？
5. 某液压油的运动黏度  $\nu=20\text{mm}^2/\text{s}$ ，密度  $\rho=900\text{kg}/\text{m}^3$ ，求其动力黏度为多少？
6. 如图 2-20 所示的两个盛水圆筒，作用于活塞上的力  $F=3.0\times 10^3\text{N}$ ， $d=1.0\text{m}$ ， $h=1.0\text{m}$ ， $\rho=1000\text{kg}/\text{m}^3$ 。求圆筒底部的液体静压力和液体对圆筒底面的作用力。
7. 如图 2-21 所示，直径为  $d$ ，重量为  $G$  的圆柱浸入液体中，并在外力  $F$  的作用下处于平衡状态。若液体的密度为  $\rho$ ，圆柱浸入深度为  $h$ ，求液体在测压管内上升的高度  $x$ ？
8. 如图 2-22 所示，一容器内充满了密度为  $\rho$  的油，压力  $p$  由汞压力计的读数  $h$  来确定。现将压力计向下加长距离  $a$ ，这时容器内的压力并未发生变化，但压力计的读数由  $h$  变为  $h+\Delta h$ ，求  $\Delta h$  与  $a$  之间的关系。
9. 如图 2-23 所示变截面水平圆管，通流截面直径  $d_1=d_2/4$ ，在 1-1 截面处的液体平均流速为  $8.0\text{m}/\text{s}$ 、压力为  $1.0\text{MPa}$ ，液体的密度为  $1000.0\text{Kg}/\text{m}^3$ ，求 2-2 截面处的平均流速和压力（按理想液体考虑）。

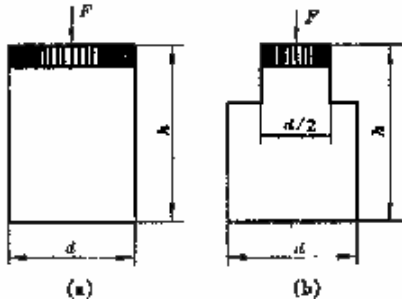


图 2-20 两个盛水的圆筒

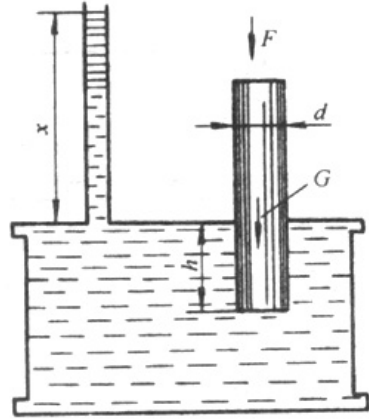


图 2-21 求液体在测压管内上升的高度  $x$

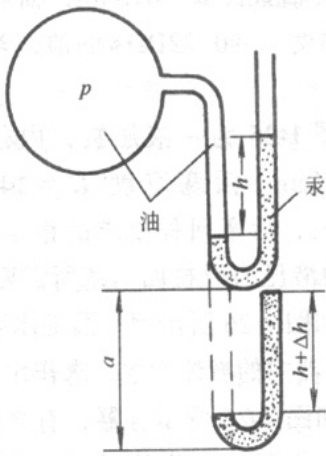


图 2-22 求  $\Delta h$  与  $a$  之间的关系

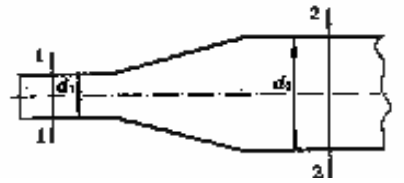


图 2-23 求平均流速和压力

10. 如图 2-24 所示, 管道输送  $\rho = 900\text{kg/m}^3$  的液体, 已知  $h = 15\text{m}$ , A 处的压力为  $4.5 \times 10^5\text{Pa}$ , B 处的压力为  $4 \times 10^5\text{Pa}$ , 判断管中液流的方向。

11. 如图 2-25 所示, 当水箱阀门关闭时压力表的读数为  $2.5 \times 10^5\text{Pa}$ , 阀门打开时压力表的读数为  $0.6 \times 10^5\text{Pa}$ , 如果  $d = 12\text{mm}$ , 不计损失, 求阀门打开时管中的流量  $q$ 。

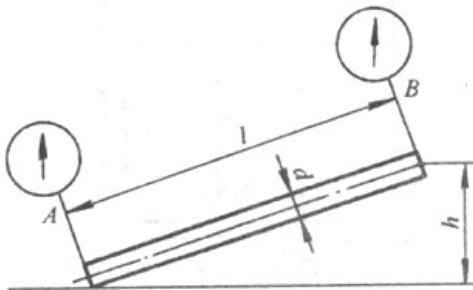


图 2-24 判断管中液流的方向

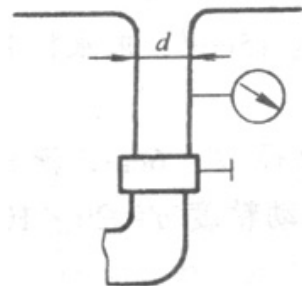


图 2-25 求阀门打开时管中的流量  $q$

12. 有一薄壁小孔，通过流量  $q_1=25 \text{ L/min}$ ，压力损失  $\Delta p=0.3 \text{ MPa}$ ，试求节流阀孔的通流面积。设流量系数  $C_d=0.62$ ，油的密度  $\rho=900 \text{ kg/m}^3$ 。

13. 如图 2-26 所示，液压泵流量可变，当  $q_1=30 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$  时，测得小孔前的压力  $p_1=5 \times 10^5 \text{ Pa}$ 。泵的流量增加到  $q_2=60 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$  时，求小孔前的压力  $p_2$ 。小孔以细长孔和薄壁孔两种情况分别进行计算。

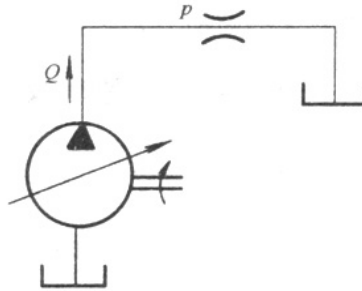


图 2-26 求小孔前的压力  $p_2$

# 第3章 液压控制阀

## ↓ 引言

本章主要介绍液压控制阀的结构和分类、液压控制阀的特性分析、各类阀的稳态特性方程、阀系数、液动力的计算等。本章是后续各章节的基础，要求读者全面掌握各类阀的特性分析，熟悉阀系数、稳态液动力、瞬态液动力等的计算及其结构形式、工作原理、静态特性和设计准则，以及特性曲线自动生成的 MATLAB 方法。

## 3.1 圆柱滑阀的结构形式及分类

滑阀是靠节流原理工作的，借助于阀芯与阀套间的相对运动改变节流口面积的大小，流体流量或压力进行控制。滑阀结构形式多，控制性能好，在液压控制系统中应用较为广泛。

### 3.1.1 按进、出阀的通道数划分

按进、出阀的通道数划分如图 3-1 (a~d) 所示。四通阀有两个控制口，可用于控制双作用液压缸或液压马达。

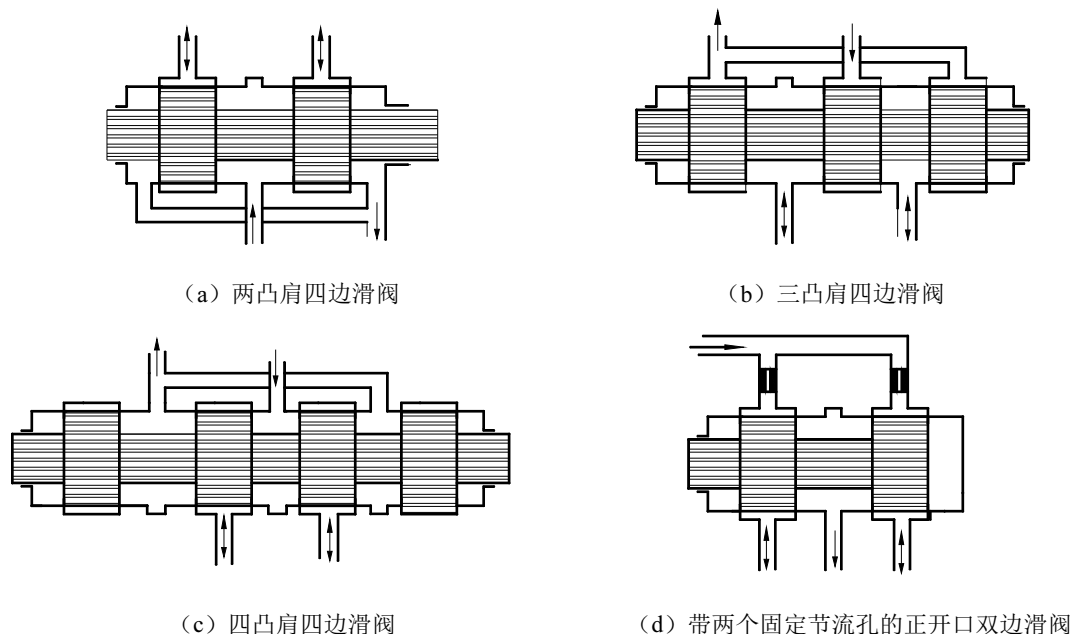
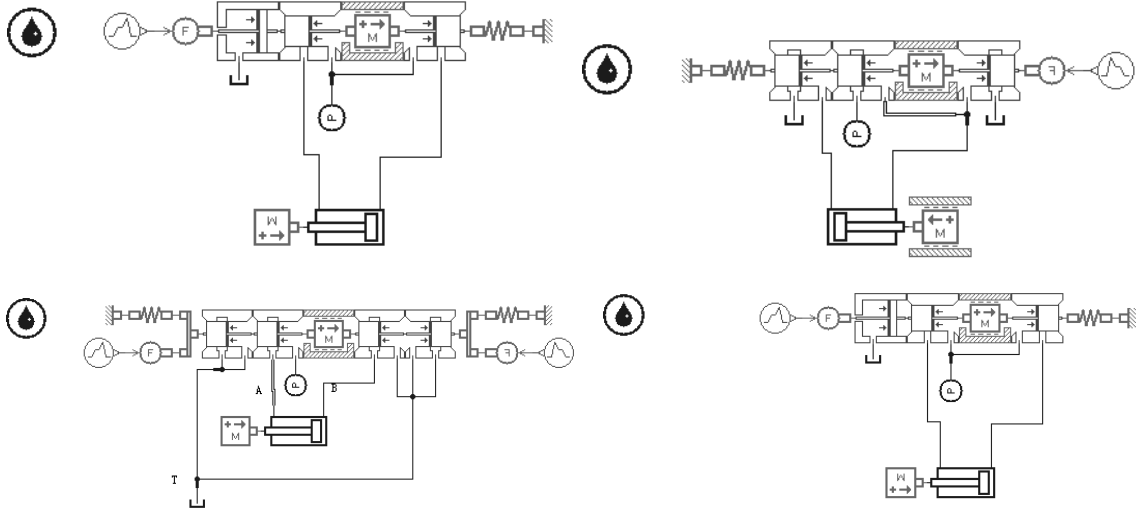
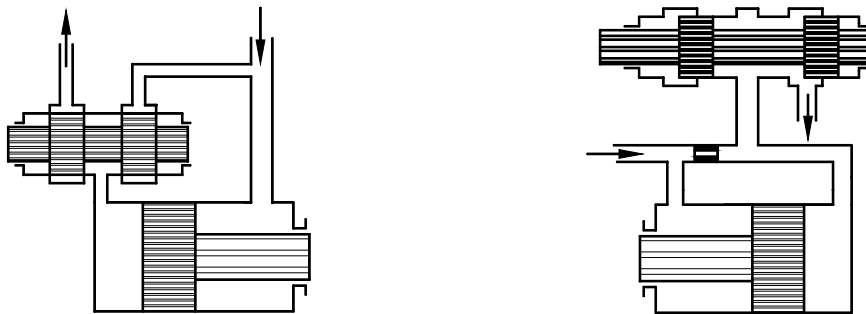


图 3-1 四通滑阀的结构形式



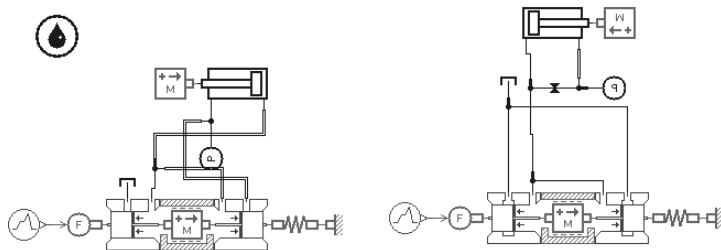
三通阀和二通阀如图 3-2 所示。因为三通阀只有一个控制口，故只能用于控制差动液压缸。为实现液压缸有活塞杆侧设置固定偏压，可由供油压力、弹簧、重物等产生。二通阀（单边阀）只有一个可变流口，必须和一个固定节流孔配合使用才能控制一腔的压力，用于控制差动液压缸。



(a) 双边滑阀（三通阀）

(b) 带固定节流孔的单边滑阀（二通阀）

图 3-2 三通阀与二通滑阀结构形式



### 3.1.2 按滑阀的工作边数划分

按滑阀的工作边数可划分为四边滑阀（图 3-1 (a~c)）、双边滑阀（图 3-1 (d)、图 3-2 (a)）和单边滑阀（图 3-2 (b)）。

四边滑阀有四个可控的节流口，控制性能最好；双边滑阀有两个可控的节流口，控制性能居中；单边滑阀只有一个可控的节流口，控制性能最差。为了保证工作边开口的准确性，四边滑阀需保证三个轴向配合尺寸，双边滑阀需保证一个轴向配合尺寸，单边滑阀没有轴向配合尺寸。因此，四边滑阀结构工艺复杂、成本高；单边滑阀比较容易加工、成本低。

### 3.1.3 按滑阀的预开口形式划分

按滑阀的预开口形式可划分为正开口（负重叠）、零开口（零重叠）和负开口（正重叠）三种。

对于径向间隙为零、节流工作边锐利的理想滑阀，可根据阀芯凸肩与阀套槽宽的几何尺寸关系确定预开口形式。但由于实际阀总受径向间隙和工作边圆角的影响，因此根据阀的流量增益曲线来确定阀的预开口形式更为合理，如图 3-3 所示。

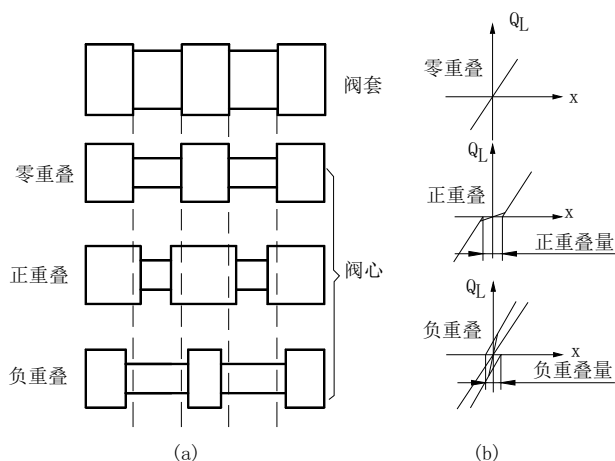


图 3-3 阀的预开口形式

阀的预开口形式对其性能，特别是零位附近（零区）特性有很大影响。零开口阀具有线性流量增益，性能比较好，应用最广泛，但加工困难。负开口阀由于流量增益具有死区，会引起稳态误差，因此很少采用。正开口阀在开口区内的流量增益变化大，压力灵敏度低，零位泄漏量大，一般适用于要求有一个连续的液流以使油液维持合适温度的场合。某些正开口阀也可用于恒流系统。

### 3.1.4 按阀套窗口的形状划分

按阀套窗口的形状可划分为有矩形、圆形、三角形等多种。矩形窗口又可分为全周开口和非全周开口两种。矩形开口的阀，其开口面积与阀芯位移成比例，可以获得线性的流量增益（零开口阀），使用较多。圆形窗口工艺性好，但流量增益是非线性的，只用于要求不高的场合。

### 3.1.5 按阀芯的凸肩数目划分

按阀芯的凸肩数目可划分为有二凸肩的、三凸肩的和四凸肩的滑阀，如图 3-1 所示。

二通阀一般采用两个凸肩，三通阀和四通阀可由两个或两个以上的阀芯凸肩组成。凸肩四通阀（图 3-1（a））结构简单、阀芯长度短，但阀芯轴向移动时导向性差，阀芯上的凸肩容易被阀套槽卡住，更不能做成全周开口的阀，由于阀芯两端回油流道中流动阻力不同，阀芯两端面所受液压力不均，使阀芯处于静不平衡状态；阀采用液压或气动操纵有困难。三凸肩和四凸肩的四通阀（图 3-1（b、c））导向性和密封性好，是常用的结构形式。

## 3.2 阀芯液压力

### 3.2.1 液体的压缩性分析

#### 1. 液体的压缩率

实验表明，在一定温度下，封闭容腔中的液体（假设体积为  $V$ ，如图 3-4（a）所示）所受到的外部作用力发生变化（假设外力增量为  $dF$ ）时，其体积会发生相应的变化（假设体积变化量为  $dV$ ）。

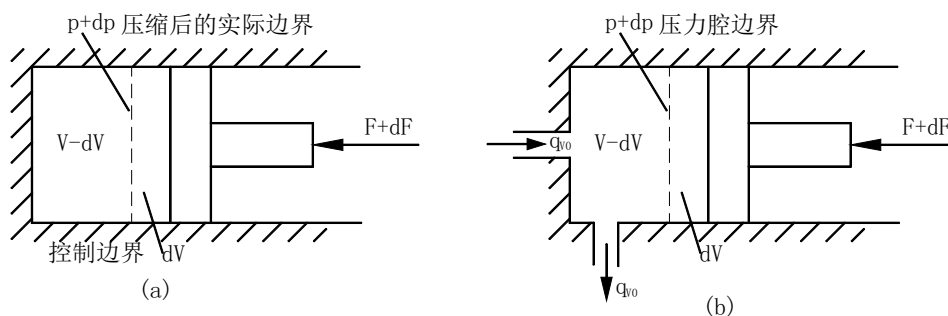


图 3-4 液体的压缩性示意图

习惯上，使用压缩性系数  $\beta$  反映封闭容腔中液体体积与所所受外力变化的关系，并定义

$$\beta = -\frac{1}{V} \frac{dV}{dp} \quad (3-1)$$

式中： $\beta$ ——压缩性系数；

$V$ ——封闭容腔中受压缩液体的初始容积，也称控制体积；

$dV$ ——液体受压后其体积的变化量；

$dp$ ——液体受压后其压力的变化量，由流体力学可知  $dp = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta A}$ ；

$\Delta A$ ——液体受压面上的微小面积；

$F$ ——作用在  $\Delta A$  上的法向表面力；

$\Delta F$ ——作用在  $\Delta A$  上的法向表面力的增量。

压力增量的大小取决于控制体积边界上外力增量的大小。式 (3-1) 中的负号是为了保证  $\beta$

是由一个正数而引入的，以使 $\beta$ 值的大小与压缩程度的大小相对应，与人们的习惯相一致。因为 $dV$ 和 $dp$ 变化的方向相反，所以 $dp$ 增量增大时，体积 $V$ 减少。

令 $E = \frac{1}{\beta}$ ，称 $E$ 为油液的体积模量，代表一定质量的油液其容积抵抗外力作用的能力。

考虑到液体内经常渗入不溶解的气体，而且包容液体的固体壁面也存在不同程度的弹性，工程上采用有效体积模量来反映实际流体的体积模量，其取值范围较大，在 $(1 \sim 1.4) \times 10^9 \text{ N/m}^2$ 之间。在工程计算中，应根据选定的工作介质确定 $E$ 值的影响。

一般来说，液体受压后必须表现出弹性体特征，且其成分、温度不对时，其弹性是线性的，即 $\beta$ 是一个常数。

## 2. 液体压力的形成

由式(3-1)得出

$$dp = -\frac{1}{\beta} \frac{dV}{V} \quad (3-2)$$

上式表明，控制体积的变化将引起压力的变化。这与流体力学对压力的定义并不矛盾，因为控制体积的变化离不开外力的作用。

由式(3-1)得出

$$dV = -\beta V dp \quad (3-3)$$

上式两边同时除以时间的变化量 $dt$ ，得出

$$\frac{dV}{dt} = -\beta V \frac{dp}{dt} \quad (3-4)$$

式(3-4)表明，体积对时间的变化率与压力对时间的变化率相关。根据流体力学对体积分量的定义可知 $\frac{dV}{dt}$ 就是体积流量，即

$$q_V = \frac{dV}{dt} = -\beta V \frac{dp}{dt} \quad (3-5)$$

上式表明，压力变化的快慢与流过的控制体积边界的流量大小有关。

在实际的液压系统中，没有绝对封闭的容腔，只有存在液体流动状态的压力容腔。压力容腔的界面就是管道和元件的金属壁面，以及阀口处的过流断面。如果把液压系统中压力相等的压力容腔当作一个压力区，就可将图3-4(a)所示的封闭容腔等效成图3-4(b)所示的压力容腔。容腔的界面上有流量通过，假设流进容腔的流量为 $q_{Vi}$ ，流出容腔的流量为 $q_{Vo}$ ，则式(3-4)表示的流过控制体积边界的流量 $q_V$ 应理解为进入压力容腔的有效流量。即

$$q_V = q_{Vi} - q_{Vo} \quad (3-6)$$

相应地，由式(3-4)可得出

$$\frac{dp}{dt} = E \frac{q_V}{V} \quad (3-7)$$

式中： $q_V$ ——进入压力容腔的有效流量；

$\frac{dp}{dt}$ ——压力梯度，即压力容腔中的压力飞升速率；

$E$ ——有效体积模量；

$V$ ——压力容腔的容积。

式(3-7)就是国际标准化委员会(ISO)推荐的压力区梯度公式。式中取消了负号，是因为在液压系统中取流进压力区的有效流量为正，对应的压力增量也为正的缘故。这种符号规定与图3-4(a)液体受到压缩的情形是完全一致的。

式(3-7)表明，压力区中的压力变化快慢取决于有效流量的大小。若 $q_V$ 为零，则意味着没有液体进出压力区，压力区中的压力也就不会变化。由于 $E$ 为有效体积模量(考虑了油液的含气量和管道的弹性)，因此式(3-7)适用于实际的液压系统。

一个液压系统有多个压力区，如液压泵的吸油区、压油区，液压缸的进油区、回油区等。有了压力区的概念，液压系统的设计和计算就方便多了。

### 3.2.2 滑阀受力分析

操纵滑阀阀芯运动需要克服各种阻力，其中包括阀芯质量的惯性力、阀芯与阀套之间的摩擦力、阀芯所受液动力、弹性力和任意外负载力等。由于阀芯运动阻力的大小是设计滑阀操纵元件的主要依据，因此需要对滑阀的受力进行分析、计算。这里主要分析、计算滑阀阀芯所受的液动力。

#### 1. 作用在滑阀阀芯上的液动力

液流流过滑阀时，液流速度的大小和方向发生变化，其动量变化对阀芯产生一个反作用力，这就是作用在阀芯上的液动力。液动力又分为稳态液动力和瞬态液动力两种。稳态液动力与滑阀开口量成正比，瞬态液动力与滑阀开口量变化率成正比。

稳态液动力不仅使阀芯运动的操纵力增加，并能引起非线性问题，瞬态液动力在一定条件下能引起滑阀不稳定。因此，在滑阀设计中应考虑液动力问题。

##### (1) 稳态液动力

###### ① 稳态液动力的计算公式

稳态液动力是在阀口开度一定的稳态液流动情况下，液流对阀芯的反作用力，如图3-5所示。根据动量定理可求得稳态轴向液动力的大小为

$$F_s = F_1 = m \frac{dv}{dt} = \Delta v \rho \frac{\Delta V}{\Delta t} = \rho q \Delta v$$

$$F_s = F_1 = \rho q v \cos \theta \quad (3-8)$$

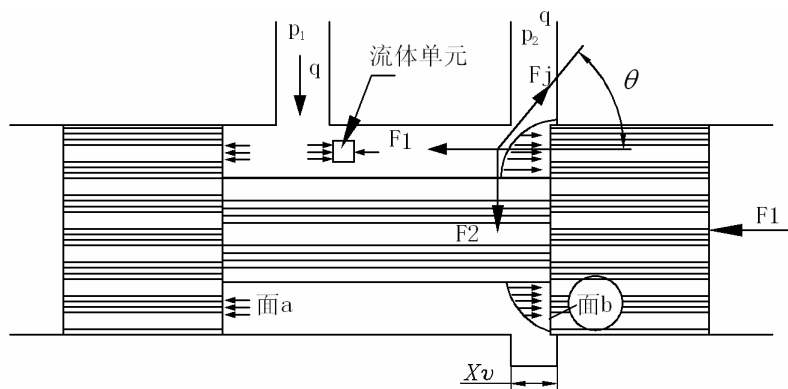


图 3-5 滑阀的液动力

由伯努利方程可求得阀口射流最小断面处的流速为

$$v = C_v \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (3-9)$$

式中： $C_v$ ——速度系数，一般取  $C_v = 0.95 \sim 0.98$ ；

$\Delta p$ ——阀口压差， $\Delta p = p_1 - p_2$ 。

通过理想矩形阀口的流量为

$$q = C_d \omega x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (3-10)$$

将式 (3-9)、式 (3-10) 带入式 (3-8) 得出稳态液动力为

$$F_s = 2C_v C_d \omega x_v \Delta p \cos \theta = K_f x_v \quad (3-11)$$

式中： $K_f$ ——稳态液动力刚度， $K_f = 2C_v C_d \omega \Delta p \cos \theta$ 。

对理想滑阀，射流角  $\theta = 69^\circ$ 。取  $C_v = 0.98$ ， $C_d = 0.61$ ， $\cos 69^\circ = 0.358$ ，可得

$$F_s = 0.43 \omega \Delta p x_v = K_f x_v \quad (3-12)$$

这就是常用稳态液动力的计算公式。

对于滑阀来说，由于射流角  $\theta$  总是小于  $90^\circ$ ，因此稳态液动力的方向总是指向使阀口关闭的方向。在阀口压差  $\Delta p$  一定时，其大小与阀的开口量成正比，是由液体流动所引起的一种弹性力。

实际上，滑阀的稳态液动力受径向间隙和工作边圆角的影响。径向间隙和工作边圆角使阀口过流面积增大，射流角减小，从而导致稳态液动力增大，特别是在小开口时更为显著，使稳态液动力与阀的开口量之间呈现非线性。

### ② 零开口四边滑阀的稳态液动力

零开口四边滑阀在工作时，因为有两个串联的阀口同时起作用，每个阀口的压降  $\Delta p = \frac{p_s - p_L}{2}$ ，所以总的稳态液动力为

$$F_s = 0.43\omega(p_s - p_L)x_V = K_f x_V \quad (3-13)$$

式中： $K_f$ ——滑阀的液动力刚度， $K_f = 0.43\omega(p_s - p_L)$ 。

注意，稳态液动力是随着负载压力 $p_L$ 变化而变化的，在空载( $p_L = 0$ )时达到最大值，其值为

$$F_{s0} = 0.43\omega p_s x_V = K_{f0} x_V \quad (3-14)$$

式中： $K_{f0}$ ——空载液动力刚度， $K_{f0} = 0.43\omega p_s$ 。

由式(3-14)可知，只有当负载压力 $p_L = \text{常数}$ 时，稳态液动力才与阀的开口量 $x_V$ 成比例关系。当负载压力变化时，稳态液动力将呈现出非线性。

稳态液动力是阀芯运动阻力中的主要部分，下面通过一个数值例子进行说明。一个全周开口、直径为 $1.2 \times 10^{-2} \text{m}$ 的阀芯，在供油压力为 $14 \text{MPa}$ 时，空载液动力刚度 $K_{f0} = 2.27 \times 10^5 \text{N/m}$ ，如果阀芯最大位移为 $5 \times 10^{-4} \text{m}$ 时，空载稳态液动力为 $F_{s0} = 114 \text{N}$ ，那么其值是相当大的。人们曾研究出一些补偿或消除稳态液动力的方法，但没有一种是理想的。原因是制造成本太高，而且不能在所有流量和压降下完全补偿，又容易使液动力出现非线性，因此用得不多。在电液伺服阀中，由于受力矩马达输出力矩的限制，稳态液动力限制了单级伺服阀的输出功率，因此比较实用的解决方法是使用两级伺服阀，利用第一级阀提供一个足够大的力去驱动第二级滑阀。

### ③ 正开口四边滑阀的稳态液动力

正开口四边滑阀有四个节流窗口同时工作，总液动力等于四个节流窗口产生的液动力之和。我们规定阀芯向左移动为正，并规定与此方向相反的液动力为正，反之为负。总的稳态液动力为

$$F_s = 0.43[A_4(p_s - p_1) + A_2 p_2 - A_1 p_1 - A_3(p_s - p_2)] \quad (3-15)$$

假定阀是匹配和对称的，则有

$$A_1 = A_3 = \omega(U - x_V)$$

$$A_2 = A_4 = \omega(U + x_V)$$

可得出

$$F_s = 0.86\omega(p_s x_V - p_L U) \quad (3-16)$$

空载( $p_L = 0$ )时的稳态液动力为

$$F_{s0} = 0.86\omega p_s x_V \quad (3-17)$$

从上式可以看出，正开口四边滑阀的空载稳态液动力是零开口四边滑阀的两倍。

## (2) 瞬态液动力

## ① 瞬态液动力的公式

在阀芯运动过程中，阀开口量变化使通过阀口的流量发生变化，引起阀腔内液流速度随时间变化，其动量变化对阀芯产生的反作用力就是瞬态液动力，大小为

$$F_t = \frac{d(mv)}{dt} \quad (3-18)$$

式中： $m$ ——阀腔中的液体质量；

$v$ ——阀腔中的液体流速。

假定液体是不可压缩的，则阀腔中的液体质量  $m$  是常数，所以

$$F_t = m \frac{dv}{dt} = \rho L A_v \frac{dv}{dt} = \rho L \frac{dq}{dt} \quad (3-19)$$

式中： $A_v$ ——阀腔过流面面积；

$L$ ——液流在阀腔内的实际流程长度。

对阀口流量公式求导并带入公式，忽略压力变化率的微小影响，可得出瞬态液动力为

$$F_t = C_d \omega L \sqrt{2\rho\Delta p} \frac{dx_v}{dt} = B_f \frac{dx_v}{dt} \quad (3-20)$$

式中： $B_f$ ——阻尼系数， $B_f = C_d \omega L \sqrt{2\rho\Delta p}$ 。

上式表明，瞬态液动力与阀芯的移动速度成正比，起到黏性阻尼力的作用。阻尼系数  $B_f$  与长度  $L$  有关，称长度  $L$  为阻尼长度。瞬态液动力的方向始终与阀腔内液体的加速度方向相反，据此可以判断瞬态液动力的方向。如果瞬态液动力的方向与阀芯移动的方向相反，瞬态液动力就起到正阻尼的作用，阻尼系数  $B_f > 0$ ，阻尼长度  $L$  为正，如图 3-6 (a) 所示。如果瞬态液动力方向与阀芯运动方向相同，瞬态液动力就起到负阻尼力的作用，阻尼系数  $B_f < 0$ ，阻尼长度  $L$  为负，如图 3-6 (b) 所示。

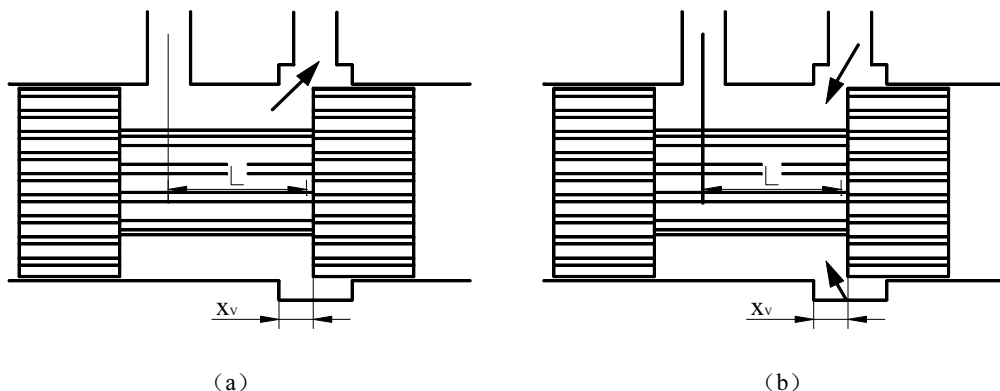


图 3-6 滑阀的阻尼长度

② 零开口四边滑阀的瞬态液动力

可参看图 3-6。\$L\_2\$ 是正阻尼长度，\$L\_1\$ 是负阻尼长度，阀口压差 \$\Delta p = \frac{p\_s - p\_L}{2}\$，利用式 (3-21) 可求得零开口四边滑阀的总瞬态液动力为

$$F_t = (L_2 - L_1) C_d \omega \sqrt{\rho(p_s - p_L)} \frac{dx_v}{dt} = B_f \frac{dx_v}{dt} \quad (3-22)$$

式中：\$B\_f\$——阻尼系数，\$B\_f = (L\_2 - L\_1) C\_d \omega \sqrt{\rho(p\_s - p\_L)}\$。

当 \$L\_2 > L\_1\$ 时，\$B\_f > 0\$，是正阻尼；当 \$L\_2 < L\_1\$ 时，\$B\_f < 0\$，是负阻尼。负阻尼对阀的工作稳定性不利，为了阀的稳定性，应保证 \$L\_2 \geq L\_1\$，实际上是一个通路位置的布置问题。由于瞬态液动力的数值一般很小，因此不可能作为阻尼源。

③ 正开口四边滑阀的瞬态液动力

可参看图 3-6。\$L\_2\$ 是正阻尼长度，\$L\_1\$ 是负阻尼长度，利用式 (3-21) 分别求出 4 个节流阀口的瞬态液动力，然后将其相加得到阀的总瞬态液动力为

$$F_t = L_2 C_d \omega \sqrt{2\rho(p_s - p_1)} \frac{dx_v}{dt} + L_2 C_d \omega \sqrt{2\rho(p_s - p_2)} \frac{dx_v}{dt} - L_1 C_d \omega \sqrt{2\rho p_2} \frac{dx_v}{dt} - L_1 C_d \omega \sqrt{2\rho p_1} \frac{dx_v}{dt} \quad (3-23)$$

将 \$p\_1 = \frac{p\_s + p\_L}{2}\$，\$p\_2 = \frac{p\_s - p\_L}{2}\$ 代入上式并加以整理，得出

$$F_t = (L_2 - L_1) C_d \omega \sqrt{\rho} \left[ \sqrt{p_s - p_L} + \sqrt{p_s + p_L} \right] \frac{dx_v}{dt} = B_f \frac{dx_v}{dt} \quad (3-24)$$

式中：\$B\_f = (L\_2 - L\_1) C\_d \omega \sqrt{\rho} \left[ \sqrt{p\_s - p\_L} + \sqrt{p\_s + p\_L} \right]\$，空载 (\$p\_L = 0\$) 时，\$B\_{f0} = 2(L\_2 - L\_1) C\_d \omega \sqrt{\rho p\_s}\$，是零开口四边滑阀的两倍。

(3) 滑阀的驱动力

根据阀芯运动时的力平衡方程式，可得出阀芯运动时的总驱动力为

$$F_t = m_v \frac{d^2 x_v}{dt^2} + (B_v + B_f) \frac{dx_v}{dt} + K_f x_v + F_L \quad (3-25)$$

式中：\$F\_t\$——总驱动力；

\$m\_v\$——阀芯及阀腔油液质量；

\$B\_v\$——阀芯与阀套间的黏性摩擦系数；

\$B\_f\$——瞬态液动力阻尼系数；

\$K\_f\$——稳态液动力刚度；

\$F\_L\$——任意负载力。

在实际计算中，必须考虑阀的驱动装置（如力矩马达）运动部分的质量、阻尼和弹簧刚度等对阀芯受力的影响，并对质量、阻尼和弹簧刚度作出相应的折算。在大多数情况下，阀芯驱动装置的上述系数比阀本身的系数还要大。另外，驱动装置还必须有足够大的驱动力储备，这样才可以切除可能滞留在窗口处的颗粒。

单边滑阀和双边滑阀多用于机液伺服系统中，操纵阀芯运动的机械力比较大，驱动阀芯运动不会有什么问题。

### 3.3 液压桥路

各种滑阀的工作原理实质上都是从阀芯的力学平衡条件出发，通过推力控制阀芯的运动，进而对阀口的液流进行控制，达到调节压力和流量的目的，如图 3-7 所示。对液压系统来说，图 3-7 中所示的液压缸是被控对象，对于多级耦合的阀来说，图中液压缸代表主阀级，控制阀代表先导级。

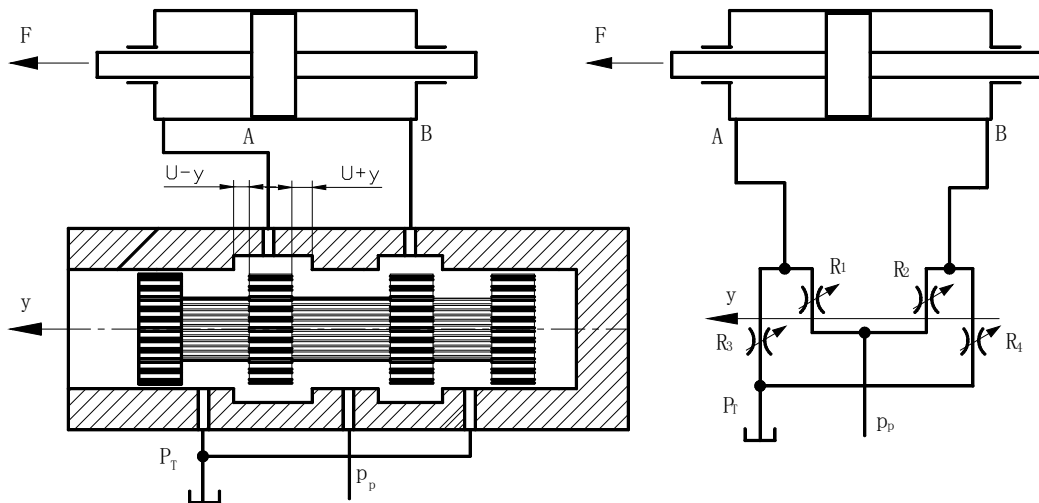


图 3-7 四边滑阀阀口的控制作用

这种情况与电路中的惠斯登电桥极为类似，如图 3-8 所示。只不过在液压回路中以阀口的液阻来代表电桥中的电阻，以液压力  $p$  代表电压  $V$ ，以流量  $q_V$  代替电流  $I$ 。

上述全桥路由两个半桥组合而成：左半桥 1、2 及右半桥 3、4。调节左半桥的液阻 1、2 可以控制 E 点的压力；调节右半桥则对 F 点的压力进行控制。两个半桥具有相同的边界条件，即系统的供油压力和回油压力，分别求出半桥回路的特性相叠加，就可以得到全桥特性。

在控制原理的数学模型中，液与电有着极为类似的数学特性，可以采用模拟电的方法对液流的流场进行分析。在某些计算分析过程中，还可以采用成熟的电路分析方法来分析液压元件或液压系统的数学模型。

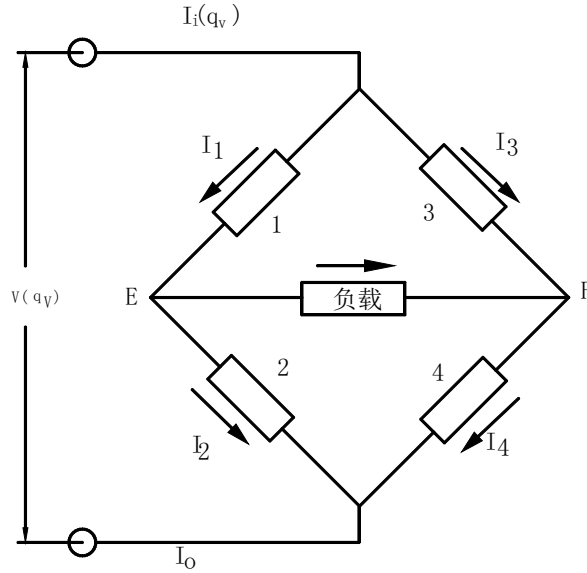


图 3-8 四边滑阀的当量电路

众所周知，一个液压系统的控制功能主要表现在对流量和压力这两个参数的控制。借助可调液阻  $R$ ，当它由大到小，从小到大调节时，系统压力和流量都将受到控制。因此，液阻在液压系统中是一种普遍且主要的控制调节手段。另外，由于液体本身的黏性，因此也将会导致液体流动中无处不存在的阻力。无论是哪种液阻，都将导致传递能量的损失，并以温升的形式表现出来。

已知在电路中电阻  $R = \frac{U}{I} = \frac{dU}{dI}$ ，按控制理论的相似系统的概念进行电液模拟，将液压系统的液阻概念类比定义为

$$R_H = \frac{d(\Delta p)}{dq_v}$$

因液阻造成压力损耗，故可表示为

$$\Delta p = R \times q_v^n$$

式中： $n$  —— 不同流动状态下的系数。

对于层流来说， $n=1$ ， $\Delta p = R_H \times q_v$

所以有

$$R_H = \frac{\Delta p}{q_v} \quad (N \cdot s \cdot m^{-5})$$

对于细长孔

$$q_v = \frac{\pi d^4}{128 \mu l} \Delta p$$

则有

$$R_H = \frac{128 \mu l}{\pi d^4} \Delta p$$

恒压源的液压半桥应用非常广泛，不同类型的半桥回路都可以从半桥的组合获得。

若阀在零位时阀口两侧的预开口度均为  $U$  ( $U>0$ ，是正开口阀； $U=0$  为零开口阀； $U<0$ ，为负开口阀)，则当阀芯位移为  $y$  时，流过液阻的流量  $q_{V1}$ 、 $q_{V2}$  及流入负载的流量  $q_V$  分别为

$$q_{V1} = C_d \omega (U + y) \sqrt{\frac{2(p_p - p)}{\rho}} \quad (3-26)$$

$$q_{V2} = C_d \omega (U - y) \sqrt{\frac{2p}{\rho}} \quad (3-27)$$

$$q_V = q_{V1} - q_{V2} \quad (3-28)$$

式中： $B$ ——系数， $B = C_d \omega \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ ；

$\omega$ ——阀口面积刻度，当可变液阻的阀口为全周长时， $\omega = \pi d$ 。

当开口量  $y=0$  和  $p=p_p/2$  时，流量  $q_V = q_{V1} = q_{V2}$

$$q_{V0} = C_d \omega U \sqrt{\frac{p_p}{\rho}} \quad (3-29)$$

根据式 (3-26) ~ 式 (3-29)，可以得出相对于流量  $q_{V0}$  的无因次负载流量表达式

$$\frac{q_V}{q_{V0}} = \left(1 + \frac{y}{U}\right) \sqrt{2\left(1 - \frac{p}{p_p}\right)} - \left(1 - \frac{y}{U}\right) \sqrt{2\frac{p}{p_p}} \quad (3-30)$$

式中： $\frac{p}{p_p}$  及  $\frac{y}{U}$  是阀位移和负载压力相对量。

对照式 (3-29) 编写 m 文件，其 MATLAB 程序源代码如下：

$$\% \text{ 令 } bp = \frac{p}{p_p}; by = \frac{y}{U}; bq = \frac{q_V}{q_{V0}}$$

```
by=-1
while by<1.1
hold on
bp=-1:0.001:1
bq=(1+by)*sqrt(2-2*bp)-(1-by)*sqrt(2*bp)
plot(bp,bq,'r-','linewidth',2)
by=by+0.2
grid on
end
xlabel('p_p/p')
```

```

ylabel('q_V/q_V_0')
gtext('-1.0','fontsize',10)
gtext('-0.8','fontsize',10)
gtext('-0.6','fontsize',10)
gtext('-0.4','fontsize',10)
gtext('-0.2','fontsize',10)
gtext('0','fontsize',10)
gtext('0.2','fontsize',10)
gtext('0.4','fontsize',10)
gtext('0.6','fontsize',10)
gtext('0.8','fontsize',10)
gtext('1.0=y/U','fontsize',10)
    
```

运行程序，得到如图 3-9 所示的液压半桥及其特征曲线族。

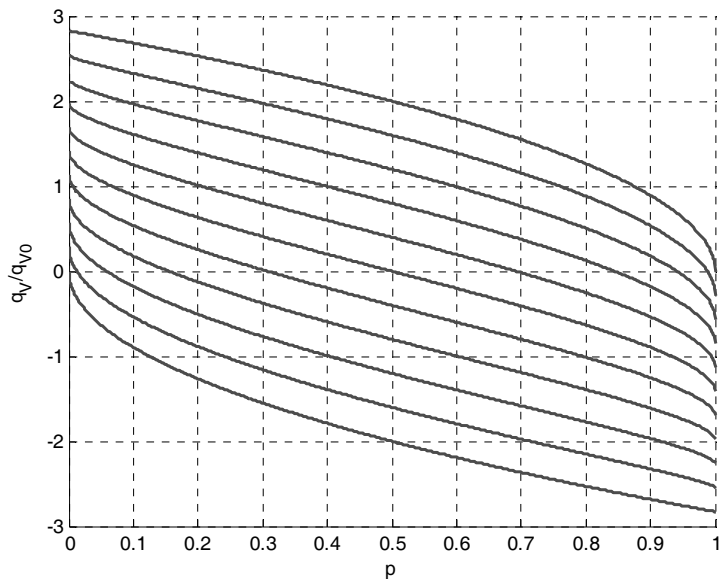


图 3-9 液压半桥及其特征曲线族

### 3.4 滑阀静态特性的一般分析

滑阀静态特性即压力-流量特性，是指稳态情况下阀的负载流量  $q_L = f(p_L, x_V)$ ，表示滑阀的工作能力和性能，对液压控制系统的静、动态特性计算具有重要意义。阀的静态特性可用方程、曲线或特性参数（阀的系数）表示。静态特性曲线和阀的系数可从实际的阀测出，对许多结构的阀也可以用解析法推导出压力-流量方程。

本节虽然是以滑阀为例进行分析，但分析的方法和所得的一般关系式对后面介绍的各种结构的控制阀也是适用的。

## 3.4.1 滑阀压力 - 流量方程的一般表达式

四边滑阀及其等效的液压桥路如图 3-10 所示。阀的四个可变流口以四个可变的液阻表示，组成一个四臂可变的全桥。通过每一桥臂的流量为  $q_i$  ( $i=1、2、3、4$ )；通过每一个桥臂的压降为  $p_i$  ( $i=1、2、3、4$ )； $q_L$  表示负载流量； $p_L$  表示负载压降； $p_s$  为供油压力； $q_s$  为供油流量； $p_0$  为回油压力。

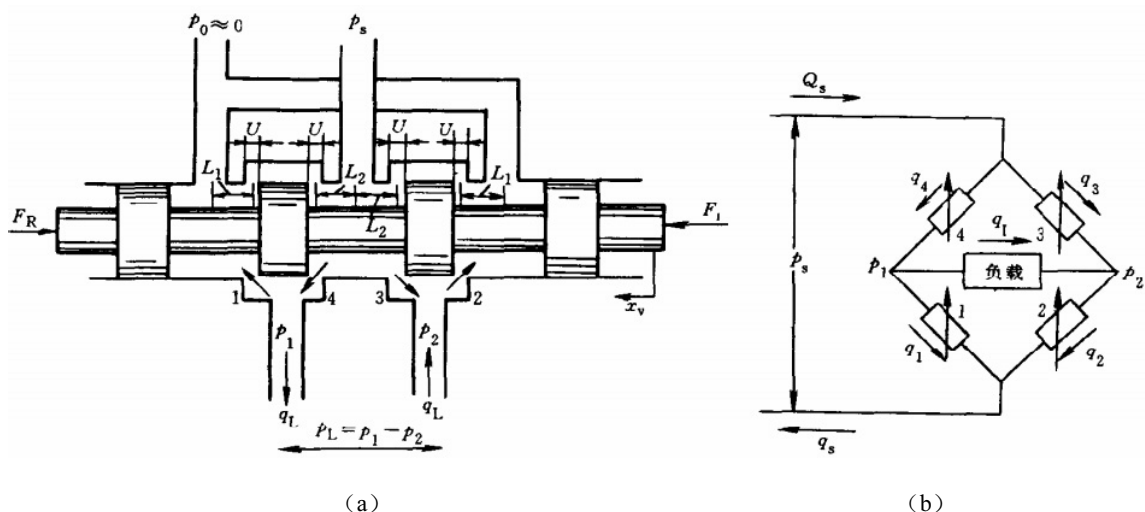


图 3-10 四边滑阀及等效桥路

在推导压力-流量方程时，做以下假设：

- (1) 能源是理想的恒压源，供油压力  $p_s$  为常数。另外，假设回油压力  $p_0$  为零，如果不为零，可以把  $p_s$  看成是供油压力与回油压力之差。
- (2) 忽略管道和阀腔内的压力损失。因为管道和阀腔内的压力损失与阀口处的节流损失相比很小，所以可以忽略不计。
- (3) 假定液体是不可压缩的。因为考虑的是稳态情况，液体密度变化量很小，所以可以忽略不计。
- (4) 假定阀各节流口流量系数相等，即  $C_{d1} = C_{d2} = C_{d3} = C_{d4} = C_d$ 。

根据桥路的压力平衡可得出

$$p_1 + p_2 = p_s \quad (3-31)$$

$$p_3 + p_4 = p_s \quad (3-32)$$

$$p_1 - p_2 = p_L \quad (3-33)$$

$$p_3 - p_4 = p_L \quad (3-34)$$

根据桥路的流量平衡可得出

$$q_1 + q_2 = q_s \quad (3-35)$$

$$q_3 + q_4 = q_s \quad (3-36)$$

$$q_4 - q_1 = q_L \quad (3-37)$$

$$q_2 - q_3 = q_L \quad (3-38)$$

各桥臂的流量方程为

$$q_1 = C_d A_1 \sqrt{\frac{2p_1}{\rho}} \quad (3-39)$$

$$q_2 = C_d A_2 \sqrt{\frac{2p_2}{\rho}} \quad (3-40)$$

$$q_3 = C_d A_3 \sqrt{\frac{2p_3}{\rho}} \quad (3-41)$$

$$q_4 = C_d A_4 \sqrt{\frac{2p_4}{\rho}} \quad (3-42)$$

在流量系数  $C_d$  和液体密度  $\rho$  一定时, 它随节流口开口面积  $A_i$  变化, 即是阀芯位移的函数, 其变化规律取决于节流口的几何形状。

对于一个具体的四边滑阀和已确定的使用条件, 参数  $q_s$  和  $p_s$  是已知的。对恒压源的情况, 在推导压力—流量方程时, 可略去式 (3-33) 和式 (3-35), 消除中间变量  $p_i$  和  $q_i$ , 可得负载流量  $q_L$ 、负载压力  $p_L$  和阀芯位移  $x_V$  之间的关系。

$$q_L = f(x_V, p_L) \quad (3-43)$$

由于各桥臂的流量方程是非线性的, 因此这些方程联解起来很麻烦, 而且使一般公式无法简化。我们可以利用一些特殊的条件使问题得到简化。在大多数情况下, 阀的窗口都是匹配的和对称的, 即

$$A_1(x_V) = A_3(x_V) \quad (3-44)$$

$$A_2(x_V) = A_4(x_V) \quad (3-45)$$

$$A_2(x_V) = A_1(-x_V) \quad (3-46)$$

$$A_4(x_V) = A_3(-x_V) \quad (3-47)$$

式(3-44)和式(3-45)表示阀是匹配的,式(3-46)和式(3-47)表示阀是对称的。

对于匹配且对称的阀,通过桥路斜对角线上的两个桥臂的流量是相等的,即

$$q_1 = q_3 \quad (3-48)$$

$$q_2 = q_4 \quad (3-49)$$

这个结论可以证明:如果 $q_4 \neq q_2$ ,假设 $q_4 > q_2$ ,则 $q_3 < q_1$ ,由式(3-44)、(3-45)、(3-38)~(3-42)和式(3-33)、(3-34)可得 $p_4 > p_2$ 及 $p_4 < p_2$ ,显然这两个结论是矛盾的, $q_4$ 不能大于 $q_2$ 。同样 $q_4$ 也不能小于 $q_2$ ,只能是 $q_4 = q_2$ ,同理可以证明 $q_1 = q_3$ 。

将式(3-38)式(3-41)代入(3-48),考虑到式(3-44)的关系,可得 $p_1 = p_3$ ,同样 $p_2 = p_4$ 。因此,匹配且对称的阀,通过桥路斜对角线上的两个桥臂的压降也是相等的。将 $p_1 = p_3$ 代入式(3-31)得出

$$p_s = p_1 + p_2 \quad (3-50)$$

将上式与式(3-33)联立解得出

$$p_1 = \frac{p_s + p_L}{2} \quad (3-51)$$

$$p_2 = \frac{p_s - p_L}{2} \quad (3-52)$$

这说明,对于匹配且对称的阀,在空载( $p_L = 0$ )时,与负载相连的两个管道中的压力均为 $\frac{1}{2}p_s$ 。当加上负载后,一个管道中的压力升高恰等于另一个管道中的压力降低值。

在恒压源的情况下,由式(3-37)、(3-49)、(3-39)、(3-40)、(3-48)可得负载流量为

$$q_L = C_d \omega x_v \sqrt{\frac{p_s - p_L}{\rho}} - C_d \omega x_v \sqrt{\frac{p_s + p_L}{\rho}} \quad (3-53)$$

这两个公式在后面将会用到。

### 3.4.2 滑阀的静态特性曲线

阀的静态特性也可以用静态特性曲线表示。通常由实验求得,对某些理想滑阀也可以由解析的方法求得。

#### 1. 流量特性曲线

阀的流量特性曲线是指负载压降等于常数时,负载流量与阀芯位移之间的关系,即 $q_L|_{p_L=\text{常数}} = f(x_v)$ ,其图形表示即为流量特性曲线。负载压降 $p_L = 0$ 时的流量特性称为空载流量特性,相应的曲线为空载流量特性曲线,如图3-11(a)所示。

## 2. 压力特性曲线

阀的压力特性是指负载流量等于常数时，负载压降与阀芯位移之间的关系，即  $p_L|_{q_L=\text{常数}} = f(x_V)$ ，其图形表示即为压力特性曲线。通常所指的壓力特性是指负载流量  $q_L = 0$  时的压力特性，其曲线如图 3-11 (b) 所示。

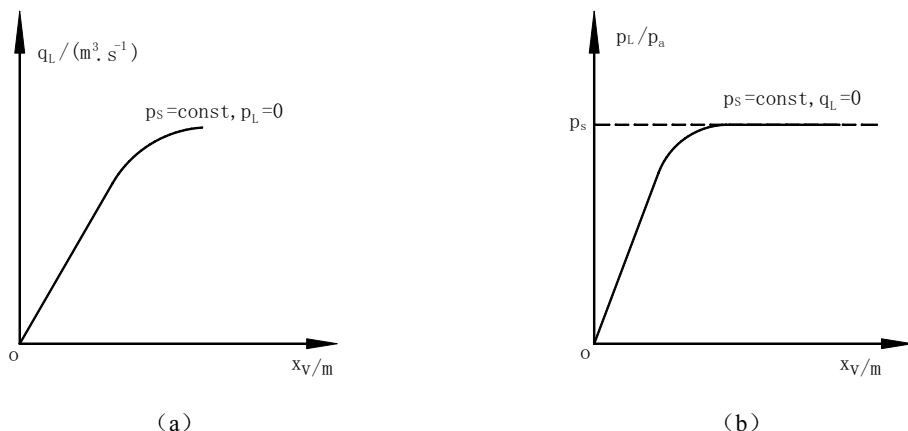


图 3-11 空载流量特性曲线和压力特性曲线

## 3. 压力-流量特性曲线

阀的压力-流量特性曲线是指阀芯位移  $x_V$  一定时，负载流量  $q_L$  与负载压降  $p_L$  之间关系的图形描述。压力-流量特性曲线族全面描述了阀的稳态特性。阀在最大位移下的压力-流量特性曲线可以表示阀的工作能力和规格，当负载所需要的压力和流量能够被阀在最大位移时的压力-流量特性曲线所包围时，阀就能满足负载的要求。由压力-流量特性曲线族可以获得阀的全部性能参数。

### 3.4.3 阀的线性化分析和阀的系数

阀的压力-流量特性是非线性的。利用线性化理论对系统进行动态分析时，必须将这个方程线性化。式 (3-35) 是负载流量的一般表达式，可以把它在某一特定工作点  $q_{LA} = f(x_{VA}, p_{LA})$  附近展成台劳级数。

$$q_L = q_{LA} + \left. \frac{\partial q_L}{\partial x_V} \right|_A \Delta x_V + \left. \frac{\partial q_L}{\partial p_L} \right|_A \Delta p_L + \dots$$

如果把工作范围限制在工作点 A 附近，则高阶无穷小可以忽略，上式可写成

$$q_L - q_{LA} = \Delta q_L = \left. \frac{\partial q_L}{\partial x_V} \right|_A \Delta x_V + \left. \frac{\partial q_L}{\partial p_L} \right|_A \Delta p_L \quad (3-54)$$

这是压力-流量方程以增量形式表示的线性化表达式。

下面我们定义阀的三个系数。

流量增益定义为

$$K_q = \frac{\partial q_L}{\partial x_v} \quad (3-55)$$

它是流量特性曲线在某一点的切线斜率。流量增益表示负载压降一定时，阀单位输入位移所引起的负载流量变化的大小，值越大，阀对负载流量的控制就越灵敏。

流量-压力系数定义为

$$K_c = -\frac{\partial q_L}{\partial p_L} \quad (3-56)$$

它是压力-流量曲线的切线斜率冠以负号。对任何结构形式的阀来说， $\partial q_L / \partial p_L$  都是负的，冠以负号使流量-压力系数总为正值。流量-压力系数表示阀开度一定时，负载压降变化所引起的负载流量变化大小。 $K_c$  值小，阀抵抗负载变化能力大，即阀的刚度大。从动态观点来看， $K_c$  是系统中的一种阻尼，当系统振动加剧时，负载压力的增大使阀输给系统的流量减小，这有助于系统振动的衰减。

压力增益（压力灵敏度）定义为

$$K_p = \frac{\partial p_L}{\partial x_v} \quad (3-57)$$

它是压力特性曲线的切线斜率。通常压力增益是指  $q_L = 0$  时阀单位输入位移所引起的负载压力变化的大小。此值越大，阀的负载压力的控制灵敏度越高。

因为  $\frac{\partial p_L}{\partial x_v} = -\frac{\partial q_L / \partial x_v}{\partial q_L / \partial p_L}$ ，所以阀的三个系数间有以下关系：

$$K_p = \frac{K_q}{K_c} \quad (3-58)$$

定义了阀的系数以后，压力-流量特性方程的线性化表达式可写为

$$\Delta q_L = K_q \Delta x_v - K_c \Delta p_L \quad (3-59)$$

阀的三个系数是表示阀静态特性的三个性能参数。这些系数在确定系统的稳定性、响应特性和稳态误差时是非常重要的。流量增益直接影响系统的开环增益，因而对系统的稳定性、响应特性、稳态误差有直接的影响。流量-压力系数直接影响阀控执行元件（液压动力元件）的阻尼比和速度刚度。压力增益表示阀控执行元件组合起动大惯量或大摩擦力负载的能力。

阀的系数值随阀的工作点而变。最重要的工作点是压力-流量曲线的原点（即  $q_L = p_L = x_v = 0$ ），因为反馈控制系统经常在原点附近工作。而此处阀的流量增益最大（矩形阀口），因而系统的开环增益也最高，但阀的流量-压力系数最小，故系统的阻尼比也最低，则在其他的工作点也能稳定工作。通常在进行系统分析时，是以原点处的静态放大系数作为阀的性能参数。在原点处的阀系数称为零位阀系数，分别是  $K_{q0}$ 、 $K_{c0}$ 、 $K_{p0}$ 。

### 3.5 零开口四边滑阀的静态特性

首先讲解理想零开口四边滑阀的静态特性，然后介绍实际零开口四边滑阀的静态特性。理想零开口是指径向间隙为零、工作边锐利的滑阀。讨论理想滑阀的静态特性可以不考虑径向间隙和工作边圆角的影响，因此阀的开口面积和阀芯位移的关系比较容易确定。理想滑阀的压力-流量方程可以用解析的方法求得。

#### 1. 理想零开口四边滑阀的压力-流量方程

理想零开口四边滑阀及其等效的液压桥路如图 3-12 所示。图中的液压桥路与图 3-9 中的液压桥路是一样的。假理想零开口四边滑阀是匹配且对称的，则可以直接利用上一节的分析结果得出理想零开口四边滑阀的压力-流量方程。

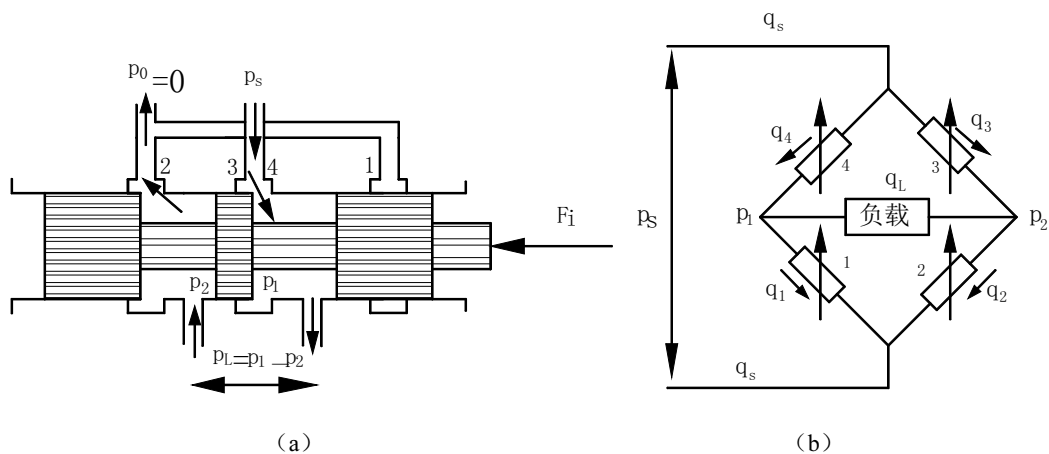


图 3-12 理想零开口四边滑阀

由于是理想零开口阀，因此当阀芯处于阀套的中间位置时，四个控制节流口全部关闭。当阀芯左移  $x_v > 0$  时，此时  $A_1 = A_3 = 0$ ，得出

$$p_1 = \frac{p_s + p_L}{2}$$

$$q_L = C_d \omega x_v \sqrt{\frac{2(p_s - p_1)}{\rho}} = C_d \omega x_v \sqrt{\frac{p_s - p_L}{\rho}} \quad (3-60)$$

当阀芯右移时， $x_v < 0$ ， $A_2 = A_4 = 0$ ，得出

$$p_2 = \frac{p_s - p_L}{2}$$

$$q_L = C_d \omega x_v \sqrt{\frac{2(p_s - p_2)}{\rho}} = C_d \omega x_v \sqrt{\frac{p_s + p_L}{\rho}} \quad (3-61)$$

式中负号表示负载流量反向。因为阀是匹配对称的，所以  $A_2(x_V) = A_1(-x_V)$ ，可将式 (3-60) 和式 (3-61) 合并为

$$\begin{aligned} q_L &= C_d \omega x_V \sqrt{\frac{1}{\rho} \left( p_s - \frac{x_V}{|x_V|} p_L \right)} \\ &= C_d \omega x_{V\max} \sqrt{\frac{p_s}{\rho} \frac{x_V}{x_{V\max}}} \sqrt{\left( 1 - \frac{x_V}{|x_V|} \frac{p_L}{p_s} \right)} \end{aligned} \quad (3-62)$$

为了使方程具有通用性，将其化成无因次形式

$$\overline{q_L} = \overline{x_V} \sqrt{1 - \frac{\overline{x_V}}{|\overline{x_V}|} \overline{p_L}} \quad (3-63)$$

式中： $\overline{x_V}$  —— 无因次阀芯位移， $\overline{x_V} = \frac{x_V}{x_{V\max}}$  为阀芯最大位移，程序中用  $\text{bx} = \frac{x_V}{x_{V\max}}$ ；

$\overline{p_L}$  —— 无因次负载压力， $\overline{p_L} = \frac{p_L}{p_s}$ ，程序中用  $\text{bp} = \frac{p_L}{p_s}$ ；

$\overline{q_L}$  —— 无因次负载流量， $\overline{q_L} = \frac{q_L}{q_{0m}}$ ， $q_{0m} = C_d \omega x_{V\max} \sqrt{\frac{1}{\rho} p_s}$  为阀芯最大位移的空载流量，

程序中用  $\text{bq} = \frac{x_V}{x_{V\max}}$ 。

对照式 (3-63) 编写 m 文件，其 MATLAB 程序的源代码如下：

```
x=-1
while x<1.1
    hold on
    p=-1:0.001:1
    if x<0
        q=x*sqrt(1+p)
    else
        q=x*sqrt(1-p)
    end
    subplot(121)
    plot(p,q,'b-','linewidth',1.2)
    grid on
    x=x+0.2
end
xlabel('p_L/p_s')
ylabel('Q_L/Q_0')
gtext('-1.0','fontsize',10)
gtext('-0.8','fontsize',10)
gtext('-0.6','fontsize',10)
```

```

gtext('-0.4','fontsize',10)
gtext('-0.2','fontsize',10)
gtext('0.0','fontsize',10)
gtext('0.2','fontsize',10)
gtext('0.4','fontsize',10)
gtext('0.6','fontsize',10)
gtext('0.8','fontsize',10)
gtext('1.0','fontsize',10)
gtext('x_v/x_{vmax}','fontsize',10)
    
```

运行程序，得到无因次压力-流量曲线如图 3-13 所示。因为阀窗口是匹配且对称的，所以压力-流量曲线对称与原点。当  $\frac{p_L}{p_s} \leq \frac{2}{3}$  范围内，流量-压力特性曲线的线性度最好，通常希望工作在该区域。

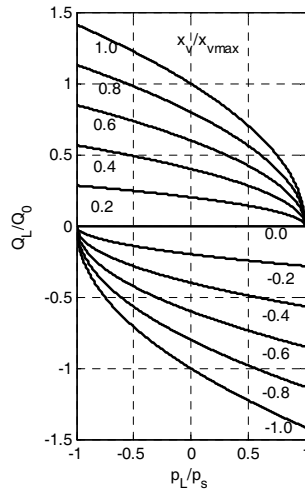


图 3-13 理想零开口四边滑阀压力-流量曲线

## 2. 理想零开口四边滑阀的阀系数

理想零开口四边滑阀的阀系数可由式 (3-61) 求得。

## 3. 流量增益

$$K_q = \frac{\partial q_L}{\partial x_v} = C_d \omega \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_s - p_L)} \quad (3-64)$$

流量-压力系数

$$K_c = -\frac{\partial q_L}{\partial p_L} = \frac{C_d \omega x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_s - p_L)}}{2(p_s - p_L)} \quad (3-65)$$

压力增益

$$K_p = \frac{\partial p_L}{\partial x_V} = \frac{2(p_s - p_L)}{x_V} \quad (3-66)$$

理想零开口四边滑阀的零位阀系数为

$$K_{q0} = C_d \omega \sqrt{p_s / \rho} \quad (3-67)$$

$$K_{c0} = 0 \quad (3-68)$$

$$K_{p0} = \infty \quad (3-69)$$

由式(3-67)可以看出,理想零开口四边滑阀的零位流量增益决定于供油压力 $p_s$ 和面积梯度 $W$ ,因此 $\omega$ 是这种阀的最重要的参数。由于 $p_s$ 和 $\omega$ 是很容易控制的量,因此零位流量增益也比较容易计算和控制。零位流量增益直接影响系统的稳定性,由于 $K_{q0}$ 值容易计算和控制,因此可使液压控制系统具有可靠的稳定性。按式(3-67)计算出的 $K_{q0}$ 值与实际零开口阀的试验值相差很大,原因是没有考虑阀芯与阀套之间的径向间隙的影响,而实际零开口存在泄漏流量。

## 3.6 实际零开口四边滑阀的静态特性

实际零开口滑阀因有径向间隙,往往还有很小的正的或负的重叠量,同时阀口工作边也不可避免地存在小圆角,所以在中位附近某个微小位移范围内(如 $|x_V| < 0.025\text{mm}$ ),阀地泄漏不可忽略,泄漏特性决定了阀的性能。而在此范围以外,由于径向间隙等影响可以忽略,理想的和实际的零开口滑阀的特性才相互吻合。

实际零开口滑阀中位附近的特性(零区特性)可以通过实验确定。参看图3-11,假设阀的节流窗口是匹配和对称的,将其负载通道关闭( $q_L = 0$ ),在负载通道和供油口分别接上压力表,在回油口流量计或量杯。通过实验可得三条特性曲线。

### 1. 压力特性曲线

在供油压力 $p_s$ 一定时,改变阀的位移 $x_V$ ,测出相应的负载压力 $P_L$ ,根据测得的结果作出压力特性曲线,如图3-11(b)所示。该曲线在坐标原点的切线斜率就是阀的零位压力增益。由图可以看出,阀芯只要有一个很小的位移 $x_V$ ,负载压力 $p_L$ 很快就增加到供油压力 $p_s$ ,说明这种阀的零位压力增益是很高的。

### 2. 泄漏流量曲线

在供油压力 $p_s$ 一定时,改变阀芯位移 $x_V$ ,测出泄漏流量 $q_L$ ,可得泄漏流量曲线,如图

3-14 (a) 所示。由该曲线可以看出，阀芯在中位时的泄漏流量  $q_c$  最大，因为此时阀的密封长度最短，随着阀芯位移回油密封长度增大，泄漏流量急剧减小。泄漏流量曲线可用来度量阀芯在中位时的液压功率损失大小。

### 3. 中位泄漏流量曲线

如果使阀芯处于阀套的中间位置不动，改变供油压力  $p_s$ ，测量出相应的泄漏流量  $q_c$ ，可得中位泄漏量曲线，如图 3-14 (b) 所示。

中位泄漏流量曲线除了可用来判断阀的加工配合质量外，还可用来确定阀的零位流量-压力系数。

$$\frac{\partial q_s}{\partial p_s} = -\frac{\partial q_L}{\partial p_L} = K_c \quad (3-70)$$

这个结果对任何一个匹配和对称的阀都是适用的，在切断负载时，泄漏流量  $q_L$  就是供油流量  $q_s$ ，因为中位泄漏流量曲线是在  $q_L = p_L = x_V = 0$  的情况下测出的。由式 (3-70) 可知，在特定供油压力下的中位泄漏流量曲线的切线斜率就是阀在该供油压力下的零位流量-压力系数。

上面介绍了用实验方法来测定阀的零位压力增益和零位流量-压力系数。下面利用式 (3-70) 的关系给出实际零开口四边滑阀  $K_{C0}$  和  $K_{P0}$  的近似计算公式。

由图 3-14 (b) 可以看出，新阀的中位（零位）泄漏流量小，且流动为层流型的，已磨损的旧阀（阀口节流边被流冲蚀）的中位泄漏流量增大，且流动为紊流型的。阀磨损后在特定供油压力下的中位泄漏流量虽然急剧增加，但曲线斜率增加却不大，即流量-压力系数变化不大（约 2~3 倍），可按新阀状态来计算阀的流量-压力系数。

层流状态下液体通锐边小缝隙的流量公式可写为

$$q = \frac{\pi r_c^2 \omega}{32\mu} \Delta p \quad (3-71)$$

式中： $r_c$  —— 阀芯与阀套间的径向间隙；

$W$  —— 阀的面积梯度；

$\mu$  —— 油液的动力黏度；

$\Delta p$  —— 节流口两边的压力差。

阀的零位泄漏流量为两个窗口（图 3-12 中的 3、4 两个窗口）泄漏流量之和。零位时每个窗口的压降为  $p_s/2$ ，泄漏流量为  $q_c/2$ 。在层流状态下，零位泄漏流量为

$$q_c = q_s = \frac{\pi r_c^2 \omega}{32\mu} p_s \quad (3-72)$$

由式 (3-70) 和式 (3-72) 可求得实际零开口四边滑阀的零位流量-压力系数为

$$K_{c0} = \frac{q_c}{p_s} = \frac{\pi r_c^2 \omega}{32\mu} \quad (3-73a)$$

实际零开口四边滑阀的零位压力增益为

$$K_{p0} = \frac{K_{q0}}{K_{c0}} = \frac{32\mu C_d \sqrt{p_s/\rho}}{\pi r_c^2} \quad (3-73b)$$

上式表明，实际零位开口阀的零位压力增益主要取决于阀的径向间隙值，与阀的面积梯度无关。实际零开口四边滑阀的零位压力增益可以达到很大的数值。

为了对零位压力增益有一个数量概念，下面进行一个典型计算。取  $\mu = 1.4 \times 10^{-2} Pa \cdot s$ ， $\rho = 870 kg/m^3$ ， $C_d = 0.62$ ， $r_c = 5 \times 10^{-6} m$ ，可得出

$$K_{p0} = 1.2 \times 10^8 \sqrt{p_s}$$

当  $p_s = 7 MPa$  时， $K_{p0} = 3.175 \times 10^{11} Pa/m$ 。实践证明，当供油压力为  $7 MPa$  时， $10^{11} Pa/m$  这个数量级是很容易达到的。

式 (3-72) 和式 (3-73) 只是近似的计算公式。试验研究证明，由此得到的计算值与试验值是比较吻合的。

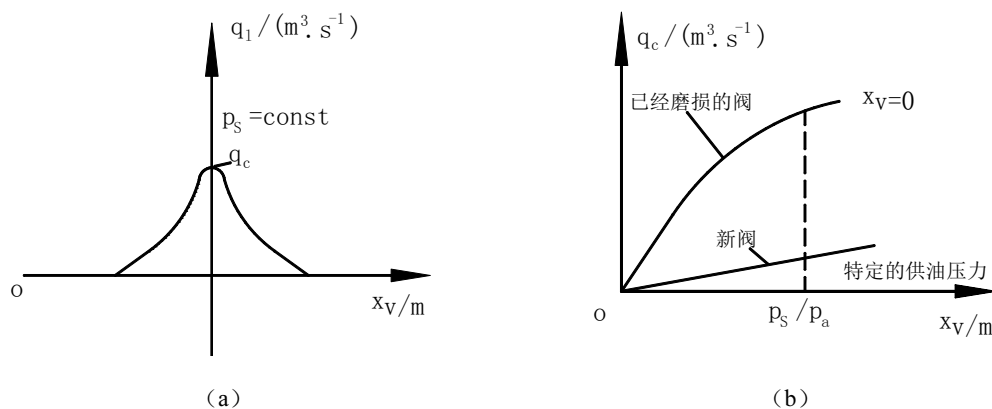


图 3-14 泄漏流量曲线和中位泄漏流量曲线

### 3.7 正开口四边滑阀的静态特性

参看图 3-9，当阀芯在阀套的中间位置时，四个节流窗口有相同的正开口量  $U$ ，并规定阀是在正开口的范围内工作，即  $|x_v| \leq U$ 。假设阀的匹配和对称的，当阀芯按图示方向位移  $x_v$  时，则有

$$A_1 = A_3 = \omega(U - x_v)$$

$$A_2 = A_4 = \omega(U + x_v)$$

将上两式代入式 (3-50)，可得出正开口四边滑阀的压力-流量特性方程式：

$$\begin{aligned} q_L &= C_d \omega (U + x_v) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_1)} - C_d \omega (U - x_v) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_2)} \\ &= C_d \omega (U + x_v) \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_s - p_L)} - C_d \omega (U - x_v) \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_s + p_L)} \end{aligned} \quad (3-74)$$

将上式除以  $C_d \omega U \sqrt{\frac{p_s}{\rho}}$ ，得出

$$\frac{q_L}{C_d \omega U \sqrt{\frac{p_s}{\rho}}} = \left(1 + \frac{x_v}{U}\right) \sqrt{1 - \frac{p_L}{p_s}} - \left(1 - \frac{x_v}{U}\right) \sqrt{1 + \frac{p_L}{p_s}} \quad (3-75)$$

无因次压力-流量方程为

$$\bar{q}_L = (1 + \bar{x}_v) \sqrt{1 - \bar{p}_L} - (1 - \bar{x}_v) \sqrt{1 + \bar{p}_L} \quad (3-76)$$

式中： $\bar{q}_L$  —— 无因次负载流量， $\bar{q}_L = \frac{q_L}{C_d \omega U \sqrt{\frac{p_s}{\rho}}}$ ，

程序中用 bq 表示；

$\bar{p}_L$  —— 无因次负载压力， $\bar{p}_L = \frac{p_L}{p_s}$ ，程序中

用 bp 表示；

$\bar{x}_v$  —— 无因次阀芯位移， $\bar{x}_v = \frac{x_v}{U}$ ，程序中

用 bx 表示。

无因次压力-流量特性曲线如图 3-15 所示，这些曲线的线性度比零开口四边滑阀要好得多。正开口四边滑阀是比较理想的线性元件，这是四个桥臂高度对称的结果。在正开口区域以外，因为同一时刻只有两个节流窗口起到控制作用，所以其压力-流量特性和零开口阀是一样的。

对照式 (3-76) 编写 m 文件，其 MATLAB 程序的源代码如下：

```
% 正开口四通滑阀
subplot(121)
bx=-1
while bx<1.1
```

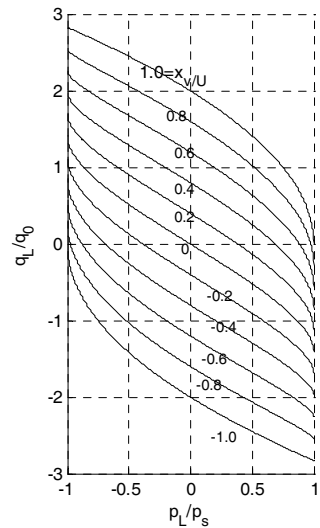


图 3-15 正开口四边滑阀的压力-流量曲线

```

hold on
bp=-1:0.001:1
bq=(1+bx)*sqrt(1-bp)-(1-bx)*sqrt(1+bp)
plot(bp,bq,'r-','linewidth',1)
bx=bx+0.2
grid on
end
xlabel('p_L/p_s')
ylabel('q_L/q_0')
gtext('-1.0','fontsize',8)
gtext('-0.8','fontsize',8)
gtext('-0.6','fontsize',8)
gtext('-0.4','fontsize',8)
gtext('-0.2','fontsize',8)
gtext('0','fontsize',8)
gtext('0.2','fontsize',8)
gtext('0.4','fontsize',8)
gtext('0.6','fontsize',8)
gtext('0.8','fontsize',8)
gtext('1.0=x_{v/U}','fontsize',10)

```

正开口四边滑阀的零位系数可通过对式(3-74)微分,并在 $q_L = p_L = x_v = 0$ 处取导数值得到。即

$$K_{q0} = 2C_d \omega \sqrt{\frac{p_s}{\rho}} \quad (3-77)$$

$$K_{c0} = \frac{C_d \omega U \sqrt{\frac{p_s}{\rho}}}{p_s} \quad (3-78)$$

$$K_{p0} = \frac{2p_s}{U} \quad (3-79)$$

从这些公式可以看出,正开口四边滑阀的 $K_{q0}$ 值是理想零开口四边滑阀的两倍,这是因为负载流量同时受两个窗口的控制,而且它们是差动变化的。例如,阀芯正向移动一个距离 $x_v$ ,节流窗口4的面积变大了 $\omega x_v$ ,同时窗口1的面积减小了同一数值,故节流面积的总变化量为 $2\omega x_v$ ,窗口2、3的变化与此相同。因此,正开口四边滑阀可以提高零位流量增益并改善压力-流量曲线的线性度。 $K_{c0}$ 取决于面积梯度,而 $K_{p0}$ 与面积梯度无关,这也说明,式(3-73a)和式(3-73b)的结论是正确的,因为在零位附近零开口类似于正开口阀。

正开口四边滑阀的零位(中位)泄漏流量应是窗口3、4(见图3-12)泄漏流量之和,即

$$q_c = 2C_d \omega U \sqrt{\frac{p_s}{\rho}} \quad (3-80)$$

因为这种阀零位泄漏流量比较大，所以不适合大功率控制的场合。正开口四边滑阀的  $K_{q0}$  和  $K_{c0}$  也可以用零位泄漏流量来表示，即

$$K_{q0} = \frac{q_c}{U}$$

在实际应用中，有时采用部分正开口的阀，即把正开口量规定为阀的最大行程的一部分，以便增加阻尼作用。但这要使压力增益降低和零位泄漏流量增大，而且这种阀的流量增益是非线性的。

### 3.8 双边滑阀的静态特性

双边滑阀用于控制差动液压缸，如图 3-16 所示。下面分别讲解零开口和正开口双边滑阀的静态特性。

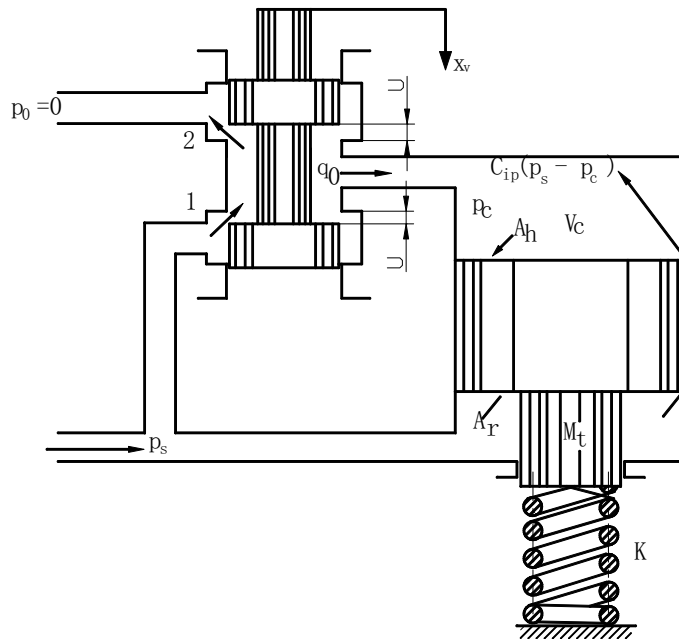


图 3-16 带差动液压缸的双边滑阀

#### 1. 零开口双边滑阀的静态特性

在图 3-16 中，令  $U = 0$ ，即得零开口双边滑阀。当阀芯离开中间位置时，只有一个节流窗口通流，另一个节流窗口关闭，则压力-流量方程可直接写出

当  $x_v \geq 0$  时

$$q_L = C_d \omega x_V \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_c)} \quad (3-81)$$

当  $x_V \leq 0$  时

$$q_L = -C_d \omega x_V \sqrt{\frac{2}{\rho} p_c} \quad (3-82)$$

写成无因次形式

$$\bar{q}_L = \bar{x}_V \sqrt{1 - \bar{p}_c} \quad \bar{x}_V \geq 0 \quad (3-83)$$

$$\bar{q}_L = \bar{x}_V \sqrt{\bar{p}_c} \quad \bar{x}_V \leq 0 \quad (3-84)$$

式中:  $\bar{q}_L$  —— 无因次负载流量, 
$$\bar{q}_L = \frac{q_L}{C_d \omega x_{Vm} \sqrt{\frac{2}{\rho} p_s}};$$

$\bar{p}_c$  —— 无因次控制压力, 
$$\bar{p}_c = \frac{p_c}{p_s};$$

$\bar{x}_V$  —— 无因次阀芯位移, 
$$\bar{x}_V = \frac{x_V}{x_{Vm}}。$$

无因次压力-流量曲线与零开口四边滑阀一样, 只是坐标要加以改变, 将横坐标轴的  $\frac{p_L}{p_s} = -1$  改为  $\frac{p_c}{p_s} = 0$ ,  $\frac{p_L}{p_s} = 0$  改为  $\frac{p_c}{p_s} = 0.5$ ,  $\frac{p_L}{p_s} = 1$  改为  $\frac{p_c}{p_s} = 1$ , 同时纵坐标要乘以  $\frac{1}{\sqrt{2}}$ 。

双边滑阀的零位工作点可由  $x_V = q_L = 0$  和  $p_{c0} = \frac{p_s}{2}$  来确定, 压力-流量曲线对称于这一点。在该点工作时, 阀控液压缸在两个方向的控制性能一样, 可得到相同的加速和减速能力及相同的运动速度。为了使阀在这一点工作, 必须使液压缸两腔活塞有效面积满足

$$p_{c0} = \frac{1}{2} p_s \quad (3-85)$$

的关系。在没有外负载力作用时, 只要使活塞头一侧的面积  $A_h$  等于活塞杆一侧面积  $A_r$  的两倍, 即

$$A_h = 2A_r \quad (3-86)$$

就可以使式 (3-85) 得到满足。通常都是按这个原则来确定液压缸活塞的面积, 甚至在有外负载力的情况下, 也是可行的。不过, 如果有单向恒定外负载力时, 活塞面积就应该设计成满足式 (3-85), 即

$$\frac{A_r}{A_h} = \frac{1}{2} \mp \frac{F_L}{p_s A_h} \quad (3-87)$$

式中,  $F_L$  为单向恒定外负载力,  $F_L$  的方向与  $p_s A_r$  方向相同时取负号, 反之取正号。

在零位工作点  $\left( x_V = q_L = 0 \text{ 和 } p_{c0} = \frac{1}{2} p_s \right)$  对式 (3-83) 或 (3-84) 求偏导数值, 可得零开口

双边滑阀的零位系数为

$$K_{q0} = \left. \frac{\partial q_L}{\partial x_V} \right|_0 = C_d \omega \sqrt{\frac{p_s}{\rho}} \quad (3-88)$$

$$K_{c0} = - \left. \frac{\partial q_L}{\partial p_c} \right|_0 = \frac{C_d \omega x_V \sqrt{\frac{p_s}{\rho}}}{p_s} \Bigg|_{x_V=0} = 0 \quad (3-89)$$

$$K_{p0} = \left. \frac{\partial p_c}{\partial x_V} \right|_0 = \frac{p_s}{x_V} \Bigg|_{x_V=0} = \infty \quad (3-90)$$

与零开口四边滑阀的零位系数相比，流量增益是一样的，而压力增益为零开口四边阀的一半。因此，对双边滑阀来说，常值负载力和摩擦负载力在系统中引起的稳态误差是四边滑阀的两倍。双边滑阀一般适用于机-液伺服系统，因为这种系统的负载力小，或者允许误差较大。

## 2. 正开口双边滑阀的静态特性

可参看图 3-16，流过节流窗口 1、2 的流量分别为

$$q_1 = C_d \omega (U + x_V) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_c)}$$

$$q_2 = C_d \omega (U - x_V) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_c}$$

压力-流量方程为

$$q_L = q_1 - q_2 = C_d \omega (U + x_V) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_c)} - C_d \omega (U - x_V) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_c} \quad (3-91)$$

写成无因次形式为

$$q_L = (1 + \bar{x}_V) \sqrt{1 - \bar{p}_c} - (1 - \bar{x}_V) \sqrt{\bar{p}_c} \quad (3-92)$$

式中： $\bar{q}_L$  —— 无因次负载流量， $\bar{q}_L = \frac{q_L}{C_d \omega U \sqrt{\frac{2 p_s}{\rho}}}$ ，程序中用 bq 表示；

$\bar{p}_c$  —— 无因次控制压力， $\bar{p}_c = \frac{p_c}{p_s}$ ，程序中用 bp 表示；

$\bar{x}_V$  —— 无因次阀芯位移， $\bar{x}_V = \frac{x_V}{x_{Vm}}$ ，程序中用 bx 表示。

压力-流量曲线（图 3-17）与图 3-15 相同，只是坐标需要加以改变，横坐标的  $\frac{p_L}{p_s} = -1$  改

为  $\frac{p_c}{p_s} = 0$ ,  $\frac{p_L}{p_s} = 0$  改为  $\frac{p_c}{p_s} = 0.5$ ,  $\frac{p_L}{p_s} = 1$  改为  $\frac{p_c}{p_s} = 1$ , 纵坐标要乘以  $\frac{1}{\sqrt{2}}$ 。

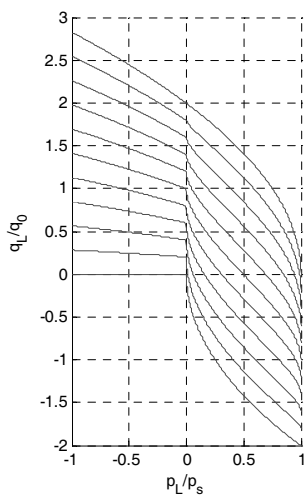


图 3-17 压力-流量曲线

阀的零位系数为

$$K_{q0} = \left. \frac{\partial q_L}{\partial x_V} \right|_0 = 2C_d \omega \sqrt{\frac{p_s}{\rho}} \quad (3-93)$$

$$K_{c0} = - \left. \frac{\partial q_L}{\partial p_c} \right|_0 = \frac{2C_d \omega U \sqrt{\frac{p_s}{\rho}}}{p_s} \quad (3-94)$$

$$K_{c0} = \left. \frac{\partial p_c}{\partial x_V} \right|_0 = \frac{p_s}{U} \quad (3-95)$$

与正开口四边滑阀的零位系数进行比较后可以看出零位流量增益是一样的, 零位压力增益是四边滑阀的一半, 因为四边滑阀有两个控制通道且为差动工作, 而双边滑阀仅有一个控制通道。

零位泄漏流量为

$$q_c = C_d \omega U \sqrt{\frac{p_s}{\rho}} \quad (3-96)$$

### 3.9 喷嘴挡板阀

与滑阀相比, 喷嘴挡板阀具有机构简单、加工容易、运动部件质量小、对油液污染不太

敏感等优点。但因为零位泄漏流量大，所以只适用于小功率系统。在两级液压放大器中，多采用喷嘴挡板阀作为第一级。

### 3.9.1 单喷嘴挡板阀的静态特性

单喷嘴挡板阀的原理图如图 3-18 所示，由固定节流孔、喷嘴和挡板组成。喷嘴与挡板间的环形面积构成了可变节流口，用于控制固定节流口与可变节流口之间的压力  $p_c$ 。单喷嘴挡板阀是三通阀，只能用于控制差动液压缸。控制压力  $p_c$  与负载腔（液压缸无杆腔）相连，而供油压力  $p_s$ （恒压源）与液压缸的有杆腔相连。当挡板与喷嘴端面之间的间隙减小时，由于可变液阻增大，使通过固定节流孔的流量减小，在固定节流孔处压降也减小，因此控制压力  $p_c$  增大，推动负载运动，反之亦然。为了减小油温变化的影响，固定节流孔通常是短管形的，喷嘴端部也是近于锐边形的。

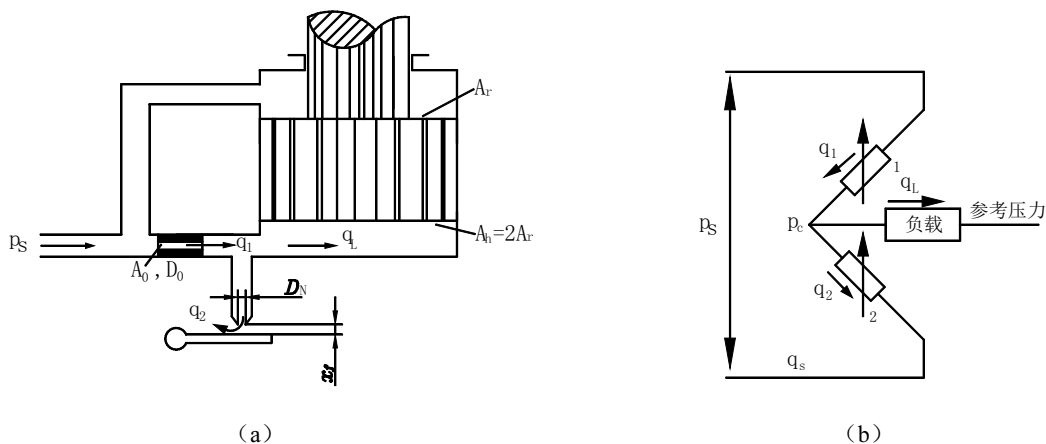


图 3-18 单喷嘴挡板阀的原理图

#### 1. 压力特性

根据液流的连续性方程可得出负载流量为

$$q_L = q_1 - q_2$$

将固定节流孔和可变节流口的流量方程代入上式，可得出

$$q_L = C_{d0} A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_c)} - C_{df} A_f \sqrt{\frac{2}{\rho} p_c} \quad (3-97)$$

- 式中： $C_{d0}$  —— 固定节流孔流量系数；  
 $A_0$  —— 固定节流孔的通流面积；  
 $C_{df}$  —— 可变节流口的流量系数；  
 $A_f$  —— 可变节流口的通流面积。

将  $A_0 = \frac{\pi}{4} D_0^2$ ,  $A_f = \pi D_N (x_{f0} - x_f)$  代入上式, 得出

$$q_L = C_{d0} \frac{\pi}{4} D_0^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_c)} - C_{df} \pi D_N (x_{f0} - x_f) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_c} \quad (3-98)$$

式中:  $D_0$  —— 固定节流孔直径;

$D_N$  —— 喷嘴孔直径;

$x_{f0}$  —— 挡板与喷嘴之间得零位间隙;

$x_f$  —— 挡板偏离零位得位移。

压力特性是指切断负载 ( $q_L = 0$ ) 时, 控制压力  $p_c$  随挡位移  $x_f$  的变化特性。令  $q_L = 0$ , 由式 (3-98) 可得出压力特性方程式

$$\frac{p_c}{p_s} = \left( 1 + \left( \frac{C_{df} A_f}{C_{d0} A_0} \right)^2 \right)^{-1} \quad (3-99)$$

在程序设计时, 令  $bp = \frac{p_c}{p_s}$ ,  $bcd = \frac{C_{df} A_f}{C_{d0} A_0}$ , 编制程序, 得到程序代码和运行结果, 其特性曲线如图 3-19 (a) 所示。

式 (3-99) 可改写为

$$\frac{p_c}{p_s} = \left( 1 + \left( \frac{C_{df} \pi D_N x_{f0} - C_{df} \pi D_N x_f}{C_{d0} A_0} \right)^2 \right)^{-1} \quad (3-100)$$

令  $a = \frac{C_{df} \pi D_N x_{f0}}{C_{d0} A_0}$  则

$$\frac{p_c}{p_s} = \left( 1 + \left( a - \frac{C_{df} \pi D_N x_{f0} x_f}{C_{d0} A_0 x_{f0}} \right)^2 \right)^{-1} = \left( 1 + a^2 \left( 1 - \frac{x_f}{x_{f0}} \right)^2 \right)^{-1} \quad (3-101)$$

上式表明,  $p_c$  不仅随  $x_f$  而变, 而且与  $a$  有关。下面求  $a$  为何值时, 零位压力灵敏度最高。零位压力灵敏度为

$$\left. \frac{dp_c}{dx_f} \right|_{x_f=0} = \frac{p_s}{x_{f0}} \frac{2a^2}{(1+a^2)^2}$$

为使  $a$  为何值时零位压力灵敏度最高, 应使

$$\frac{d}{da} \left( \left. \frac{dp_c}{dx_f} \right|_{x_f=0} \right) = \frac{p_s}{x_{f0}} \frac{2a(1-a^2)}{(1+a^2)^3} = 0$$

$$\text{即} \quad a = \frac{C_{df} \pi D_N x_{f0}}{C_{d0} A_0} = 1 \quad (3-102)$$

此时，由式（3-99）可得零位时的控制压力为

$$p_{c0} = \frac{p_s}{2} \quad (3-103)$$

这一点，不但零位压力灵敏度高，而且控制压力  $p_c$  能充分地调节，在  $|x_f| \leq x_{f0}$  时， $0.2p_s \leq p_c \leq p_s$ 。因此，通常取  $p_{c0} = \frac{p_s}{2}$  作为设计准则，根据这个准则，要求单喷嘴挡板阀一起工作的差动液压缸活塞两边的面积比为 2 : 1。

## 2. 压力-流量特性

将式（3-102）代入式（3-98）可得出压力-流量方程为

$$\frac{q_L}{C_{d0} A_0 \sqrt{2p_s/\rho}} = \sqrt{1 - \frac{p_c}{p_s}} - \left(1 - \frac{x_f}{x_{f0}}\right) \sqrt{\frac{p_c}{p_s}} \quad (3-104)$$

用  $\frac{q_L}{C_{d0} A_0 \sqrt{2p_s/\rho}} = bq$ ,  $\frac{p_c}{p_s} = bp$ ,  $\frac{x_f}{x_{f0}} = bx$  编制程序绘制压力-流量特性曲线如图 3-19 (b)

所示。MATLAB 程序的源代码如下：

```
subplot(121)
% 绘制单喷嘴挡板阀切断负载时的特性
fplot('1/(1+bcd*bcd)', [0 2.8 0 1], 'black-')
grid on
xlabel('C_{df}A_f/C_{d0}A_0')
ylabel('q_L/p_s')
subplot(122)
%绘制压力-流量特性曲线
Xz=-1
while Xz<1.1
    hold on
    Pz=0:0.001:1
    Qz=sqrt(1-Pz)-(1-Xz)*sqrt(Pz)
    semilogy(Pz,Qz,'black-','linewidth',2)
    Xz=Xz+0.2
end
grid on
xlabel('p_L/p_s')
ylabel('qL/q0')
gtext('-1.0','fontsize',8)
gtext('-0.8','fontsize',8)
```

```

gtext('-0.6','fontsize',8)
gtext('-0.4','fontsize',8)
gtext('-0.2','fontsize',8)
gtext('0','fontsize',8)
gtext('0.2','fontsize',8)
gtext('0.4','fontsize',8)
gtext('0.6','fontsize',8)
gtext('0.8','fontsize',8)
gtext('1.0=xf/xf0','fontsize',10)
    
```

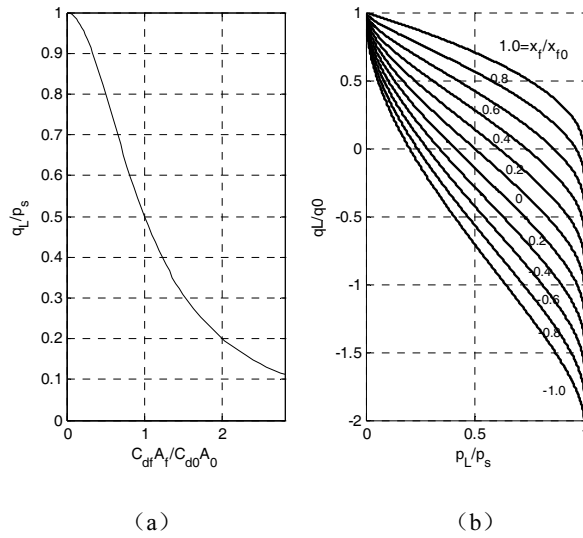


图 3-19 单喷嘴挡板阀切断压力和压力-流量特性曲线

阀的零位 ( $x_f = q_L = 0, p_{c0} = \frac{1}{2} p_s$ ) 时的三个系数为

$$K_{q_0} = \left. \frac{\partial q_L}{\partial x_f} \right|_0 = C_{df} \pi D_N \sqrt{\frac{1}{\rho} p_s} \quad (3-105a)$$

$$K_{p_0} = \left. \frac{\partial p_c}{\partial x_f} \right|_0 = \frac{p_s}{\partial x_{f0}} \quad (3-105b)$$

$$K_{c_0} = \left. \frac{\partial q_L}{\partial x_f} \right|_0 = \frac{2C_{df} \pi D_N \partial x_{f0}}{\sqrt{\rho p_s}} \quad (3-105c)$$

阀在零位时泄漏流量为

$$q_c = C_{df} \pi D_N x_{f0} \sqrt{\frac{p_s}{\rho}} \quad (3-106)$$

该流量决定了阀在零位时的功率损失。

### 3.9.2 双喷嘴挡板阀的静态特性

#### 1. 压力-流量特性

双喷嘴挡板阀是由两个结构相同的单喷嘴挡板阀组合在一起按差动原理工作的,如图3-20所示。由于双喷嘴挡板阀是四通阀,因此可用于控制双作用液压缸。

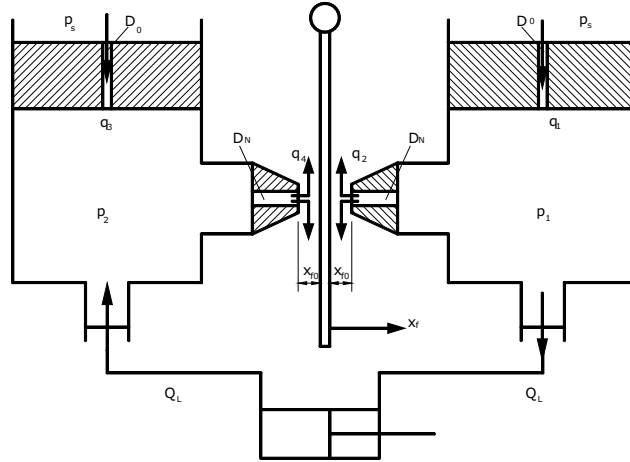


图 3-20 双喷嘴挡板阀结构示意图

根据流体力学可得出

$$q_1 = C_{d0} A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_1)}$$

$$q_2 = C_{df} \pi D_N (x_{f0} - x_f) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_1}$$

$$q_3 = C_{d0} A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_2)}$$

$$q_4 = C_{df} \pi D_N (x_{f0} + x_f) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_2}$$

根据流量连续性有

$$q_{L1} = q_1 - q_2 = C_{d0} A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_1)} - C_{df} \pi D_N (x_{f0} - x_f) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_1}$$

$$q_{L2} = q_4 - q_3 = C_{df} \pi D_N (x_{f0} + x_f) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_2} - C_{d0} A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_2)}$$

通过上面两式可得到

$$\frac{q_{L1}}{C_{d0}A_0\sqrt{\frac{2}{\rho}p_s}} = \sqrt{2(1-\frac{p_1}{p_s})} - (1-\frac{x_f}{x_{f0}})\sqrt{2\frac{p_1}{p_s}} \quad (3-107)$$

$$\frac{q_{L2}}{C_{d0}A_0\sqrt{\frac{2}{\rho}p_s}} = (1+\frac{x_f}{x_{f0}})\sqrt{\frac{2}{p_s}p_2} - \sqrt{2(1-\frac{p_2}{p_s})} \quad (3-108)$$

将上述两个方程与关系式

$$\frac{p_L}{p_s} = \frac{p_{L1}}{p_s} - \frac{p_{L2}}{p_s} \quad (3-109)$$

结合起来，就完全确定了双喷嘴挡板阀的压力-流量曲线。程序设计时，用

$$bq1 = \frac{q_{L1}}{C_{d0}A_0\sqrt{\frac{2}{\rho}p_s}}, \quad bq2 = \frac{q_{L2}}{C_{d0}A_0\sqrt{\frac{2}{\rho}p_s}}, \quad bx = \frac{x_f}{x_{f0}}, \quad bp1 = \frac{p_1}{p_s}, \quad bp2 = \frac{p_2}{p_s},$$

给定不同的流量值绘制四条曲线的 MATLAB 程序源代码如下：

```
clear
    bx=1
    QL(1)=1.2
    [p1,p2]=solve('1.2=sqrt(2-2*p1)-(1-1)*sqrt(2*p1)',
'1.2=(1+1)*sqrt(2*p2)-sqrt(2-2*p2)')
    pL1(1)=p1-p2
    QL(2)=1.0
    [p1,p2]=solve('1.0=sqrt(2-2*p1)-(1-1)*sqrt(2*p1)',
'1.0=(1+1)*sqrt(2*p2)-sqrt(2-2*p2)')
    pL1(2)=p1-p2
    QL(3)=0.8
    [p1,p2]=solve('0.8=sqrt(2-2*p1)-(1-1)*sqrt(2*p1)',
'0.8=(1+1)*sqrt(2*p2)-sqrt(2-2*p2)')
    pL1(3)=p1-p2
    QL(4)=0.6
    [p1,p2]=solve('0.6=sqrt(2-2*p1)-(1-1)*sqrt(2*p1)',
'0.6=(1+1)*sqrt(2*p2)-sqrt(2-2*p2)')
    pL1(4)=p1-p2
    QL(5)=0.4
    [p1,p2]=solve('0.4=sqrt(2-2*p1)-(1-1)*sqrt(2*p1)',
'0.4=(1+1)*sqrt(2*p2)-sqrt(2-2*p2)')
    pL1(5)=p1-p2
    QL(6)=0.2
```

```

    [p1,p2]=solve('0.2=sqrt(2-2*p1)-(1-1)*sqrt(2*p1)',
'0.2=(1+1)*sqrt(2*p2)-sqrt(2-2*p2)')
    pL1(6)=p1-p2
    QL(7)=0
    [p1,p2]=solve('0=sqrt(2-2*p1)-(1-1)*sqrt(2*p1)',
'0=(1+1)*sqrt(2*p2)-sqrt(2-2*p2)')
    pL1(7)=p1-p2

    bx=0.6

    QL(1)=1.2
    [p1,p2]=solve('1.2=sqrt(2-2*p1)-(1-0.6)*sqrt(2*p1)',
'1.2=(1+0.6)*sqrt(2*p2)-sqrt(2-2*p2)')
    pL2(1)=p1-p2
    QL(2)=1.0
    [p1,p2]=solve('1.0=sqrt(2-2*p1)-(1-0.6)*sqrt(2*p1)',
'1.0=(1+0.6)*sqrt(2*p2)-sqrt(2-2*p2)')
    pL2(2)=p1-p2
    QL(3)=0.8
    [p1,p2]=solve('0.8=sqrt(2-2*p1)-(1-0.6)*sqrt(2*p1)',
'0.8=(1+0.6)*sqrt(2*p2)-sqrt(2-2*p2)')
    pL2(3)=p1-p2
    QL(4)=0.6
    [p1,p2]=solve('0.6=sqrt(2-2*p1)-(1-0.6)*sqrt(2*p1)',
'0.6=(1+0.6)*sqrt(2*p2)-sqrt(2-2*p2)')
    pL2(4)=p1-p2
    QL(5)=0.4
    [p1,p2]=solve('0.4=sqrt(2-2*p1)-(1-0.6)*sqrt(2*p1)',
'0.4=(1+0.6)*sqrt(2*p2)-sqrt(2-2*p2)')
    pL2(5)=p1-p2
    QL(6)=0.2
    [p1,p2]=solve('0.2=sqrt(2-2*p1)-(1-0.6)*sqrt(2*p1)',
'0.2=(1+0.6)*sqrt(2*p2)-sqrt(2-2*p2)')
    pL2(6)=p1-p2
    QL(7)=0
    [p1,p2]=solve('0=sqrt(2-2*p1)-(1-0.6)*sqrt(2*p1)',
'0=(1+0.6)*sqrt(2*p2)-sqrt(2-2*p2)')
    pL2(7)=p1-p2

    bx=0.2

    QL(1)=1.2
    [p1,p2]=solve('1.2=sqrt(2-2*p1)-(1-0.2)*sqrt(2*p1)',

```

```

'1.2=(1+0.2)*sqrt(2*p2)-sqrt(2-2*p2)')
    pL3(1)=p1-p2
    QL(2)=1.0
    [p1,p2]=solve('1.0=sqrt(2-2*p1)-(1-0.2)*sqrt(2*p1)',
'1.0=(1+0.2)*sqrt(2*p2)-sqrt(2-2*p2)')
    pL3(2)=p1-p2
    QL(3)=0.8
    [p1,p2]=solve('0.8=sqrt(2-2*p1)-(1-0.2)*sqrt(2*p1)',
'0.8=(1+0.2)*sqrt(2*p2)-sqrt(2-2*p2)')
    pL3(3)=p1-p2
    QL(4)=0.6
    [p1,p2]=solve('0.6=sqrt(2-2*p1)-(1-0.2)*sqrt(2*p1)',
'0.6=(1+0.2)*sqrt(2*p2)-sqrt(2-2*p2)')
    pL3(4)=p1-p2
    QL(5)=0.4
    [p1,p2]=solve('0.4=sqrt(2-2*p1)-(1-0.2)*sqrt(2*p1)',
'0.4=(1+0.2)*sqrt(2*p2)-sqrt(2-2*p2)')
    pL3(5)=p1-p2
    QL(6)=0.2
    [p1,p2]=solve('0.2=sqrt(2-2*p1)-(1-0.2)*sqrt(2*p1)',
'0.2=(1+0.2)*sqrt(2*p2)-sqrt(2-2*p2)')
    pL3(6)=p1-p2
    QL(7)=0
    [p1,p2]=solve('0=sqrt(2-2*p1)-(1-0.2)*sqrt(2*p1)',
'0=(1+0.2)*sqrt(2*p2)-sqrt(2-2*p2)')
    pL3(7)=p1-p2

    bx=0.0

    QL(1)=1.2
    [p1,p2]=solve('1.2=sqrt(2-2*p1)-(1-0)*sqrt(2*p1)',
'1.2=(1+0)*sqrt(2*p2)-sqrt(2-2*p2)')
    pL4(1)=p1-p2
    QL(2)=1.0
    [p1,p2]=solve('1.0=sqrt(2-2*p1)-(1-0)*sqrt(2*p1)',
'1.0=(1+0)*sqrt(2*p2)-sqrt(2-2*p2)')
    pL4(2)=p1-p2
    QL(3)=0.8
    [p1,p2]=solve('0.8=sqrt(2-2*p1)-(1-0)*sqrt(2*p1)',
'0.8=(1+0)*sqrt(2*p2)-sqrt(2-2*p2)')
    pL4(3)=p1-p2
    QL(4)=0.6
    [p1,p2]=solve('0.6=sqrt(2-2*p1)-(1-0)*sqrt(2*p1)',

```

```
'0.6=(1+0)*sqrt(2*p2)-sqrt(2-2*p2)')
    pL4(4)=p1-p2
    QL(5)=0.4
    [p1,p2]=solve('0.4=sqrt(2-2*p1)-(1-0)*sqrt(2*p1)',
'0.4=(1+0)*sqrt(2*p2)-sqrt(2-2*p2)')
    pL4(5)=p1-p2
    QL(6)=0.2
    [p1,p2]=solve('0.2=sqrt(2-2*p1)-(1-0)*sqrt(2*p1)',
'0.2=(1+0)*sqrt(2*p2)-sqrt(2-2*p2)')
    pL4(6)=p1-p2
    QL(7)=0
    [p1,p2]=solve('0=sqrt(2-2*p1)-(1-0)*sqrt(2*p1)',
'0=(1+0)*sqrt(2*p2)-sqrt(2-2*p2)')
    pL4(7)=p1-p2
    QL
    pL1=vpa(pL1,3)
    pL2=vpa(pL2,3)
    pL3=vpa(pL3,3)
    pL4=vpa(pL4,3)
```

运行上述程序得到如下结果。

```
QL =
[ 6/5, 1, 4/5, 3/5, 2/5, 1/5, 0];
pL1 =
[-.287, 0., .246, .449, .610, .727, .800]
pL2 =
[-.653, -.446, -.223, 0., .213, .409, .581]
pL3 =
[-.882, -.750, -.585, -.400, -.202, 0., .200]
pL4 =
[-.960, -.866, -.733, -.572, -.392, -.199, 0.]
```

把得到的数据写入下面的程序，绘制曲线。

```
subplot(121)
QL=[ 6/5, 1, 4/5, 3/5, 2/5, 1/5, 0];
pL1=[ -.287, 0., .246, .449, .610, .727, .800]
pL2=[ -.653, -.446, -.223, 0., .213, .409, .581]
pL3=[ -.882, -.750, -.585, -.400, -.202, 0., .200]
pL4=[ -.960, -.866, -.733, -.572, -.392, -.199, 0.]
plot(QL,pL1,QL,pL2,QL,pL3,QL,pL4)
grid on
xlabel('p_L/p_s')
ylabel('q_L/q_0')
```

```

gtext('x_f/x_{f0}=1.0','fontsize',12)
gtext('0.6','fontsize',12)
gtext('0.2','fontsize',12)
gtext('0.1','fontsize',12)
%绘制压力特性曲线
subplot(122)
fplot('1/(1+(1-bx)^2)-1/(1+(1+bx)^2)',[-1 1 -1 1],'black-')
grid on
ylabel('p_L/p_s')
xlabel('x_f/x_{f0}')

```

但是这些方程不能用简单的方法合成一个关系式。因此，分别绘制压力  $p_1$  和  $p_2$  与流量曲线，可以看出二者是对称图形，如图 3-21 (a) 所示。与单喷嘴挡板阀相比，其压力-流量曲线的线性度好，线性范围较大，特性曲线对称性好。

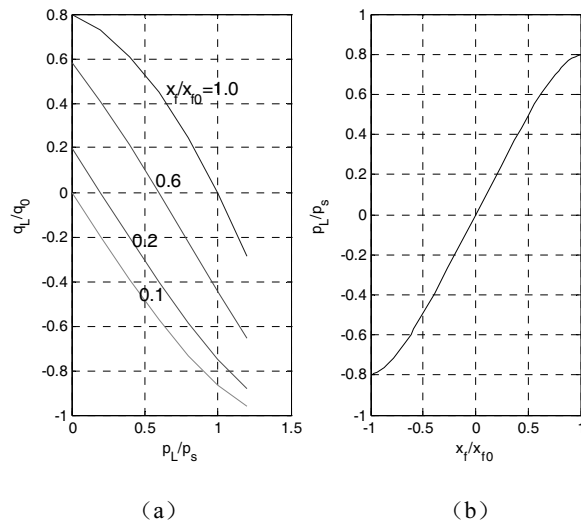


图 3-21 双喷嘴挡板阀压力-流量和压力特性曲线

## 2. 压力特性

双喷嘴挡板阀在挡板偏离零位时，一个喷嘴腔内压力升高，另一个喷嘴的压力降低。在切断负载时 ( $q_L=0$ ) 时，每个喷嘴腔的控制压力  $p_1$  和  $p_2$  可由式 (3-107) 和式 (3-108) 求得，当满足式 (3-106) 的设计准则时，可求得  $p_1$  和  $p_2$  分别为

$$\frac{p_1}{p_s} = \frac{1}{1 + \left(1 - \frac{x_f}{x_{f0}}\right)^2}$$

$$\frac{p_2}{p_s} = \frac{1}{1 + \left(1 + \frac{x_f}{x_{f0}}\right)^2}$$

将以上两式相减，可得出压力特性方程式

$$\frac{p_1 - p_2}{p_s} = \frac{p_L}{p_s} = \frac{1}{1 + (1 - \frac{x_f}{x_{f0}})^2} - \frac{1}{1 + (1 + \frac{x_f}{x_{f0}})^2} \quad (3-110)$$

令  $bp = \frac{p_L}{p_s}$ ， $bx = \frac{x_f}{x_{f0}}$ ，编制程序，得到双喷嘴挡板阀的压力特性曲线如图 3-21 (b) 所示。

### 3. 阀的零位系数

为了求得阀的零位系数，可将

$$q_L = q_1 - q_2 = C_{d0} A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_1)} - C_{df} \pi D_N (x_{f0} - x_f) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_c}$$

$$q_L = q_4 - q_3 = C_{df} \pi D_N (x_{f0} + x_f) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_2} - C_{d0} A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_2)}$$

在零位 ( $x_f = q_L = p_L = 0$  和  $p_1 = p_2 = p_s / 2$ ) 附近线性化，即

$$\Delta q_L = C_{df} \pi D_N \sqrt{\frac{p_s}{\rho}} \Delta x_f - \frac{2C_{df} \pi D_N x_{f0}}{\sqrt{\rho p_s}} \Delta p_1 \quad (3-111)$$

$$\Delta q_L = C_{df} \pi D_N \sqrt{\frac{p_s}{\rho}} \Delta x_f + \frac{2C_{df} \pi D_N x_{f0}}{\sqrt{\rho p_s}} \Delta p_2 \quad (3-112)$$

将式 (3-111) 和式 (3-112) 相加除以 2，并与  $\Delta p_L = \Delta p_1 - \Delta p_2$  合并，可得出

$$\Delta q_L = C_{df} \pi D_N \sqrt{\frac{p_s}{\rho}} \Delta x_f - \frac{C_{df} \pi D_N x_{f0}}{\sqrt{\rho p_s}} \Delta p_L \quad (3-113)$$

这就是双喷嘴挡板阀在零位附近工作时的压力-流量方程的线性化表达式。由该方程可直接得到阀的零位系数

$$K_{q0} = \left. \frac{\Delta q_L}{\Delta x_f} \right|_{\Delta p_L=0} = C_{df} \pi D_N \sqrt{\frac{p_s}{\rho}} \quad (3-114)$$

$$K_{p0} = \left. \frac{\Delta p_L}{\Delta x_f} \right|_{\Delta q_L=0} = \frac{p_s}{x_{f0}} \quad (3-115)$$

$$K_{c0} = \left. \frac{\Delta q_L}{\Delta p_L} \right|_{\Delta x_f=0} = \frac{C_{df} \pi D_N x_{f0}}{\sqrt{\rho p_s}} \quad (3-116)$$

零位泄漏流量或中间位置流量为

$$q_c = 2C_{df}\pi D_N x_{f0} \sqrt{\frac{p_s}{\rho}}$$

将这些关系式与单喷嘴挡板阀的相应关系式相比较,可以看出两者的流量增益是一样的,而压力灵敏度增加了一倍,使零位泄漏流量也增加了一倍。与单喷嘴挡板阀相比,双喷嘴挡板阀由于结构对称还具有以下优点:

- 因温度和供油压力变化而产生的零漂小,即零位工作点变动小;
- 挡板在零位时所受的液压力和液动力是平衡的。

### 3.9.3 作用在挡板上的液流力

首先来看单喷嘴挡板阀的情况,可参看图 3-22。对于锐边喷嘴,在喷嘴端面由喷嘴孔直径  $D_N$  到喷嘴端面外径  $D$  之间的环形面积上,液流的静压力对挡板的作用力可以忽略。这样作用在挡板上的液流力主要由两部分组成:一部分是喷嘴孔处的静压力对挡板产生的液压力;另一部分是射流动量的变化对挡板产生的反作用力。即

$$F = p_N A_N + \rho q_N v_N \quad (3-117)$$

式中:  $F$  —— 作用在挡板上的液流力;

$p_N$  —— 喷嘴孔出口处的压力;

$A_N$  —— 喷嘴孔的面积,  $A_N = \frac{\pi D_N^2}{4}$ ;

$q_N$  —— 通过喷嘴孔的流量,  $q_N = v_N A_N$ ;

$v_N$  —— 喷嘴孔出口断面上的流速。

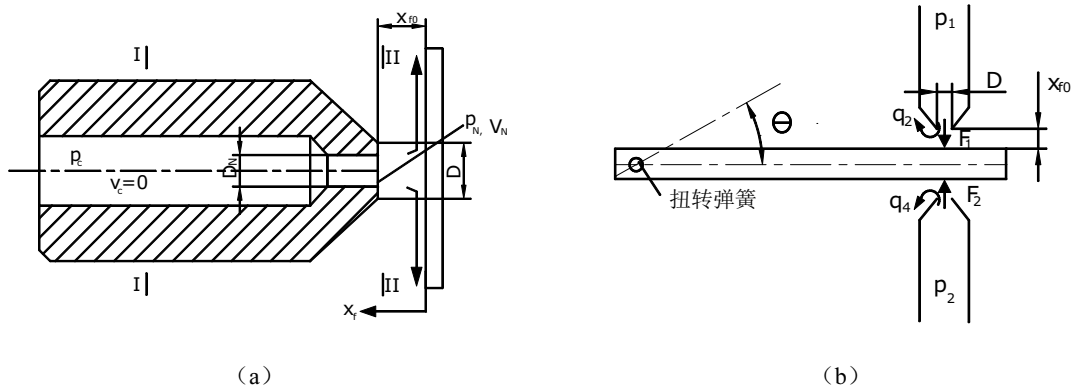


图 3-22 单喷嘴挡板阀作用在挡板上的液压力

压力  $p_N$  可由断面 I 和断面 II 的柏努力方程求出

$$p_N = p_c - \frac{1}{2} \rho v_N^2 \quad (3-118)$$

将上式代入式 (3-117)，可得出

$$F = \left( p_c - \frac{1}{2} \rho v_N^2 \right) A_N \quad (3-119)$$

喷嘴孔出口断面上的流速可由下式求出

$$v_N = \frac{q_N}{A_N} = \frac{C_{df} \pi D_N (x_{f0} - x_f) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_c}}{\pi D_N^2 / 4} = \frac{4 C_{df} (x_{f0} - x_f) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_c}}{D_N} \quad (3-120)$$

将上式代入式 (3-119)，可得出挡板所受的液流力为

$$F = p_c A_N \left[ 1 - \frac{16 C_{df}^2 (x_{f0} - x_f)^2}{D_N^2} \right] \quad (3-121)$$

在喷嘴与挡板之间的间隙  $(x_{f0} - x_f)$  很小时，式 (3-121) 中括号内的第二项可以忽略，作用在挡板上的液流力就近似地等于液压力  $p_c A_N$ 。

将式 (3-121) 对  $x_f$  求导，并在零位  $\left( x_f = 0, p_c = \frac{1}{2} p_s \right)$  求值，可得出单喷嘴挡板阀地零位液动力刚度为

$$\left. \frac{dF}{dx_f} \right|_0 = -4 \pi C_{df}^2 p_s x_{f0} \quad (3-122)$$

这是个负弹簧刚度，对挡板运动的稳定性不利。

双喷嘴挡板阀所受的液流力，如图 3-22 (b) 所示。利用式 (3-121) 可求得每个喷嘴作用于挡板上的液流力分别为

$$F_1 = p_1 A_N \left[ 1 - \frac{16 C_{df}^2 (x_{f0} - x_f)^2}{D_N^2} \right] \quad (3-123a)$$

$$F_2 = p_2 A_N \left[ 1 - \frac{16 C_{df}^2 (x_{f0} + x_f)^2}{D_N^2} \right] \quad (3-123b)$$

作用在挡板上的净液流力为

$$F_1 - F_2 = (p_1 - p_2) A_N + 4 \pi C_{df}^2 x_{f0}^2 \times (p_1 - p_2) + 4 \pi C_{df}^2 x_f^2 (p_1 - p_2) - 8 \pi C_{df}^2 x_{f0} (p_1 + p_2) x_f$$

由于  $p_1 - p_2 = p_L$ ，并近似认为  $p_1 + p_2 = p_s$ ，则上式可改写为

$$F_1 - F_2 = p_L A_N + 4 \pi C_{df}^2 x_{f0}^2 p_L + 4 \pi C_{df}^2 x_f^2 p_L - 8 \pi C_{df}^2 x_{f0} p_s x_f \quad (3-124)$$

在喷嘴挡板阀的设计中,通常使 $\frac{x_{f0}}{D_N} < \frac{1}{16}$ ,故式中第二项与第一项相比可以忽略。由于 $x_f < x_{f0}$ ,因此式中第三项也可以忽略。式(3-124)可简化为

$$F_1 - F_2 = p_L A_N - 8\pi C_{df}^2 x_{f0} p_s x_f \quad (3-125)$$

上式中,等号右边第一项是喷嘴孔处的静压力对挡板产生的液压力,第二项近似为射流动量变化对挡板产生的液动力。液动力刚度为 $-8\pi C_{df}^2 p_s x_{f0}$ ,是单喷嘴挡板阀的两倍。

### 3.9.4 喷嘴挡板阀的设计

喷嘴挡板阀的主要结构参数是喷嘴直径 $D_N$ 、零位间隙 $x_{f0}$ 、固定节流孔直径 $D_0$ ,其次是喷嘴孔的长度 $l_N$ 、固定节流孔长度 $l_0$ 、喷嘴孔端面壁厚 $l$ (外圆直径 $D$ )及喷嘴前端的锥角 $\alpha$ 等。

#### 1. 喷嘴孔直径 $D_N$

喷嘴孔直径可根据系统要求的零位流量增益确定,由式(3-114)可得出

$$D_N = \frac{K_{q0}}{C_{df} \pi \sqrt{p_s / \rho}} \quad (3-126)$$

#### 2. 喷嘴挡板的零位间隙 $x_{f0}$

$x_{f0}$ 可以这样确定:使喷嘴孔面积比喷嘴与挡板间的环形节流面积充分大,以保证环形节流面积是可控的节流孔,避免产生流量饱和现象。通常取

$$\pi D_N x_{f0} \leq \frac{1}{4} \frac{\pi D_N^2}{4} \quad (3-127)$$

简化后,可得出

$$x_{f0} \leq \frac{D_N}{16} \quad (3-128)$$

为了提高压力灵敏度和减少零位泄漏流量, $x_{f0}$ 应取得小一些。但 $x_{f0}$ 过小,对油中污物敏感,容易堵塞。 $x_{f0}$ 一般可在0.025~0.125mm选取。

#### 3. 固定节流孔直径 $D_0$

当 $D_N$ 和 $x_{f0}$ 确定后,流量系数 $C_{d0}$ 、 $C_{df}$ 已知时,可由式(3-98)求得固定节流孔直径 $D_0$ 。

即

$$D_0 = 2 \left( \frac{C_{df}}{C_{d0}} D_N x_{f0} \right)^{\frac{1}{2}} \left[ \left( \frac{p_{c0}}{p_s} \right)^{-1} - 1 \right]^{\frac{1}{4}} \quad (3-129)$$

当取 $\frac{p_{c0}}{p_s} = \frac{1}{2}$ 时,则得出

$$D_0 = 2 \left( \frac{C_{df}}{C_{d0}} D_N x_{f0} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3-130)$$

若取  $\frac{C_{df}}{C_{d0}} = 0.8$ ,  $\frac{x_{f0}}{D_N} = \frac{1}{16}$ , 可得出

$$D_0 = 0.44 D_N \quad (3-131)$$

#### 4. 其他参数

工程中都采用锐边喷嘴挡板阀, 可以减小油温变化对流量系数的影响, 并可以减小作用在挡板上的液压力, 且容易计算。实验证明, 当喷嘴孔端面壁厚与零位间隙之比  $l/x_{f0} < 2$  时, 可变节流口可以认为是锐边的。此时节流口出流情况比较稳定, 流量系数  $C_{df}$  为 0.6。喷嘴前端的斜角  $\alpha$  应大于  $30^\circ$ , 此时它对流量系数无显著影响。喷嘴孔长度  $l_N$  一般等于其直径  $D_N$ 。

固定节流孔的长度与其直径之比  $l_0/D_0 \leq 3$ , 属于短孔且具有少量长孔成分, 其流量系数  $C_{d0}$  一般为 0.8~0.9。在初步设计时, 可取  $C_{df}/C_{d0} = 0.8$ 。

### 3.10 滑阀的输出功率及效率

在液压控制系统中, 滑阀经常作为功率放大元件使用, 从经济指标出发应该研究其输出功率和效率, 但在伺服系统中, 效率问题相对来说是次要的, 特别是在中、小功率的伺服系统中。因为在伺服系统中, 效率是随负载变化而变化的, 而负载并非恒定, 所以系统效率不可能经常保持在最高值。另外, 作为控制系统, 系统的稳定性、响应速度和精度等指标往往比效率更重要。为了保证这些指标, 经常不得不牺牲一部分效率指标。

下面讲解零开口四边滑阀的输出功率和效率问题。假设液压泵的供油压力为  $p_s$ , 供油流量为  $q_s$ , 阀的负载压力为  $p_L$ , 负载流量为  $q_L$ , 则阀的输出功率 (负载功率) 为

$$N_L = p_L q_L = p_L C_d \omega x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_s - p_L)} \quad (3-132)$$

由式 (3-132) 可知, 当  $p_L = 0$  时,  $N_L = 0$ ,  $p_L = p_s$  时,  $N_L = 0$ 。通过  $\frac{dN_L}{dp_L} = 0$ , 可求得输出功率为最大值时的  $p_L$  值为

$$p_L = \frac{2}{3} p_s$$

阀在最大开度  $x_{vm}$  和负载压力  $p_L = \frac{2}{3} p_s$  时, 输出最大功率为

$$N_{Lm} = \frac{2}{3\sqrt{3}} C_d \omega x_{vm} \sqrt{\frac{1}{\rho} p_s^3} \quad (3-133)$$

液压控制系统的效率与液压能源的形式及管路损失有关。下面的分析是忽略管路的压力损失，因此液压泵的供油压力  $p_s$  也就是阀的供油压力。

$$N_L = C_d \omega x_{vm} \sqrt{\frac{p_s}{\rho}} p_s \frac{p_L}{p_s} \sqrt{1 - \frac{p_L}{p_s}}$$

$$\frac{N_L}{C_d \omega x_{vm} p_s \sqrt{\frac{p_s}{\rho}}} = \frac{p_L}{p_s} \sqrt{1 - \frac{p_L}{p_s}}$$

令  $bN = \frac{N_L}{C_d \omega x_{vm} p_s \sqrt{\frac{p_s}{\rho}}}$ ， $bp = \frac{p_L}{p_s}$ ，编制程序，MATLAB 程序的源代码如下：

```
fplot('x*sqrt(1-x)', [0 1 0 0.4], 'black-')
hold on
x=2/3*ones(1,6)
y=0:0.3:1.5
hold on
plot(x,y, 'black--')
hold off
grid on
xlabel('p_L/p_s')
ylabel('N_L/N_0')
```

其无因次曲线如图 3-23 所示。

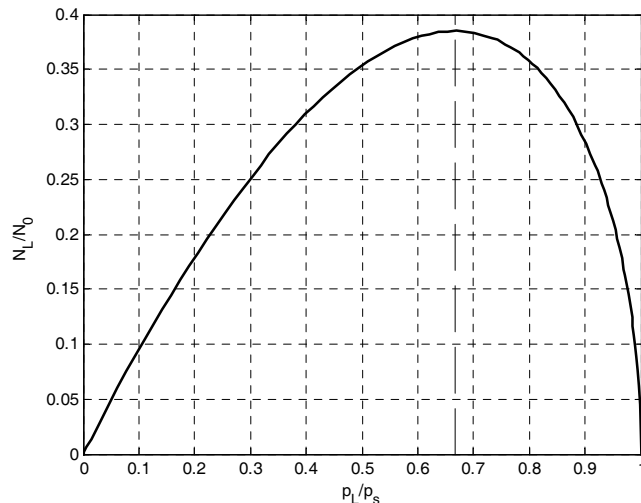


图 3-23 负载功率随负载压力变化曲线

采用变量泵供油时，由于变量泵可自动调节其供油流量  $q_s$  来满足负载流量  $q_L$  的要求，因此  $q_s = q_L$ 。阀在最大输出功率时的最高效率为

$$\eta = \frac{(p_L q_L)_{\max}}{p_s q_s} = \frac{\frac{2}{3} p_s q_s}{p_s q_s} = \frac{2}{3} = 0.667 \quad (3-134)$$

采用变量泵供油时，因为不存在供油流量损失，因此这个效率也是滑阀本身所能达到的最高效率。

当采用定量泵加溢流阀作液压能源时，定量泵的供油流量应等于或大于阀的最大负载流量  $q_{L\max}$ （即阀的最大空载流量  $q_{om}$ ）。阀在最大输出功率时的系统最高效率为

$$\eta = \frac{(p_L q_L)_{\max}}{p_s q_s} = \frac{\frac{2}{3} p_s C_d x_{Vm} \sqrt{\frac{1}{\rho} \left( p_s - \frac{2}{3} p_s \right)}}{p_s C_d W x_{Vm} \sqrt{p_s / \rho}} = 0.385 \quad (3-135)$$

在这个效率中，除了滑阀本身的节流损失外，还包括溢流阀的溢流损失，即供油流量损失，因此是整个液压控制系统的效率。这种系统的效率是很低的，但由于其结构简单、成本低、维护方便，特别是在中、小功率的系统中，仍然获得广泛应用。

上述分析结果表明，在  $p_L = \frac{2}{3} p_s$  时，整个液压控制系统的效率最高，同时阀的输出功率也最大，故通常取  $p_L = \frac{2}{3} p_s$  作为阀的设计负载压力。限制  $p_L$  值的另一个原因是在  $p_L \leq \frac{2}{3} p_s$  的范围内，阀的流量增益和流量-压力系数的变化也不大。因为流量增益降低和流量-压力系数增大都会影响系统的性能，所以一般都是将  $p_L$  限制在  $\frac{2}{3} p_s$  的范围内。

## 3.11 滑阀的设计

滑阀设计的主要内容包括结构形式的选择和基本参数的确定。在设计时，首先考虑满足负载和执行元件对滑阀提出的稳态特性要求，以及对伺服系统动态特性的影响。同时也要使滑阀结构简单、工艺性好、驱动力小及工作可靠等。

### 3.11.1 滑阀的选择

#### 1. 滑阀工作边数的选择

滑阀工作边数（或通路边数）的选择要考虑液压执行元件的形式。双边滑阀只能控制差动液压缸，而四边滑阀可以控制双作用液压缸和液压马达。从性能上看，四边滑阀优于双边滑，两者的零位流量增益是一样的，但双边阀的压力增益只有四边阀的一半。从结构工艺上看，双边阀优于四边阀。通常，双边滑阀多用于机液伺服系统，而四边滑阀多用于电液伺服系统。

#### 2. 节流窗口形状的选择

节流窗口的形状一般是根据系统要求的流量增益特性来选择的。在大多数情况下，希望

采用矩形窗口以获得线性的流量增益。圆孔形窗口加工虽然简单，但其流量增益特性是非线性的，只在一些要求不高的场合使用。

### 3. 预开口形式的选择

零开口阀（矩形窗口）具有线性的流量增益特性，压力增益高，零位泄漏量小，因此得到广泛应用。正开口阀（指部分正开口）由于流量增益是非线性的，压力增益低，零位泄漏量大，因此只在一些特殊的情况下使用。因负开口阀在零位附近具有死区特性，故而很少采用。

### 4. 阀芯凸肩数的选择

二通阀可采用两个凸肩，三通阀可采用两个或三个凸肩，四通阀可采用三个或四个凸肩。凸肩数与阀的通路数、工作边的布置、供油密封及回油密封等有关。

## 3.11.2 主要参数的确定

根据负载的工作要求可以确定阀的额定流量和供油压力。通常，阀的额定流量是指阀的最大空载流量。即

$$q_e = q_{0m} = C_d A_{V\max} \sqrt{\frac{p_s}{\rho}}$$

阀的最大开口面积为

$$A_{V\max} = \frac{q_{0m}}{C_d \sqrt{\frac{p_s}{\rho}}}$$

在供油压力  $p_s$  一定时，阀的规格也可以用最大开口面积  $A_{V\max}$  表示。对矩形阀口， $A_{V\max} = \omega x_{V\max}$ 。在  $A_{V\max}$  一定时，可以有  $\omega$  和  $x_{V\max}$  的不同组合，而  $\omega$  和  $x_{V\max}$  对阀的参数和性能都有影响，如何正确选择它们的大小是非常重要的。

#### 1. 面积梯度 $\omega$

在供油压力一定时，因为面积梯度  $\omega$  的大小决定了阀的零位流量增益，故  $\omega$  的值影响着液压控制系统的稳定性等。一般来说，阀的流量增益必须与系统中其他元件的增益相配合，以得到所需要的开环增益。阀的流量增益确定后， $\omega$  的数值也就确定了。

在机-液伺服系统中，改变  $\omega$  是调节系统开环增益的主要方法，有时也是唯一的方法（单位反馈系统）。在电液伺服系统中，因为调整电子放大器的增益可以很方便地改变回路增益，所以阀流量或面积梯度的确定就不是十分重要了，而阀芯的最大位移  $x_{V\max}$  往往要受电磁操作元件输出位移的限制， $x_{V\max}$  的选择就显得更为重要。

#### 2. 阀芯最大位移 $x_{V\max}$

通常希望适当降低  $\omega$  以增加  $x_{V\max}$  值，这样可以提高阀的抗污染能力，减少出现堵塞现象；同时可以避免在小开口时因堵塞而造成的流量增益下降，可以降低阀芯轴向尺寸加工公差的要

求。但是  $x_{V \max}$  较大时，要受电磁操纵元件输出位移和输出力的限制。在机-液伺服系统中，由于操纵机构的输出力和输出位移较大，可以有较大的  $x_{V \max}$  值。

### 3. 阀芯直径 $d$

为了保证阀芯有足够的刚度，应使阀芯颈部直径  $d_r$  不小于  $0.5d$ 。另外，为了确保节流窗口为可控的节流口以避免流量饱和现象，阀腔通道内的流速不应过大。因此，应使阀腔通道的面积为控制窗口最大面积的 4 倍以上，即

$$\frac{\pi}{4}(d^2 - d_r^2) > 4\omega x_{V \max}$$

将  $d_r = \frac{1}{2}d$  代入上式，经整理后得出

$$\frac{3}{64}\pi d^2 > \omega x_{V \max}$$

对于全周开口滑阀， $\omega = \pi d$ ，代入上式得出

$$\frac{\omega}{x_{V \max}} > 67$$

这是全周开口滑阀不产生流量饱和的条件。若此条件不满足，则不能采用全周开口滑阀，应加大阀芯直径  $d$ ，然后采用非全周开口滑阀结构，通常是在阀套上对称地开两个或四个矩形窗口。

滑阀的其他尺寸，如阀芯长度  $L$ 、凸肩宽度  $b$ 、阻尼长度  $L_1 + L_2$  等与阀芯直径  $d$  之间有一定的经验比例关系。例如， $L = (4 \sim 7)d$ 、阻尼长度  $L_1 + L_2 \approx 2d$ 、两端密封凸肩宽度约为  $0.7d$ ；中间凸肩宽度可小于  $0.7d$ ，因为它不起密封作用。

## 3.12 习 题

1. 为什么说液压控制阀是液压控制系统中重要的控制元件？
2. 常用的液压控制阀分为哪几种，它们具有哪些特点？
3. 试简述圆柱滑阀的分类。
4. 什么叫液压控制阀？它的主要作用是什么？
5. 什么叫理想的阀、理想的流体及理想的能源压力？
6. 阀的稳态特性是研究哪些物理量之间的数学关系，它描述了阀本身的什么性质？
7. 当能源压力  $p_s$  为一定的条件下，通常希望阀工作在哪个区域，为什么？
8. 试简述流量增益、流量-压力系数、压力增益的物理意义，它们分别对液压控制系统的控制性能有哪些影响？
9. 阀系数的大小与哪些因素有关？为什么采用零位阀系数分析与设计液压控制系统？

10. 稳态液动力、瞬态液动力分别是由什么产生的？它们在液压控制系统中相当于什么力？
11. 什么叫阻尼长度？什么叫正阻尼长度？什么叫负阻尼长度？如何确定瞬态液动力的作用力方向？设计液压阀的基本原则是什么？
12. 与零开口阀相比，正开口阀有哪些特点？
13. 与四通阀相比，三通阀有哪些特点？
14. 与滑阀相比，喷嘴挡板阀有哪些特点？
15. 为什么三通阀只能控制两边有效满级不等的液压缸？用三通阀控制不对称液压缸时，不对称液压缸的设计原则是什么？