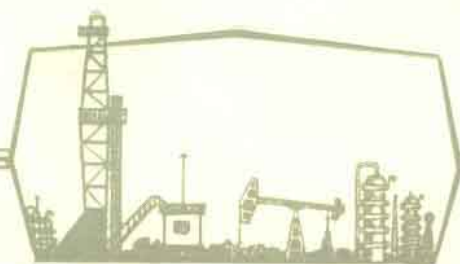


高等学校教学用书

采油机械

陶景明 杨敏嘉 主编



石油工业出版社

高等学校教学用书

采 油 机 械

陶景明 杨敏嘉 主编

石 油 工 业 出 版 社

(京)新登字 082 号

内 容 提 要

本书着重介绍采油机械设备的工作理论、特性、参数选定及计算方法。主要包括往复泵、液压传动、离心泵、抽油设备、修井设备和压缩机等六方面的内容。

本书可作为高等院校石油矿场机械、采油等专业的教学用书,也可作为有关厂矿科技人员及中等专业学校的参考书。

高等学校教学用书

采 油 机 械

陶景明 杨敏嘉 主编

*

石油工业部教材编译室编辑(北京902信箱)

石油工业出版社出版

(北京安定门外安华里二区一号楼)

北京顺义燕华印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行

*

787×1092毫米 16¹/₄开本 14¹/₄印张 367千字 印15,001—18,000

1988年2月北京第1版 1995年11月北京第6次印刷

ISBN 7-5021-0155-1/TE·153(课)

定价: 11.50元

前 言

《采油机械》是根据石油院校教材编写计划的要求为采油专业编写的教材。也可供其它专业的学生和有关科技人员参考。

本书主要讲述采油机械设备的基本工作原理、技术特性和使用要求。全书共有六章，包括抽油设备、离心泵、往复泵、液压传动、修井设备和压缩机。

本书在内容安排上具有以下特点：

1. 尽量从我国各油田的实际情况和采油专业的学生对采油机械的要求出发，力求内容简明、有针对性。

2. 考虑到近年来国内外石油科学技术的发展情况，教材中增添了一些新内容和新技术。

3. 由于学时所限，井下工具等内容未编入本教材。

本书的编写是在各石油院校教学实践的基础上，采纳了一些现场技术人员的意见，参考了国内外有关资料，通过集体讨论，拟定统一大纲分工编写而成的。本书由大庆石油学院陶景明、杨敏嘉任主编。参加编写的还有崔振华、刘玉泉以及成都科技大学的刘振铎同志（该同志编写了压缩机一章）。最后由华东石油学院的陈如恒、万邦烈二同志审查并提出了一些宝贵意见。

由于编者水平所限，加以时间仓促，本书缺点和错误在所难免，敬请读者批评指正。

编者

1986年

目 录

第一章 往复泵	(1)
第一节 概述.....	(1)
第二节 泵的排量.....	(5)
第三节 吸入和排出过程.....	(14)
第四节 泵的功率和效率.....	(22)
第五节 空气包.....	(24)
第六节 往复泵泵阀.....	(29)
参考文献	(32)
第二章 液压传动	(33)
第一节 概述.....	(33)
第二节 油泵与油马达.....	(37)
第三节 动力油缸.....	(47)
第四节 阀.....	(50)
第五节 辅助装置.....	(60)
第六节 基本回路.....	(63)
第七节 液压系统.....	(70)
参考文献	(72)
第三章 离心泵	(74)
第一节 概述.....	(74)
第二节 离心泵的理论基础.....	(79)
第三节 泵的损失及效率.....	(89)
第四节 离心泵与管路系统.....	(93)
参考文献	(97)
第四章 抽油设备	(98)
第一节 概述.....	(98)
第二节 游梁式抽油机.....	(107)
第三节 抽油泵.....	(128)
第四节 抽油杆.....	(140)
参考文献	(149)
第五章 修井机	(150)
第一节 概述.....	(150)
第二节 修井机的基本工作原理.....	(153)
第三节 选择使用修井机中的几个问题.....	(162)
参考文献	(181)
第六章 压缩机	(184)
第一节 概述	(184)
第二节 活塞式压缩机	(187)
第三节 离心式压缩机	(203)

第四节 回转式压缩机.....	(223)
第五节 压缩机的选择.....	(226)
参考文献	(229)

第一章 往 复 泵

第一节 概 述

泵的用途是将原动机的机械能转变为液体的能量,以达到输送、举升、循环或利用液体做功的目的。泵的种类很多,按作用原理一般可分为三大类:(1)容积式泵,它是利用工作容积周期性的变化来提高液体的压能的,例如活塞泵、隔膜泵、齿轮泵、螺杆泵等;(2)叶片式泵,它是利用叶轮的快速转动,使叶片和液体相互作用,以提高液体的能量的,例如离心泵、混流泵、轴流泵、旋涡泵等;(3)其他类型的泵,如射流泵、水锤泵以及水车等,这类泵一般工业上应用较少。

本章所讲的往复泵主要包括活塞泵和柱塞泵,它们都是靠活塞或柱塞的往复运动来改变液缸中液体的体积,从而使液体在工作压力下排出的。

往复泵与以离心泵为代表的叶片式泵相比,有许多优点。例如离心泵在压力高而排量小的条件下效率很低,而往复泵在各种排量下都有较高效率,因此在高压小排量的条件下,采用往复泵更有利。另外离心泵内液流速度高,当泵送高粘度液体时,泵内阻力损失就会很大,使效率降低;而当泵送含磨蚀性固体颗粒的液体时,泵内流道各部分会很快磨损。反之,往复泵中液流的速度较低,因而更适于泵送高粘度、高含砂量的液体。

由于以上原因,往复泵在石油矿场上应用很广泛。例如钻井中用的泥浆泵、固井泵(水泥泵),采油作业用的洗井泵、酸化压裂泵、输油泵以及某些注水泵都是往复泵。抽油设备中的深井泵也是一种特殊的往复泵。

当然,往复泵也有它本身的缺点。由于一般往复泵要将原动机的旋转运动变为速度较低的往复运动,因此结构复杂,单位功率的重量大,而易损件多,维修保养的要求高,从而使往复泵的费用高。因此在液体干净、粘度较低、排量大而压力不高的情况下应优先选用叶片型泵。

一、往复泵的工作原理

图1-1为一台卧式单缸单作用往复泵的示意图。在原动机的带动下,曲柄以角速度 ω 转动,通过连杆带动十字头、活塞杆和活塞,使活塞在缸套中作往复运动。当活塞从左边的极限位置向右运动时,缸内形成真空,吸入池中的液体在液面大气压 P_a 的作用下,抬起吸入阀3,进入缸内,直到活塞走到最右边的位置为止。这一工作过程,称为泵的吸入过程。然后,活塞从最右端开始向左移动,缸内液体受压,压力升高,吸入阀关闭,排出阀打开,液体经排出管排出泵外,这就是泵的排出过程。

在吸入或排出过程中,活塞移动的距离称作泵的冲程,以 S 表示,它与曲柄半径 r 存在以下关系

$$S=2r$$

二、往复泵的分类

目前石油矿场使用的往复泵种类很多,根据其结构特点,一般可分类如下:

1. 按挤压液体元件的结构分为活塞泵和柱塞泵,参看图1-2及图1-3。

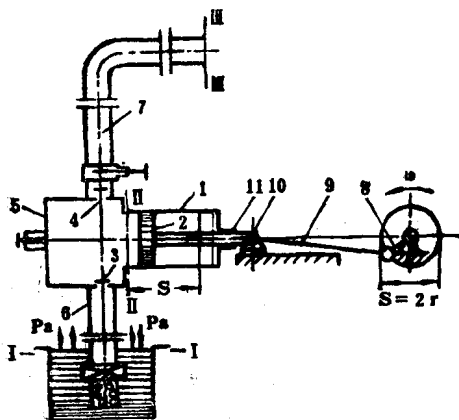


图1—1 往复泵示意图

1—缸套；2—活塞；3—吸入阀；4—排出阀；5—阀室；6—吸入管；7—排出管；8—曲柄；9—连杆；10—十字头；11—活塞杆

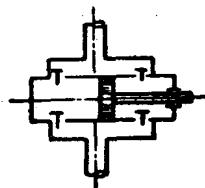


图1—2 双作用活塞泵示意图

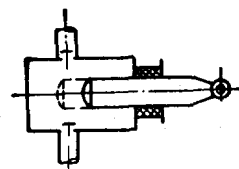


图1—3 柱塞泵示意图

2. 按挤压液体元件的作用分为单作用泵和双作用泵。

3. 按液缸数一般分为双缸泵、三缸泵和多缸泵。

4. 按液缸的布置分为卧式泵、立式泵、V型泵和星型泵等。

另外可以按泵的用途分为钻井泵、洗井泵、注水泵、压裂泵、固井泵等，以及按泵的驱动动力分为蒸汽泵、机动泵、液压驱动泵等。

活塞泵可以作成双作用的，也可以作成单作用泵。过去石油矿场大量使用双缸双作用活塞泵，这种泵冲程 S 较大，冲数 n 较低（ $n < 70$ 次/分），可以自吸，易损件较少。

但是这种泵由于 S 大，速度低，因而尺寸大，重量大，一些钻井用的双缸双作用活塞泵重量超过了35吨，大大影响了它的运移性。另外在高压情况下，由于活塞面积减少而活塞杆面积加大，使向前冲程与返回冲程的排量相差很大，从而使排量极不均匀。再有，这种泵的活塞是密封在液缸中的，无法清洗和冷却，寿命很低。因此现有的大功率钻井泵多改用三缸单作用活塞泵。

三缸单作用活塞泵冲程短，冲数高（ $n = 120 \sim 160$ 次/分），因此高度、长度与重量都比双缸双作用活塞泵要降低20~30%，排量均匀，不受活塞杆尺寸影响，活塞单面工作，可以从后面用清水进行冷却、冲洗和润滑，而且取消了活塞杆密封。因此这种泵从1968年研制成功以后，推广很快，目前的海上钻井和新型陆地大中型钻机基本上都采用这种泵。但是这种泵由于冲数增加，因此，要求吸入用灌注泵，而且要采用吸入气包。因此一些功率小的洗井和钻井泵仍然采用双缸双作用泵。两种泵的功率目前约以400~500马力为分界线。

柱塞泵只能是单作用的，为了连续排出，至少要有三个液缸。一般柱塞泵的柱塞直径较活塞直径要小得多，因为柱塞直径过大，密封的寿命会降低。这种泵的特点是冲程短、冲数高、尺寸小、重量轻，适于高压工作，因而许多固井和压裂、酸化泵以及部分的注水泵都是柱塞泵。

泵的排量不仅受缸数影响，而且与缸数是奇数还是偶数有关（参看第二节有关部分）。对单作用的柱塞泵，当不考虑连杆对排量不均匀性的影响时，排量的不均匀度与液缸数的近似关系如图1—4所示。对于双缸双作用泵和三缸双作用泵，如果不考虑活塞杆的影响，其排量不均匀度等于四缸和六缸单作用泵的情况。但是由于活塞杆的影响，排量不均匀度实际会

更大一些。

虽然,增加液缸数能减少排量的不均匀度,但是也相应地增加了易损件的数目,使泵的工作可靠性降低。特别是在输送含磨蚀性固体颗粒的液体时,这一问题更为突出。因此,固井、压裂等用途的泵一般多为三缸,极少超过五缸。只有当输送清洁液体时,例如注水、输油等工作,易损件的寿命长,有的泵采用五个或更多的液缸。

双作用泵绝大多数为双缸。个别曾采用三缸,例如罗马尼亚造的3PN—465和苏联的11T,但由于易损件多了50%,而且中间的液缸元件难以修理更换,因此,目前已停止生产。

石油矿场使用的泵绝大多数为卧式单列布置。立式单列布置的泵,柱塞与密封的对中性好,磨损少,占地面积也较少。但是立式泵的稳定性差,因此,在移动式或车装设备中很少采用。只有某些冲程S较小的固定设备,采用这种方案,例如注水泵。

至于V型或星型就更少采用,因为V型泵液缸为偶数,而且至少4缸,星型一般为五缸以上,由于易损件过多,难以推广应用。

三、往复泵的基本参数

反映往复泵基本工作性能的参数有:

1. 流量 (或排量)

流量为泵的排出管在单位时间内平均排出的液体量。通常的流量指体积流量, (量纲为体积/时间, 如 m^3/s , l/s 等), 以Q表示。有时也用质量单位表示流量, 称为质量流量 Q_m (量纲为质量/时间)。

$$Q_m = Q\rho$$

式中 ρ ——液体质量。

2. 泵压

一般指泵出口处的液体压力 (压强), 以p表示。

3. 功率和效率

单位时间内液体从泵所得到的能量称为泵的有效功率 (或水功率) 以N表示, 输入功率为 N_i 。泵的总效率为

$$\eta_{\text{总}} = \frac{N}{N_i}$$

四、机动往复泵的典型结构

图1—5是一台三缸单作用钻井泵, 图1—6是一台双缸双作用固井泵。它们都是将发动机的旋转运动转变为活 (柱) 塞的往复运动, 来提高液体能量的。它们都可以分为两大部分, 即 (1) 动力部分 (动力端); (2) 液力部分 (液力端)。这两大部分连成一体, 坐在底座上。

(1) 动力端

在动力端中从外面传入的动力先要减速。大多数泵采用齿轮传动副减速 (图1—5); 一

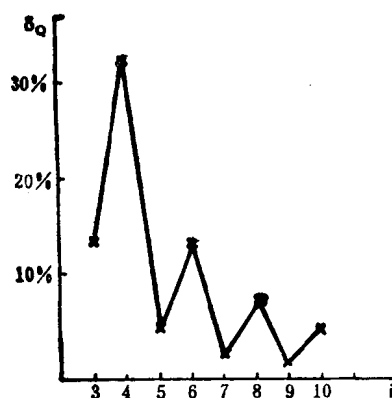


图1—4 排量不均匀度 δ_a 与液缸数*i*的关系

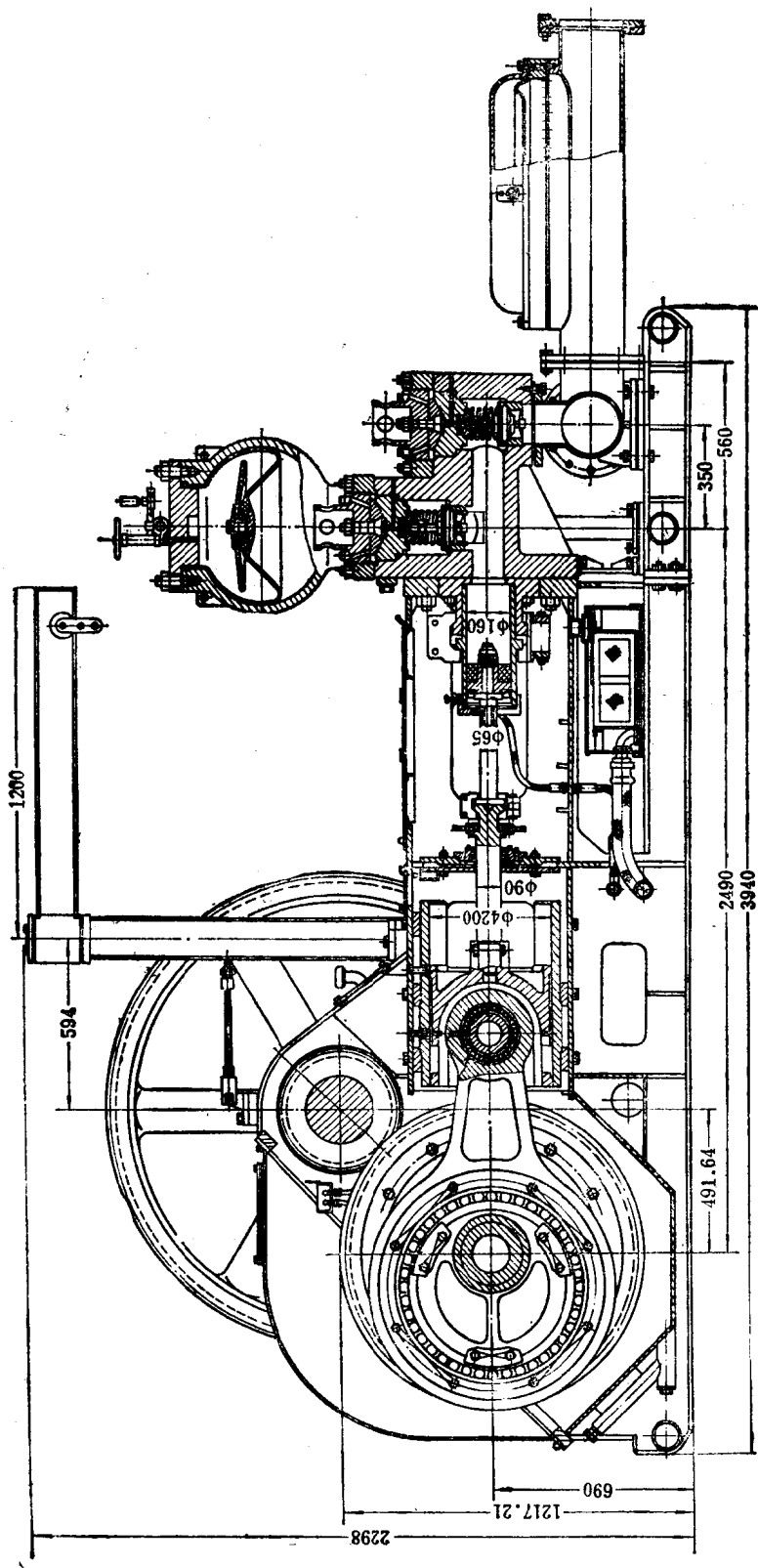


图1-5 3NB-800 三缸单作用钻井泵

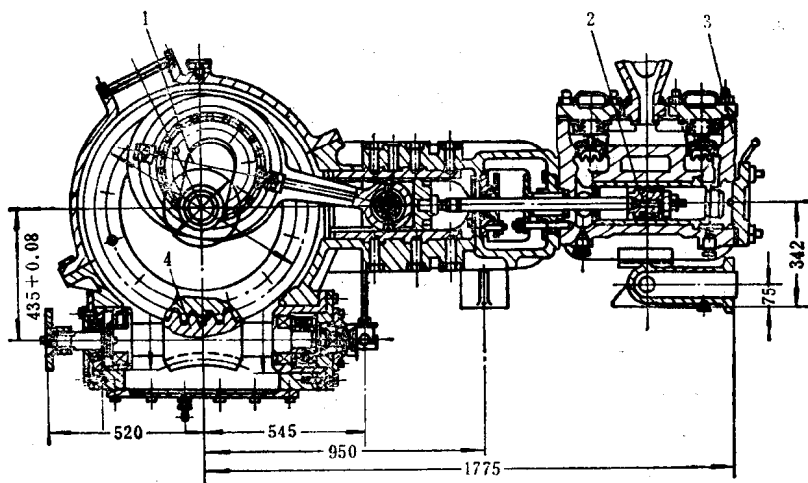


图1—6 固井泵

1—曲轴；2—活塞；3—泵头；4—蜗轮蜗杆传动副

些车装的固井泵、洗井泵等为了简化传动，有采用蜗轮蜗杆减速者（图1—6），也有用链传动减速的，但很少。

减速后，再通过曲轴（或偏心轮，销子轴等）、连杆和十字头，将旋转运动变为往复运动。动力端外壳，过去一般为铸造的，现代的一些大功率泵则改为焊接结构，减轻了泵的重量。

（2）液力端

液力端过去都是铸钢件，现代一些高压泵都是分块锻造，然后再焊接或连接起来的（图1—7，图1—8）。现代泵液力端还有一个特点，就是采用了易损件的快速拆换结构，使泵阀、活塞、缸套都可以快速拆换，减轻了工人的劳动强度。

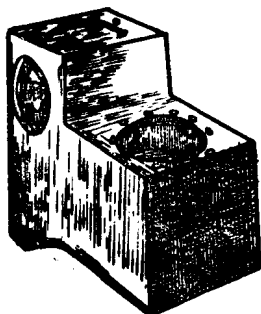


图1—7 锻造缸体

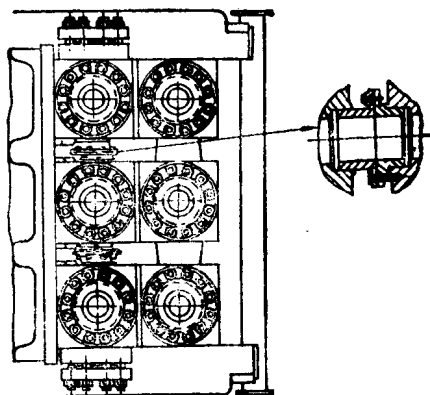


图1—8 缸体连接

另外许多大功率泵的排出和吸入口都装有减少压力波动的空气包（见图1—5）。

第二节 泵的排量

一、往复泵的平均排量与瞬时排量

1. 平均排量

往复泵在单位时间内理论上应输出的液体体积称为泵的理论平均排量 $Q_{\text{理论}}$ 。单缸单作用

泵的理论平均排量为

$$Q_{\text{理论}} = nFS \quad \text{m}^3/\text{min}$$

$$\text{或 } Q_{\text{理论}} = \frac{nFS}{60} \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (1-1)$$

式中 n ——冲程次数, $1/\text{min}$;

F ——活(柱)塞面积, m^2 ;

S ——活(柱)塞冲程, m 。

如为多缸单作用泵, 缸数为 i 个, 则其理论平均排量为

$$Q_{\text{理论}} = \frac{i n F S}{60} \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (1-2)$$

对双作用泵来说, 每个液缸一个冲程排液两次, 但由于活塞杆面积的影响, (参看图1-1) 两边排液量并不相同。如活塞杆面积为 f 则每一行程两次的排液量分别为 FS 及 $(F-f)S$ 。因此双作用泵每一个液缸一个冲程的排液量为 $(2F-f)S$ 。如有 i 个液缸, 其排液量应为

$$Q_{\text{理论}} = \frac{i n (2F-f) S}{60} \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (1-3)$$

但是实际上往复泵工作时, 由于泵阀运动滞后, 液体压缩以及气体和漏失等的影响, 使泵的排量减少。设实际排量为 Q , 则

$$Q = \alpha Q_{\text{理论}} \quad (1-4)$$

式中 α ——排量系数。影响排量系数的因素很复杂, 将在下面专门讨论。

2. 瞬时排量

装有曲柄连杆机构的机动往复泵的排量是波动的。由于排量波动将引起排出压力的波动和整个系统的振动, 从而会影响泵的工作。因此, 有必要研究泵的瞬时排量。为了方便, 先研究单缸泵的情况。

设在 Δt 时间内, 活塞在缸内移动 ΔS 距离, 则泵排出的液体为

$$\Delta V = F \cdot \Delta S$$

这时的瞬时排量为

$$Q_{\text{瞬}} = \frac{\Delta V}{\Delta t} = F \frac{\Delta S}{\Delta t} = Fu \quad (1-5)$$

式中 u ——活塞的瞬时移动速度。

由于活塞面积一定, 因此, 一个液缸的瞬时排量正比于活塞的运动速度。

从图1-9可见当活塞(十字头)在最左端时, $x=0$ 。OA的长度为 $l+r$, 这里 l 为连杆长度, r 为曲柄半径。当曲柄轴转动时活塞右移, 其位移 x 为

$$x = l + r - (r \cdot \cos \varphi + l \cos \beta)$$

$$= r(1 - \cos \varphi) + l(1 - \cos \beta) \quad (1-6)$$

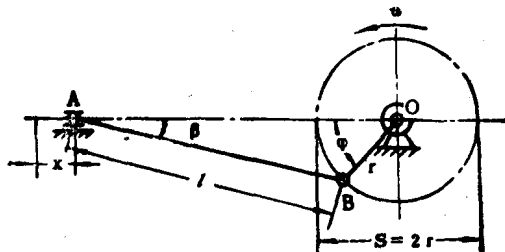


图1-9 往复泵运动示意图

为了便于讨论，，将 $\cos\beta$ 用 φ 的函数表示，从图1—9可以看出

$$\frac{\sin\beta}{\sin\varphi} = \frac{r}{l}$$

令 $\frac{r}{l} = \lambda$ ，则 $\sin\beta = \lambda \cdot \sin\varphi$

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

按二项式定理将 $(1 - \lambda^2 \sin^2\varphi)^{\frac{1}{2}}$ 展开，然后忽略高次项得

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

将上式代入式(1—6)得

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

然后将活塞的位移 x 对时间 t 微分，即可得到活塞的速度和加速度。

$$u = \frac{dx}{dt} = \omega r \left(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) \quad (1-8)$$

$$a = \frac{d^2x}{dt^2} = \omega^2 r \left(\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi \right) \quad (1-9)$$

式中 $\omega = \frac{d\varphi}{dt} = \frac{\pi n}{30}$ ，为曲柄的角速度。

对一般的往复泵 $\lambda < 0.2$ ，因此在近似地讨论时可将式(1—7)，(1—8)，(1—9)中带 λ 的项忽略，这时以上三式变为

$$\left. \begin{aligned} x &\approx r(1 - \cos\varphi) \\ u &\approx \omega r \sin\varphi \\ a &\approx \omega^2 r \cos\varphi \end{aligned} \right\} \quad (1-10)$$

因而瞬时流量可写为

$$Q_m \approx F \omega r \sin\varphi = F \frac{\pi n s}{60} \sin\varphi$$

为了比较，现将单缸单作用泵的 $Q_{m\text{均}}$ 与 Q_m 作图，见图1—10

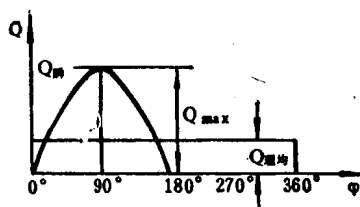


图1—10 单缸单作用泵排量曲线

从图中可以看出单缸单作用泵的 $Q_{m\text{均}}$ 为 $\frac{nFS}{60}$ ，但是实际上它的排量是很不均匀的，在曲柄转角为 90° 时 Q_m 达到最大值，为

$$Q_{m\text{max}} = F \omega r = \frac{\pi n F S}{60}$$

达平均排量的 π 倍，而当曲柄转角从 $180^\circ \sim 360^\circ$ 时， Q_m 为零。这是极为不利的。因此实

标工作中机动泵基本上不用单缸单作用的。而且为了排量均匀，单作用泵至少三缸以上。

为了使排量均匀， i 个液缸的单作用泵各缸相应的曲柄之间的夹角为 $\frac{360^\circ}{i}$ ，例如三缸单作用泵曲柄夹角为 120° ，四缸、五缸、六缸单作用泵的夹角分别为 90° 、 72° 、 60° ，等等。

图1—11及图1—12为三缸和四缸单作用泵的排量曲线图。图1—13为双缸双作用泵的排量曲线，从图中可以看出，由于活塞杆的影响，双缸双作用泵的排量比四缸单作用泵更加不均匀。

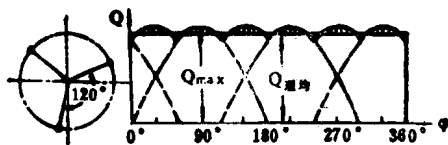


图1—11 三缸单作用泵排量曲线图

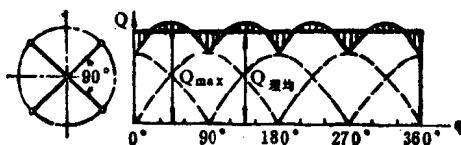


图1—12 四缸单作用泵排量曲线图

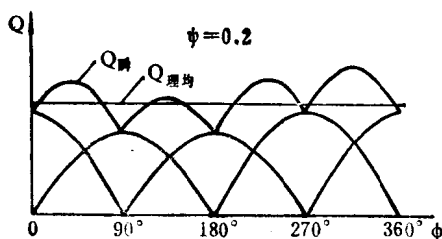


图1—13 双缸双作用泵排量曲线图

3. 排量不均度

为了比较各种往复泵的排量不均匀程度，引入排量不均度 δ_Q 。

$$\delta_Q = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\text{理论}}} \quad (1-11)$$

式中 $Q_{\max}$ ——最大瞬时排量；

$Q_{\min}$ ——最小瞬时排量。

下面分别讨论几种泵的排量不均度。

(1) 单缸单作用泵

从前面已知其 $Q_{\max} = \frac{\pi F n S}{60}$ ， $Q_{\min} = 0$ 。

故

$$\delta_Q = \frac{\frac{\pi F n S}{60} - 0}{\frac{\pi F n S}{60}} = \pi \approx 3.14$$

(2) 三缸单作用泵

从图1—11可以看出，在 $\varphi = 30^\circ$ 、 90° 、 150° 、 210° 、 270° 、 330° 有极大值 $Q_{\max} = \frac{\pi F n S}{60}$ ，

在 $\varphi = 0^\circ$ 、 60° ……各点有极小值 $Q_{\min} = \frac{\sqrt{3}}{2} \frac{\pi F n S}{60}$ ，而其理论平均排量为

$3 \times \frac{FnS}{60}$, 故排量不均度为

$$\delta_Q = \frac{\frac{FnS}{60} - \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot \frac{\pi FSn}{60}}{\frac{3FnS}{60}} = \frac{(1 - \sqrt{3}/2) \pi}{3} = 0.14$$

(3) 四缸单作用泵

从图1—12可以看出, 在 $\varphi=45^\circ$ 、 135° 、 225° 、 315° 处有 $Q_{\max}=2 \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot \frac{\pi FnS}{60}$,

而在 $\varphi=0^\circ$ 、 90° 、 180° 、 270° 处有 $Q_{\min}=\frac{\pi FnS}{60}$, 其理论平均排量为 $4 \times \frac{FnS}{60}$, 故排量不均度为

$$\delta_Q = \frac{(\sqrt{2} - 1) \cdot \pi}{4} = 0.325$$

(4) 双缸双作用泵

从图1—13可以看出其最大排量在 $\varphi=315^\circ$ 处而最小排量在 $\varphi=90^\circ$ 及 180° 处。

$$Q_{\max} = 2 \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot \frac{\pi FnS}{60}$$

$$Q_{\min} = \frac{\pi (F-f) nS}{60}$$

$$Q_{\text{平均}} = \frac{2(2F-f)nS}{60}$$

故排量不均度为

$$\delta_Q = \frac{(\sqrt{2} - 1) \pi F + \pi f}{2(2F-f)}$$

$$\text{设 } \frac{f}{F} = \psi, \text{ 则 } \delta_Q = \frac{(\sqrt{2} - 1 + \psi) \pi}{(4 - 2\psi)}$$

一般 $\psi=0.1 \sim 0.3$, 如 $\psi=0.1$, $\delta_Q=0.425$; $\psi=0.3$, $\delta_Q=0.66$ 。由此可见活塞杆的存在严重地影响泵的排量不均度, 特别是在泵压高因而活塞杆直径大, 活塞直径小时, 这一影响更为突出。从上式还可以看出, 同一台泵, 当改换缸套时, 其排量不均度也是不同的。

(5) 连杆的影响。

除了活塞杆面积之外, 曲柄半径 r 与连杆长度 l 之比 λ 的大小也影响排量不均。由于连杆的作用, 使最大排量偏离冲程中点, 从而影响了 δ_Q 。连杆越短, λ 值越大, 这一影响也越大, 参看表1—1。从表1—2还可以看出, λ 值主要影响奇数缸单作用泵的排量不均度, 而对偶数缸的单作用泵则影响很小。对双缸双作用泵, 考虑活塞杆的影响后, 再考虑 λ 的影响, δ_Q 也

表1—1 λ 值对三缸单作用泵排量不均度的影响

λ 值	1/4	1/5	1/6	1/7	0
不均度	0.282	0.252	0.230	0.216	0.14

表1—2 λ 值对多缸单作用泵排量不均度的影响

λ 不均度 缸数 值	三	四	五	六	七
0	0.14	0.325	0.05	0.14	0.025
1/6	0.23	0.33	0.07	0.14	0.04

还要有些增加。

二、往复泵的排量系数

本节前面已经提到, 泵的实际排量与理论平均排量之比称为排量系数, 以 α 表示。这一系数在国外常称作容积效率 (Volumetric efficiency), 并以 η_v 表示。

1. 排量系数的分项表示式

泵的排量系数 α 也可以看作是每一冲程实际排出的液体体积 V_* 与理论排量 $V_{理}$ 即 PS [活(柱)塞面积 $\times$ 冲程长度] 之比。每一冲程中实际排量比理论排量减少的原因主要有以下三方面: (1) 由于排出阀和吸入阀关闭滞后。(2) 由于液体被压缩和液力端膨胀而减少了排量, 以及由于液缸中有气而减少了排量。(3) 由于各种密封不严有漏失而减少了排量。

因此排量系数可以表示如下

$$\alpha = \frac{V_*}{V_{理}} = \frac{V_{理} - \Delta V_{排} - \Delta V_{吸} - \Delta V_{压} (\text{或} \Delta V_{扩}) - \Delta V_{漏}}{V_{理}}$$

$$= 1 - \frac{\Delta V_{排} + \Delta V_{吸}}{V_{理}} - \frac{\Delta V_{压} (\Delta V_{扩})}{V_{理}} - \frac{\Delta V_{漏}}{V_{理}} \quad (1-12)$$

式中 $\Delta V_{排}$ ——排出阀滞后关闭损失流量;

$\Delta V_{吸}$ ——吸入阀滞后关闭损失流量;

$\Delta V_{压}$ ——由于液体被压缩和液力端膨胀所减少的排量;

$\Delta V_{扩}$ ——由于液缸中有气而减少的排量;

$\Delta V_{漏}$ ——各种密封的漏失。

通常只有在工作压力很高时, 才考虑液体被压缩和液力端膨胀的影响。在这种情况下液体基本上是不允许含气的。反之, 液体中含气时, 泵就不可能在很高的压力下正常工作。所以上式中 $\Delta V_{压}$ 与 $\Delta V_{扩}$ 根据实际情况只选用一个。

另外应注意的是前面所讨论的排量系数是在大气压力下的实际排量与理论排量之比。如换算为排出工作压力下的实际排量, 则排量系数为

$$\alpha' = (1 - \beta p_*) \alpha \quad (1-13)$$

式中 β ——液体的压缩系数, 单位为 $(\text{MPa})^{-1}$ 。对于水和水基液体, 在常温下, 当 $p \leq 50$ MPa 时, β 取 4.95×10^{-4} ; $p = 50 \sim 100$ MPa, β 取 4.38×10^{-4} ; $p = 100 \sim 200$ MPa, β 取 3.72×10^{-4} ;

p_* ——泵的排出压力, MPa。

通常采用大气压下的排量系数 α 更方便些, 因为在排出压力下不易测定排出的流量。

下面将进一步分项对排量系数进行讨论。

2. 密封的漏失

这一漏失包括活塞与缸套间的漏失,缸套盘根漏失,阀盖密封和拉杆盘根(双作用泵)的泄漏,以及泵阀与阀座之间的漏失。在泵正常工作情况下缸套盘根和阀盖等静密封是不允许有漏失的,如有漏失,在脉动的高压作用下,密封将很快失效。同样在泵阀与阀座之间,正常工作时是不许窜通漏失的,如果出现窜通漏失,说明泵阀与阀座已进入液力磨粒磨损的第三阶段,阀组元件已经失效。至于活塞与缸套,拉杆与盘根之间是动密封,在密封面上有液膜存在,可能有一定的漏失量。但是这种液膜厚度一般是微米量级的,其漏失量与泵的排量相比很小,在工程实际中可以忽略。美国密逊公司的试验也证实了上面的论述⁽¹⁰⁾,因此对正常工作的泵,实际计算中可以忽略 $\Delta V_{\text{漏}}$ 。

3. 泵阀关闭滞后的影响

泵阀关闭滞后影响的大小,决定于其滞后时间。在此滞后时间内,曲柄所转过的角度即称为滞后角 δ (泵阀关闭滞后的原因参看本章有关泵阀部分)。

研究泵的一个冲程,参看图1—14。当活塞从极左位置开始右行时,由于排出阀滞后关闭,吸入阀无法打开。曲柄转过 δ_1 角后活塞运动了 Δx_1 ,这时排出阀关闭,吸入阀打开,开始吸入。因此排出阀滞后关闭减少的流量 $\Delta V_{\text{排}} = F \Delta x_1$ 。同理由于吸入阀关闭滞后,活塞从极右位置左行时,排出阀无法打开,液体返流回吸入管。只有曲柄转过 δ_2 角后,活塞运动了 Δx_2 ,泵才开始排出液体,这样吸入阀迟关所减少的流量为 $\Delta V_{\text{吸}} = F \Delta x_2$ 。对同一台泵如近似认为 $\delta_1 = \delta_2$,即 $\Delta x_1 = \Delta x_2$,故

$$\frac{\Delta V_{\text{排}} + \Delta V_{\text{吸}}}{V_{\text{排}}} = \frac{2F \cdot \Delta x}{FS} = \frac{\Delta x}{r}$$

但根据公式(1—10)有 $\Delta x = r(1 - \cos \delta)$ 。因此上式可以写成

$$\frac{\Delta V_{\text{排}} + \Delta V_{\text{吸}}}{V_{\text{排}}} = (1 - \cos \delta) \quad (1-14)$$

从式(1—14)可以明显看出,要减少这一部分排量损失,必须减小滞后角 δ 。影响滞后角的因素很多,例如阀的结构尺寸、阀弹簧的刚度、泵的冲数、液体的密度、粘度等等,至今尚无精确的计算公式可用。

一般 $\delta = 5^\circ \sim 25^\circ$,对于双缸双作用泵可以取 $\varphi = 10^\circ \sim 15^\circ$,阀弹簧硬者取小值,软者取大值。对于高速三缸泵可近似取为 $\varphi = 15^\circ \sim 20^\circ$,同样阀弹簧硬者取小值。如阀的弹簧过软或去掉弹簧,会使阀的滞后大为增加,使排量减少。

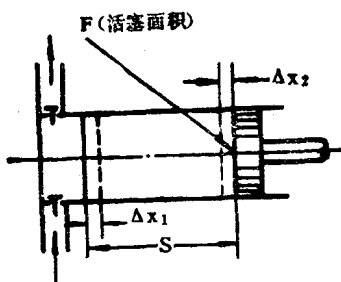


图1—14 阀关闭滞后的影响

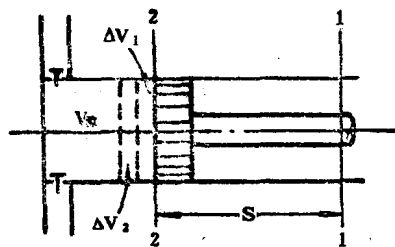


图1—15 余隙容积对泵排量的影响

4. 高压对排量系数的影响

这包括两方面：其一是排出液体时由于液体受压，体积减小，在液缸余隙容积的影响下减少了排量；其二是液力端元件在高压下膨胀、变形而减少流量。