

1. 液压流体力学

1.1 流体力学基本理论

1.1.1 作用在流体上的力

作用在流体上的力有如下两类:

(1) 表面力

作用在流体表面上,与流体表面积成正比的力叫表面力。表面力又可分解为垂直作用于表面的法向表面力,和平行于表面的切向表面力。

(2) 质量力

作用在流体微团质量中心上,并与流体微团质量成正比的力叫质量力。如重力、惯性力、离心惯性力等。

在直角坐标系中,以 X, Y, Z 表示单位质量力在 x, y, z 轴上的投影,或称为单位质量分力。

在重力场情况下,设 z 轴垂直向上时,则单位质量分力为 $X = Y = 0, Z = -g$ 。

1.1.2 流体静压力

当流体处于静止时,作用于任一点 (x, y, z) 上的作用力为 ΔF ,以该点中心取一微元面积 ΔA ,当 $\Delta A \rightarrow 0$ 时,则 $\frac{\Delta F}{\Delta A}$ 的比值趋近于某一极限值,此极限值在液压流体力学中称为该点的流体静压力,而在一般流体力学中称为流体静压强,以 p 表示。

$$p = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta A} = \frac{dF}{dA} \quad (1.1-1)$$

静压力的量纲为 $[ML^{-1}T^{-2}]$,其单位为帕(Pa)。

在静止流体中,所有切向应力都为零,只有一个流体静压力,而流体静压力与方向无关,所以是一个标量,只是位置坐标的函数,即 $p = p(x, y, z)$ 。

1.1.3 静压力基本方程式

当静止液体只受重力的作用时,静止液体中任一点 n 的静压力为

$$p = p_0 + \rho gh = p_0 + \gamma h \quad (1.1-2)$$

式中 p ——液体中点 n 的静压力;

p_0 ——自由液面上的静压力;

ρ ——液体的密度, $\rho = \text{常数}$;

g ——重力加速度;

γ ——液体的重度, $\gamma = \rho g$;

h ——点 n 到自由液面的垂直淹没深度。

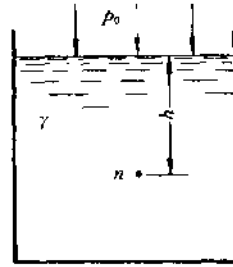


图 1.1-1 液体中的静压力

1.1.4 帕斯卡原理

施加在静止液体任一点的压力,将以同等大小向液体所有方向传递,这就是帕斯卡原理。各类液压机的工作原理就是该原理的工程应用。如图 1.1-2 所示,加于小柱塞上的力 F_1 ,若不计重力及摩擦力时,依帕斯卡原理可获得大柱塞上较大的出力 F_2 ;

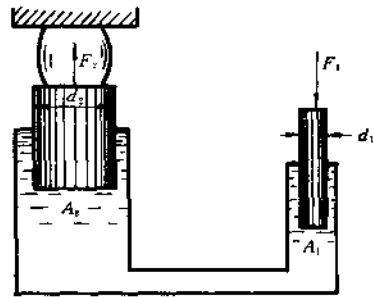


图 1.1-2 液压机的工作原理

$$F_2 = F_1 \left(\frac{A_2}{A_1} \right) = F_1 \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2 \quad (1.1-3)$$

1.1.5 液压工程中的总压力计算

液压工程中计算作用在柱形曲面,或部分球面上的总压力时,因液体自重形成的压力微不足道,故忽略 ρgh 项,此时 p_0 就是工作压力 p ,因此得总压力:

$$F_x = p_x A_x, \quad F_y = p_y A_y \quad (1.1-4)$$

式中 p ——曲面上所受的工作压力;

A_x ——曲面在与 x 轴正交的坐标平面上的投影面积；

A_y ——曲面在与 y 轴正交的坐标平面上的投影面积。

如图 1.1-3 所示的球阀, 当工作压力为 p , 则球阀上所受到的总压力:

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

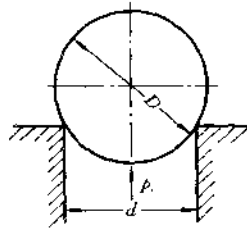


图 1.1-3 球阀上所受的总压力

1.1.6 连续性方程式

连续性方程式就是流体流动过程中的质量守恒定律的一种数学表达式, 见表 1.1-1。

表 1.1-1 连续性方程式

流动类型	可压缩流体非定常流	不可压缩流体
矢量式	$\frac{d\rho}{dt} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) = 0$	$\nabla \cdot \mathbf{v} = 0$
直角坐标系标量式	$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0$	$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0$
圆柱坐标系标量式	$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho r u_r)}{r \partial r} + \frac{\partial(\rho r u_\theta)}{r \partial \theta} + \frac{\partial(\rho u_z)}{\partial z} = 0$	$\frac{\partial(r u_r)}{r \partial r} + \frac{\partial u_\theta}{r \partial \theta} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0$
元管流表达式	$\rho_1 v_1 A_1 = \rho_2 v_2 A_2 = q_m(t)$	$v_1 A_1 = v_2 A_2 = q$
说明: ∇ ——矢量微分算子, 在直角坐标系中为 $\nabla = i \frac{\partial}{\partial x} + j \frac{\partial}{\partial y} + k \frac{\partial}{\partial z};$ u, v, w ——分别为 x, y, z 方向的速度分量; u_r, u_θ, u_z ——分别为圆柱坐标系 r, θ, z 方向的速度分量; A ——过流断面面积; v ——过流断面上的平均流速; $q_m(t)$ ——随时间变化的质量流量。		

1.1.7 纳维-斯托克斯方程

纳维-斯托克斯方程就是粘性不可压缩流体动量守恒的运动方程, 简称 N-S 方程。该方程概括了粘性不可压缩流体流动的普遍规律, 因此具有特别重要的意义。

(1) 矢量式

$$\mathbf{F}_m = \frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \nabla^2 \mathbf{v} = \frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + \nabla \cdot \frac{\mathbf{v} \mathbf{v}}{2} - \mathbf{v} \times (\nabla \times \mathbf{v}) \quad (1.1-5)$$

式中 ∇^2 ——拉普拉斯算子, 在直角坐标系中为

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2};$$

ν ——流体的运动粘度;

\mathbf{F}_m ——质量力;

p ——流体各向同性压力;

\mathbf{v} ——流体速度矢量。

(2) 直角坐标系标量式

$$\left. \begin{aligned} X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \nabla^2 u &= \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \\ Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \nabla^2 v &= \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \\ Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \nabla^2 w &= \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \end{aligned} \right\} \quad (1.1 \quad 6)$$

式中 X, Y, Z ——单位质量的质量力在 x, y, z 方向的分量;

u, v, w ——速度矢量 v 在 x, y, z 方向的分速度。

(3) 圆柱坐标系量式

$$\left. \begin{aligned} R - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \nu \left(\nabla^2 u_r - \frac{2\partial u_\theta}{r^2} - \frac{u_z}{r^2} \right) &= \frac{\partial u_r}{\partial t} - u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + u_\theta \frac{\partial u_r}{r \partial \theta} + u_z \frac{\partial u_r}{\partial z} - \frac{u_\theta^2}{r} \\ \Theta - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{r \partial \theta} + \nu \left(\nabla^2 u_\theta - \frac{2\partial u_r}{r^2} - \frac{u_\theta}{r^2} \right) &= \frac{\partial u_\theta}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} + u_\theta \frac{\partial u_\theta}{r \partial \theta} + u_z \frac{\partial u_\theta}{\partial z} + \frac{u_r u_\theta}{r} \\ Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu (\nabla^2 u_z) &= \frac{\partial u_z}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_z}{\partial r} + u_\theta \frac{\partial u_z}{r \partial \theta} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} \end{aligned} \right\} \quad (1.1 \quad 7)$$

式中 R, Θ, Z ——单位质量的质量力在 r, θ, z 方向的分量;

∇^2 ——拉普拉斯算子, 在圆柱坐标系中为

$$\nabla^2 = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$$

以上三组方程, 若不计粘性的作用, 即设 $\nu = 0$, 则可得相应的理想流体的运动微分方程式, 即欧拉运动微分方程。

数来反映能量守恒定律的一种数学表达式。表 1.1-2 列出不可压缩流体在重力作用下的伯努利方程, 它们反映了沿流管两过流断面或沿流线两点之间的流动参数的能量关系。

1.1.8 不可压缩流体的伯努利方程

伯努利方程是流体流动过程中以其特有的流动参

表 1.1-2 不可压缩流体在重力作用下的伯努利方程

流动类型	伯努利方程
理想流动沿流线的非定常流	$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} + \frac{1}{g} \int_1^2 \frac{\partial u}{\partial t} ds$
理想流体沿流线的定常流	$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g}$
粘性流体沿流管的非定常流	$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{d_1 v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{d_2 v_2^2}{2g} + \frac{1}{g} \int_1^2 \frac{\partial v}{\partial t} ds + h_v$
粘性流体沿流管的定常流	$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g}$
粘性流体沿流管有能量传输的定常流	$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_v \pm E$

续表

说明: Z ——单位重量流体相对于水平参考面的位能, 又称位置水头;
$\frac{p}{\rho g}$ ——单位重量流体的压力势能, 又称压力水头;
$\frac{\alpha v^2}{2g}$ ($\frac{u^2}{2g}$)——单位重量流体的动能, 又称速度水头;
α ——动能修正系数, 对于圆管层流取 $\alpha=2$, 圆管紊流取 $\alpha=1$, 一般 $\alpha_1=\alpha_2$;
v ——流管(或总流)过流断面上的平均流速;
u ——流线上的真实点速, $u=u(x, y, z)$;
$\frac{1}{g} \int_1^2 \frac{\partial v}{\partial t} ds$ ——单位重量流体从断面 1 流到断面 2 时, 克服惯性力做功所需要的能量, 称惯性水头, 对于等径圆管内的流动, $a = \frac{dv}{dt} = \text{常数}$, $\frac{1}{g} \int_1^2 \frac{\partial v}{\partial t} ds = \frac{a}{g} L$, 其中 L 为 1 到 2 断面间的轴线长度;
h_v ——单位重量流体沿流管的能量损失, 又称水头损失, 它又分为沿程损失 h_l 和局部损失 h , 两类, 详见 1.3;
E ——单位重量流体在所取的流动管段内与外界交换的机械能, 当流体向外界输出能量时, 取“+”, 当流体由外界输入能量时, 取“-”。

1.1.9 节流公式

在液压系统中广泛地应用节流器或阻尼小孔来控制流量或压力, 如图 1.1-4 为薄壁节流小孔的流动, 它就是伯努利方程的具体应用。

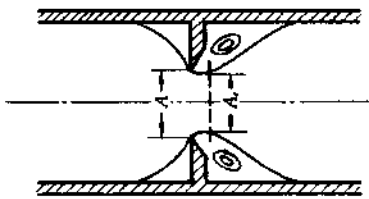


图 1.1-4 节流小孔

(1) 节流公式

$$q = C_c C_v A \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho}} = C_d A \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho}} \quad (1.1-8)$$

式中 C_c ——收缩系数, $C_c = \frac{A_c}{A}$, A_c 为流束收缩断面 C-C 的面积, A 为小孔口的面积;

C_v ——流速系数, 它是实际流速 v 与理想流速 v_T 之比, 即 $C_v = \frac{v}{v_T} \approx \frac{1}{\sqrt{1+\zeta}}$, ζ 为孔口局部阻力系数;

C_d ——流量系数, $C_d = C_c C_v$, 它是实际流量 q 与理论流量 q_T 之比, 即 $C_d = \frac{q}{q_T}$;

Δp ——节流孔前后的压力差。

(2) 节流孔口的出流系数

出流系数是指 C_c , C_v 和 C_d 三个系数的总名称。出流系数是随雷诺数、孔口形状和孔口所处位置不同而异。

对于薄壁锐缘小圆孔口, 出流为完善收缩时, 其出流系数随雷诺数 $(Re = \frac{d \sqrt{2gH}}{\nu})$ 的变化见图 1.1-5 所示。

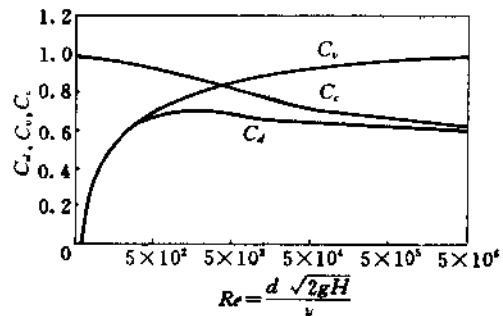


图 1.1-5 薄壁孔口的出流系数

对于低粘度液体通过薄壁小孔口作近似计算时, 常取

$$C_c \approx 0.62 \sim 0.64$$

$$C_v \approx 0.97$$

$$\zeta \approx 0.06$$

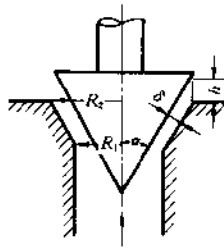
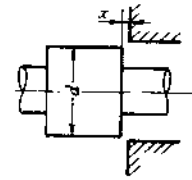
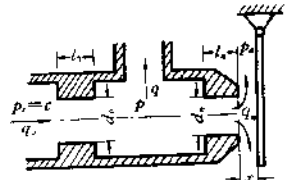
$$C_d \approx 0.6 \sim 0.61$$

(3) 液压阀口的流量系数

在液压阀的设计和计算时, 流量的计算就是应用

节流公式(1.1-8), 计算中 C_d 是个关键的数值。而 阀内流动变得更复杂了, 故阀的 C_d 不能一般而论。阀的种类和形状较多, 不同的液体通过不同阀口时, 使 现将部分学者实验研究结果汇集于表 1.1-3。

表 1.1-3 液流阀的流量系数

类型	图 示	流量系数 C_d
有座面的外流锥阀		$C_d = \left[\frac{24 R_m}{\delta R_e \sin \alpha} \ln \frac{R_1}{R_2} + \zeta_1 \left(\frac{R_m}{R_1} \right)^2 + \zeta_2 \left(\frac{R_m}{R_2} \right)^2 \right]^{1/2}$ <p>式中, $R_m = \frac{R_1 + R_2}{2}$ 为平均半径; δ 为锥阀与阀座之间的间隙;</p> <p>$Re = \frac{q}{2\pi R_m \nu}$ 为雷诺数; ζ_1 为入口处的压力损失系数, 一般取 $\zeta_1 = 0.17$; ζ_2 为出口处的压力损失系数, 一般取 $\zeta_2 = 1 - 1.58$, 当间隙出口处速度呈抛物线分布时, 取 $\zeta_2 = 1.58$, 若速度分布均匀取 $\zeta_2 = 1$</p>
直角棱边滑阀		<p>当 $Re = \frac{2q}{\pi d \nu} > 100$ 时</p> $C_d = 0.67 - 0.74$ <p>式中, d 为阀芯直径。</p>
喷嘴挡板阀		<p>①固定节流孔</p> <p>当 $Re = \frac{v_0 d_0}{\nu} > 2000$ 时</p> $C_{d_0} = 0.886 - 0.040 \sqrt{\frac{l_0}{d_0}}$ <p>式中, v_0, d_0, l_0 分别为固定节流孔的平均流速、直径、节流孔的长度</p> <p>②喷嘴节流孔</p> <p>当 $\frac{x}{d_n} < 0.32$ 时</p> $C_{d_n} = \frac{0.8}{\sqrt{1 + 16 \left(\frac{x}{d_n} \right)^2}}$ <p>式中, x 为喷嘴与挡板的间隙, d_n 为喷嘴节流孔直径。</p>

1.1.10 动量方程

动量方程是动量定律在流体流动中一种数学表达式, 用动量方程求解问题时, 不用顾及流体流动的详细过程, 用它来求解流场中固体壁面受力等问题尤为方便。当流场类型为不可压缩流体定常管流时, 对于控制体固定不动的动量方程, 其表达式如下:

• 矢量式

$$F_m + F_A = \int_A \rho u u dA = \rho q (\beta_2 v_2 - \beta_1 v_1)$$

• 直角坐标系标量式

$$F_{m_x} + F_{A_x} = \rho q (\beta_2 v_{2x} - \beta_1 v_{1x})$$

$$F_{m_y} + F_{A_y} = \rho q (\beta_2 v_{2y} - \beta_1 v_{1y})$$

$$F_{m_z} + F_{A_z} = \rho q (\beta_2 v_{2z} - \beta_1 v_{1z})$$

式中 F_m —— 质力;

F_A —— 表面力;

q —— 通过管流的流量;

β_1, β_2 —— 相应动量修正系数, 对于圆管层流, β_1

$= \beta_2 = 4/3$, 对于圆管紊流, $\beta_1 = \beta_2 \approx 1$,

v 为管流的平均流速

下面举例说明动量方程在液流阀中的应用

(1) 稳态液动力

现以图 1.1-6 所示的四通滑阀为例,当阀芯开度稳定不变时,并不计漏损,因此流出或流入滑阀的流量相等,流经两节流口的平均流速也相等,现取 1、2 两腔油液的外轮廓为控制体,列出这两个控制体沿滑阀轴向的动量方程,可求出阀芯作用于两控制体内油液上的作用力 R_1 , 设 $\beta_1 = \beta_2 = 1$ 时,得

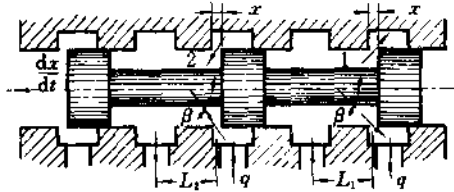


图 1.1-6 四通滑阀上的液动力

$$\begin{aligned} R_1 &= R_{11} + R_2 \\ &= \rho q [(v \cos \beta - 0) + [0 - (-v \cos \beta)]] \\ &= 2 \rho q v \cos \beta \end{aligned}$$

而油液因动量变化作用在阀芯上的轴向力 F_1 与 R_1 大小相等方向相反。

$$F_1 = -R_1 = -2 \rho q v \cos \beta$$

F_1 称为稳态液动力,不论 1 腔(液体自节流口流出),还是 2 腔(液体自节流口流入),它们所产生的液动力的方向始终使阀的开口趋于关闭,而与流动方向无关,故 F_1 又称为关闭力。当 q, v 愈大,射流倾斜角 β 愈小,则稳态液动力愈大。在阀的设计中是不希望

产生这种力的,它不仅影响阀的操纵力,而且是造成阀的不稳定的原因之一,为此已研究多种消除液动力的办法,如消除动量的回流型阀腔和小孔群节流法等。

(2) 瞬态液动力

它是因为阀的开口发生变化时,阀腔内的油液被加速或减速,产生一作用在阀芯上的轴向液动力,它与阀腔内油液的速度变化率有关,与阀口开度本身无关,它是因流场的非定常性而引起的。

如图 1.1-6 所示的情况,假设阀芯在外力作用下向左移动时,两个阀口开度都关小,因此 1 腔内有效流程长度为 L_{11} 的那部分油液将被减速,于是阀芯上将受到一个与油液速度变化率(即减速度)方向相反的轴向作用力 F_{11} 。设通过阀口的流量为 q , 阀腔内油液平均流速为 v , 阀腔的截面积为 A , 因此 1 腔的瞬态液动力为

$$F_{11} = \rho A L_{11} \frac{dv}{dt} = C_d W L_{11} v \sqrt{2 \rho \Delta p}$$

式中 W ——节流口周边宽度;

Δp ——节流口前后压力差;

C_d ——流量系数。

与此同时,2 腔内有效流程长度为 L_{12} 的那部分油液也将被减速,阀芯上又受到一个与油液加速度方向相同的轴向作用力 F_{12} , 即

$$F_{12} = \rho A L_{12} \frac{dv}{dt} = C_d W L_{12} v \sqrt{2 \rho \Delta p}$$

而阀芯上瞬态液动力的作用方向,随流动方向不同而异,具体分析见表 1.1-4。

表 1.1-4 瞬态液动力的方向与效应

液流方向	流出阀腔		流入阀腔	
	关小	开大	关小	开大
图示				
F_i 与 U 之方向	相反	相反	相同	相同
F_i 的效应	阻尼力	阻尼力	负阻尼力	负阻尼力
L_i 的作用	正阻尼长度	正阻尼长度	负阻尼长度	负阻尼长度
L_i 对阀的影响	稳定	稳定	不稳定	不稳定
说明: U 为阀芯移动速度。				

1.1.11 动量矩方程

对于定常流的动量矩方程

$$\begin{aligned}\sum \mathbf{M} &= \int_{A_1} (\mathbf{r} \times \mathbf{u}) \rho u dA \\ &= \int_{A_2} (\mathbf{r} \times \mathbf{u}) \rho u dA - \int_{A_1} (\mathbf{r} \times \mathbf{u}) \rho u dA\end{aligned}$$

式中 $\sum \mathbf{M}$ —— 合外力对 F 坐标原点的合力矩；
 r —— 选定点 O 至流体中任一点的矢径；
 A_2, A_1 —— 流出与流入的控制体表面积。

1.1.12 力学相似及相似准则

(1) 力学相似

力学相似是指实物流动与模型流动在对应点上相应的物理参数都应该有相同的比例关系，力学相似应包含下列三个相似：

A. 几何相似

要求实物流动与模型流动有相似的边界形状，且一切对应的线性尺寸或比例，其基本比例尺为 S_L ，即

$$S_L = \frac{L_p}{L_m}$$

式中 L_p —— 实物流动中的线性长度；
 L_m —— 模型流动中的相应的线性长度。

B. 运动相似

就是实物流动与模型流动的流线应为几何相似，且对应点上的速度又成比例，其基本比例尺为速度比例尺，即

$$S_v = \frac{v_p}{v_m}$$

C. 动力相似

即实物流动与模型流动应受同种力的作用，且对应点上的密度成比例，密度比例尺是其基本比例尺，即

$$S_\rho = \frac{\rho_p}{\rho_m}$$

当实物流动与模型流动为力学相似，则要求它们的弗罗德数、雷诺数、欧拉数等几个相似准则应各自相等。但在实际的模型设计时很难做到这一点，因为它们之间互有矛盾。因此实际的模型设计时，抓住影响流动现象的主要相似准则，而放弃次要的相似准则，这和近似的做法称为近似力学相似。

(2) 相似准则

当模型流动与实物流动满足近似力学相似时，例如液压管流中则只要求它们相应的雷诺数相等即可。因此判断近似力学相似的标准就是按核这些无量纲的相似准则是否相等。一般常用的相似准则见表 1.1-5。

表 1.1-5 常用的相似准则

名称	表达式	物理意义	应用
雷诺(Reynolds)数	$Re = \frac{vL}{\nu}$	$\frac{\text{惯性力}}{\text{粘性力}}$	粘性流动或阻力计算问题
弗罗德(Froude)数	$Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}}$	$\frac{\text{惯性力}}{\text{重力}}$	有自由液面的流动问题
马赫(Mach)数	$Ma = \frac{v}{a}$	$\frac{\text{惯性力}}{\text{弹性力}}$	可压缩流体流动问题
欧拉(Euler)数	$Eu = \frac{p}{\rho v^2}$	$\frac{\text{压力}}{\text{惯性力}}$	一般流体流动问题
韦伯(Webber)数	$We = \frac{\rho v^2 L}{\sigma}$	$\frac{\text{惯性力}}{\text{表面张力}}$	波动或气泡流问题
斯特鲁哈(Strouhal)数	$St = \frac{fL}{v}$	$\frac{\text{当地惯性力}}{\text{换向惯性力}}$	振荡的流动问题
气穴(Cavitation)数	$C = \frac{p - p_v}{\frac{1}{2} \rho v^2}$	$\frac{\text{绝对静压} - \text{蒸汽压}}{\text{动压}}$	气穴流问题
说明： v —— 平均流速； ν —— 流体的运动粘度； a —— 声速； σ —— 表面张力系数； p —— 液体的饱和蒸汽压力； L —— 特征长度； g —— 重力加速度； ρ —— 流体密度； f —— 频率；			

1.2 管 流

1.2.1 流体的两种流动状态

粘性流体按其力学参数(如速度、压力等)在时间与空间中是否发生不规则脉动,分为层流与湍流两种流动状态。

(1) 层流

粘性流体作层流运动时,流体微团间无宏观的互相掺混,其参数没有不规则脉动,流线条不紊,层次分明,摩擦阻力相对于湍流而言就较小。这种流动称为层流。

(2) 湍流

当流体微团间互相掺混作无序地流动,其流速、压力等力学参数在时间和空间中发生不规则脉动的流体运动,称为湍流,又称为紊流。湍流是在大雷诺数下发生的,其基本特征是流体微团运动的随机性。湍流中由于这种随机运动而引起的动量、热量和质量的传递,其传递率比层流高很多。它一方面强化传递和反应的效果;另一方面剧增了摩擦阻力和能量损耗。

1.2.2 雷诺数

雷诺数 Re 是一个反映粘性力相似的相似准则,它是流体惯性力与粘性力之比的无量纲数。

$$Re = \frac{\rho L^2 v^2}{\mu L v} = \frac{vL}{\nu} \quad (1.2-1)$$

由(1.2-1)式可知,当雷诺数很小时,相对于惯性力而言,流体的粘性力的作用是主要的,整个流动中粘性力起主导作用。反之,当雷诺数很大时,说明惯性力是主要的,粘性力只在边界层或速度梯度较大的流动区域才有作用。

对于圆管流动时,其特征长度 L 为圆管的内径 d ,

此时

$$Re = \frac{vd}{\nu} \quad (1.2-2)$$

(1) 水力直径

对于非圆形管道的雷诺数表达式中的特征长度则用水力直径 d_H 来表示,即

$$d_H = 4 \frac{A}{x} \quad (1.2-3)$$

式中 A ——过流断面面积;

x ——过流断面上流体与固体相润湿的周长,称为湿周。

水力直径 d_H 是一个反映过流断面上水力特性的综合参数。在液压元件设计中常用到,如设计液压阀的过流断面时,应使 d_H 愈大愈好,这样的断面其过流能力大而阻力小。而在设计阻尼元件时应使 d_H 小些。常用管道的水力直径见表 1.2-1。

(2) 临界雷诺数

当流体的惯性力与粘性力之比不同时,流动状态会互相转变,判别流动状态转变时的雷诺数,称之为临界雷诺数。当流动由层流转变为湍流时的雷诺数,称为上临界雷诺数,而由湍流转变为层流时数值,称为下临界雷诺数 Re_{c0} 。

在工程设计中,只按下临界雷诺数 Re_c 来判别流动状态。

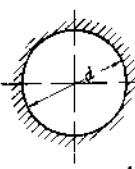
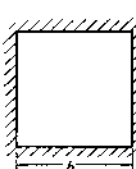
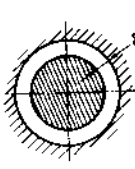

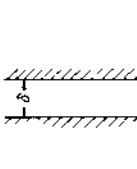
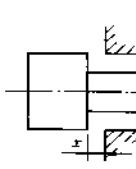
当 $Re < Re_c$ 时,流动是层流;

当 $Re > Re_c$ 时,流动是湍流。

几种常用的管道的下临界雷诺数 Re_c 值见表 1.2-1。

在自然界中,多数流动为湍流,而在液压工程中,由于管径或缝隙尺寸较小,流速较低,而油液的粘度又较大时,则常出现层流。

表 1.2-1 几种管道的水力直径与下临界雷诺数

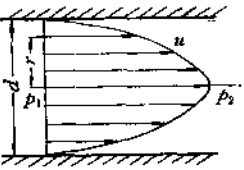
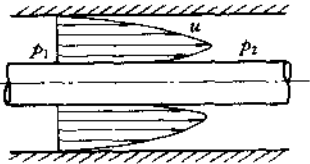
断面形状	圆 管	正 方 形	同心缝隙	偏心缝隙	平行平板	滑阀开口
图 示						
水力直径 d_H	d	b	2δ	$D-d$	2δ	$2x$
$Re_c = \frac{vd_H}{\nu}$	2300	2070	1100	1000	1000	260
说明:均适用于满管流动						

1.2.3 圆管层流

在液压管道中由于雷诺数小于 2300, 经常出现层

流。圆管中完全展开的层流的真实点速 u 是按抛物物
线规律分布, 见表 1.2-2。

表 1.2-2 圆管与同心套管间的层流

流速分布图	真实点速 u	流量 q
	$\frac{\Delta p}{4\mu l} \left(\frac{d^2}{4} - r^2 \right)$	$\frac{\pi d^4 \Delta p}{128 \mu l}$
	$\frac{\Delta p}{4\mu l} \left[R_2^2 - r^2 + \frac{R_2^2 - R_1^2}{\ln \frac{R_2}{R_1}} \ln \frac{r}{R_2} \right]$	$\frac{\pi \Delta p}{8\mu l} \left[R_2^4 - R_1^4 - \frac{(R_2^2 - R_1^2)^2}{\ln \frac{R_2}{R_1}} \right]$
说明: d ——圆管内径; r ——管内任一点的半径; R_1 ——小圆管半径; R_2 ——大圆管半径。		

1.2.4 同心套管间环形截面的轴向层流

同心套管间环形截面的轴向层流的真实点速 u
与流量 q 的公式见表 1.2-2。

1.2.5 圆管湍(紊)流

图 1.2-1 所示为流体作准定常湍流运动时, 任一点处所测得的真实点速 u 随时间变化的情况。这种流动参数(如 u)随时间不规则变化, 称为脉动。虽然 u 连续地随时间变化, 但这种变化始终围绕某一平均

真实点速对时间的平均值, 称为时均点速

$$\bar{u} = \frac{\int_0^T u dt}{T} \quad (1.2-4)$$

式中 \bar{u} ——时均点速, $\bar{u} = f(x, y, z)$;
 u ——真实点速, $u = f(x, y, z, t)$;
 T ——确定时均值所取的时间。

其它参数也都采用这种时均化处理法, 工程上所论述的湍流都是这种均化的湍流。

(1) 圆管湍流结构

圆管中的湍流可分为三层, 见图 1.2-2。

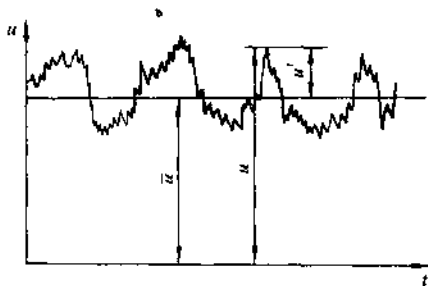


图 1.2-1 湍流中某点处的速度波动

值 \bar{u} 上下跳动。因此工程中常采一种时均化方法, 它将湍流真实点速 u 表示为时均点速 \bar{u} 与脉动速度 u' 之和, 即

$$u = \bar{u} + u'$$

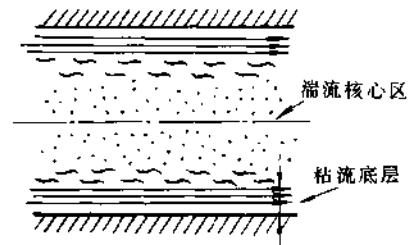


图 1.2-2 圆管湍流结构

A. 粘性底层

在紧靠管内壁处, 流体微团的不规则和横向运动

均受到壁的限制,流动主要受粘性支配呈现层流流动,故这一极薄层称为粘性底层。其厚度为

$$\delta_v \approx 30 \frac{d}{Re \sqrt{\lambda}} \quad (1.2-5)$$

式中 d ——圆管内径;

Re ——雷诺数, $Re = \frac{vd}{\nu}$;

λ ——圆管的沿程阻力系数,见表 1.3-1。

B. 湍流核心区

圆管中心区,流体微团的无序脉动和动量交换都得到充分地发展,这个区称为湍流核心区。

C. 过渡区

在粘性底层与湍流核心区之间有一个界限不很分明的过渡区,此区的流态仍为湍流。

(2) 流速分布

由于湍流的流动规律极其复杂,至今仍无一个完整的理论公式来表达湍流的流速分布。现介绍一个适用于光滑管湍流(详见 1.3.1)的指数公式

$$u = u_{\max} \left(\frac{y}{R} \right)^n \quad (1.2-6)$$

式中 u ——时均点速(以后全按时均化的流来讨论分析,不再标出时均参数的一标符号“—”)

u_{\max} ——管中心轴上的最大时均点速;

y ——管中任一点距管壁的垂直距离;

R ——管道的内半径;

n ——与雷诺数有关的指数,可查表 1.2-3,亦可用下式计算

$$n \approx \left(3.4 + \sqrt{\frac{6Re}{45}} \right)^{-1}$$

表 1.2-3 光滑管湍流的指数公式的指数

雷诺数 Re	4×10^3	2.3×10^4	1.1×10^5	1.1×10^6	$(2 \sim 3.2) \times 10^6$
指数 n	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{6.6}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{8.8}$	$\frac{1}{10}$
平均流速与最大点速之比 $\frac{v}{u_{\max}}$	0.793	0.806	0.82	0.854	0.862

由于湍流有充分动量交换,故流速分布较层流均匀,如图 1.2-3 所示。

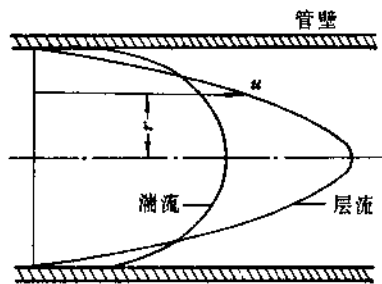


图 1.2-3 湍流与层流的速度分布

(3) 切应力

湍流时的切应力,除粘性切应力外,更主要的是由流体微团间掺混而产生的动量交换所引起的湍动切应力(雷诺应力),致使其能量损失比层流的大。

1.2.6 流动起始段

流体由足够大的贮箱经光滑的入口以均匀的流速流入圆管后,沿途因管内壁处的边界层的影响逐渐地向中心扩展,沿途流速分布是变化的,一直到使管道的

流速分布完全达到层流(或湍流)的典型速度分布形状,见图 1.2-4。这段距离称为起始段长度 l_e ,在起始段内壁面附近的速度梯度很大,摩擦损失也就很大。起始段以后的流动,称为完全展开的层流或湍流。层流与湍流的起始段长度见表 1.2-4。

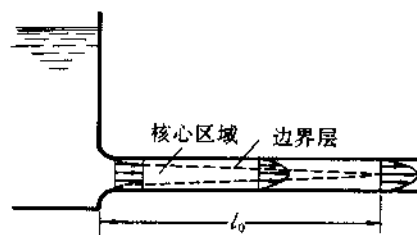


图 1.2-4 起始段的流动

1.2.7 管道中的压力瞬变

当管道中的阀门骤然关闭或开启时,管中液体的压力发生急剧交替升降的阻尼波动过程称为液压冲击(或水锤)现象。液压冲击是管道中的非定常流问题,是一种瞬变的动态过程。

表 1.2-4 起始段长度 L_e

管道类型	圆管	平行平板间的缝隙
层流起始段长度	$0.026 Re d$	$0.0156 Re \delta$
湍流起始段长度	$0.693 Re^{1/4} d$	$0.33 Re \delta$
说明	$Re = \frac{vd}{\nu}$ d ——管内径	$Re = \frac{2v\delta}{\nu}$ δ ——两板间距

当阀门骤然关闭时,管中原来动能将转变为压势能,在阀门前将出现压力升高,其值有可能危及液压系统的元件,并伴有振动与噪声。反之当阀门骤然开启时,则会出现压力降低,当其绝对压力低于液体的饱和蒸汽压力时,则会发生气穴现象。这都将会影响液压系统的正常工作。这两种骤然开或关所发生的液压冲击,都称为直接液压冲击,其压力升降见图 1.2-5。

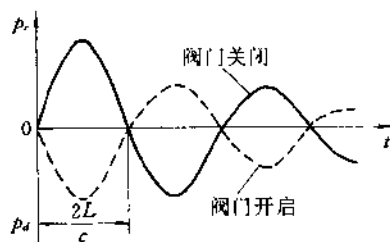


图 1.2-5 液压冲击的压力变化

当阀门开关时不是瞬时骤然动作,其开关时间 t 大于 $t_c = 2L/c$ 的情况所发生的液压冲击,称为间接液压冲击,其危害性较直接液压冲击要小。

(1) 直接液压冲击的最大压力计算

当阀门骤然关或开时,即阀门动作时间 $t < t_c = 2L/c$,则管道内产生的最大压力升高为 p_{rmax} 或最大压力降低为 p_{dmax} 。

A. 等径直管端阀门骤然关闭

当管道中液体以平均流速 v 流动着,管端阀门骤然关闭,运动着的液体冲击关闭了的阀门,将动能转变为压势能,而使被压缩的液体段的压力增为最大压力升高 p_{rmax} 。

$$p_{rmax} = \rho v a = \rho v \sqrt{\frac{K}{\rho} \left(1 + \frac{K}{E} \frac{d}{\delta}\right)^{-1/2}} \quad (1.2-7)$$

式中 ρ ——液体的密度;
 v ——管中原来流动时的平均流速;
 a ——液体中压力波传播速度

$$a = \sqrt{\frac{K}{\rho} \left(1 + \frac{K}{E} \frac{d}{\delta}\right)^{-1/2}}$$

K ——液体的体积弹性模数,对液压油取

$$K = 1700 \text{ MPa};$$

E ——管材的弹性模数,见表 1.2-5;

d ——管道内径;

δ ——管壁厚度。

表 1.2-5 常用管材的弹性模数 E

管壁材料	钢	黄铜	紫铜	铝合金
E/MPa	2.1×10^5	1×10^5	1.2×10^5	7.2×10^4

压力波来回一次称为相长 $t_c = 2L/a$,见图 1.2-6。

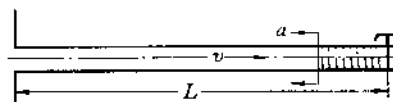


图 1.2-6 等径直管口的液压冲击

B. 串联管端阀门骤然关闭

在图 1.2-7 所示的串联管道中,当末端阀门骤然关闭时所发生的最大压力升高为

$$p_{rmax} = \rho a v_0 = \rho a \left(\frac{v_1 l_1 + v_2 l_2 + v_3 l_3 + \dots}{L_a} \right) \quad (1.2-8)$$

式中 $V_0 = \left(\frac{v_1 l_1 + v_2 l_2 + v_3 l_3 + \dots}{L_a} \right)$

l_1, l_2, l_3, \dots ——各串联管道的长度;

v_1, v_2, v_3, \dots ——各串联管道的相应的平均流速;

L_a ——各串联管道的总长

$$L_a = l_1 + l_2 + l_3 + \dots$$

C. 等径直管端阀门骤然开启

在等径直管末端阀门骤然开启时,出现的最大压力降低为

$$p_{dmax} = \sqrt{p_{rmax}^2 \left(1 + \frac{p_{rmax}^2}{4 p_0^2}\right)} - \frac{p_{rmax}^2}{2 p_0} \quad (1.2-9)$$

式中 p_0 ——管中原来的工作压力;

p_{rmax} ——按式(1.2-7)计算。

D. 串联管端阀门骤然开启

其最大压力降低仍用式(1.2-9),其中最大压力升高 p_{rmax} 应按式(1.2-8)的串联管的情况来计算, p_0 则应按串联管内的原来工作压力计算。

(2) 间接液压冲击时压力计算

实际上阀门的开或关,总是有一定的时间 t ,当 $t > t_c$ 时,其产生的压力降低或升高都不会达到骤时开关的最大值,这种有一定动作时间的开或关就简称为“慢”开或“慢”关。

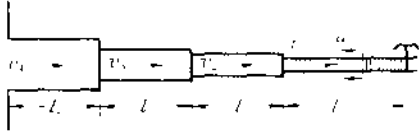


图 1.2-7 串联管中的液压冲击

A. 等径直管端阀门“慢”关($t > t_c$)

此时管中的压力升高为

$$p_r = p_1 - p_0 - \sqrt{p_r^2 - p_1^2} \quad (1.2-10)$$

式中 $p_r = p_1 + p_2$

$$p_1 = p_0 + p_{rmax} = p_0 + \rho v a$$

$$p_2 = \rho^2 v^2 \left(a - \frac{2L}{t} \right)^2 / 2\rho_0$$

L ——直管长度;

t ——阀门关闭时间。

B. 串联管端阀门“慢”关($t > t_c$)

$$p_r = p_r - p_0 - \sqrt{p_r^2 - p_1^2} \quad (1.2-11)$$

式中 $p_r = p_1 + p_2$

$$p_1 = p_0 + \rho a \left(\frac{v_1 l_1 + v_2 l_2 + v_3 l_3 + \dots}{L_a} \right)$$

$$p_2 = \rho^2 v^2 \left(a - \frac{2L}{t} \right)^2 / 2\rho$$

$$L_a = l_1 + l_2 + l_3 + \dots$$

C. 等径直管端阀门“慢”开($t > t_c$)

管中压力降低为

$$p_d = \frac{2vL\rho}{t} \sqrt{1 + \left(\frac{vL\rho}{p_0 t} \right)^2} - \frac{2}{p_0} \left(\frac{vL\rho}{t} \right)^2 \quad (1.2-12)$$

式中 L ——直管长度;

t ——阀门开启时间。

D. 串联管端阀门“慢”开($t > t_c$)

串联管中压力降低为

$$p_d = \frac{2v_a L_a \rho}{t} \sqrt{1 + \left(\frac{v_a L_a \rho}{p_0 t} \right)^2} - \frac{2}{p_0} \left(\frac{v_a L_a \rho}{t} \right)^2 \quad (1.2-13)$$

$$\text{式中 } v_a = \left(\frac{v_1 l_1 + v_2 l_2 + v_3 l_3 + \dots}{l_1 + l_2 + l_3 + \dots} \right)$$

$$= \left(\frac{v_1 l_1 + v_2 l_2 + v_3 l_3 + \dots}{L_a} \right)$$

t ——阀门开启时间。

(3) 等径直管内的液压冲击计算实例

见表 1.2-6。

表 1.2-6 液压冲击计算实例

已知参数	
工作介质: 液压油; 密度 $\rho = 880 \text{ kg/m}^3$; 体积弹性模数 $K = 1700 \text{ MPa}$; 管中平均流速 $v = 5 \text{ m/s}$, 工作压力 $p_0 = 41 \text{ MPa}$ 。	
管道材料: 钢管, 钢管弹性模数 $E = 2.1 \times 10^5 \text{ MPa}$; 管内径 $d = 12.7 \text{ mm}$; 管壁厚度 $\delta = 2.8 \text{ mm}$; 管长 $L = 12 \text{ m}$ 。	
计算结果	
①	$a = \sqrt{\frac{K}{\rho} \left(1 + \frac{K d}{E \delta} \right)^{-1/2}} = \sqrt{\frac{1.7 \times 10^9}{880} \left(1 + \frac{1.7 \times 10^9}{2.1 \times 10^{11}} \times \frac{12.7}{2.8} \right)^{-1/2}} = 1365 \text{ m/s}$
②	$t_c = \frac{2L}{a} = \frac{2 \times 12}{1365} = 0.0176 \text{ s}$
假设阀门骤关, 得最大压力升高	
③	$p_{rmax} = \rho v a = 880 \times 1365 \times 5 = 6.006 \text{ MPa}$
设阀门动作时间 $t = 0.1 \text{ s}$, 阀门“慢”关($t > t_c$)	
	$p_1 = p_0 + p_{rmax} = 41 + 6 = 47 \text{ MPa}$
	$p_2 = \left(a - \frac{2L}{t} \right)^2 \frac{(\rho v)^2}{2\rho_0} = \left(1365 - \frac{2 \times 12}{0.1} \right)^2 \frac{(880 \times 5)^2}{2 \times 41 \times 10^6} = 298811 \text{ Pa} \approx 0.3 \text{ MPa}$
	$p_r = p_1 + p_2 = 47 + 0.3 = 47.3 \text{ MPa}$
④	$p_r = p_r - p_0 - \sqrt{p_r^2 - p_1^2} = 47.3 - 41 - \sqrt{47.3^2 - 47^2} = 0.981 \text{ MPa}$

续表

假设阀门骤开,得最大压力降低

$$\textcircled{2} p_{d\max} = \sqrt{p_{\max}^2 \left(1 + \frac{p_{\max}^2}{4\rho_0^2}\right)} - \frac{p_{\max}}{2\rho_0} = \sqrt{6^2 \left(1 + \frac{6^2}{4 \times 41^2}\right)} - \frac{6^2}{2 \times 41} = 5.58 \text{ MPa}$$

设阀门“慢”开($t > t_c$)

$$\textcircled{3} p_d = \frac{2vL\rho}{t} \sqrt{1 + \left(\frac{vL\rho}{p_0 t}\right)^2} - \frac{2}{p_0} \left(\frac{vL\rho}{t}\right)^2 = \frac{2 \times 5 \times 12 \times 880}{0.1} \sqrt{1 + \left(\frac{5 \times 12 \times 880}{41 \times 10^6 \times 0.1}\right)^2} - \frac{2}{41 \times 10^6} \left(\frac{5 \times 12 \times 880}{0.1}\right)^2 = 1.049 \text{ MPa}$$

(4) 液压冲击的防止措施

当液压系统发生液压冲击时,会产生噪声、振动,甚至损坏系统元件及管道,为了保持系统的正常工作,应尽量削减其影响。常用的措施为:

- 尽可能地使阀门动作平缓,如换向阀中采用带锥台肩的阀芯,或采用可调先导式液控换向阀控制主阀芯的切换速度,以缓和液压冲击。

- 在紧靠液冲击源附近设置卸荷阀。

- 在易产生液冲击源(如阀门)前设置吸冲击压力的蓄能器。

- 按各类管件选用合理的流速。

1.3 管道中的压力损失

粘性流体在管道内流动时,都要受到与流动方向相反的流体阻力,消耗能量,而以压力降反映出来,故称为压力损失,或水头损失。

管流的压力损失分为沿程压力损失和局部压力损失两种。

1.3.1 沿程压力损失

(1) 圆管的沿程压力损失

圆管内流动的流体,由于克服粘性力而引起的压力损失,称沿程压力损失 Δp_f ,可按达西公式计算

$$\Delta p_f = \lambda \frac{L}{d} \frac{\rho v^2}{2} \quad (1.3-1)$$

以水头损失 h_f 表示为

$$h_f = \lambda \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g} \quad (1.3-2)$$

式中 λ ——沿程阻力系数,它是雷诺数 Re 和相对粗糙度 Δ/d 的函数;

L ——圆管的沿程长度;

d ——圆管内径;

v ——管内平均流速;

ρ ——流体密度。

(2) 水力光滑管与水力粗糙管

A. 水力光滑管

当粘性底层 δ_v (见 1.2-5 式) 大于管内壁绝对粗糙度 Δ 时,其管称为水力光滑管,此种流动时的沿程阻力系数 λ 不受管壁粗糙度的影响,即 $\lambda = f(Re)$ 。

B. 水力粗糙管

当粘性底层 δ_v 小于管内壁绝对粗糙度 Δ 的管流,称为水力粗糙管,这时的沿程阻力系数 λ 则受内壁粗糙度的影响,即 $\lambda = f(Re, \Delta/d)$ 。

C. 阻力平方区

此区的沿程阻力系数只与相对粗糙度 Δ/d 有关,即 $\lambda = f(\Delta/d)$ 。而与雷诺数 Re 无关,又称为自动模型区。

(3) 沿程阻力系数

一般而言,沿程阻力系数 λ 是雷诺数 Re 和相对粗糙度 Δ/d 的函数。

圆管的沿程阻力系数 λ 可按表 1.3-1 中的不同公式来计算,或按摩迪 (Moody) 的图 1.3-1 直接查得。

不同管材内壁绝对粗糙度 Δ , 又称为当量粗糙度,它们随管材及新旧程度不同而异,见表 1.3-2。

(4) 非圆管的沿程压力损失

对于非圆管的沿程压力损失计算,仍可用达西公式

$$\Delta p_f = \lambda \frac{L}{d_H} \frac{\rho v^2}{2} \quad (1.3-3)$$

式中 d_H ——非圆管的水力直径,见表 1.3-3。

非圆管层流时的沿程阻力系数 λ , 见表 1.3-3, 它随过流断面不同而异。湍流时的沿程阻力系数 λ 计算时,则以水力直径 d_H 代替表 1.3-1 所列公式中的直径 d , 即可近似地应用。

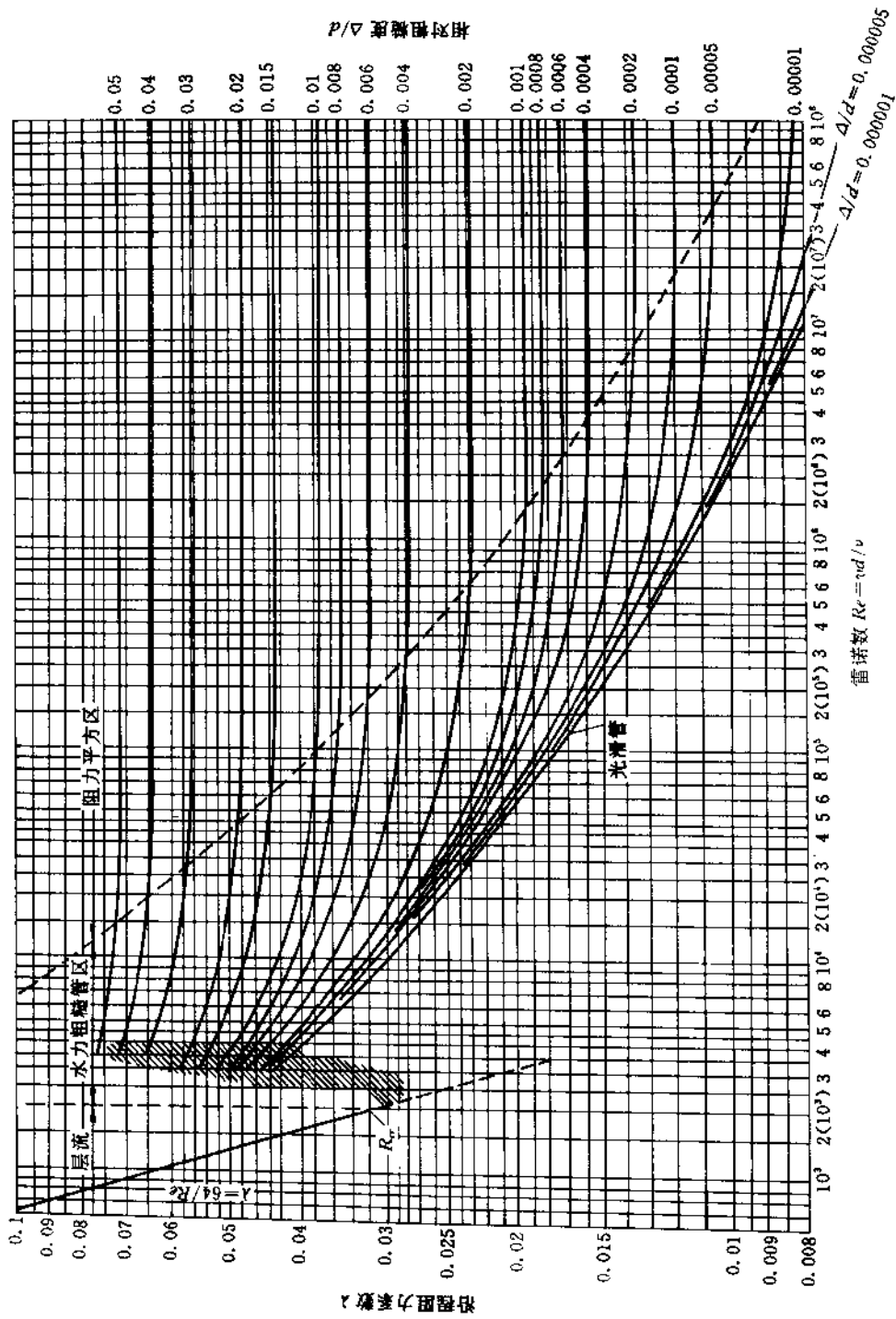


图 1.3-1 沿程阻力系数 $\lambda = f(Re, \frac{\Delta}{d})$

表 1.3-1 圆管的沿程阻力系数 λ 的计算公式

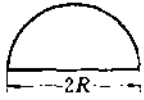
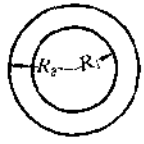
流动区域		雷诺数范围		λ 计算公式
层流		$Re < 2320$		$\lambda = \frac{64}{Re}$
湍流	水力光滑管区	$Re < 22 \left(\frac{d}{\Delta}\right)^{8/7}$	$3000 < Re < 10^5$	$\lambda = 0.3164 / Re^{0.25}$
			$10^5 \leq Re \leq 10^9$	$\lambda = 0.308 / (0.842 - \lg Re)^2$
	水力粗糙管	$22 \left(\frac{d}{\Delta}\right)^{8/7} < Re \leq 590 \left(\frac{d}{\Delta}\right)^{9/8}$	$\lambda = \left[1.14 - 2 \lg \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{21.25}{Re^{0.9}} \right) \right]^{-2}$	
阻力平方区		$Re > 590 \left(\frac{d}{\Delta}\right)^{9/8}$		$\lambda = 0.11 \left(\frac{\Delta}{d}\right)^{0.25}$

表 1.3-2 管材内壁绝对粗糙度 Δ

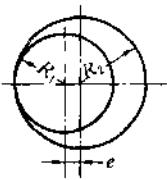
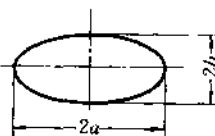
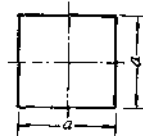
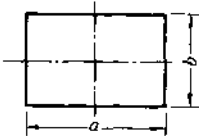
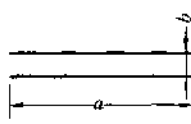
材料	管内壁状态	绝对粗糙度 Δ /mm	材料	管内壁状态	绝对粗糙度 Δ /mm
铜	冷拔铜、黄铜管	0.0015~0.01	铸铁	铸铁管	0.25
铝	冷拔铝、铝合金管	0.0015~0.06	塑料	光滑塑料管	0.0015~0.01
钢	冷拔无缝钢管	0.01~0.03		$d = 100\text{mm}$ 的波纹管	5~8
	热拉无缝钢管	0.05~0.1	$d \geq 200\text{mm}$ 的波纹管	15~30	
	轧制无缝钢管	0.05~0.1	橡胶	光滑橡胶管	0.006~0.07
	镀锌钢管	0.12~0.15		含有加强钢丝的胶管	0.3~4
	涂沥青的钢管	0.03~0.05	玻璃	光滑玻璃管	0.0015~0.01
波纹管	0.75~7.5				

说明: 以上管子都指新管而言。

表 1.3-3 非圆管层流的阻力系数

截面形状	面积 A 与水力直径 d_H	沿程阻力系数 λ 进口局部阻力系数 ζ		
		R_1/R_2	λRe	ζ
半圆 	$A = \frac{\pi R^2}{2}$ $d_H = \frac{2\pi R}{\pi + 2}$		$\lambda = \frac{63.07}{Re}$ $\zeta = 1.463$	
圆环 	$A = \pi(R_2^2 - R_1^2)$ $d_H = 2(R_2 - R_1)$	0.00	64	1.25
		0.05	86.27	0.83
		0.10	89.37	0.784
		0.50	95.25	0.688
		1.00	96.00	0.674

续表

截面形状	面积 A 与水力直径 d_H	沿程阻力系数 λ 进口局部阻力系数 ζ		
		a/b	λRe	ζ
偏心圆环 	$A = \pi(R_2^2 - R_1^2)$ $d_H = 2(R_2 - R_1)$		$\lambda \approx 96/Re(1 + 1.5\epsilon^2)$ 其中 $\epsilon = \frac{e}{R_2 - R_1}$	
椭圆 	$A = \pi ab$ 当 $0.1 < a/b < 10$ 时 $d_H \approx \frac{4ab}{a+b} \left(\frac{64 - 16c^2}{64 - 3c^4} \right)$ 其中 $c = (a - b)/(a + b)$		$\lambda = \frac{8d_H^2(a^2 + b^2)}{Re(ab)^2}$	
正方形 	$A = a^2$ $d_H = a$		$\lambda = \frac{56.91}{Re}$ $\zeta = 1.433$	
矩形 	$A = ab$ $d_H = \frac{2ab}{a+b}$	1.0 2.0 5.0	56.91 62.19 76.28	1.433 1.281 0.931
		当 $\frac{b}{a} \leq 1.0$ $\lambda = \frac{64}{Re \left[\frac{2}{3} + \frac{11}{24} \frac{b}{a} \left(2 - \frac{b}{a} \right) \right]}$		
两无限长平行板 $a \gg b$ 	$A = ab$ $d_H = 2b$		$\lambda = \frac{96}{Re}$ $\zeta = 0.64 + \frac{38}{Re}$	

1.3.2 局部压力损失

当流体流经局部的管件(如阀门、弯头等),而使流体流速的大小或方向或二者均发生变化,致使局部的流体发生动量交换和涡旋。从而消耗能量,产生局部压力降,称为局部压力损失,或局部水头损失。

一般局部压力损失或局部水头损失可按下列公式计算

$$\Delta p_r = \zeta \frac{\rho v^2}{2} \quad (1.3-4)$$

$$h_r = \zeta \frac{v^2}{2g} \quad (1.3-5)$$

式中 ζ ——局部阻力系数,它与管件的形状、雷诺数有关;

v ——平均流速,除特殊注明外,一般均指局部管件后的过流断面上的平均流速。

(1) 局部阻力系数

除了突然扩大管件的局部阻力系数外,一般局部阻力系数 ζ 都是由实验测得,或用一些经验公式计算。而且大部分的局部阻力系数都是指湍流的,层流的资料很少。

A. 突然扩大局部阻力系数的理论公式

层流 如图 1.3-2 所示,当 $Re < 2320$ 时,对大管的平均流速而言的突然扩大的局部阻力系数,作者通过理论分析提出了理论计算公式为

$$\zeta_L = \frac{2}{3} \left(3 \frac{A_2}{A_1} - 1 \right) \left(\frac{A_2}{A_1} - 1 \right) \quad (1.3-6)$$

湍流 对大管平均流速的突然扩大局部阻力系数

$$\zeta_T = \left(\frac{A_2}{A_1} - 1 \right)^2 \quad (1.3-7)$$

突然扩大局部阻力系数亦可查表 1.3-4。

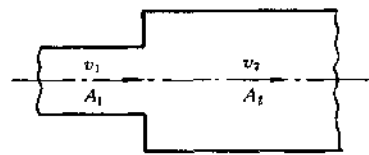


图 1.3-2 管道的突然扩大

B. 进口局部阻力系数

各种进口型式的局部阻力系数,见表 1.3-5 及表 1.3-3。

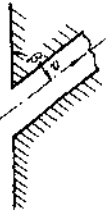
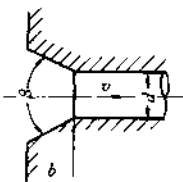
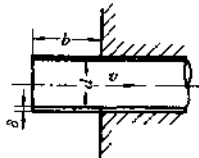
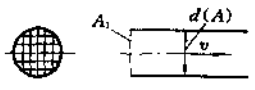
表 1.3-4 突然扩大局部阻力系数

A_2/A_1	1.5	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ζ_L	1.66	3.33	10.6	22	37.33	56.66	80	107.33	138.6	174
ζ_T	0.25	1	4	9	16	25	36	49	64	81

表 1.3-5 进口局部阻力系数

进口型式	局部阻力系数 ζ									
尖角进口 	$\zeta = 0.5$									
圆角进口 	r/d	0	0.01	0.02	0.04	0.06	0.08	0.12	0.16	>0.16
	ζ	0.5	0.43	0.36	0.26	0.20	0.15	0.09	0.06	0.03

续表

进口型式	局部阻力系数 ζ								
斜角进口 	$\zeta = 0.5 + 0.3\cos\beta + 0.2\cos^2\beta$								
	β°	10	20	30	45	60	70	80	90
	ζ	0.99	0.96	0.91	0.81	0.70	0.63	0.56	0.5
锥形进口 	ζ								
	$\frac{b}{d}$	β°							
		0	10	20	40	60	100	140	180
	0.05	0.5	0.45	0.41	0.33	0.30	0.35	0.42	0.5
	0.10	0.5	0.39	0.32	0.22	0.18	0.27	0.38	0.5
	0.15	0.5	0.37	0.27	0.16	0.16	0.25	0.37	0.5
0.60	0.5	0.27	0.18	0.11	0.12	0.23	0.36	0.5	
尖角外伸进口 	ζ								
	$\frac{\delta}{d}$	b/d							
		0.005	0.01	0.1	0.50	>0.5			
	0.01	0.54	0.57	0.71	0.86	0.86			
	0.02	0.51	0.52	0.60	0.72	0.72			
	0.03	0.50	0.51	0.54	0.61	0.61			
	0.05	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50			
带丝网的进口 	A_1/A	1	0.8	0.7	0.5	0.4	0.3	0.2	0.1
	ζ	1	1.1	1.2	2	3.2	6.2	15	80
	适用于 $Re = \frac{v\delta}{\nu} \geq 400$, δ ——金属丝的直径; A_1 ——丝网眼孔有效过流面积; A ——管道的过流断面面积。								
说明:表中 ζ 值是对管中流速 v 而言。									

C. 出口局部阻力系数

见表 1.3-6。

D. 弯头与折管的局部阻力系数

单独的弯头或折管的局部阻力系数都由实验测得,其值见表 1.3-7。

当两个弯头相距 $L < 30d$ 组合使用时,不能简单地用 2ζ , 叠加来计算,因组合的型式与间距对流动均有影响,故组合后的阻力系数为

$$\zeta = 2k\zeta_1$$

式中 ζ ——两弯头组合后的局部阻力系数;

k ——干扰系数,查表 1.3-8;

ζ_1 ——单独弯头的局部阻力系数,查表 1.3-7。

E. 渐变圆管的局部阻力系数

见表 1.3-9,它们的 ζ 值都是对小管中的平均流速而言。

F. 三通的局部阻力系数

三通的阻力系数与联接型式有关,见表 1.3-10,

表 1.3-6 出口局部阻力系数

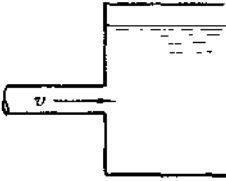
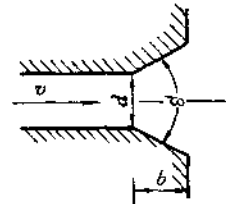
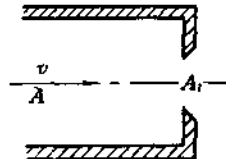
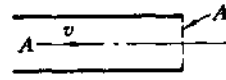
出口型式	局部阻力系数 ζ										
流入大箱的出口 	$\zeta = 1$										
扩张圆锥出口 	$\frac{b}{d}$	β									
		4°	6°	8°	10°	12°	16°	20°	24°	30°	
		1	1.15	1.03	0.90	0.80	0.72	0.59	0.55	0.55	0.58
		2	0.91	0.73	0.60	0.52	0.46	0.41	0.42	0.49	0.62
		4	0.57	0.42	0.34	0.29	0.27	0.29	0.35	0.47	0.66
		6	0.34	0.25	0.22	0.20	0.22	0.29	0.38	0.50	0.67
10	0.20	0.15	0.14	0.16	0.18	0.26	0.35	0.45	0.60		
锐边孔出口 	$\frac{A_1}{A}$	0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	0.1	
	ζ	1.73	2.65	3.7	5.8	2.25	15	28.1	66.6	279	
经栅栏的出口 	$\frac{A_1}{A}$	0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	0.1	
	ζ	1.9	3	4.2	6.2	9.0	15	35	70	82.9	
说明:表中 ζ 值是对管中流速 v 而言。											

表 1.3-7 弯头与折管的局部阻力系数

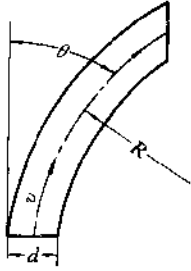
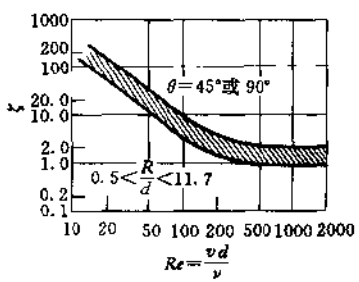

弯折型式	局部阻力系数 ζ																																																																																								
圆滑弯头 	A. 层流 ($Re < 2000; 0.5 < \frac{R}{d} < 11.7$) 																																																																																								
	B. 紊流 ($Re \geq 4000; \frac{R}{d} \geq 1.8$)																																																																																								
	<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="3">$\frac{R}{d}$</th> <th colspan="3">$Re = 10^4$</th> <th colspan="3">$Re = 10^5$</th> <th colspan="3">$Re = 10^6$</th> </tr> <tr> <th colspan="3">θ</th> <th colspan="3">θ</th> <th colspan="3">θ</th> </tr> <tr> <th>45°</th> <th>90°</th> <th>180°</th> <th>45°</th> <th>90°</th> <th>180°</th> <th>45°</th> <th>90°</th> <th>180°</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>0.21</td> <td>0.48</td> <td>0.53</td> <td>0.14</td> <td>0.33</td> <td>0.38</td> <td>0.10</td> <td>0.25</td> <td>0.29</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>0.18</td> <td>0.31</td> <td>0.37</td> <td>0.12</td> <td>0.20</td> <td>0.24</td> <td>0.09</td> <td>0.16</td> <td>0.18</td> </tr> <tr> <td>4</td> <td>0.11</td> <td>0.32</td> <td>0.52</td> <td>0.13</td> <td>0.21</td> <td>0.35</td> <td>0.21</td> <td>0.14</td> <td>0.23</td> </tr> <tr> <td>6</td> <td>0.21</td> <td>0.38</td> <td>0.72</td> <td>0.17</td> <td>0.24</td> <td>0.51</td> <td>0.11</td> <td>0.16</td> <td>0.33</td> </tr> <tr> <td>8</td> <td>0.28</td> <td>0.46</td> <td>—</td> <td>0.20</td> <td>0.31</td> <td>0.63</td> <td>0.12</td> <td>0.21</td> <td>0.44</td> </tr> <tr> <td>10</td> <td>0.32</td> <td>0.54</td> <td>—</td> <td>0.22</td> <td>0.38</td> <td>—</td> <td>0.16</td> <td>0.24</td> <td>0.52</td> </tr> </tbody> </table>	$\frac{R}{d}$	$Re = 10^4$			$Re = 10^5$			$Re = 10^6$			θ			θ			θ			45°	90°	180°	45°	90°	180°	45°	90°	180°	1	0.21	0.48	0.53	0.14	0.33	0.38	0.10	0.25	0.29	2	0.18	0.31	0.37	0.12	0.20	0.24	0.09	0.16	0.18	4	0.11	0.32	0.52	0.13	0.21	0.35	0.21	0.14	0.23	6	0.21	0.38	0.72	0.17	0.24	0.51	0.11	0.16	0.33	8	0.28	0.46	—	0.20	0.31	0.63	0.12	0.21	0.44	10	0.32	0.54	—	0.22	0.38	—	0.16	0.24	0.52
	$\frac{R}{d}$		$Re = 10^4$			$Re = 10^5$			$Re = 10^6$																																																																																
			θ			θ			θ																																																																																
45°		90°	180°	45°	90°	180°	45°	90°	180°																																																																																
1	0.21	0.48	0.53	0.14	0.33	0.38	0.10	0.25	0.29																																																																																
2	0.18	0.31	0.37	0.12	0.20	0.24	0.09	0.16	0.18																																																																																
4	0.11	0.32	0.52	0.13	0.21	0.35	0.21	0.14	0.23																																																																																
6	0.21	0.38	0.72	0.17	0.24	0.51	0.11	0.16	0.33																																																																																
8	0.28	0.46	—	0.20	0.31	0.63	0.12	0.21	0.44																																																																																
10	0.32	0.54	—	0.22	0.38	—	0.16	0.24	0.52																																																																																
C. 紊流 ($Re \geq 5 \times 10^5; \frac{R}{d} \leq 2$)																																																																																									
<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">$\frac{R}{d}$</th> <th colspan="6">θ</th> </tr> <tr> <th>20°</th> <th>30°</th> <th>45°</th> <th>75°</th> <th>90°</th> <th>180°</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0.5</td> <td>0.053</td> <td>0.12</td> <td>0.27</td> <td>0.80</td> <td>1.1</td> <td>—</td> </tr> <tr> <td>0.75</td> <td>0.038</td> <td>0.07</td> <td>0.14</td> <td>0.31</td> <td>0.40</td> <td>0.70</td> </tr> <tr> <td>1.00</td> <td>0.035</td> <td>0.058</td> <td>0.10</td> <td>0.20</td> <td>0.25</td> <td>0.28</td> </tr> <tr> <td>1.50</td> <td>0.040</td> <td>0.060</td> <td>0.090</td> <td>0.15</td> <td>0.18</td> <td>0.21</td> </tr> <tr> <td>2.00</td> <td>0.045</td> <td>0.065</td> <td>0.089</td> <td>0.14</td> <td>0.16</td> <td>0.19</td> </tr> </tbody> </table>	$\frac{R}{d}$	θ						20°	30°	45°	75°	90°	180°	0.5	0.053	0.12	0.27	0.80	1.1	—	0.75	0.038	0.07	0.14	0.31	0.40	0.70	1.00	0.035	0.058	0.10	0.20	0.25	0.28	1.50	0.040	0.060	0.090	0.15	0.18	0.21	2.00	0.045	0.065	0.089	0.14	0.16	0.19																																									
$\frac{R}{d}$		θ																																																																																							
	20°	30°	45°	75°	90°	180°																																																																																			
0.5	0.053	0.12	0.27	0.80	1.1	—																																																																																			
0.75	0.038	0.07	0.14	0.31	0.40	0.70																																																																																			
1.00	0.035	0.058	0.10	0.20	0.25	0.28																																																																																			
1.50	0.040	0.060	0.090	0.15	0.18	0.21																																																																																			
2.00	0.045	0.065	0.089	0.14	0.16	0.19																																																																																			
折角圆管 	A. 紊流 ($Re \geq 2 \times 10^5$)																																																																																								
	<table border="1"> <thead> <tr> <th>θ</th> <th>10°</th> <th>20°</th> <th>30°</th> <th>40°</th> <th>50°</th> <th>60°</th> <th>70°</th> <th>80°</th> <th>90°</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>ζ</td> <td>0.025</td> <td>0.055</td> <td>0.10</td> <td>0.20</td> <td>0.35</td> <td>0.50</td> <td>0.7</td> <td>0.90</td> <td>1.1</td> </tr> </tbody> </table>	θ	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°	ζ	0.025	0.055	0.10	0.20	0.35	0.50	0.7	0.90	1.1																																																																				
θ	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°																																																																																
ζ	0.025	0.055	0.10	0.20	0.35	0.50	0.7	0.90	1.1																																																																																
	B. 紊流 ($Re < 2 \times 10^5$ 时) $\zeta = \zeta_{Re=2 \times 10^5} \left(\frac{2 \times 10^5}{Re} \right)^{0.2}$																																																																																								
90°回转弯头	$\zeta = 1.12$																																																																																								

表 1.3-8 两个 90°弯头间的干扰系数 k

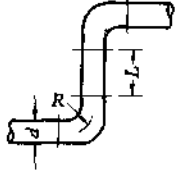
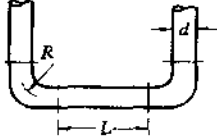
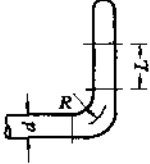
两弯头组合型式	干扰系数 k						
	$\frac{R}{d}$	$\frac{L}{d}$					
		0	4	10	20	30	>30
平面 S 型 	1.85	0.86	0.72	0.82	0.95	0.96	1.0
	3.3	0.84	0.82	0.86	0.96	1.00	1.0
	7.5	0.93	0.96	0.97	1.00	1.00	1.0
平面 U 型 	1.85	0.53	0.72	0.83	0.92	0.98	1.0
	3.3	0.73	0.80	0.88	0.97	0.98	1.0
	7.5	0.97	0.97	0.98	1.00	1.00	1.0
空间 S 型 	1.85	0.88	0.73	0.86	0.96	0.97	1.0
	3.3	0.86	0.81	0.88	0.97	1.00	1.0

表 1.3-9 渐变圆管阻力系数 ζ

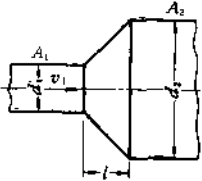
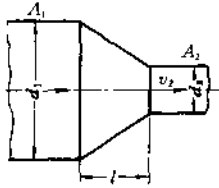
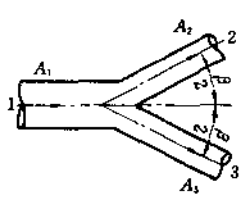
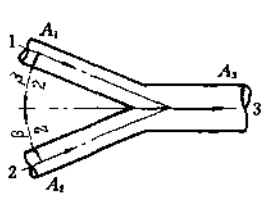
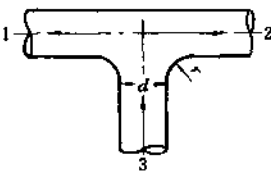
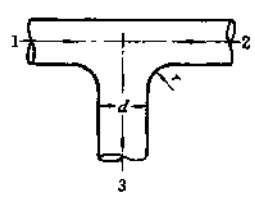
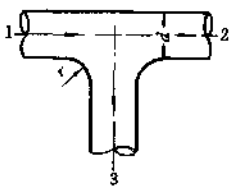
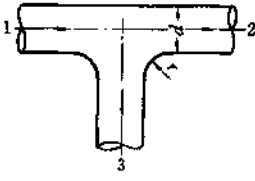
型 式	局部阻力系数 ζ								
	$\frac{A_2}{A_1}$	$2l/d_1$							
		0.1	0.2	0.3	0.5	1.0	2.0	3.0	5.0
渐扩圆管 	1.4	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06			
	1.6	0.17	0.13	0.12	0.10	0.08	0.06		
	2.0	0.25	0.25	0.23	0.20	0.15	0.08	0.06	
	2.5	0.35	0.35	0.32	0.35	0.25	0.10	0.08	0.06
	3.0	0.45	0.45	0.45	0.45	0.37	0.22	0.15	0.10
	4.0	0.60	0.60	0.60	0.60	0.55	0.42	0.40	0.30
渐缩圆管 		l/d_2							
	$\frac{A_1}{A_2}$	0	0.05	0.10	0.15	0.60			
	1.2	0.08	0.06	0.04	0.03	0.03			
	1.5	0.17	0.12	0.09	0.07	0.06			
	2.0	0.25	0.23	0.17	0.14	0.06			
	3.0	0.33	0.31	0.27	0.23	0.08			
	5.0	0.40	0.38	0.35	0.31	0.18			
	10.0	0.45	0.45	0.41	0.39	0.27			

表 1.3-10 三通局部阻力系数

三通型式	局部阻力系数 ζ										
Y型三通分流 $A_2 = A_3 = \frac{A_1}{2}$ 	ζ_{12}										
	v_2/v_1										
	β'	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0
	90	0.43	0.30	0.22	0.16	0.14	0.13	0.14	0.17	0.22	0.32
60	0.44	0.29	0.17	0.08	0.06	0.04	0.05	0.07	0.13	0.29	
45	0.41	0.25	0.15	0.08	0.04	0.03	0.07	0.14	0.27	0.52	
Y型三通合流 $A_1 = A_2 = \frac{A_3}{2}$ 	ζ_{13}										
	v_2/v_3										
	β'	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0
	90	-0.93	-0.55	-0.16	-0.20	0.56	0.92	1.26	1.61	1.95	2.30
60	-1.51	-1.00	-0.53	-0.10	0.28	0.69	0.91	1.08	1.37	1.55	
30	-1.89	-1.30	-0.77	-0.30	0.10	0.41	0.67	0.85	0.97	1.04	
T型三通分流 $A_1 = A_2 = A_3$ $v_1 = v_2$ 	当 $0 \leq \frac{r}{d} \leq 0.5; 0.2 \leq \frac{v_1}{v_3} \leq 0.8$ 时 $\zeta_{31} = 0.59 + \left[1.18 - 1.84 \left(\frac{r}{d} \right)^{\frac{1}{2}} + 1.16 \frac{r}{d} \right] \frac{v_1}{v_3}$ $- \left[0.68 - 1.04 \left(\frac{r}{d} \right)^{\frac{1}{2}} + 1.16 \frac{r}{d} \right] \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^2$										
T型三通合流 $A_1 = A_2 = A_3$ $v_1 = v_2$ 	当 $0 \leq \frac{r}{d} \leq 0.5; 0 \leq \frac{v_2}{v_3} \leq 0.8$ 时 $\zeta_{31} = 1.19 - 1.16 \left(\frac{r}{d} \right)^{\frac{1}{2}} + 0.46 \frac{r}{d} - 1.73 \left(1 - \frac{r}{d} \right) \frac{v_2}{v_3}$ $+ \left(1.34 - 1.69 \frac{r}{d} \right) \left(\frac{v_2}{v_3} \right)^2$										

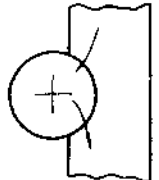
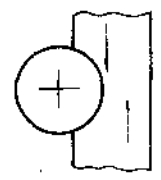
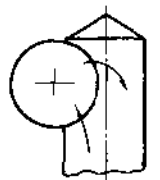
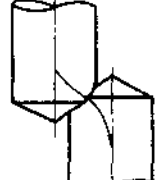

续表

三通型式	局部阻力系数
<p>T 型三通分流</p> <p>$A_1 = A_2 = A_3$</p> <p>$0 \leq \frac{r}{d} \leq 0.5$</p> <p>$0 \leq \frac{v_3}{v_2} \leq 1$</p> 	<p>A. 层流 ($Re < 2000$)</p> <p>$\zeta_{12} = 3650 \left(\frac{v_2 d}{\nu} \right)^{-1}$</p> <p>$\zeta_{13} = 7000 \left(\frac{v_3 d}{\nu} \right)^{-1}$</p> <p>B. 湍流</p> <p>当 $0 \leq \frac{v_3}{v_1} \leq 0.22$ 时, $\zeta_{12} = 1.55 \left(0.22 - \frac{v_3}{v_1} \right)^2 - 0.03$</p> <p>当 $0.2 \leq \frac{v_3}{v_1} \leq 1$ 时, $\zeta_{12} = 0.65 \left(\frac{v_3}{v_1} - 0.22 \right)^2 - 0.03$</p> <p>$\zeta_{13} = 0.99 - 0.23 \left(\frac{r}{d} \right)^{1/2} - \left[0.82 + 0.29 \left(\frac{r}{d} \right)^{1/2} + 0.3 \frac{r}{d} \right] \frac{v_3}{v_1}$</p> <p>$+ \left[1.02 - 0.64 \left(\frac{r}{d} \right)^{1/2} + 0.76 \frac{r}{d} \right] \left(\frac{v_3}{v_1} \right)^2$</p>
<p>T 型三通合流</p> <p>$A_1 = A_2 = A_3$</p> <p>$0 \leq \frac{r}{d} \leq 0.5$</p> <p>$0 \leq \frac{v_3}{v_2} \leq 1$</p> 	<p>A. 层流 ($Re < 2000$)</p> <p>$\zeta_{12} = 2100 \left(\frac{v_1 d}{\nu} \right)^{-1}$</p> <p>$\zeta_{32} = 7300 \left(\frac{v_2 d}{\nu} \right)^{-1}$</p> <p>B. 湍流</p> <p>$\zeta_{12} = 0.045 + \left[1.38 - 1.94 \left(\frac{r}{d} \right)^{1/2} + 1.34 \frac{r}{d} \right] \frac{v_3}{v_2}$</p> <p>$- \left[0.9 - 0.95 \left(\frac{r}{d} \right)^{1/2} + 1.23 \frac{r}{d} \right] \left(\frac{v_3}{v_2} \right)^2$</p> <p>$\zeta_{32} = 1.09 - 0.8 \left(\frac{r}{d} \right)^{1/2} - \left[0.53 + 1.73 \left(\frac{r}{d} \right)^{1/2} - 1.86 \frac{r}{d} \right] \frac{v_1}{v_2}$</p> <p>$- \left[1.48 - 2.28 \left(\frac{r}{d} \right)^{1/2} + 1.8 \frac{r}{d} \right] \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^2$</p>

G. 交贯钻孔通道的局部阻力系数 见表 1.3-11。

在集成块交贯钻孔形成的通道, 其局部阻力系数

表 1.3-11 交贯钻孔通道的局部阻力系数

钻孔型式					
ζ	0.6~0.9	0.15	0.8	0.5	1.1

H. 网式滤油器的阻力系数

当 $Re > 400$ 时, 网式滤油器的局部阻力系数为

$$\zeta = 1.3 \left(1 - \frac{A_0}{A} \right) + \left(\frac{A}{A_0} + 1 \right)^2$$

当 $Re < 400$ 时

$$\zeta = k \left[1.3 \left(1 - \frac{A_0}{A} \right) + \left(\frac{A}{A_0} + 1 \right)^2 \right]$$

式中 A_0 ——滤网的孔眼过流面积;

A ——滤油器的总面积;

k ——与雷诺数有关的修正系数, 见表 1.3-12。

I. 阀的阻力系数

(A) 四通滑阀的局部阻力系数

表 1.3-12 修正系数 k

雷诺数 Re	400	350	300	250	200	150	100	50
k	1.0	1.02	1.03	1.06	1.08	1.13	1.24	1.45

如图 1.3-3 所示的三凸肩四通滑阀, 当其处于中间位置时, 整个阀的阻力系数 $\zeta = 3 \sim 5.5$ 。

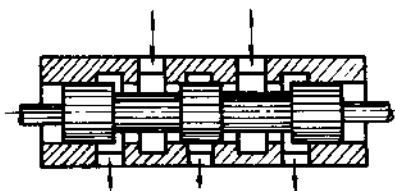


图 1.3-3 四通滑阀

滑阀的典型阀口如图 1.3-4(a)、(b)所示的槽型和圆型, 它们的局部阻力系数值随开口大小而变, 如图 1.3-4(c)所示。

(B) 其它各类阀的局部阻力系数

见表 1.3-13。

(2) 局部压力损失的当量管长

为了便于计算, 有时将局部压力损失折算成直管上的一段相当长度 l_r 的沿程压力损失

$$l_r = \frac{\zeta}{\lambda} d \quad (1.3-8)$$

式中 l_r ——局部压力损失的当量管长。

1.3.3 压力损失的叠加

液压系统总是多种液压件和各种管件组合而成, 因此一个系统的总压力损失则是将管道上的所有的沿程压力损失和局部压力损失按算术加法求其总和, 即

$$\begin{aligned} \Delta p_r &= \sum \Delta p_f + \sum \Delta p_l \\ &= \sum \lambda_i \frac{l_i}{d_i} \frac{\rho v_i^2}{2} + \sum \zeta_i \frac{\rho v_i^2}{2} \quad (1.3-9) \end{aligned}$$

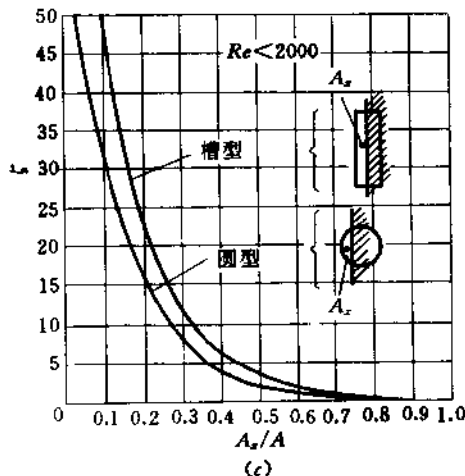
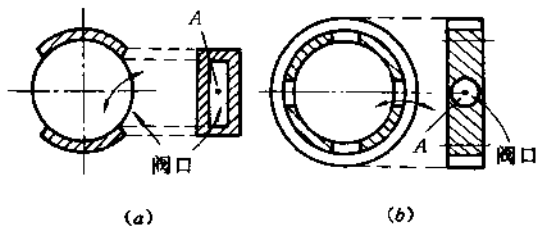
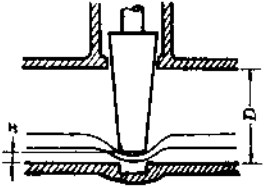
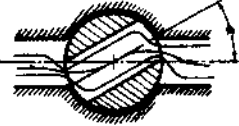

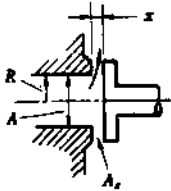
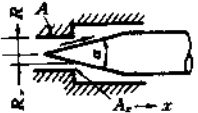
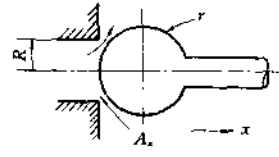
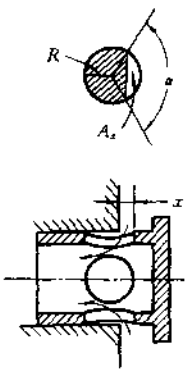
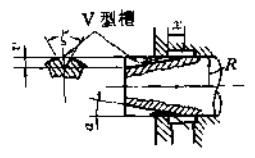
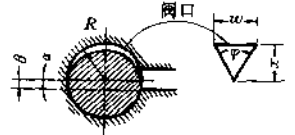


图 1.3-4 滑阀不同阀口的 ζ

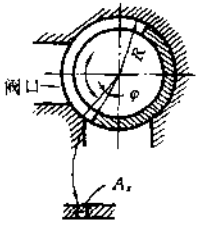
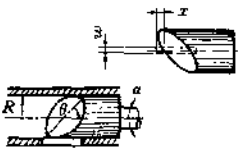
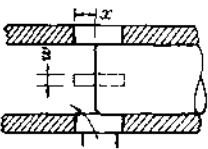
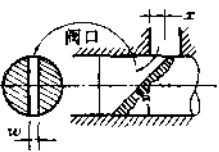
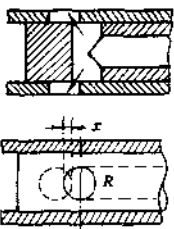
表 1.3-13 阀口局部阻力系数

图 示	几 何 参 数	局 部 阻 力 系 数 ζ										
<p>闸 阀</p> 	<p>x——阀的开度</p>	$\frac{x}{D}$	1	0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	0.1
		ζ	1.3	1.6	2.0	3.0	4.5	6.2	10	20	50	200
<p>旋 阀</p> 	<p>α——阀口旋转角</p>	α°	0	10	20	30	40	50	60	70	75	
		ζ	0	0.3	1.6	5.5	18	54	240	1000	∞	
<p>蝶 阀</p> 	<p>α——阀口旋转角 当 $\frac{T}{D} = 0.4$</p>	α°	0	10	20	30	40	50	60	70	80	
		ζ	1	1.2	1.8	4	12	35	145	600	∞	
<p>盘 阀</p> 	<p>$A = \pi R^2$ $\chi = 4\pi R$ $A_r = 2\pi Rr$</p>	<p>$\zeta = 1.3 + 0.2 \left(\frac{A}{A_r} \right)$</p>										
<p>针 阀</p> 	<p>$A_r = \pi \left(2Rr \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} - r^2 \operatorname{tg}^2 \frac{\alpha}{2} \right)$ $X = 2\pi \left(2R - r \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right)$</p>	<p>$\zeta = 0.5 + 0.15 \left(\frac{A}{A_r} \right)^2$</p>										

续表

图 示	几 何 参 数	局 部 阻 力 系 数 ζ
球阀 	$A_x \approx 1.5R\pi x$ $x \approx 4\pi R$	$\zeta = 0.5 + 0.15 \left(\frac{A}{A_x} \right)^2$
弓形口阀 	$A_x = nR^2 \arccos \frac{R-x}{R}$ $- (R-x) \sqrt{2Rx-x^2}$ $n \text{—— 阀孔数}$	$\zeta = 1.0 + 0.6 \left(\frac{A}{A_x} \right)^2$
锥形槽阀 	$A_x = n \frac{\pi}{6} x^2 \operatorname{tg}^2 \alpha$ $n \text{—— 槽数}$	当 $Re < 150$ 时 $\zeta \approx \frac{400}{Re}$ 当 $Re = 150 \sim 2000$ $\zeta \approx \frac{10}{Re^{0.25}}$
偏心槽旋阀 	$A_x = \frac{wx}{2}$ $w \text{—— 槽宽}$	当 $Re < 150$ 时 $\zeta \approx \frac{400}{Re}$ 当 $Re = 150 \sim 2000$ $\zeta \approx \frac{10}{Re^{0.25}}$

续表

图 示	几 何 参 数	局 部 阻 力 系 数 ξ
<p>旋转槽阀</p> 	$A_v = RW\varphi$ <p>W——槽宽 φ——旋转角度</p>	<p>查图 1.3-4(c)中槽型阀口</p>
<p>旋转针阀</p> 	$A_v = w(1 - \cos\alpha)R\cos\theta$	<p>查图 1.3-4(c)中槽型阀口</p>
<p>滑移槽阀</p> 	$A_v = nWx$ <p>n——槽数</p>	<p>查图 1.3-4(c)中槽型阀口</p>
<p>滑移斜槽阀</p> 	$A_v = l w \sin\alpha$ <p>n——槽数</p>	<p>查图 1.3-4(c)中槽型阀口</p>
<p>相切圆孔滑阀</p> 	$A_v = 2 \left[R^2 \arccos \left(\frac{R - \frac{r}{2}}{R} \right) \right. \\ \left. - \left(R - \frac{r}{2} \right) \sqrt{2R \frac{r}{2} - \left(\frac{r}{2} \right)^2} \right]$	<p>查图 1.3-4(c)中圆型阀口</p>
<p>说明：χ——阀口的开度；r——阀的开口；A_v——r开口时阀口过流断面面积</p>		

1.3.4 管路计算

(1) 短管与长管

当管路计算中的局部压力损失与速度头之和,与沿程压力损失相比,小到可以略去不计时,称为长管,如输水管或输油管等;反之,当压力损失中沿程、局部损失各占一定比例时,这类管路称为短管,如液压管路。

管路计算中所涉及的参数为管道长度 l 、管道直径 d 、压力损失 Δp 和流量 q 。一般情况管长已知值,因此管路计算问题就是在已知其中两个参数的条件下,求解另一参数。

管道直径可根据推荐的管中平均流速 v 来计算

$$d = 4.61 \sqrt{\frac{q}{v}} \quad (1.3-10)$$

式中 d ——管道内径,单位为 mm;
 q ——管中流量,单位为 L/min;
 v ——管中推荐的平均流速,单位为 m/s,其值可按表 1.3-14 选取。

表 1.3-14 推荐流速

应用场合	管道种类	推荐流速 $v/(m/s)$
冷却用水	冷却水管	1.5~2.5
	热水管	1~1.5
液压管道	吸油管道	1~2
	较短的高压油管道	2.5~6
	短管道或局部收缩处	≤ 10
	总回油管	1.5~2.5

(2) 管路稳态特性

管路稳态特性是指一条管路处于稳定流动状态时的压降 Δp 与流量 q 之间的函数关系,用曲线表示则称为管路稳态特性曲线。无论短管与长管均有自己的稳态特性曲线,这些曲线将随流动状态不同而异,见图 1.3-5

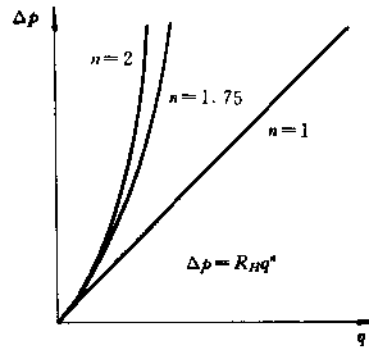


图 1.3-5 管路稳态特性曲线

管路的稳态特性一般可用下式表达

$$\Delta p = R_H q^n \quad (1.3-11)$$

式中 Δp ——压降(即压力损失);

R_H ——液阻, $R_H = \frac{8\rho\lambda(l + \sum l_r)}{\pi^2 d^5}$, 其中 λ 为沿程阻力系数可查图 1.3-1, l 为直管段管长, l_r 为局部压力损失的当量管长, λ 随流态不同而异,见表 1.3-15;

表 1.3-15 管路稳态特性计算

流动状态	层流	湍流	
		光滑管	阻力平方区
计算公式	$\Delta p = R_H q$	$\Delta p = R_H q^{1.75}$	$\Delta p = R_H q^2$
短管液阻 R_{HS}	$40.74 \frac{\mu(l + \sum l_r)}{d^4}$	$0.24 \frac{\rho v^{0.25}(l + \sum l_r)}{d^{4.75}}$	$0.089 \frac{\rho \Delta^{0.25}(l + \sum l_r)}{d^{5.25}}$
长管液阻 R_{HL}	$40.74 \frac{\mu l}{d^4}$	$0.24 \frac{\rho v^{0.25} l}{d^{4.75}}$	$0.089 \frac{\rho \Delta^{0.25} l}{d^{5.25}}$
液阻的单位	$\frac{kg}{m^4 \cdot s}$	$\frac{kg}{m^{6.25} \cdot s^{0.25}}$	$\frac{kg}{m^7}$

说明: μ ——液体的动力粘度; ν ——液体的运动粘度; Δ ——管内壁绝对粗糙度。

q ——流量;

n ——流动状态指数, $n = 1 \sim 2$, 见表 1.3-15。

(3) 串联管路

不同直径的管道无分支的依次连接的管路称为串联管路, 如图 1.3-6。串联管路的特点是

$$q_1 = q_2 = q_3 = \dots = q$$

$$\Delta p = (R_{H1} + R_{H2} + R_{H3} + \dots) q^n$$

计算时根据具体管路流动状态按表 1.3-15 中的有关公式来进行。

(4) 并联管路

两条或两条以上管在两点间形成封闭的环路, 称为并联管路, 如图 1.3-7。并联管路中各分管的压力损失相等, 各分管的流量各不相等, 但它们的总和等于总流量, 即

$$\Delta p = R_{H1} q_1^n = R_{H2} q_2^n = R_{H3} q_3^n$$

$$q = q_1 + q_2 + q_3$$

根据上列方程组并应用表 1.3-15 中相应公式则可求解管路的各类问题。

1.4 缝 隙 流

液压元件中的活塞或柱塞与缸、滑阀的阀芯与阀套间环形缝隙的泄漏计算。静、动压支承的计算等都要用到缝隙流的原理, 此节所介绍的缝隙流计算公式都基于如下 4 个假设条件下得出的: ①缝隙尺寸 δ (或 h) 与元件的其它尺寸 (如直径、长度、宽度) 相比均很小; ②流动为不可压缩流体的层流; ③认为流体的粘度不变; ④不计起始段的影响。

1.4.1 两平行平板间的缝隙流 (见表 1.4-1)

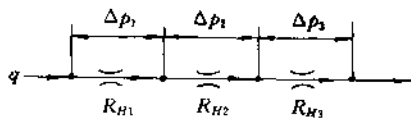


图 1.3-6 串联管路

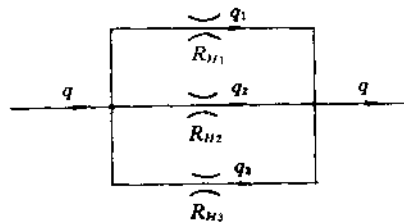


图 1.3-7 并联管路

表 1.4-1 平行平板间的缝隙流

缝隙形式	固定平板间的压差流	上板匀速右移, 下板固定的剪切流	上板匀速右移, 压差与剪切的合成流	上板匀速左移, 压差与剪切合成流
流速分布 u	$\frac{\Delta p}{2\mu L} (\delta z - z^2)$	$U \frac{z}{\delta}$	$\frac{\Delta p}{2\mu L} (\delta z - z^2) + U \frac{z}{\delta}$	$\frac{\Delta p}{2\mu L} (\delta z - z^2) - U \frac{z}{\delta}$
流量 q	$\frac{\Delta p B \delta^3}{12\mu L}$	$\frac{UB\delta}{2}$	$\frac{\Delta p B \delta^3}{12\mu L} + \frac{UB\delta}{2}$	$\frac{\Delta p B \delta^3}{12\mu L} - \frac{UB\delta}{2}$
总功率损失 P_L	$\frac{\Delta p^2 B \delta^3}{12\mu L}$	$\frac{\mu U^2 B L}{\delta}$	$\frac{\Delta p^2 B \delta^3}{12\mu L} + \frac{\mu U^2 B L}{\delta}$	$\frac{\Delta p^2 B \delta^3}{12\mu L} + \frac{\mu U^2 B L}{\delta}$
说明: B ——垂直图面的缝隙宽度; $\delta \ll L$; $\delta \ll B$ 。				

1.4.2 倾斜壁面形成的缝隙流(见表 1.4-2)

表 1.4-2 倾斜壁面形成的缝隙流

缝隙形式与 压力分布	宽度为 B 的渐缩缝隙流	宽度为 B 的渐扩缝隙流
流量 q	$\frac{B\Delta p(h_1h_2)^2}{6\mu L(h_1+h_2)}$	

1.4.3 动压支承

如图 1.4-1 所示的渐缩缝隙, 当下板以匀速 U 向右移动时, 会使缝隙内的流体产生高于两端口的大气压的压力, 此压力在平板上产生一总合力, 称为支承力。此支承力纯因平板向狭缝运动而生, 故称为动压支承。

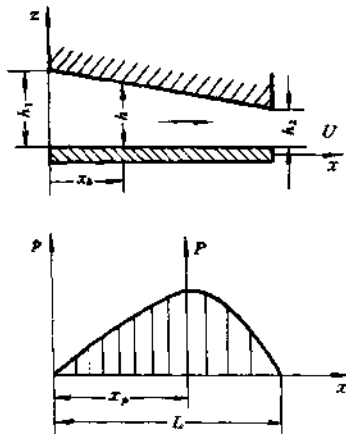


图 1.4-1 动压支承

当 $\frac{B}{L} \geq 2$ 时:

缝隙中流体的压力分布

$$p = \frac{6\mu Ux(h-h_2)}{h^2(h_1+h_2)} \quad (1.4-1)$$

支承力

$$P = \frac{6\mu BUL^2}{h_2^2(c-1)^2} \left[\ln c - \frac{2(c-1)}{c+1} \right] \quad (1.4-2)$$

式中 B ——垂直纸面的平板宽度;

c ——大小头缝隙高度比, $c = \frac{h_1}{h_2}$;

最大支承力

当 $c = \frac{h_1}{h_2} = 2.2$ 时可得最大支承力

$$P = 0.1602 \frac{\mu BUL^2}{h_2^2} \quad (1.4-3)$$

最大支承力的作用点

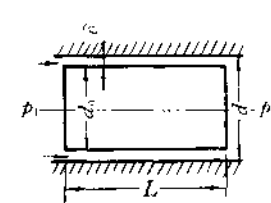
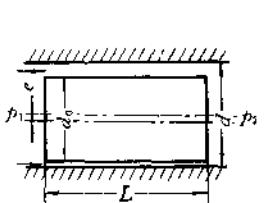
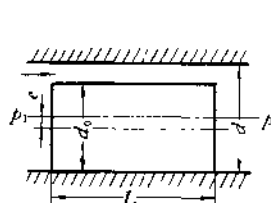
$$x_{Pmax} = 0.57L \quad (1.4-4)$$

缝隙中的流量

$$q = BU \frac{h_1h_2}{h_1+h_2} \quad (1.4-5)$$

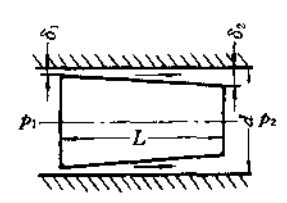
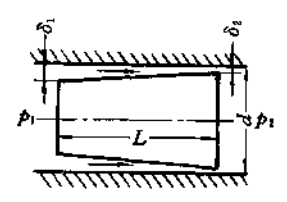
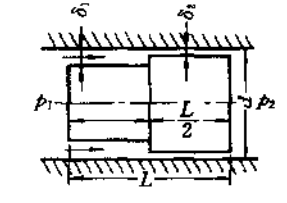
1.4.4 环形缝隙中的轴向流动(见表 1.4-3)

表 1.4-3 环形缝隙中的轴向流动

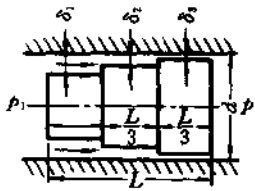
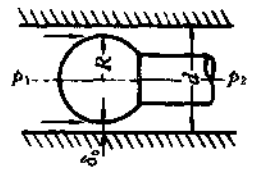
缝隙形式	同心环形缝隙	偏心环形缝隙	最大偏心环形缝隙
图 示			
流 量 q	$\frac{\pi d \delta^3}{12 \mu L} \Delta p$	$\frac{\pi d \delta^3}{12 \mu L} (1 + 1.5 \epsilon^2) \Delta p$	$2.5 \frac{\pi d \delta^3}{12 \mu L} \Delta p$
压 力 差 Δp	$\frac{12 \mu L q}{\pi d \delta^3}$	$\frac{12 \mu L q}{\pi d \delta^3 (1 + 1.5 \epsilon^2)}$	$\frac{4.8 \mu L q}{\pi d \delta^3}$
说明: $\delta = \frac{D - d}{2}$; $\epsilon = \frac{e}{\delta}$; e——偏心距; $\Delta p = p_1 - p_2$			

1.4.5 同心环形缝隙沿流变化的轴向流动(见表 1.4-4)

表 1.4-4 同心环形缝隙沿流变化的轴向流

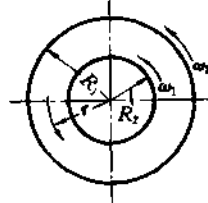
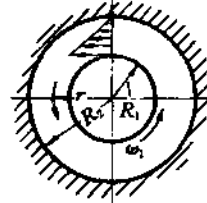
缝隙沿流变化的图示	轴向流量 q
	$\frac{\pi d (\delta_1 \delta_2)^2}{6 \mu L (\delta_1 + \delta_2)} \Delta p$
	$\frac{\pi d (\delta_1 \delta_2)^2}{6 \mu L (\delta_1 + \delta_2)} \Delta p$
	$\frac{\pi d (\delta_1 \delta_2)^2}{6 \mu L (\delta_1 + \delta_2)} \Delta p$

续表

缝隙沿流变化的图示	轴向流量 q
	$\frac{\pi d}{4\mu L} \frac{(\delta_1 \delta_2 \delta_3)^3}{(\delta_1 \delta_2)^3 + (\delta_2 \delta_3)^3 + (\delta_3 \delta_1)^3} \Delta p$
	$\frac{\pi d \delta_0^2}{20\mu \sqrt{\delta_0 R}} \Delta p$

1.4.6 同心环形缝隙中旋转运动(见表 1.4-5)

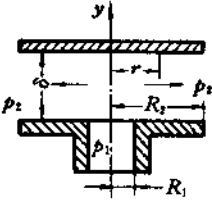
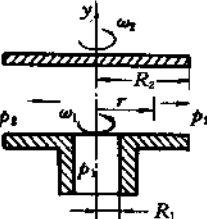
表 1.4-5 同心环形缝隙中旋转运动

缝隙型式	内、外圆筒分别以等角速度 ω_1 及 ω_2 旋转, 缝隙内充满流体	外圆筒不动, 内圆筒以 ω_1 等角速度旋转, 缝隙内充满流体
图 示		
缝隙内任一点的圆周速度 u_θ	$\frac{(\omega_2 R_2^2 - \omega_1 R_1^2)r + (\omega_1 - \omega_2)R_1^2 R_2^2}{r(R_2^2 - R_1^2)}$	$\frac{(R_2^2 - r^2)\omega_1 R_1^2}{r(R_2^2 - R_1^2)}$
切应力分布 τ	$\frac{2\mu(\omega_1 - \omega_2)R_1^2 R_2^2}{(R_2^2 - R_1^2)r^2}$	$\frac{2\mu\omega_1 R_1^2 R_2^2}{(R_2^2 - R_1^2)r^2}$
摩擦力矩 M	$4\pi L\mu \frac{(\omega_1 - \omega_2)R_1^2 R_2^2}{R_2^2 - R_1^2}$	$4\pi L\mu \frac{R_1^2 R_2^2}{R_2^2 - R_1^2} \omega_1$

表中: L ——圆柱筒长度

1.4.7 两平行圆盘缝隙间的径向流动(见表 1.4-6)

表 1.4-6 两平行圆盘缝隙间的径向流

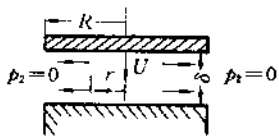
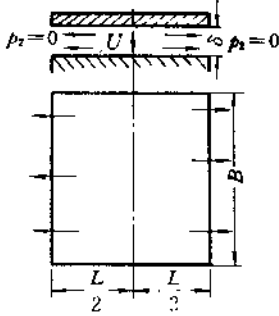
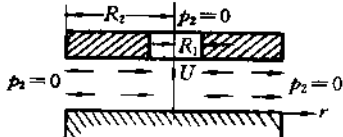
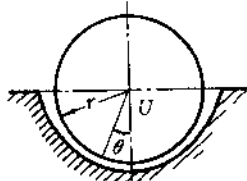
<p>流动状况</p>	<p>上下两盘固定,下盘 R_1 处在压力 p_1 作用下流体作径向外流,在 R_2 处压力降为 p_2</p>	<p>下盘以 ω_1 旋转,上盘以 ω_2 旋转形成一周向剪切流;在 R_1 处压力 p_1 的作用下流体作径向辐射流,流体叠加合成为螺旋流。R_2 处压力 p_2</p>
<p>图 示</p>		
<p>圆盘向流体压力分布 p</p>	$p_2 + \frac{6\mu q}{\pi \delta^3} \ln\left(\frac{R_2}{r}\right)$	$p_2 + \frac{6\mu q}{\pi \delta^3} \ln\left(\frac{R_2}{r}\right) - \frac{\rho}{20}(R_2^2 - r^2)(3\omega_2^2 + 4\omega_1\omega_2 + 3\omega_1^2)$
<p>圆盘内外压力差 $\Delta p = p_1 - p_2$</p>	$\frac{6\mu q}{\pi \delta^3} \ln k$	$\frac{6\mu q}{\pi \delta^3} \ln k - \frac{\rho}{20}(R_2^2 - R_1^2)(3\omega_2^2 + 4\omega_1\omega_2 + 3\omega_1^2)$
<p>圆盘间径向流的总流量 q</p>	$\frac{\pi \delta^3}{6\mu \ln k} \Delta p$	$\frac{\pi \delta^3}{6\mu \ln k} \left[\Delta p + \frac{\rho}{20}(R_2^2 - R_1^2)(3\omega_2^2 + 4\omega_1\omega_2 + 3\omega_1^2) \right]$
<p>流体对上圆盘的总压力 p</p>	$\pi p_2 R_2^2 + \frac{\pi(k^2 - 1)R_1^2}{2 \ln k} \Delta p$	$\pi R_2^2 p_2 + \frac{\pi(k^2 - 1)R_1^2}{2 \ln k} \left\{ \Delta p - \frac{\rho R_1^2}{20}(k^2 - 1) \times (3\omega_2^2 + 4\omega_1\omega_2 + 3\omega_1^2) \left[\frac{k^2 + 1}{k^2 - 1} \ln k - 1 \right] \right\}$
<p>说明: k——外内圆半径比, $k = \frac{R_2}{R_1}$。</p>		

1.4.8 挤压流动

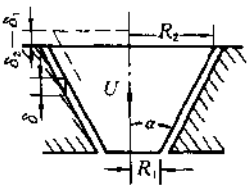
当摩擦副受到周期性的冲击负载时,缝隙内的油

膜受挤压而减小,与此同时产生一抗挤压力,它们的计算公式见表 1.4-7。

表 1.4-7 挤压流动

缝隙型式	流动参数
<p>圆盘挤压流</p> 	$\rho = \frac{3\mu U}{\delta^3}(R^2 - r^2)$ $F = \frac{3\pi\mu R^4 U}{2\delta^3}$ $\Delta t = \frac{3\pi\mu R^4}{4F} \left(\frac{1}{\delta_2^2} - \frac{1}{\delta_1^2} \right)$
<p>矩形平板挤压流 $B \gg L$</p> 	$\rho = \frac{6\mu U}{\delta^3} \left(\frac{L^2}{4} - x^2 \right)$ $F = \frac{B\mu L^3 U}{\delta^3}$ $\Delta t = \frac{\mu B L^3}{2F} \left[\frac{1}{\delta_2^2} - \frac{1}{\delta_1^2} \right]$
<p>环形圆盘的挤压</p> 	$\rho = \frac{3\mu U}{\delta^3} \left[(r^2 - R_1^2) - (R_2^2 - R_1^2) \frac{\ln \frac{r}{R_1}}{\ln \frac{R_2}{R_1}} \right]$ $F = \frac{3\pi\mu R_1^2 U}{2\delta^3} \left\{ 1 - \left(\frac{R_1}{R_2} \right)^4 - \frac{\left[1 - \left(\frac{R_1}{R_2} \right)^2 \right]^2}{\ln \frac{R_2}{R_1}} \right\}$ $\Delta t = \frac{3\pi\mu}{4F} \left[R_2^4 - R_1^4 - \frac{(R_2^2 - R_1^2)^2}{\ln \frac{R_2}{R_1}} \right] \left(\frac{1}{\delta_2^2} - \frac{1}{\delta_1^2} \right)$
<p>半径向轴承挤压</p> 	$\rho = \frac{6\mu U r^2}{C_r^3 \epsilon} \left[\frac{1}{(1 - \epsilon \cos \theta)^2} - 1 \right]$ $F = \frac{12\mu U b r^3}{C_r^3} \left[\frac{\epsilon}{1 - \epsilon^2} + \frac{2}{(1 - \epsilon^2)^{3/2}} \arctg \sqrt{\frac{1 + \epsilon}{1 - \epsilon}} \right]$ $\Delta t = \frac{24\mu b r^3}{C_r^2 F} \left[\frac{\epsilon_2}{\sqrt{1 - \epsilon_2^2}} \arctg \sqrt{\frac{1 + \epsilon_2}{1 - \epsilon_2}} - \frac{\epsilon_1}{\sqrt{1 - \epsilon_1^2}} \arctg \sqrt{\frac{1 + \epsilon_1}{1 - \epsilon_1}} \right]$
<p>半球面轴承挤压 (截面图同上)</p>	$\rho = \frac{3\mu U r^2}{C_r^3 \epsilon} \left[\frac{1}{(1 - \epsilon \cos \theta)^2} - 1 \right]$ $F = \frac{6\pi\mu U r^4}{C_r^3} \left[\frac{1}{\epsilon^3} \lg(1 - \epsilon) + \frac{1}{\epsilon^2(1 - \epsilon)} - \frac{1}{2\epsilon} \right]$ $\Delta t = \frac{3\pi\mu r^4}{C_r^2 F} \left[\frac{\epsilon_2 - \epsilon_1}{\epsilon_1 \epsilon_2} + \frac{1 + \epsilon_1^2}{\epsilon_1^2} \lg(1 - \epsilon_1) - \frac{1 + \epsilon_2^2}{\epsilon_2^2} \lg(1 - \epsilon_2) \right]$

续表

缝隙型式	流动参数
<p style="text-align: center;">截顶圆锥面挤压</p> 	$F = \frac{3\pi\mu U}{2\delta^3 \sin^4 \alpha} \left[R_2^4 - R_1^4 - \frac{(R_2^2 - R_1^2)^2}{\ln \frac{R_2}{R_1}} \right]$ $\Delta t = \frac{3\pi\mu U}{4F \sin^4 \alpha} \left[R_2^2 - R_1^2 - \frac{(R_2^2 - R_1^2)^2}{\ln \frac{R_2}{R_1}} \right] \left(\frac{1}{\delta_2^2} - \frac{1}{\delta_1^2} \right)$
<p>说明：p——缝隙中油膜压力分布；F——挤压承载力，或抗挤压力； Δt——油膜由 δ_1(或 e_1) 挤至 δ_2(或 e_2) 所需的时间； U——挤压速度，$U = -\frac{d\delta}{dt}$；μ——油液的动力粘度； C_r——径向缝隙，$C_r = R - r$；ϵ——偏心比，$\epsilon = \frac{e}{C_r}$； e——偏心距；b——轴承长度。</p>	

1.4.9 液压卡紧

当阀芯与阀套间液流的径向力不平衡，而使阀芯偏心加大。最终使阀芯压向阀套内壁面，出现卡紧现象，称为液压卡紧。

(1) 液压卡紧发生的条件

- 阀芯与阀套存在偏心；
- 阀芯与阀套间的缝隙有锥度；
- 在有锥度缝隙中的液体流动方向是逐渐扩大的。

当以上三条件同时出现时，才会出现液压卡紧，但当阀芯在阀套中倾斜成一定角度，或当阀芯有凸起部分时，也可能产生液压卡紧。

(2) 液压卡紧力

$$F = \xi(p_1 - p_2)Ld \quad (1.4-6)$$

式中 F ——径向液压卡紧力；

ξ ——卡紧力系数

$$\xi = \frac{\pi}{2} \left(\frac{t}{1-t} \right) \left[\frac{1}{\sqrt{t(2-t)}} - 1 \right]$$

$$t = \frac{\delta_2 - \delta_1}{\delta_2 + \delta_1}$$

δ_1 ——阀芯大头端的径向缝隙；

δ_2 ——阀芯小头端的径向缝隙；

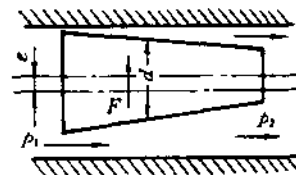
$p_1 - p_2$ ——阀芯台肩两端压力差， $p_1 > p_2$ ；

L ——阀芯台肩长度；

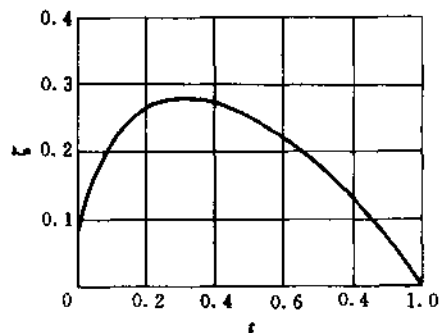
d ——阀芯直径，见图 1.4-2(a)。

卡紧力系数 ξ 与 t 的关系曲线如图 1.4-2(b)，由图中可知当 $t = 0.3$ 时， ξ 达到最大值 $\xi = 0.27$ ，所以最大卡紧力

$$F_{\max} = 0.27(p_1 - p_2)Ld \quad (1.4-7)$$



(a)



(b)

图 1.4-2 液压卡紧
(a) 液压卡紧；(b) 卡紧力系数 ξ

液压卡紧力乘上阀芯与套间干摩擦系数 η , 则得阀芯移动时的轴向摩擦力

$$F_f = \eta \xi (p_1 - p_2) L d \quad (1.4-8)$$

(3) 减小液压卡紧力的办法

- 提高加工与装配精度, 避免偏心。
- 在阀芯台肩上开平衡径向力的均压槽, 如图 1.4-3, 槽的位置应尽可能地靠近高压侧, 一般开两条槽即见效。
- 在阀芯或阀套上加轴向或周向的高频小振幅的振动。
- 注意油液过滤, 可减少缝隙被杂质堵塞而发生的卡紧现象。

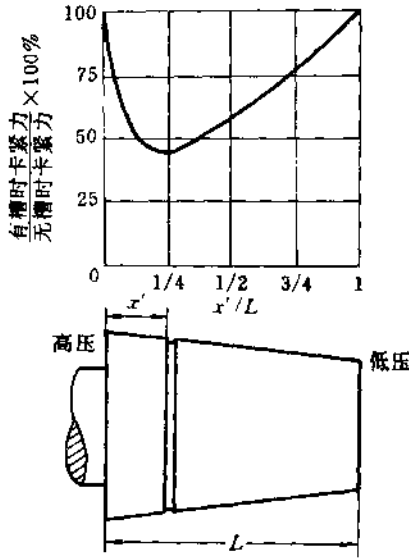


图 1.4-3 均压槽的位置

1.4.10 缝隙内的油液温升

(1) 两固定平行平板间的缝隙流的温升

当油液流经如表 1.4-1 中第一种情况的两固定平板间的压差流时, 若不计金属壁的热传导, 损失的压能则全变为热能, 使油液温度上升 ΔT

$$\Delta T = \Delta p / c\rho \quad (1.4-9)$$

式中 Δp ——流经缝隙的压力降 (Pa);

c ——油液的比热, 一般取 $c = 1800 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$;

ρ ——油液密度, 约取 $\rho = 900 \text{kg/m}^3$

因此当通过缝隙的压降为 10MPa 时, 油液温度约上升 6K (K 为开氏度)。

(2) 上板运动下板固定的平行平板间的缝隙流的

温升

如表 1.4-1 中第二种情况纯剪切流, 上板以匀速 U 运动时, 受到粘性摩擦阻力作用, 其功率损失为: $\mu U^2 LB / \delta$, 全由流量 $BU\delta/2$ 所传递, 因此油温上升

$$\Delta T = \frac{P_L}{c\rho q} = \frac{2\mu UL}{c\rho\delta^2} \quad (1.4-10)$$

(3) 具有压差和剪切合成的缝隙流的温升

A. 上板匀速移动的剪切流加压差流的缝隙合成流

如表 1.4-1 中的第三种及第四种情况, 由运动面的摩擦而产生的功率损失为 FU 和因压差而产生的功率损失 Δpq 之和为总功率损失 P_L , 若不考虑金属壁面的热传导时, P_L 将全部使流过缝隙的油液温度上升

$$\Delta T = \frac{\Delta p}{c\rho} \left[1 + 3 \left(\frac{\delta_c}{\delta} \right) \right] \quad (1.4-11)$$

式中 Δp ——缝隙两端压力差;

δ_c ——总功率损失 P_L 最小时的最佳缝隙, 对于上板匀速移动剪切流加压差的合成缝隙流的最佳缝隙均为 $\delta_c = \sqrt{2\mu UL / \Delta p}$ 。

B. 下盘以 ω_1 旋转, 上盘以 ω_2 旋转的两圆盘缝隙间的周向剪切流加压差径向流的合成螺旋流 (见表 1.4-6)

如表 1.4-6 中第二种情况, 其总功率损失为

$$P_L = \frac{\pi}{2} \left\{ \frac{\delta^3 \Delta p}{3\mu \ln k} \left[\Delta p + \frac{\rho}{20} (3\omega_2^2 + 4\omega_1\omega_2 + 3\omega_1^2) \times (R_2^2 - R_1^2) \right] + \frac{\mu}{\delta} (\omega_2 - \omega_1)^2 (R_2^4 - R_1^4) \right\} \quad (1.4-12)$$

总功率损失 P_L 最小时的最佳缝隙为:

$$\delta_c = \left\{ \frac{\mu^2 (\omega_2 - \omega_1)^2 (R_2^4 - R_1^4)}{\Delta p \left(\Delta p + \frac{\rho}{20} (3\omega_2^2 + 4\omega_1\omega_2 + 3\omega_1^2) (R_2^2 - R_1^2) \right)} \right\}^{\frac{1}{4}} \quad (1.4-13)$$

若不考虑金属壁的热传导, P_L 将全部使流经缝隙的油液温度上升

$$\Delta T = \frac{P_L}{c\rho q} = \frac{1}{c\rho} \left[\Delta p + \frac{\pi\mu(\omega_2 - \omega_1)^2}{2\delta q} (R_2^4 - R_1^4) \right] \quad (1.4-14)$$

1.5 通过多孔物质的流体流动

液压滤油器, 常用滤网、滤纸或粉末金属烧结滤芯等多孔材料制成, 因此通过滤油器的流体流动, 就是通过多孔物质的流动, 这种流动的基本理论就是达西 (Darcy) 定律。

1.5.1 过滤过程类型

过滤就是通过多孔物质把分散的微粒从弥散的流体中分离出来的一种方法。就弥散流体的类型而言,过滤可以分为气滤与液滤。按过滤过程可分为下面几种类型。

(1) 表面过滤

表面过滤时,由于悬浮于液体中的微粒尺寸大于过滤物质的微孔尺寸,它们就被截留在过滤物质的表面上。

(2) 深度过滤

深度过滤时,分离过程只发生在物质的内部,小于多孔物质微孔的微粒,随液体流经曲曲弯弯的通道,当微粒碰撞通道壁时,可能被卡滞在那里,脱离液流,是否能达到这一点,就取决于微粒受到的惯性力和阻力的比值。

(3) 滤饼过滤

滤饼过滤时,当用滤纸等较薄的多孔物质过滤时,微粒杂质就堆积和粘着在滤纸表面,经过很短的初期,这种杂质也起过滤作用,这层杂质层就称为滤饼,它也是一种多孔物质。

实际的过滤过程是复合式的,它是部分或全部过滤机理同时或相继发生的。例如,在表面过滤时,当多孔物质表面的滤饼形成后,就开始滤饼过滤,而深度过滤时,滤芯中的微孔不断缩小,直至出现表面过滤,相继则又开始滤饼过滤。

1.5.2 多孔物质的几何参数

(1) 微孔的孔径分布

Ritter 提出的微孔分布函数 $D(r)$ 由下式确定

$$D(r) = \frac{p}{r} \frac{d(U_v - U)}{dp}$$

式中 r ——多孔物质的微孔半径;

U_v ——多孔物质的空隙体积;

U ——注入多孔物质的水银的体积;

p ——将水银注入多孔物质空隙内所需施加的

压力, $p = \frac{2\sigma}{r} \cos\theta$, 式中 σ 为水银的表面张力, θ 为水银与孔壁的接触角。

(2) 空隙率及其测量方法

A. 空隙率

空隙率为多孔物质的空隙体积 U_v 与总体积之比的百分数(%), 以 n 表示

$$n = \frac{U_v}{U_b} \% = \left(1 - \frac{U_s}{U_b}\right) \% \quad (1.5-1)$$

式中 U_b ——多孔物质的总体积;

U_s ——多孔物质的固体体积, $U_b = U_v + U_s$ 。

B. 空隙率的测量方法

空隙率的测量,可采用如图 1.5-1 所示的空隙仪来测出空隙体积 U_v 。将已知其总体积为 U_b 的被测滤芯放在体积为 U_1 的 1 室内,将阀全打开接入气源,此时可读出压力为 p_1 ,再将阀门 a 关闭,又将体积为 U_2 的 2 室抽空后,先将阀 b 关紧,再打开阀 a ,1 室气体流入 2 室,平衡后,读出最后的压力 p_2 ,依气体等温变化关系则可求出空隙率 n 值

$$n = \left(1 - \frac{U_1}{U_b} - \frac{p_2}{p_1 - p_2} \frac{U_2}{U_b}\right) \%$$

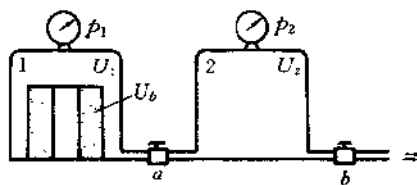


图 1.5-1 空隙仪

C. 堆积方式与空隙率的关系

由于固体颗粒的堆积型式不同,其形成的空隙率也不一样,见表 1.5-1。

工业过滤中常用 n 值见表 1.5-2。

1.5.3 达西(Darcy)定律

(1) 达西实验定律

法国水力学家达西在 1856 年研究流经装填有均匀砂粒(砂滤)的垂直管内的水流时,得出了著名的达西定律

$$q = KAJ = KA \frac{(\varphi_1 - \varphi_2)}{L} \quad (1.5-2)$$

式中 q ——水的流量;

K ——固有渗透系数,其量纲为 $[L/T]$;

A ——管的截面积;

J ——水力梯度, $J = \frac{\varphi_1 - \varphi_2}{L}$;

φ ——测压管水头, $\varphi = z + \frac{p}{\gamma}$, 其中 z 为从水平基准面算起位置高度, p/γ 为压力水头;

L ——含砂粒层的管道长度。

适用于其它液体有压渗流的流动,常将式(1.5-2)改为

$$q = - \frac{kA}{\mu} \frac{dp}{dL} \quad (1.5-3)$$

表 1.5-1 不同堆积方式的空隙率




堆积型式	图 示	空隙率 n /(%)
每个等径球粒彼此有 6 个相切接触点堆成的体心立方体		47.64
每个等径球粒彼此有 12 个相切的接触点堆成的菱形体		26.96
等径圆柱杆堆成的立方体		21.46

表 1.5-2 几种多孔物质的 n 与 k

多孔物质	空隙率 n /(%)	渗透率 k /cm ²
皮革	56~59	$9.5 \times 10^{-10} \sim 1.2 \times 10^{-9}$
软木板	—	$3.3 \times 10^{-6} \sim 1.5 \times 10^{-5}$
羊毛毡	—	$8.3 \times 10^{-6} \sim 1.2 \times 10^{-5}$
玻璃纤维	88~93	$2.4 \times 10^{-7} \sim 5.1 \times 10^{-7}$
香烟过滤纸	17~49	1.1×10^{-5}

说明：上表只适用于低雷诺数时的层流。

式中 μ ——液体的粘度；

k ——渗透率，其量纲为 [L²]，若在 1 个大气压 /cm(0.1MPa/cm) 的压力梯度下，将粘度为 1cP 的液体，经每 1cm² 的截面积渗透过 1cm³/s 的流量时的 k 值称为 1 达西。

而渗透率 k 与渗透系数 K 的关系

$$k = K \frac{\nu}{g} \quad (1.5-4)$$

式中 ν ——液体的运动粘度；

g ——重力加速度。

多孔物质的渗透率与物质的空隙率 n ，液体的物性和流动的雷诺数 $Re = vd/\nu$ 有关， Re 中的 d 为组成多孔物质的颗粒直径。 k 值可按欧根(Ergun)方程来估算，即

$$k = \left[\frac{180(1-n)^2 \beta(1-n) \rho v}{n^3 d^2 \mu} \right]^{-1} \quad (1.5-5)$$

当 $Re = \frac{vd}{\nu} < 200$ 时的层流

$$k = \frac{n^3 d^2}{180(1-n)^2}$$

当 $Re = \frac{vd}{\nu} > 10^3$ 为湍流时

$$k = \frac{n^3}{\beta(1-n)} \frac{\mu d}{\rho v}$$

式中 d ——多孔物质的颗粒直径；

ρ ——液体密度；

β ——无量纲参数，对于光滑颗粒取 $\beta = 1.8$ ，对粗糙颗粒取 $\beta = 4$ 。

k 值也可按表 1.5-2 查得。

(2) 高雷诺数 ($Re > 10$) 的渗流计算

当雷诺数 $Re > 10$ 以上时，线性的达西定律则有所偏离。尤其是 $Re > 100$ 时，达西定律已不适用。很多学者作了大量的实验研究，则用“渗流的二项式定律”代替达西定律。

欧根 1952 年提出下式

$$J = 150 \frac{(1-n)^2 \nu}{n^3 g d^2} v + 1.75 \frac{(1-n)}{n^2 g d} v^2 \quad (1.5-6)$$

式中 ν ——液体的运动粘度；

d ——多孔物质的颗粒直径；

v ——液流平均流速。

奥迈德(Ahmad)1967 年提出下式

$$J = \frac{\nu}{gk} v + \frac{d}{gk} v^2 \quad (1.5-7)$$

1.5.4 滤饼过滤理论

用表面型过滤器时，经过很短的初始期后，在滤芯

表面形成滤饼,开始滤饼过滤,这个过程中滤饼厚度在增长,通过滤饼的压降也随之增高,直到滤饼的压降超过允许的最大值,或杂质填满有效的空隙为止。因此除了计算过滤材料所形成的压降,还要考虑滤饼所产生的压降 Δp_c 。

当压降增加时,而空隙率 n 与渗透率 k 不随之变化的这种简化滤饼称之为不可压缩滤饼。其压降 Δp_c 可用下式计算

$$\Delta p_c = \frac{c\mu}{k\Lambda^2} q^2 \quad (1.5-13)$$

式中 Δp_c ——不可压缩滤饼的压降;

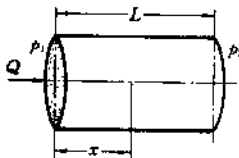
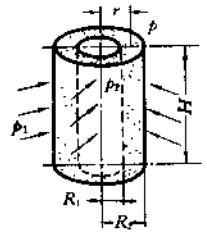

- t ——滤饼过滤时间;
- k ——滤饼的渗透率;
- μ ——过滤液体的动力粘度;
- c ——滤饼厚度系数,无量纲。

$$c = \frac{\rho\delta}{2(1-\delta) \left[(1-n)\rho_s \frac{n\theta\delta}{[1-\delta]} \right]}$$

其中 ρ 为液体的密度, δ 为悬浮液中含有固体杂质的比例数, ρ_s 为固体杂质的密度, n 为滤饼的空隙率。

1.5.5 通过多孔物质的实用公式

表 1.5-3 通过多孔物质的压力与流量

图 示	任意点的压力 p	流 量 q
<p>等径管道</p> 	$p_1 + (p_2 - p_1) \frac{x}{L}$	$\frac{k\Lambda p_1 - p_2}{\mu} \frac{L}{L}$
<p>维轴对称汇流</p> 	$p_2 + \frac{p_1 - p_2}{\ln \frac{R_2}{R_1}} \ln \frac{r}{R_1}$	$\frac{2\pi kH(p_1 - p_2)}{\mu \ln \frac{R_2}{R_1}}$
<p>三维汇流</p> 	$p_2 + \frac{p_1 - p_2}{R_2 - R_1} \left(R_2 - \frac{R_1 R_2}{r} \right)$	$\frac{4\pi k}{\mu} \left(\frac{p_1 - p_2}{R_2 - R_1} \right) R_1 R_2$

1.6 气泡油与气穴

液压系统在大气压环境中工作,因此油液中掺气是不可避免的。油中掺气有两种方式:其一为溶解空气,其二为掺混空气。

1.6.1 溶解空气

液体中气体的溶解量服从亨利定律。就是在一定的温度下溶解到液体中的气体体积量是和压力成正比的。对油液而言,在相当高的压力下此定律仍有效。用溶解度 $\delta\%$ 来表示溶解的程度

$$\delta\% = \frac{V_a}{V_0}\% \quad (1.6-1)$$

式中 V_a ——溶解的空气体积;

V_0 ——油液的体积。

设在大气压油液中空气的溶解度为 δ_0 ,当空气的绝对压力为 p 时,其溶解度为

$$\delta = \delta_0 p$$

常用的液压油的溶解度 $\delta\%$ 与压力的关系如图 1.6-1 所示。

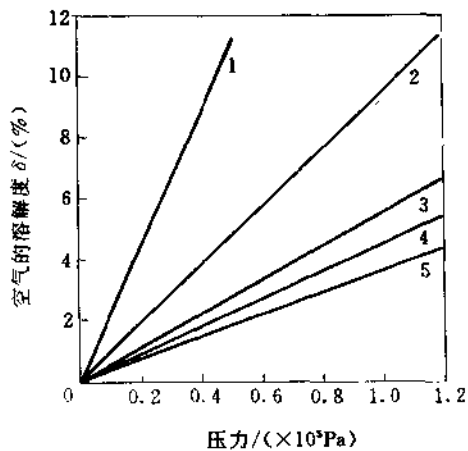


图 1.6-1 溶解度与压力的关系

1—硅油;2—矿物油;3—油-水乳化液;
4—磷酸酯;5—水-乙二醇

在静止状态作出的溶解度与时间的关系如图 1.6-2。这就是一个溶解速度问题。它还取决于气泡周围的油液的流动状态,即气泡附近的油将空气溶解后就饱和了,若饱和的油扩散不剧烈,溶解就停止。一般溶解速度并不很快,因此油中掺混的气泡要靠通过系

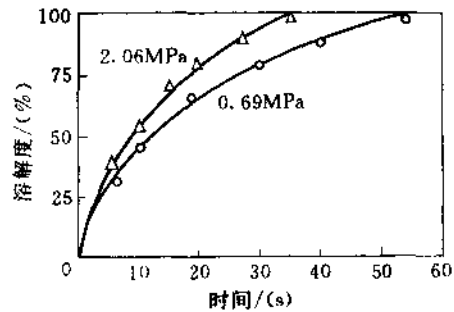


图 1.6-2 矿物油中气体的溶解度

统高压区来全部溶解是不太可能的。

实验证明溶解于油液中的空气,对油液的物理性能没有什么直接的影响。但溶解于油液中空气随着油液流动,因压力下降则又会析出空气来,是油中气泡的潜伏来源。

1.6.2 掺混空气

掺混空气是以直径约为 0.25~0.5mm 的球状气泡悬浮于油中,掺混空气进入液体中有两条途径:

(A) 主要是通过油箱和泵的吸入管掺混入油内,如吸入管口半露于油面或淹没很小时,均可将空气吸入,再则吸入管段密封不严,则可能吸入大量空气,再如回油管悬空高速喷射的油股卷带部分空气进入油中,又再度被吸入泵和系统中。

(B) 溶解了一定量的空气处于饱和状的油液,流经节流口或泵的入口段,因压力下降到油液的空气分离压 p_s 时,油中过饱和的空气析出,以微细气泡为核心聚集成长为较大的气泡。空气分离压与油液种类、空气溶解量、油温有关,空气溶解量愈大,油温愈高,则空气分离压愈高。

1.6.3 气泡油的物理特性

少量空气以气泡状掺混于大量的油液中,称之为气泡油,而流动的气泡油实质上是液-气二相流,称为气泡流,这种气泡流对液压系统的动特性影响很大,使液压系统的刚性不足,反应迟滞,并可能出现“爬行”现象等不良后果。

为了分析方便,常将气泡流看作一个混合物整体,下标以 m 表示,空气泡及油的下标分别以 a 与 o 表示,气泡油常用的几个物理特性计算公式列于表 1.6-1。

表 1.6-1 气泡油(流)的物理特性

气泡油的物理特性	计算公式
含气率 ψ	$\psi = V_a / V_m = V_a / (V_a + V_o)$ 式中: V_a 为空气泡的体积, V_m 为气泡油的总体积, V_o 为纯油的体积。
密度 ρ_m	$\rho_m = \psi \rho_a + (1 - \psi) \rho_o$
热传导系数 h_m	$h_m = \psi h_a + (1 - \psi) h_o$
动力粘度 μ_m	$\mu_m = \psi \mu_a + (1 - \psi) \mu_o$
运动粘度 ν_m	$\nu_m = (1 + 0.015\psi) \nu_o$ 此式适用于 $\psi \leq 25\%$, ν_o 为不含气泡的油的运动粘度。
体积弹性模数 E_m	① 设空气是等温变化时 $E_m \approx \left[\frac{(V_{o1}/V_{a1}) + (p_a/p)}{(V_{o1}/V_{a1}) p_a K / p_2} \right] E$ ② 设空气是绝热变化时 $E_m \approx \left[\frac{(V_{o1}/V_{a1})(p_a/p)^{2/k} + 1}{(V_{o1}/V_{a1})(p_a/p)^{1/k}(K/kp) + 1} \right] E$ 式中, V_{o1} 为大气压力下油的总体积, V_{a1} 为大气压下空气泡的总体积, p_a 为大气压力, p 为绝对压力, K 为不含气泡纯油的体积弹性模数, k 为空气的比热比; $k = 1.402$ 。
气泡流的速度 u_m	$u_m = \frac{1}{\rho_m} (\rho_a u_a + \rho_o u_o) \approx u_o$ 式中 u_a , u_o 分别为空气泡、油液的速度。
气泡流中的声速 a_m	$a_m = \sqrt{\frac{\Gamma p}{\psi \rho}}$ 式中: Γ 为气泡油比热系数, $\Gamma = (m_a C_{pa} + m_o C_{vo}) / (m_a C_{va} + m_o C_{vo})$ 其中 m_a , m_o 分别为空气泡和油的质量, C_{pa} 为空气的定压比热, C_{va} 为空气的定容比热, C_{vo} 为油的定容比热。

1.6.4 气穴

在温度恒定的条件下,由于液体高速流动时,而使液体的绝对压力减低至低于该液体的饱和蒸汽压 p_v 时,液体中产生大量蒸汽泡,称之为气穴。表征气穴的相似判据为气穴系数

$$C = \frac{p - p_v}{\rho v^2} \quad (1.6-2)$$

式中 p ——液体的绝对压力;
 p_v ——液体的饱和蒸汽压力;
 ρ ——液体的密度;
 v ——液体的平均流速。

因为矿物油的饱和蒸汽压很低,如石油基液压油在 71℃ 时其饱和蒸汽压为 2.3mm 水银柱,似乎很不易发生气穴了,但实际上当油液的绝对压力降低到油液的空气分离压 p_g , 油的 $p_g > p_v$, 油中的溶解空气就

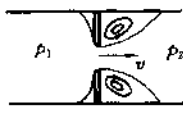
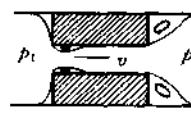
分离出来,形成大量气泡。广义而言,这也是气穴的初生阶段,所以对液压油的气穴问题应按空气分离压 p_g 来考虑,这与水的气穴是不同的。

气穴发生时除流动性能变坏,并伴有噪声和振动外,当气穴气泡崩溃时还产生较大的局部冲击力。这个力使与油液接触的金属疲劳,当气泡在绝热压缩时,出现局部高温,使油变黑并对金属产生化学腐蚀作用。在这些物理化学的综合作用下,元件表面受到局部侵蚀,甚至损坏。这种气穴对固体表面的侵蚀,称之为气蚀。总而言之,气穴是液体流动中的一种“癌症”,应尽量地避免或削减其危害性。

1.6.5 节流气穴

当油液流经节流孔口或阀口时易形成高速射流,使其绝对压力下降,而产生气穴。为使节流孔口不发生气穴的条件见表 1.6-2。

表 1.6-2 节流孔口不发生气穴的条件

节流孔类型	薄壁孔口	厚壁孔口
图 示		
气穴系数 C	$\frac{p_2 - p_g}{p_1 - p_2}$	$\frac{p_2 - p_g}{p_1 - p_2}$
无气穴的条件	$\frac{p_1}{p_2} < 3.5$	$C_d \leq \left(\frac{C+1}{2.75}\right)^2$

说明: p_g ——油液的空气分离压力; C_d ——厚壁孔口(或阻尼器)的流量系数

(3) 液压系的气穴

由于液压油粘度较大, 液压泵的吸入管压降较大, 因此在泵的入口段就容易发生气穴。威尔逊(W. E. Wilson)认为要避免气穴发生, 就应设计好吸入管系, 使之与泵内的吸入能力相匹配。他对叶片和齿轮式容积式泵作了系列的气穴试验研究得出了一个统一的气穴方程式

$$\frac{q_L}{q_T} = 1 - \left(\frac{p_a}{\rho C v_p^2}\right) \left(\frac{p_i - p_v}{p_a}\right) \quad (1.6-3)$$

- 式中 q_T ——液压泵的理论流量; $q_T = A_p v_p$;
 q_L ——因气穴而损失的流量;
 p_a ——大气压力;
 ρ ——液体密度;
 C ——气穴系数, $C = \frac{v_2 - v_1}{v_p}$, 见图 1.6-3;
 v_1 ——泵工作腔入口液体的速度;
 v_2 ——泵工作腔内液体的速度;
 v_p ——泵运动件(如活塞, 叶片或轮齿等)的速度;
 p_i ——泵的入口处的压力;
 p_v ——流体的蒸汽压力。

上式中 $\frac{q_L}{q_T}$ 为因气穴损失的流量与理论流量之比。其值愈大反映气穴愈严重。 $\frac{p_a}{\rho C v_p^2}$ 项包含有液体密度与加速度效应的系数, $\frac{p_i - p_v}{p_a}$ 项表示吸入管内液体因加速跟上运动件速度而下降的绝对压力与大气压力之比值。

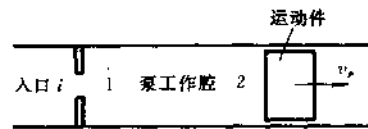


图 1.6-3 泵的入口与工作腔

图 1.6-4 为液压泵气穴评估曲线, 它是比以比重为 0.88 的液压油为介质, 按(1.6-3)式无气穴, 即 $q_L/q_T = 0$ 而画出的。其中气穴系数 C 因泵的类型和入口状况不同而异, 入口状况不佳的泵, 其 C 值为 1, C 值愈小抗气穴性能愈好。各泵的 C 值见表 1.6-3

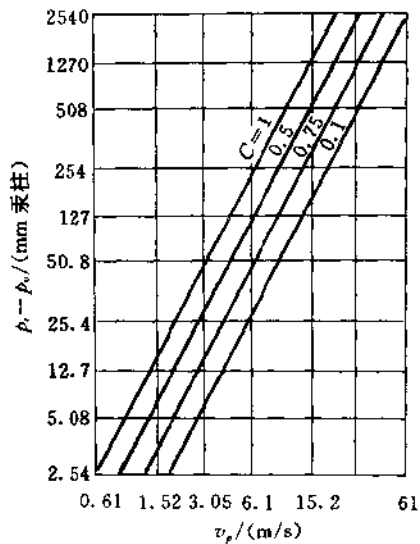


图 1.6-4 液压泵气穴评估曲线

表 1.6-3 液压泵的气穴系数 C

液压泵类型	柱塞泵	齿轮泵	叶片泵	螺杆泵	中心吸入的凸轮 转子式叶片泵
气穴系数 C	≤ 0.7	≤ 0.4	≤ 0.4	0.3	0.25

图 1.6-4 的用法

(A) 当已知 $p_i - p_o$ 时, 按各类泵的 C 值, 可估算出各类泵不发生时气穴时运动件所允许的最大速度 v_p , 例如已知 $p_i - p_o = 125\text{mmHg}$ 柱时, 对柱塞泵而言, 柱塞允许的最大速度 $v_p \leq 5\text{m/s}$, 若是凸轮转子式叶片

泵, 则凸轮的平均圆周速度可达 $v_p \leq 8\text{m/s}$ 。

(B) 若已知泵的类型、运动件速度 v_p 时, 则可由图 1.6-4 查出该泵不发生时气穴时最小的允许压力降 $p_i - p_o$ 。