

液压与液力传动

[home](#) [examination](#) [blog](#) [about](#) [contact](#)

液压传动

[第一章 概述](#)

[第二章 液压流体力学基础](#)

[第三章 液压动力元件](#)

[第四章 液压执行元件](#)

[第五章 液压控制元件](#)

[第六章 液压系统的辅助元件](#)

[第七章 液压系统的基本回路](#)

[第八章 典型液压系统](#)

液力传动

• [第九章 概述](#)

第二章 液压流体力学基础

§2.1 液体静力学

液体静力学：研究静止液体的力学规律和相关应用。所谓静止（相对平衡）：指液体内部的质点之间无相对运动，但整个液体连同容器可以是运动状态的。静止液体：不呈现粘性，液体内部无切应力，只有法向压应力，即静压力。

一、液体静压力及其特性

1.液体的静压力

静压力是指液体处于静止状态时，其单位面积上所受的法向作用力。静压力在物理学中则称为压强，在工程实际应用中习惯称为压力，可表示为：

$$p = \frac{F}{A}$$

我国法定的压力单位为Pa，称为帕斯卡，简称帕。在液压技术中，目前还采用的压力单位有巴（bar）和工程大气压（at）、标准大气压（at）等。液压技术习惯用MPa。其中，1MPa=10⁶Pa。

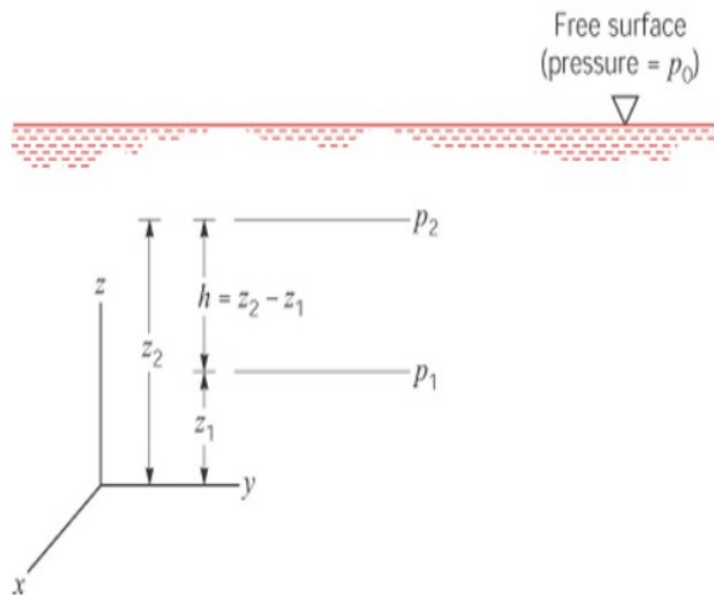
2.液体静压力的性质

液体静压力有两个重要特性：

1. 液体静压力的方向总是沿着作用面的法线方向，液体只能保持一定的体积，不能保持固定的形状，不能承受拉力和剪切力，只能承受法向压力。；
2. 静止液体中任何一点所受到各个方向压力都相等。（如果不相等，则受力不平衡那么液体就要流动，那这还是静止状态吗？）

二、重力作用下静止液体中的压力分布规律

1.静压力基本方程



假设容器中盛有液体，作用在液面上的压力为 p_0 ，现在求离液面 h 深处 A 点的压力，在液体内部取一个底面包含 A 点的小液柱，设其底部面积为 A ，高为 h 。这个小液柱在重力及周围液体的压力作用下，处于平衡状态。则在垂直方向上的力平衡方程为

$$p = p_0 + \rho gh$$

其中 ρ 为液体的密度。

1. 静止液体中任意一点的静压力是液体表面上的压力和液柱重力所产生的压力之和。当液面接触大气时，为大气压力 p_a ，故有

$$p = p_a + \rho gh$$

2. 压力相等的点构成的面叫等压面。重力作用下静止液体中的等压面是一系列水平面。连通器内，同一液体中深度相同的各点压力都相等。
3. 静止液体内的静压力随距液面的深度变化呈线性规律分布。为使上述方程更具普遍性，令液面与基准水平面距离为 z_0 ，液体内部与基准水平面距离为 z 处任一点的压力为 p ，则：

$$p = p_0 + \rho gh = p_0 + \rho g(z_0 - z)$$

整理后得

$$\frac{p}{\rho g} + z = \frac{p_0}{\rho g} + z_0$$

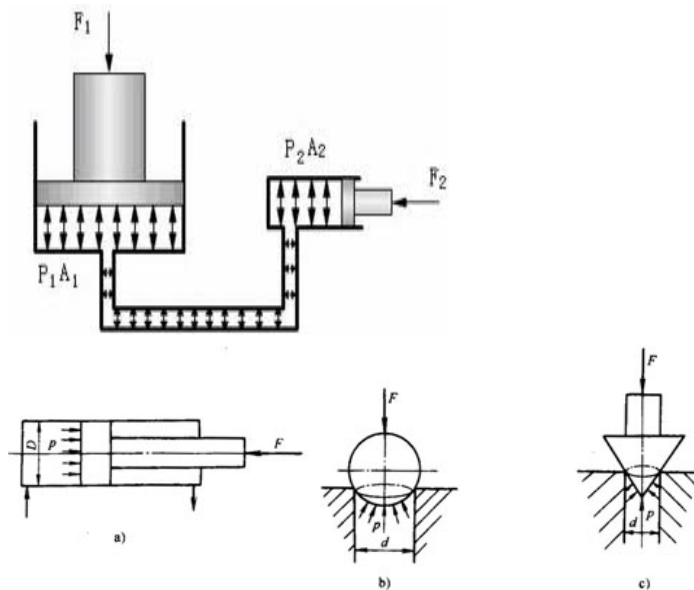
A 质点具有位置势能 mgz ，单位重量液体的位能为 z ，又称为位置水头。 $\frac{p}{\rho g}$ 表示单位重量液体的压力能。

4. 静止液体中单位重量液体的压力能和位能可以相互转换，但各点的总能量保持不变，即能量守恒。

通常在液压系统的压力管路和压力容器中，由外力所产生的压力 p_0 要比液体自重所产生的压力 ρgh 大得多。即对于液压传动来说，一般不考虑液体自重对压力的影响，可以认为静止液体内部各处的压力都是相等的。

三、液体静压力对各种固体壁面的作用力

1. 油液压力作用在平面上的总作用力

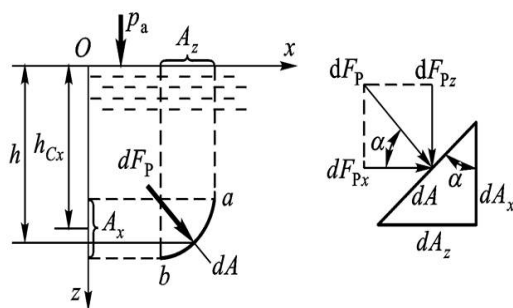


作用力 F 等于油液压力 p 与承压面积 A 的乘积。对于图中所示的液压缸，油液压力作用在活塞上的总作用力为：

$$F = pA = p \frac{d^2}{4}$$

式中 p 为油液的压力； D 为活塞直径。

2. 油液压力作用在曲面上的总作用力



当承受压力作用的表面是曲面时，作用在曲面上的所有压力的方向均垂直于曲面（如上图所示），图中将曲面分成若干微小面积 dA ，将作用力 dF 分解为 x 、 z 两个方向上的分力，即

$$\begin{aligned} dF_x &= p dA \cos \alpha = p dA_x \\ dF_z &= p dA \sin \alpha = p dA_z \end{aligned}$$

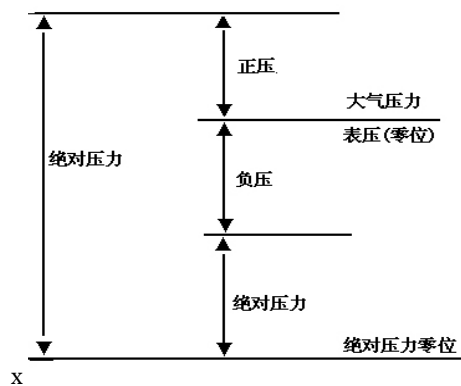
式中， A_x 、 A_z 分别是曲面在 x 和 z 方向上的投影面积。所以总作用力：

$$F = (F_x^2 + F_z^2)^{0.5}$$

四、压力的表示方法

根据度量基准的不同，压力可分为绝对压力和相对压力。以绝对真空作为基准所测得的压力，为绝对压力。以当地大气压力为基准所测得的压力，为相对压力。相对压力也称表压力。液压中提到的压力，如不特别指明，均为表压力。相对压力有正负之分，绝对压力低于大气压时，相对压力为负，又称负压，负压的绝对值称为真空度。

项目	关系	正负
绝对压力	大气压+表压力	正值
相对压力	绝对压力-大气压	可正、可负
真空度	大气压-绝对压力	正值



§2.2 液体动力学

液体动力学：主要研究液体流动时流速和压力的变化规律，以及外力和运动特性之间的关系。由于液体具有粘性，流动时要产生摩擦力，因此研究液体流动问题时必须考虑粘性摩擦力的影响。

液体动力学研究液体在外力作用下的运动规律，即研究作用在液体上的力与液体运动之间的关系。由于液体具有粘性，流动时要产生摩擦力，因此研究液体流动问题时必须考虑粘性的影响。

一、液体运动的基本概念

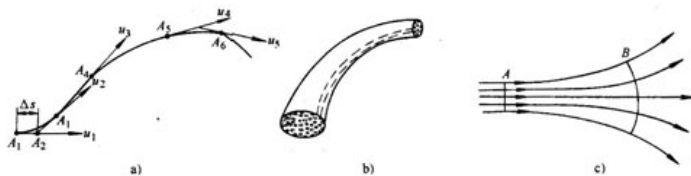
1. 理想液体和定常流动

理想液体：一种假想的既无粘性又不可压缩的液体。

实际液体：既有粘性又可压缩的液体。

定常流动：液体中任一点的压力、速度和密度都不随时间变化的流动叫恒定流动。

非定常流动：压力、速度或密度随时间而变化的流动称为非恒定流动。



2. 迹线、流线、流束和通流截面

迹线：液体质点在一段时间内运动的轨迹。

流线：流场中这样一条线，流线上每一点的切线方向即为该点的流速方向。定常流流线与迹线重合。

流束：充满在流管内的流线的总体。

通流截面：垂直于液体流动方向的截面称为通流截面，也叫过流断面。

3. 流量和平均流速

流量 q ：单位时间内流过某一通流截面的液体体积。用 q 表示，单位 m^3/s 或 L/min 。实际上由于液体具有粘性，液体在管道内流动时，通流截面上各点的流速是不相等的。管道中心处流速最大；越靠近管壁流速越小；管壁处的流速为零。

平均流速 v ：假设通流截面上各点的流速均匀分布，据此流速 v 计算获得的流通过流截面的流量等于以实际流速流过的流量。故可以根据实际流速分布积分获得断面平均流速：

$$v = \frac{\int_A u dA}{\int_A dA}$$

为方便起见，以后所指流速均为平均流速。

4. 流动状态和雷诺数

层流：液体中质点沿管道作直线运动而没有横向运动，既液体作分层流动，各层间的流体互不混杂。

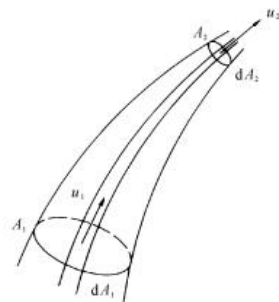
紊流：液体中质点除沿管道轴线运动外，还有横向运动，呈现紊乱混杂状态。

液体的流动状态可以用雷诺数来判断。雷诺数物理意义是惯性力与粘性力之比。雷诺数相同，流态相同。流态的判据-临界雷诺数 R_{ecr} ：

$$\begin{aligned} R_e < R_{ecr}, & \text{层流} \\ R_e > R_{ecr}, & \text{紊流} \end{aligned}$$

常见管道液流的临界雷诺数可参考教材。

二、液体连续性方程



当液体在管道内作恒定流动时，根据质量守恒定律，管内液体的质量不会增多也不会减少，所以在单位时间内流过每一截面的液体质量必然相等。如图所示，管道的两个通流面积分别为 A_1 、 A_2 ，液体流速分别为 v_1 、 v_2 ，液体的密度为 ρ ，则：

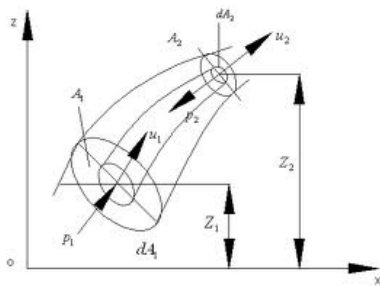
$$\begin{aligned} \rho v_1 A_1 &= \rho v_2 A_2 \\ v_1 A_1 &= v_2 A_2 \\ q &= vA \end{aligned}$$

对于分支油路，显然总管流进的流量应等于各个支管流出的流量。

$$q = \sum q_i$$

三、伯努利方程

伯努利方程是能量守恒定律在流体力学的应用。



1. 理想液体的伯努利方程

理想液体没有粘性，它在管内作稳定流动时没有能量损失。根据能量守恒定律，同一管道每一截面上的总能量都是相等的。在图中任意取两个截面 A_1 和 A_2 ，它们距离基准水平面的坐标位置分别为 z_1 和 z_2 ，流速分别为 v_1 、 v_2 ，压力分别为 p_1 和 p_2 ，根据能量守恒定律有：

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

以上两式即为理想液体的伯努利方程，式中每一项的量纲都是长度单位，分别称为压头、位置水头和速度水头。伯努利方程的物理意义为：在管内作稳定流动的理想液体具有压力能、位能和动能三种形式的能量。在任意截面上这三种能量都可以相互转换，但其总和保持不变，即能量守恒。而静压力基本方程则是伯努利方程（在速度为零时）的特例。

2. 实际液体的伯努利方程

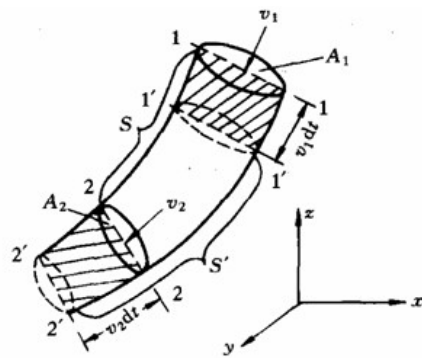
实际液体具有粘性，当它在管中流动时，为克服内摩擦阻力需要消耗一部分能量，所以实际液体的伯努利方程为：

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

其中 h_w 是以水头高度表示的能量损失， α 为动能修正系数。层流时 $\alpha = 2$ ，紊流 $\alpha = 1$ 。在应用伯努利方程时，应按照如下步骤：

1. 选取适当的基准水平面；
2. 选取两个计算截面；一个设在已知参数的断面上，另一个设在所求参数的断面上；
3. 按照液体流动方向列出伯努利方程；
4. 若未知数的数量多于方程数，则必须列出其他辅助方程，联立求解。

四、动量方程



在管流中，任意取出被通流截面1、2，截面上的流速为 v_1 、 v_2 。该段液体在 t 时刻的动量为 mv ，于是有：

$$F = \frac{\Delta(mv)}{\Delta t} = \rho Q(v_2 - v_1)$$

上式即为液体稳定流动时的动量方程。等式左边为作用于控制体积上的全部外力之和，等式右边为液体的动量变化率。上式表明：作用在液体控制体积上的外力总和等于单位时间内流出与流入控制表面的液体动量之差。

§2.3 管道中压力损失的计算

实际液体具有粘性，在液体流动时就有阻力，为了克服阻力，就必然要消耗能量，这样就有能量损失。能量损失主要表现为压力损失，这就是实际液体伯努利方程中最后一项的意义。压力损失计算公式为：

$$p_w = \rho gh_w$$

压力损失分为两种：沿程压力损失和局部压力损失。

一、沿程压力损失

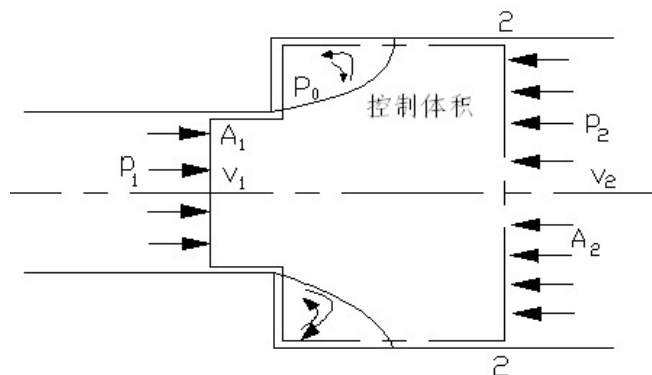
液体在等直径圆管中流动时因粘性摩擦而产生的压力损失称为沿程压力损失。计算公式为：

$$\Delta p_\lambda = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2}$$

其中 λ 为沿程阻力系数， l 为直管长度； d 为管道直径； v 为油液平均流速； ρ 油液密度。

层流时的沿程压力损失系数 λ 为 ρ 理论值为 $\frac{64}{Re}$ ，实际上对金属管 λ 取 $\frac{75}{Re}$ ，对橡胶软管 λ 取 $\frac{84}{Re}$ ；紊流时的沿程压力损失系数 λ 参考课本确定。

二、局部压力损失



局部压力损失是液流流经管道截面突然变化的弯管、管接头以及控制阀阀口等局部障碍处时的压力损失。

计算公式为：

$$\Delta p_{\xi} = \xi \frac{\rho v^2}{2}$$

其中 ξ 为局部阻力系数,由试验求得; v 为液流流速。液体流经各种阀类的压力损失主要为局部损失,当实际通过的流量 q 不等于额定流量 q_s 时,可查询其额定流量 q_s 下的压力损失 Δp_s ,按下式计算。

$$\Delta p_{\xi} = \Delta p_s \left(\frac{q}{q_s} \right)^2$$

三、管道系统的总压力损失

液压系统中管路通常由若干段管道串联而成。其中每一段又串联一些诸如弯头、控制阀、管接头等形成局部阻力的装置,因此管路系统总的压力损失等于所有直管中的沿程压力损失 $\sum p_{\lambda}$ 及所有局部压力损失 $\sum p_{\xi}$ 之和。即:

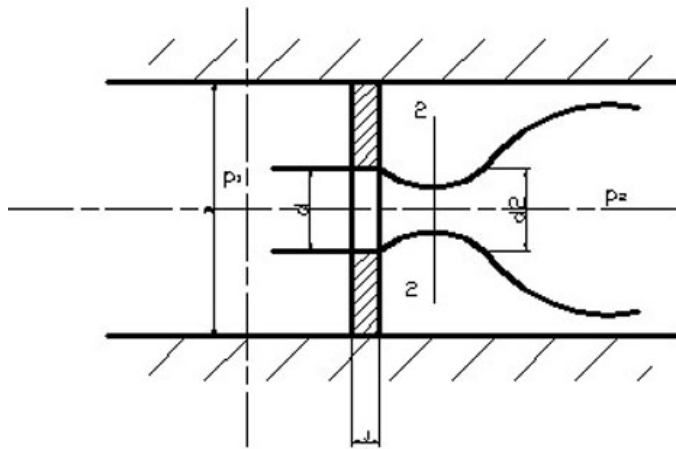
$$\Delta p = \sum p_{\lambda} + \sum p_{\xi} = \sum \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2} + \sum \xi \frac{\rho v^2}{2}$$

四、减小压力损失的措施

1. 在不加大结构尺寸的情况下限制流速。
2. 减小液阻:提高管壁的粗糙度等级,缩短管长,加大管径,减少弯头、接头,采用等直径管路等。

§2.4 液体在小孔和缝隙中的流动

一、小孔液流特性



根据孔口长度与直径的关系,小孔分为如下三类:薄壁孔口: $L/d \leq 0.5$; 短孔: $0.5 < L/d \leq 4$; 细长孔: $4 < L/d$ 。

1. 薄壁小孔

如图所示,取孔前通道断面为I-I断面,收缩断面为II-II断面,管道中心为基准面, $z_1 = z_2$, 列伯努利方程如下:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + \sum h_{\xi}$$

其中

$$\sum h_{\xi} = h_{\xi 1} + h_{\xi 2}$$

截面突然缩小的损失:

$$h_{\xi 1} = \xi \frac{v_c^2}{2g}$$

截面突然扩大的损失：

$$h_{\xi 2} = \left(1 - \frac{A_c}{A_2}\right) \frac{v_c^2}{2g} = \frac{v_c^2}{2g}$$

而 $A_1 = A_2$ 时, $v_1 = v_2$ 解得：

$$v_c = \frac{1}{\sqrt{\xi + 1}} \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p_2)} = C_v \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

其中 C_v 为速度系数, A_0 为小孔截面积, $C_c = A_c/A_0$ 为截面收缩系数, $C_d = C_c C_v$ 为流量系数。液流完全收缩情况下 ($D/d \geq 7$) :

$$\begin{aligned} R_e \leq 10^5, C_d &= 0.964 R_e - 0.05 \\ R_e > 10^5, C_d &= 0.6 \sim 0.61 \end{aligned}$$

液流不完全收缩时 ($D/d < 7$) , 可参考教材。

2.短孔和细长孔

对于短孔：

$$q = C_d A_0 \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

其中流量系数可参考教材。

液体流经短孔和薄壁小孔的流量与液体粘度无关。因而流量受液体温度影响较小。流量与孔口前后压差的关系是非线性的。

对于细长孔：

$$q = \frac{\pi d^4 \Delta p}{128 \mu l} = \frac{d^2}{32 \mu l} A \Delta p$$

其中，

$$A = \frac{\pi d^2}{4}$$

液体流经细长小孔的流量将随液体温度的变化而变化。但细长小孔的流量与孔前后的压差关系是线性的。

3.通用公式

综合三类孔口的流量公式，可用一个通用公式：

$$q = k_L A_T (p_1 - p_2)^m = k_L A_T \Delta p^m$$

其中, A_T 为孔口的通流截面面积, Δp 为孔口两端的压力差。

对于薄壁小孔和短孔：

$$m = 0.5, k_L = C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}}$$

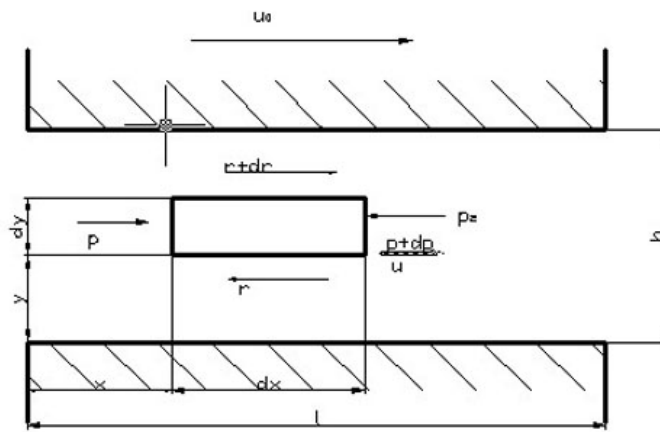
对于细长孔：

$$m = 1, k_L = \frac{d^2}{32 \mu l}$$

二、缝隙液流特性

液压元件各零件间如有相对运动，就必须有一定的配合间隙。液压油就会从压力较高的配合间隙流到大气中或压力较低的地方，这就是泄漏。泄漏分为内泄漏和外泄漏。泄漏主要是由压力差与间隙造成的。泄漏量与压力差的乘积便是功率损失，因此泄漏的存在将使系统效率降低。同时功率损失也将转化为热量，使系统温度升高，进而影响系统的性能。

1.平行平板缝隙

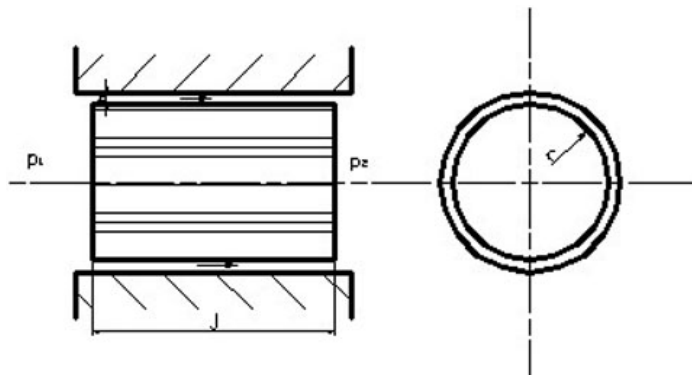


充满平行平板的液体的流动：压差流动：受压差 $\Delta p = p_1 - p_2$ 作用产生的流动；剪切流动：一平板以 u_0 相对另一平板运动，液体由于粘性，被带着移动；压差+剪切流动：最常见的流动。流量计算：

$$q = \frac{bh^3\Delta p}{12\mu l} \pm \frac{u_0}{2}bh$$

前一项是压差流动的流量，后一项是剪切流动的流量。 u_0 从高压到低压时取正， u_0 从低压到高压取负。

2. 流经圆柱环形间隙的流量



(1) 同心圆柱环形缝隙的流量如图所示可得出流经同心圆柱环形间隙的流量为

$$q = \frac{\pi dh^3}{12\mu l} \Delta p \pm \frac{\pi dh u_0}{2}$$

无相对运动时， $u_0=0$ ，则流量

$$q = \frac{\pi dh^3}{12\mu l} \Delta p$$

(2) 偏心圆柱环形缝隙的流量在实际工作中，圆柱与孔的配合很难保持同心，往往有一定偏心，偏心量为 e ，通过此偏心圆柱形间隙的泄漏量可按下式计算：

$$q = \frac{\pi dh_0^3 \Delta p}{12\mu l} (1 + 1.5\varepsilon^2) \pm \frac{\pi dh_0 u_0}{2}$$

其中 ε 为相对偏心率，

$$\varepsilon = \frac{e}{h_0}$$

$\varepsilon = 0$ 时，就是同心环形缝隙的公式。

三、液压卡紧现象

在液压元件圆柱配合副中，由于配合副几何形状误差以及同心度的变化，使配合间隙中压力不平衡而产生径向力（称为侧向力），它使柱塞（阀芯或活塞）卡住，这种现象叫做液压卡紧现象。

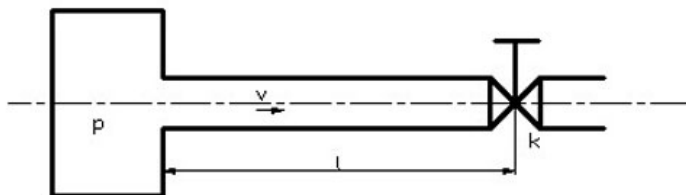
1. 倒锥：阀芯锥度与压力方向一致，液压侧向力使偏心距加大，侧向力足够大时，阀芯将紧贴壁面，产生液压卡紧。
2. 顺锥：阀芯锥度与压力方向相反，其液压力使偏心减小，阀芯自动定心，不会出现液压卡紧现象。顺

锥有利。

液压卡紧的危害：增加滑动副的磨损，降低元件的使用寿命。为减少液压卡紧，常在阀芯或柱塞的圆柱面开几圈槽，称为均压槽，使得槽内液压力在圆周方向处处相等。

§2.5 液压冲击及气穴现象

一、液压冲击现象



在上图所示的液压管道系统中，由于某种原因，液体压力在一瞬间会突然升高，产生很高的压力峰值，这种现象称为液压冲击。液压冲击产生的压力峰值往往比正常工作压力高好几倍，且常伴有噪声和振动，从而损坏液压元件、密封装置、管件等。其引起原因主要有：

1. 液流通道迅速关闭或液流迅速换向使液流速度的大小或方向突然变化时，由于液流的惯力引起的液压冲击。
2. 运动着的工作部件突然制动或换向时，因工作部件的惯性引起的液压冲击。
3. 某些液压元件动作失灵或不灵敏，使系统压力升高而引起的液压冲击。

而减少液压冲击的措施主要有：

1. 尽可能延长阀门关闭和运动部件制动换向的时间。
2. 正确设计阀口，限制管道流速及运动部件速度，使运动部件制动时速度变化比较均匀。
3. 适当加大管道直径，尽量缩短管道长度。
4. 采用软管，已增加系统的弹性。
5. 在容易发生液压冲击的部位，安装蓄能器。
6. 设置安全阀，限制压力升高。

二、气穴现象

气穴现象：又称为空穴现象。在液压系统中，如果某点的压力低于液压油所在温度下的空气分离压时，原先溶解在液体中的空气就会分离出来，使液体中迅速出现大量气泡的现象。当压力进一步减小而低于液体的饱和蒸汽压时，液体本身也会迅速气化，产生大量气泡，气穴现象更严重。气穴现象常发生在阀口和液压泵的吸油口。

气穴产生的大量气泡会使液流的流动性变坏，造成流量和压力不稳定，当带有气泡的液流进入高压区，高压使得气泡迅速崩溃，在其破裂处，压力和温度急剧升高，引起强烈的冲击和噪声。时间一长会造成金属表面的侵蚀、剥落，甚至出现海绵状的小洞穴。这种由于气穴造成对金属表面的腐蚀作用称为气蚀。

减少气穴和气蚀危害的措施主要有：

1. 减小阀口或缝隙前后的压力降， $p_1/p_2 < 3.5$
2. 降低液压泵的吸油高度，适当加大吸油管直径，限制吸油管内液流的流速，尽量减小吸油管路中的压力损失。
3. 管路要有良好的密封，防止空气进入。
4. 提高液压元件中零件的抗气蚀能力，采用抗腐蚀能力强的金属材料，减小零件表面的粗糙度。

