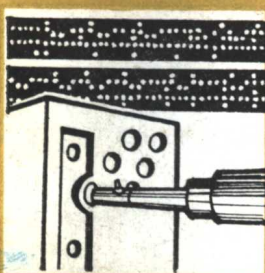
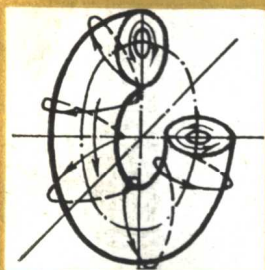


高等学校试用教材

5821

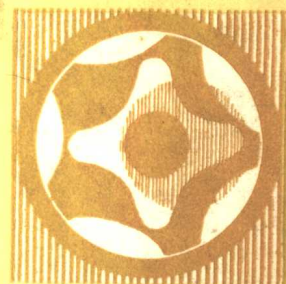
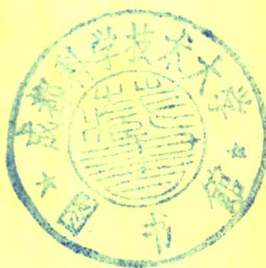
2524

645014



往复泵及 其它类型泵

华中工学院朱俊华 主编



机械工业出版社

511

524

645014

高等学校试用教材

往复泵及其它类型泵

华中工学院朱俊华 主编



机械工业出版社

往复泵及其它类型泵

华中工学院朱俊华 主编

*

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第 117 号)

机械工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 787×1092 1/16·印张 7³/₄·字数 186 千字

1982 年 7 月北京第一版·1982 年 7 月北京第一次印刷

印数 0,001—4,600·定价 0.85 元

*

统一书号: 15033·5116

前 言

《往复泵及其它类型泵》系根据 1978 年 4 月在天津召开的高等学校一机部对口专业座谈会的精神以及 1978 年 9 月在兰州召开的高等院校水力机械专业教材编审会议上所通过的教材编写大纲编写的。

《往复泵及其它类型泵》是一门专业课程，包括往复泵、旋涡泵、液环泵、射流泵四部分内容，书中讲述了这四种类型泵的一般结构、工作原理、流体在泵内的运动规律及常用的水力计算方法。在内容上力求反映国内外最新科研成果和生产实践经验，在文字上力求简明扼要，条理清楚。

本书除了作为高等学校水力机械专业的教材外，还可供有关专业和从事这一方面工作的设计人员参考。

本书由华中工学院朱俊华主编，其中往复泵和射流泵由朱俊华编写，旋涡泵由华中工学院贾宗谟编写，液环泵由甘肃工业大学穆界天编写。全书由甘肃工业大学战长松主审。由一机部教材编辑室责任编辑孙祥根编辑加工和全面校订。

在本书编写过程中，一机部通用机械研究所、沈阳水泵研究所、武汉水利电力学院等单位有关同志对本书提出过很多宝贵意见，在此表示衷心感谢。

由于编者业务水平有限，书中难免会有错误和不妥之处，诚恳地希望读者批评指正。

目 录

第一章 往复泵	1	§ 2-8 旋涡泵的汽蚀	85
§ 1-1 往复泵的工作原理及分类	1	§ 2-9 旋涡泵是自吸和汽液混输	88
§ 1-2 往复泵的主要性能参数	4	第三章 液环泵	91
§ 1-3 空气室	18	§ 3-1 概述	91
§ 1-4 阀的基本理论及计算	25	§ 3-2 液环泵内气体流量和液体流量 吸气口的合理位置	92
§ 1-5 往复泵的液力端	33	§ 3-3 液环泵内液体运动和液环形状 压缩比和临界压缩比	95
§ 1-6 往复泵的传动端	42	§ 3-4 最大压力和压缩曲线	100
§ 1-7 往复泵的总体设计和选择	50	§ 3-5 液环泵的设计	103
§ 1-8 往复泵的试验	64	§ 3-6 双作用液环泵	106
第二章 旋涡泵	66	§ 3-7 液环泵的运行	108
§ 2-1 旋涡泵的特点及应用	66	第四章 射流泵	109
§ 2-2 旋涡泵的分类与典型结构	67	§ 4-1 射流泵的工作原理及分类	109
§ 2-3 旋涡泵的工作原理	72	§ 4-2 射流泵的基本方程式	110
§ 2-4 旋涡泵的理论基础和理论计算 方法	73	§ 4-3 射流泵最优面积比 $(f_s/f_{p1})_{opt}$ 的确定	112
§ 2-5 旋涡泵的经验统计算法	76	§ 4-4 射流泵尺寸的确定	116
§ 2-6 过流部分几何形状对旋涡泵性能 的影响	83	§ 4-5 射流泵的汽蚀	117
§ 2-7 旋涡泵径向力的计算和轴向力的 平衡	85	§ 4-6 深井射流装置	118

第一章 往 复 泵

§ 1-1 往复泵的工作原理及分类

一、往复泵在国民经济中的应用及发展趋势

往复泵是一种发展较早的动力机械之一，往复泵包括活塞泵和柱塞泵。它适于输送流量较小、压力较高的各种介质。如低粘度、高粘度、腐蚀性、易燃、易爆、剧毒等各种液体。特别是当流量小于 $100\text{m}^3/\text{h}$ 、排出压力大于 $100\text{kgf}/\text{cm}^2$ ⊖时，更加显示出它有较高的效率和良好的运行性能。因此，直到目前仍广泛用于国民经济的各个领域。如钻井泥浆泵的驱动功率达 1250kW ，最大排出压力为 $380\text{kgf}/\text{cm}^2$ ，流量达 $50\sim 60\text{ l/s}$ 。又如年产三十万吨合成氨设备中的高压甲铵泵是尿素生产中的关键设备之一，甲铵泵的工作压力达 $200\text{kgf}/\text{cm}^2$ ，所输送的甲铵液对金属材料有很强的腐蚀作用，甲铵液在低温时容易析出结晶，从而引起管路堵塞，因而必须在高温下工作，甲铵泵大都采用柱塞泵。通常往复泵的应用范围如图 1-1 所示。

理论上，往复泵的流量和排出压力无关，因此，使用往复计量泵可以精确地、可调节地输送各种介质。在石油化学工业中，计量泵可以代替物料配比仪表，实现连续操作、自动控制等，这对于提高产品质量、降低成本、实现自动化运行创造了条件。

在输送各种不同的介质时，采用隔膜式往复泵和隔膜式计量泵为输送特殊介质开辟了道路。

随着石油化学工业、机械制造工业、造纸、食品、医药、化学分析等发展，对往复泵（包括计量泵、隔膜泵等）的需求日益增加，同时，生产的发展对往复泵提出更高的要求。

1. 一方面要求往复泵向小流量、微流量和高压、超高压领域发展，另一方面也向高压大流量、大功率方向发展。

2. 要求往复泵的体积小、重量轻、寿命长，这主要是要求提高往复泵的转速以及解决提高转速后出现的各种问题。

3. 要求往复泵更好地适应各种介质的性质和状况。

4. 发展新品种。

二、往复泵的工作原理及特点

1. 往复泵的工作原理

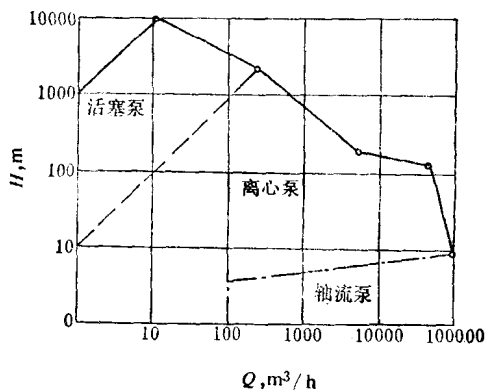


图1-1 往复泵的应用范围

⊖ $1\text{ kgf}/\text{cm}^2 = 98067\text{N}/\text{m}^2 = 0.9807 \times 10^5\text{Pa}$ 。

如图 1-2 所示, 往复泵通常由两部分组成。一部分是直接输送液体, 把机械能转换为液体压力能的液力端, 另一部分是将原动机的能量传给液力端的传动端。液力端主要有液缸体、活塞 (柱塞)、吸入阀和排出阀等部件。传动端主要有曲柄、连杆、十字头等部件。

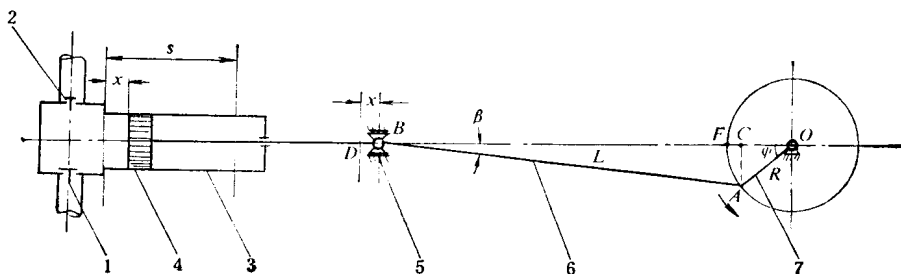


图1-2 单作用往复泵示意图

1—吸入阀 2—排出阀 3—液缸体 4—活塞 5—十字头 6—连杆 7—曲柄

当曲柄以角速度 ω 逆时针旋转时, 活塞向右移动, 液缸内容积增大, 压力降低, 吸水池中液体在压力差的作用下克服吸入管路和吸入阀等的阻力损失进入到液缸中。当曲柄转过 180° 角度以后活塞向左移动, 液体被挤压, 液缸体内液体压力急剧增加, 在这一压力作用下吸入阀关闭而排出阀被打开, 液缸内液体在压力差的作用下被排送到排出管路中去。当往复泵的曲柄以角速度 ω 不停地旋转时, 往复泵就不断地吸入和排出液体。

2. 往复泵的工作特点

从往复泵的工作原理中可以看出往复泵有以下特点:

(1) 往复泵的流量只与液力端的几何尺寸 (往复泵活塞的直径 D 和活塞行程 s)、泵的转速 (活塞每分钟的往复次数 n) 有关, 而与泵的扬程无关。所以往复泵不能用排出阀来调节流量。

(2) 往复泵的扬程取决于泵在其中工作的装置特性。在装置中不管对活塞产生多大的压力, 只要原动机有足够的功率, 填料密封有相应地密封性能, 以及往复泵有足够的强度, 就可以推动活塞把液体排出。因此, 在额定排出压力下, 同一台往复泵在不同的装置中可以产生不同的扬程。

(3) 往复泵不能像离心泵那样在关闭点运转, 且在往复泵装置中必须装置安全阀或其它安全装置。

从上述特点可知, 往复泵的性能曲线是一条垂直线, 如图 1-3 所示。但是在高压时, 由于泄漏损失增加, 流量稍有减少。

三、往复泵的分类

往复泵的种类很多, 可以按下面几种主要方式进行分类。

1. 根据液力端的特点分

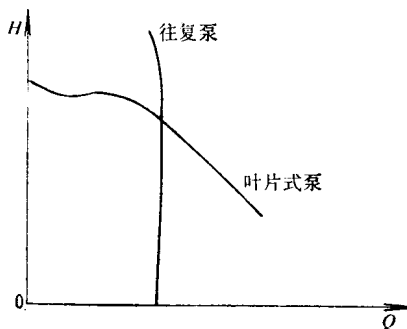


图1-3 往复泵的性能曲线

- (1) 按往复泵的工作机构可分为：
 活塞（柱塞）泵和隔膜泵
- (2) 按往复泵的作用特点可分为：
 单作用泵、双作用泵、差动泵，如图 1-4。

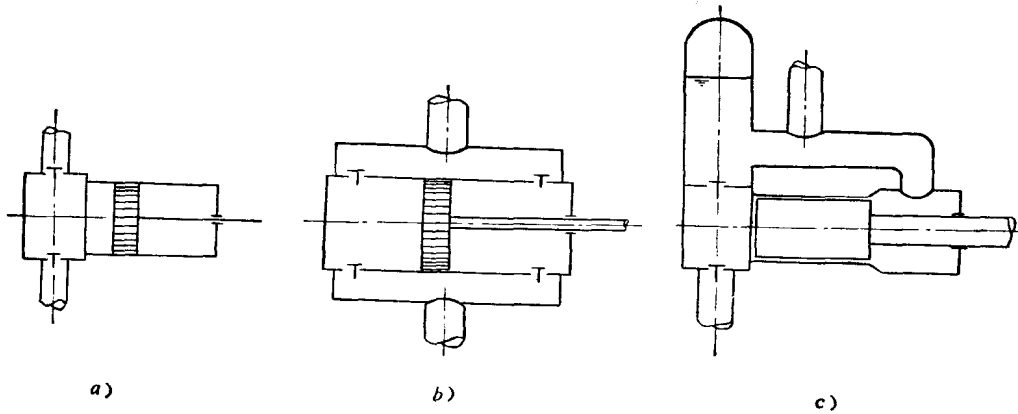


图1-4 单作用泵、双作用泵、差动泵示意图
 a) 单作用泵 b) 双作用泵 c) 差动泵

- (3) 按液缸数可分为：
 单缸泵、双缸泵、多缸泵等。
2. 根据传动端的结构特点分
 曲柄连杆机构、直轴偏心轮机构、行程调节机构等。
3. 根据动力分
- (1) 机动泵（包括电动机驱动的泵和内燃机驱动的泵）。
- (2) 直接作用泵（包括蒸汽、气、液压直接驱动的泵）。
- (3) 手动泵。
4. 根据排出压力 p_2 的大小分
- | | |
|------|---|
| 低压泵 | $p_2 \leq 40 \text{kgf/cm}^2$ |
| 中压泵 | $40 \text{kgf/cm}^2 < p_2 < 320 \text{kgf/cm}^2$ |
| 高压泵 | $320 \text{kgf/cm}^2 \leq p_2 < 1000 \text{kgf/cm}^2$ |
| 超高压泵 | $p_2 \geq 1000 \text{kgf/cm}^2$ |
5. 根据活塞每分钟的往复次数 n 分
- | | |
|------|--|
| 低速泵 | $n \leq 80 \text{min}^{-1}$ |
| 中速泵 | $80 \text{min}^{-1} < n < 250 \text{min}^{-1}$ |
| 高速泵 | $250 \text{min}^{-1} \leq n < 550 \text{min}^{-1}$ |
| 超高速泵 | $n \geq 550 \text{min}^{-1}$ |
- 此外，往复泵可以根据使用部门，所输送介质的性质等进行分类。

§ 1-2 往复泵的主要性能参数

一、流量

1. 理论平均流量

在曲柄连杆机构的往复泵中，当曲柄以不变的角速度旋转时，活塞是作变速运动，所以往复泵的流量也是随时间而变化。但是，对于使用者来说，往往要知道在一定时间内往复泵所输送液体的体积。因此，就需要研究往复泵的理论平均流量。如图 1-2，活塞在一个往复行程中所排出液体的体积在理论上应该等于活塞在一个行程中所扫过的体积。因此，理论平均流量 Q_{th} 为：

对单作用泵

$$Q_{th} = \frac{zAsn}{60} \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (1-1)$$

对双作用泵

$$Q_{th} = \frac{z(2A - A_d)sn}{60} \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (1-2)$$

式中 z ——液缸数；

A ——活塞面积， m^2 ；

A_d ——活塞杆的截面面积， m^2 ；

s ——活塞行程， m ；

n ——活塞每分钟的往复次数（简称往复次数）， min^{-1} 。

差动泵理论平均流量的计算公式与单作用往复泵相同。若差动泵的活塞及活塞杆直径为 D 和 d ，其截面面积为 A 和 A_d 。差动泵在吸入过程中吸入的流量为 $Q = \frac{Asn}{60}$ ，同时，它把活塞后面体积为 $(A - A_d)s$ 的液体排到排出管路中。而在排出过程中液体并没有完全排出去，一部分液体留存在右边活塞所让出的空腔中，实际上只有 $A_d s$ 的液体被排到排出管路中。因此，在一个往复行程中排到排出管路中总的体积为 $(A - A_d)s + A_d s = As$ ，这和单缸单作用往复泵的流量是一样的。但是它的流量分别在两个单行程中被排出，所以在排出管路中的流量较均匀。

综合上述公式，可以把往复泵的理论平均流量 Q_{th} 写成

$$Q_{th} = \frac{kzAsn\tau}{60} \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (1-3)$$

式中 k ——作用数；

单作用往复泵及差动泵 $k = 1$ ，

双作用往复泵 $k = 2$ 。

τ ——排挤系数，是考虑到活塞杆面积 A_d 对流量减少的系数。

$$\tau = 1 - \frac{A_d}{2A} \quad (1-4)$$

2. 瞬时理论流量及流量不均匀系数

由于活塞作变速运动，在工作过程中流量也是变化的，因此，为了研究流量的变化规律，就必须知道每一瞬时的流量，在任一瞬时往复泵的理论流量称瞬时理论流量，用 Q'_{th} 表示。

单缸单作用往复泵的瞬时理论流量

$$Q'_{th} = Au \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (1-5)$$

式中 u —— 活塞运动的速度， m/s 。

活塞面积 A 在工作过程中是不变的，因此，瞬时理论流量 Q'_{th} 和活塞运动速度 u 有同样的变化规律。如图 1-2，当曲柄转过 φ 角后，活塞所走过的距离为 x ，这一距离应等于

$$x = DO - BO = (DF + FO) - (CO + BC) = L + R - (R\cos\varphi + L\cos\beta) \quad (1-6)$$

式中 L —— 连杆长度， m ；

R —— 曲柄半径， m ；

φ —— 曲柄转角，度；

β —— 相应曲柄转角 φ 时，连杆与液缸轴线间的夹角，度。

因
$$L\sin\beta = R\sin\varphi$$

所以
$$\sin\beta = \frac{R}{L}\sin\varphi$$

$$\cos\beta = \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2 \sin^2\varphi}$$

设曲柄半径 R 与连杆长度 L 的比值为 λ ，则：

$$\cos\beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\varphi}$$

将上式右边部分按牛顿二项式展开，且略去第二项以后的数值，得

$$\cos\beta = 1 - \frac{\lambda^2 \sin^2\varphi}{2}$$

将上式代入式 (1-6) 中，并整理后得到活塞的位移 x 为：

$$x = R \left(1 - \cos\varphi + \frac{\lambda}{2} \sin^2\varphi \right) \quad \text{m} \quad (1-7)$$

从上式可知，当曲柄半径 R 、连杆长度 L 为一定时，活塞位移 x 随曲柄转角 φ 变化，因此，活塞在任一时间的位移可以由 $\varphi = \omega t$ 来决定。因曲柄是以等角速度 ω 旋转，所以活塞位移 x 也是时间的函数。

活塞运动的速度 u 为

$$u = \frac{dx}{dt} = R\omega \left(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) \quad \text{m/s} \quad (1-8)$$

活塞运动的加速度 a 为

$$a = \frac{d^2x}{dt^2} = R\omega^2 (\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi) \quad \text{m/s}^2 \quad (1-9)$$

在往复泵中，为了改善机构的受力状况，通常曲柄半径 R 对连杆长度 L 的比值较小。一般在 $\lambda = \frac{R}{L} = 0.2$ 或更小时，可以近似忽略连杆的影响，则活塞的位移、速度、加速度为

$$x = R(1 - \cos\varphi) \quad (1-10)$$

$$u = R\omega \sin\varphi \quad (1-11)$$

$$a = R\omega^2 \cos \varphi \quad (1-12)$$

因此，单缸单作用往复泵的瞬时理论流量 Q'_{th} 为

$$Q'_{th1} = Au = AR\omega \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (1-13)$$

或
$$Q'_{th1} = AR\omega \sin \varphi \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (1-14)$$

双缸双作用往复泵的瞬时理论流量应该考虑活塞杆面积 A_d 对流量的影响，因此，瞬时理论流量 Q'_{th2} 应为

$$Q'_{th2} = (2A - A_d)R\omega \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (1-15)$$

或
$$Q'_{th2} = (2A - A_d)R\omega \sin \varphi \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (1-16)$$

多缸泵的瞬时理论流量是将所有液缸在同一瞬时排出的瞬时理论流量叠加得到，如图1-5。

以横坐标代表曲柄转角 φ ，纵坐标代表瞬时理论流量 Q'_{th} 和理论平均流量 Q_{th} ，即可作出几种往复泵的流量曲线，流量曲线下面的面积是以一定的比例表示了往复泵在理论上排出液体体积的大小。从图中可以看出：液缸数越多，合成瞬时理论流量 Q'_{th} 越趋向均匀，并且奇数缸比偶数缸效果更加明显。但液缸数太多，往复泵的结构复杂，制造和维护困难，通常用双缸双作用、三缸单作用、单缸单作用和单缸双作用泵。

为了表示流量不均匀的程度，引入流量不均匀系数，流量不均匀系数的表示方法较多，下面介绍常用的两种表示方法。

(1) 用最大、最小瞬时理论流量的差值和理论平均流量的比值 δ_o 表示。

$$\delta_o = \frac{Q'_{th\max} - Q'_{th\min}}{Q_{th}} \quad (1-17)$$

(2) 用不均匀系数 δ_{o1} 和 δ_{o2} 表示。

$$\delta_{o1} = \frac{Q'_{th\max} - Q_{th}}{Q_{th}} \quad (1-18)$$

$$\delta_{o2} = \frac{Q'_{th\min} - Q_{th}}{Q_{th}} \quad (1-19)$$

往复泵的流量不均匀系数，如表 1-1。

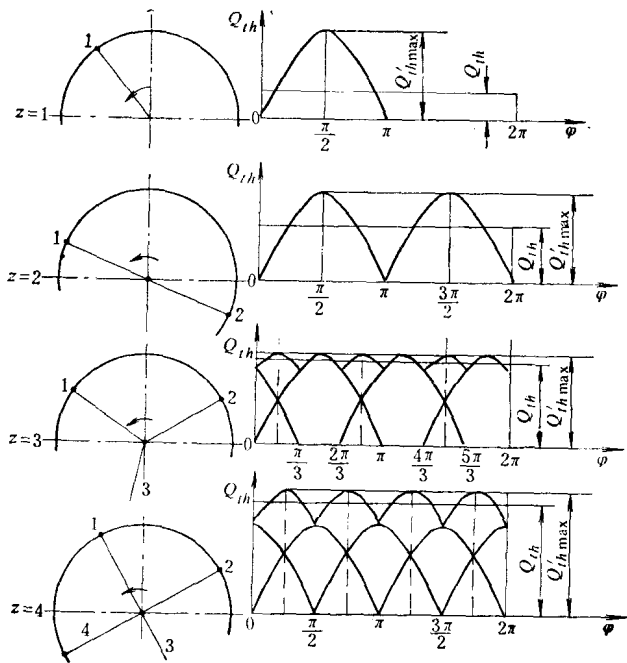


图1-5 往复泵的流量曲线

表 1-1

液缸数 z	1	2	3	4	5
δ_o	3.14	1.57	0.142	0.325	0.07
δ_{o1}	2.14	0.57	0.05	0.11	0.02
δ_{o2}	-1.0	-1.0	-0.09	-0.21	-0.04

由于往复泵的流量不均匀,会造成排出压力的脉动,尤其是当排出压力的变化频率与排出管路的自振频率相等或成整数倍时,将会引起共振。往复泵的流量、压力波动会使原动机的负载不均匀,缩短往复泵和管路的使用寿命,同样因流量和压力的波动会使吸入条件变坏。

选择合适的液缸数,作用数或采用空气室等方法,可以减少流量和压力的脉动。

3. 实际流量和流量系数

实际上往复泵所排出液体的体积要比理论上计算的体积要小,往复泵在单位时间内所排出液体的量称为实际流量,以 Q 表示。

$$Q = \alpha Q_{th} \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (1-20)$$

式中 α ——流量系数。

实际流量和理论流量差别的原因有

(1) 由于排出阀和吸入阀开闭的迟缓所引起的。例如,当活塞在吸入行程终了时,吸入阀处于开启状态,排出阀处于关闭状态,而当活塞开始作排出行程时,液缸体内的压力增加,但这时吸入阀并未及时关闭,有部分液体从液缸回到吸入管中。同样,在排出行程终了和吸入行程开始时,排出阀没有及时关闭,有部分液体从排出管路经排出阀漏回液缸体中。

(2) 阀、活塞和液缸体、活塞杆和填料箱的不严密引起的泄漏。

(3) 在吸入管路中压力降低时,从吸入液体中分离出溶解在液体中的气体,以及少量空气通过吸入管路、填料箱等不严密处进入液缸体内,形成空气囊,这种空气囊在吸入行程中膨胀,在排出行程时被压缩,因而减少了流量。

(4) 当往复泵的工作压力较高时,就不能忽略液体的压缩性。

根据上述原因,可以把流量系数分成两部分,即容积效率 η_v 和充满系数 β_v 。

$$\alpha = \eta_v \beta_v \quad (1-21)$$

(1) 容积效率 η_v 表示往复泵的实际流量和进入到往复泵内液体体积之比。 η_v 只考虑到液体通过往复泵的各密封处从高压侧向低压侧的泄漏所造成的损失。

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_i} = \frac{Q}{Q + \Delta Q} \quad (1-22)$$

式中 Q_i ——进入到液缸内液体的体积, m^3/s ;

ΔQ ——往复泵中泄漏损失的流量, m^3/s 。

(2) 充满系数 β_v 是指进入到液缸内液体的体积 Q_i 和理论流量 Q_{th} 之比,即

$$\beta_v = \frac{Q_i}{Q_{th}} = \frac{Q + \Delta Q}{Q_{th}} \quad (1-23)$$

流量系数 α 的变化范围很大,它随着所输送介质粘度的增加而减小,活塞每分钟的往复

次数增加后, 由于吸入阀和排出阀不能及时开启和关闭, 流量系数 α 也会减小; 随着所输送压力增加, 在各相对运动的间隙处和不严密处的泄漏增加, 从而引起实际流量的减少; 液缸内进入气体或在吸入过程中从液体中析出的气体, 这些气体在排出过程中被压缩, 在吸入过程中膨胀, 从而减小了吸入液体的体积, 使流量系数减小。一般 $\alpha = 0.85 \sim 0.98$ 。

二、排出压力和扬程

往复泵的排出压力是指泵出口法兰处的液体压力 p_2 (表压), 单位为帕 ($1\text{Pa} = 1\text{N/m}^2$), 如图 1-6。在样本或技术文件中规定的排出压力是指往复泵允许的最大排出压力。

排出压力 p_2 可用下式计算

$$\frac{p_2}{\gamma} = \frac{p_d}{\gamma} + (z_d - h_2) + \sum \Delta h_{L2} - \frac{c_2^2}{2g} \quad (1-24)$$

- 式中 p_d ——排出液面上的压力, N/m^2 ;
 z_d ——通过泵缸中心线的基准面到排出液面的高度, m ;
 h_2 ——泵出口法兰至基准面的高度, m ;
 $\sum \Delta h_{L2}$ ——排出管路中的水力损失和液体惯性损失, m ;
 c_2 ——泵出口法兰处管路中液体的流速, m/s ;
 γ ——液体的重度, N/m^3 。

在实际应用时, 必须使排出压力小于额定的排出压力。

泵的扬程是指单位重量液体通过泵以后能量的增值, 以 H 表示, 单位为 m 液柱。

往复泵的扬程可用下式计算:

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + h + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \quad \text{m} \quad (1-25)$$

- 式中 p_1 ——泵进口法兰处的表压, N/m^2 ;
 当 $p_1 < p_a$ 时, p_1 取负值,
 当 $p_1 > p_a$ 时, p_1 取正值。
 h ——泵进出口法兰之间的高度, m ;
 c_1 ——吸入管中液体的流速, m/s 。

由于在往复泵中 h 和 $\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$ 的值很小, 因此, 往复泵的扬程 H 近似可用下式表示。

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\gamma}$$

当 $p_2 \gg p_1$ 时

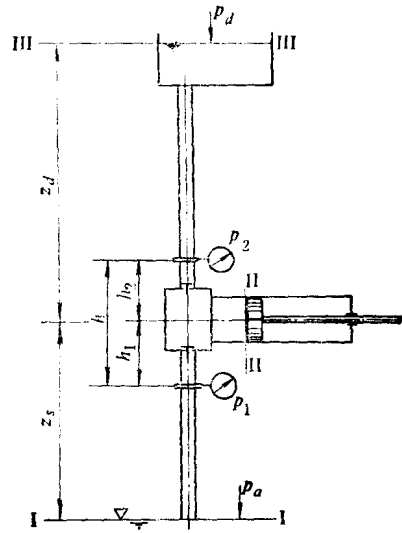


图1-6 往复泵工作示意图

$$H \doteq \frac{p_2}{\gamma}$$

三、功率及效率

1. 有效功率 N_e 单位时间内通过泵的液体所获得的能量,称为有效功率,用 N_e 表示。

$$N_e = \gamma Q H \quad \text{W} \quad (1-26)$$

当 $p_2 \gg p_1$ 时, $H \doteq \frac{p_2}{\gamma}$, 则

$$N_e = Q p_2$$

或

$$N_e = \frac{Q p_2}{1000} \quad \text{kW}$$

2. 轴功率 N 输入到泵轴上的功率称轴功率,用 N 表示。

$$N = \frac{N_e}{\eta} \quad \text{W} \quad (1-27)$$

式中 η ——往复泵的总效率。

3. 指示功率 N_i 单位时间内活塞对液体所作的功称指示功率,它可以从示功图求得。

$$N_i = \gamma Q_i H_i \quad \text{W} \quad (1-28)$$

式中 Q_i ——单位时间内从活塞得到能量的液体量, m^3/s ;

H_i ——单位重量液体从活塞获得的能量, m 。

4. 容积效率 η_v 表示泵的实际流量和进入到泵内液体体积的比值,它只考虑到液体的泄漏所造成的损失。

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_i} = \frac{Q}{Q + \Delta Q}$$

5. 水力效率 η_h 每公斤液体通过泵后所获得的能量和活塞对每公斤液体所作的功之比称水力效率。水力效率 η_h 是考虑到当液体在泵内流动时,由于沿程摩擦阻力损失和局部阻力损失所造成的压力损失。

$$\eta_h = \frac{H}{H_i} = \frac{H}{H + \sum \Delta h_L} \quad (1-29)$$

6. 指示效率 η_i 有效功率 N_e 与指示功率 N_i 之比称指示效率 η_i 。

$$\eta_i = \frac{N_e}{N_i} = \frac{\gamma Q H}{\gamma Q_i H_i} = \eta_v \eta_h \quad (1-30)$$

7. 机械效率 η_m 输入到泵轴上的功率要经过曲柄连杆机构、填料箱等各种传动机构及摩擦副,要消耗一部分功率。因此,泵的指示功率 N_i 总是要比轴功率 N 小一些,其比值称为机械效率。

$$\eta_m = \frac{N_i}{N} \quad (1-31)$$

8. 总效率 η 泵的总效率等于有效功率 N_e 与轴功率 N 之比,用 η 表示

$$\eta = \frac{N_e}{N} = \frac{N_e}{N_i} \frac{N_i}{N} = \eta_i \eta_m \quad (1-32)$$

泵的总效率可以由试验测得,一般对于机动往复泵 $\eta = 0.60 \sim 0.90$ 。

9. 配套功率 N_m 配套功率是指原动机的功率用 N_m 表示,当原动机和泵直接联接时,

原动机的输出功率就等于输入到泵轴上的功率。当原动机通过传动装置与泵联接时，要考虑传动效率。一般原动机的功率选择要比实际输出功率要大。

$$N_m = K_m N \quad (1-33)$$

式中 K_m ——功率储备系数

机动泵 $K_m = 1.2 \sim 1.5 \quad (N \leq 4\text{kW})$

$K_m = 1.05 \sim 1.2 \quad (N > 4\text{kW})$

计量泵 $K_m = 1.7 \sim 2.5。$

四、吸入性能

(一) 不稳定流动伯努利方程

在往复泵中，活塞运动的速度是变化的，因此，液流是不稳定的，在不稳定流动中，速度和压力不仅是位置的函数也是时间的函数。所以要研究在不稳定流动中的压力变化规律问题。

如图 1-7，假定在不稳定液流的微小流束中取一微小段，其长度为 ds 、面积为 dA 。由于假定液体为理想液体，因此，液体之间没有摩擦力，只有重力和压力的作用。

把作用在这一小段液体上的所有外力都投影到流动方向上，从牛顿第二定律可以得到

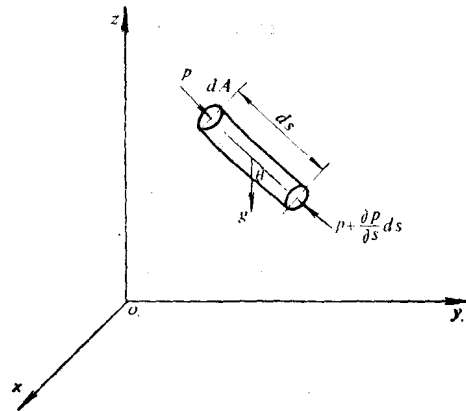


图1-7 不稳定流动中微小流束流动示意图

$$p dA - \left(p + \frac{\partial p}{\partial s} ds \right) dA + dA ds \gamma \cos \theta = \rho dA ds \frac{dc}{dt}$$

整理后得

$$-\frac{\partial p}{\partial s} + \rho g \cos \theta = \rho \frac{dc}{dt} \quad (1-34)$$

由于液体是不稳定运动， $c = f(s, t)$

$$\frac{dc}{dt} = \frac{\partial c}{\partial t} + \frac{\partial c}{\partial s} \frac{ds}{dt} = \frac{\partial c}{\partial t} + c \frac{\partial c}{\partial s}$$

因

$$ds \cos \theta = -dz$$

所以

$$\cos \theta = -\frac{dz}{ds}$$

$$\frac{\partial}{\partial s} \left(\frac{c^2}{2} \right) = c \frac{\partial c}{\partial s}$$

把这些关系代入式 (1-34) 中得

$$\frac{\partial p}{\partial s} + \rho g \frac{dz}{ds} + \rho \frac{\partial c}{\partial t} + \rho \frac{\partial c}{\partial s} \left(\frac{c^2}{2} \right) = 0$$

上式除以 ρ 并沿路程 s 积分得：

$$\frac{1}{\rho} \int_{p_1}^{p_2} \frac{\partial p}{\partial s} ds + g \int_{z_1}^{z_2} \frac{dz}{ds} ds + \int_{s_1}^{s_2} \frac{\partial c}{\partial t} ds + \int_{c_1}^{c_2} d \left(\frac{c^2}{2} \right) = 0$$

上述各项除以 g 后得

$$\frac{p_2 - p_1}{\gamma} + (z_2 - z_1) + \frac{1}{2g}(c_2^2 - c_1^2) + \frac{1}{g} \int_{s_1}^{s_2} \frac{\partial c}{\partial t} ds = 0$$

$$z_1 + \frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} = z_2 + \frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{1}{g} \int_{s_1}^{s_2} \frac{\partial c}{\partial t} ds \quad (1-35)$$

式 (1-35) 是不稳定流动伯努利方程式, 从式中可以看到它比稳定运动的伯努利方程式多一项, 这一项是液体作变速运动所引起的, 称它为惯性水头, 用 h_i 表示

$$h_i = \frac{1}{g} \int_{s_1}^{s_2} \frac{\partial c}{\partial t} ds$$

当液体在管路中流动时, 管路断面一般是不变的, 若沿管路流动方向上的时变加速度 $\frac{\partial c}{\partial t}$ 不变, 则惯性水头可以写成

$$h_i = -\frac{a}{g} L \quad (1-36)$$

式中 L ——管路长度。

在实际液体中由于存在粘性, 总是有各种阻力损失, 对于实际液体来说不仅要克服惯性水头, 同时也要克服各种阻力, 因此, 实际液体不稳定运动伯努利方程可写成

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{c_2^2}{2g} + h_{i1-2} + \Delta h_L \quad (1-37)$$

这样我们可以利用不稳定运动伯努利方程来分析在吸入过程和排出过程中液缸中压力的变化。

(二) 吸入过程中活塞表面压力的变化

无空气室单作用往复泵的吸入过程如图 1-6, 为了研究吸入过程中活塞表面上压力的变化规律, 列出截面 I-I 之间的不稳定流动伯努利方程。

$$z_I + \frac{p_I}{\gamma} + \frac{c_I^2}{2g} = z_{II} + \frac{p_{II}}{\gamma} + \frac{c_{II}^2}{2g} + h_{iI-II} + \Delta h_{L I-II}$$

以吸水池液面为基准面, 同时认为吸水池表面上的压力为大气压力。则

$$p_{II} = p_a$$

$$c_{II} = 0$$

$$z_{II} = 0$$

$p_I = p_{ps}$ ——吸入过程中活塞表面的压力;

$c_I = u$ ——活塞运动的速度;

$z_I = z_s$ ——几何吸入高度。

把各项代入上式, 并整理后得

$$\frac{p_{ps}}{\gamma} = \frac{p_a}{\gamma} - \left(z_s + \frac{u^2}{2g} + h_{iI-II} + \Delta h_{L I-II} \right) \quad (1-38)$$

从上式可知, 在吸入过程中活塞表面上的压力小于吸入液面上的压力, 在此压力差的作用下, 液体克服几何吸入高度 z_s 、惯性水头 h_{iI-II} 、水力损失 $\Delta h_{L I-II}$ 以及使液体流动所必须

的速度水头 $\frac{u^2}{2g}$ ，使液体从吸水池表面进入到液缸体内。

曲柄连杆机构往复泵活塞的位移 x 、速度 u 、加速度 a 随时间而变化，因此，必须进一步研究活塞表面上的压力随活塞所在位置的变化规律。

1. 几何吸入高度 z ，当装置确定后 z 为一常数，它不随活塞位移 x 而变化。

2. 速度水头 $\frac{u^2}{2g}$ 从活塞运动规律可知，如果曲柄连杆机构的径长比 $\lambda = \frac{R}{L} = 0.2$ 或更小时，可以忽略连杆的影响，则

$$u = R\omega \sin \varphi$$

$$\text{因} \quad x = R(1 - \cos \varphi)$$

$$\text{所以} \quad \cos \varphi = 1 - \frac{x}{R}$$

把这些关系代入速度水头 $\frac{u^2}{2g}$ 中得

$$\begin{aligned} \frac{u^2}{2g} &= \frac{1}{2g} (R\omega \sin \varphi)^2 = \frac{R^2 \omega^2}{2g} (1 - \cos^2 \varphi) \\ &= \frac{1}{2g} R^2 \omega^2 \left[1 - \left(1 - \frac{x}{R} \right)^2 \right] = \frac{1}{2g} R^2 \omega^2 \left(\frac{2x}{R} - \frac{x^2}{R^2} \right) \end{aligned}$$

因此，得到速度水头 $\frac{u^2}{2g}$ 和活塞位移 x 的两次方成正比。

3. 惯性水头 h_{i1-1} 我们可以把惯性水头分成吸入管路中的惯性水头 h_{is} 和液缸体中的惯性水头 h_{ic} ，由于液缸体的长度较小，液缸体中的惯性水头 h_{ic} 和吸入管路中的惯性水头 h_{is} 相比可以忽略不计，这样吸入过程中的惯性水头就是吸入管路中的惯性水头 h_{is} ，即

$$h_{i1-1} = h_{is} = \frac{a_1}{g} L_1 = \frac{L_1}{g} \left(\frac{dc_1}{dt} \right)$$

式中 L_1 、 c_1 、 a_1 分别为吸入管路的长度、流速、加速度。

根据流动的连续性条件有

$$A_1 c_1 = Au$$

$$c_1 = \frac{A}{A_1} u$$

式中 A_1 ——吸入管路的过水断面面积。

将 c_1 代入上式，有

$$\begin{aligned} h_{is} &= \frac{L_1}{g} \frac{d}{dt} \left(u \frac{A}{A_1} \right) = \frac{L_1}{g} \frac{A}{A_1} \frac{d}{dt} (R\omega \sin \varphi) \\ &= \frac{L_1}{g} \frac{A}{A_1} R\omega^2 \cos \varphi = \frac{L_1}{g} \frac{A}{A_1} R\omega^2 \left(1 - \frac{x}{R} \right) \end{aligned}$$

4. 水力损失 Δh_{L1-1} 可以把水力损失分成两部分，一部分是吸入管路中的水力损失 Δh_{Ls} ，另一部分是液流通过吸入阀时所产生的损失 Δh_{vs} 。

(1) 吸入管路中的摩擦阻力损失 Δh_{Ls1}

$$\Delta h_{Ls1} = \lambda_1 \frac{L_1}{d_1} \frac{c_1^2}{2g} = \lambda_1 \frac{L_1}{d_1} \left(\frac{A}{A_1} \right)^2 \frac{u^2}{2g} = K_1 \frac{u^2}{2g}$$