

万邦烈 李继志 编

石油矿场水力机械

石油工业出版社

(京)新登字 082 号

内 容 提 要

本书系统地介绍了石油矿场所用各种水力机械的基本理论、工作特性、典型结构和主要零部件的设计计算等内容,以满足对该型机械进行设计、科研、选择和使用等方面的实际需要。全书除绪论外,由往复泵、离心泵、涡轮钻具、液力耦合器、液力变矩器、单螺杆式水力机械和石油矿场用其它类型泵,共七章组成。

本书可作为石油院校的教学用书或教学参考书,也可供从事石油钻采机械方面工作的工程技术人员阅读。

DP 45 13

高等学校教学用书

石油矿场水力机械

万邦烈 李继志 编

*

中国石油天然气总公司教材编译室编辑

(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排版印刷

新华书店北京发行所发行

*

787×1092 毫米 16 开本 24 印张 604 千字 印 4,000—6,000

1990 年 5 月北京第 1 版 1993 年 2 月北京第 2 次印刷

ISBN7-5021-0376-7/TE·365(课)

定价: 6.15 元

前 言

《石油矿场水力机械》是矿业机械专业的主要专业课程之一。

本课程将系统介绍石油矿场所用各种水力机械的基本理论、工作特性、典型结构和主要零、部件的设计计算方法等内容。

考虑到石油矿场水力机械的多样性及其最新发展，同时考虑到矿业机械专业的其它专业课程《液压与气动》、《采油机械的设计计算》之间的分工。本书除绪论外，分为七章：往复泵、离心泵、涡轮钻具、液力偶合器、液力变矩器、单螺杆式水力机械和石油矿场用其它类型泵。

本教材的绪论、第二章、第六章和第七章由万邦烈编写；第一章、第三章、第四章和第五章由李继志编写。全书由万邦烈主编。石油大学陈如恒教授负责本教材的主审，他在百忙之中仔细审阅，对原稿提出了许多宝贵意见，在此表示衷心的感谢。

由于编者水平所限，加以时间仓促，本教材中的缺点和错误在所难免，殷切地希望读者给予批评指正。

编 者

1987年11月

目 录

绪 论	(1)
第一章 往复泵	(3)
第一节 概述	(3)
第二节 活塞运动规律	(7)
第三节 往复泵的流量	(9)
第四节 往复泵的液流速度系数和加速度系数	(17)
第五节 往复泵的压头、功率、效率和流量系数	(22)
第六节 往复泵液缸内压力变化特点及其正常吸入条件	(29)
第七节 往复泵的空气包	(41)
第八节 往复泵泵阀的工作理论	(51)
第九节 往复泵的特性曲线	(63)
第十节 往复泵的设计要点	(67)
第二章 离心泵	(81)
第一节 概述	(81)
第二节 离心泵的典型结构及主要零部件	(83)
第三节 离心泵的基本工作理论	(88)
第四节 离心泵的特性曲线	(99)
第五节 离心泵的相似理论及其应用	(105)
第六节 离心泵的汽蚀与最大允许安装高度	(110)
第七节 离心泵的水力设计	(116)
第八节 离心泵的轴向力及其平衡	(131)
第九节 离心泵在管线上的工作	(135)
第十节 离心泵的选择	(140)
第三章 涡轮钻具	(146)
第一节 概述	(146)
第二节 涡轮钻具涡轮的基本工作理论	(150)
第三节 涡轮钻具的特性	(156)
第四节 涡轮钻具涡轮叶栅的叶片结构及其对涡轮特性的影响	(162)
第五节 涡轮钻具止推轴承上的轴向载荷	(169)
第六节 涡轮钻具的相似设计	(171)
第七节 涡轮钻具的新发展	(173)
第四章 液力偶合器	(177)
第一节 概述	(177)
第二节 液力偶合器的基本工作理论	(178)
第三节 液力偶合器的特性	(186)
第四节 液力偶合器与动力机共同工作	(193)
第五节 液力偶合器的类型及性能特点	(200)
第六节 液力偶合器的设计	(209)

第七节	液力偶合器在石油矿场机械中的应用.....	(212)
第五章	液力变矩器.....	(218)
第一节	概述.....	(218)
第二节	液力变矩器的基本工作原理.....	(220)
第三节	液力变矩器内能量的转化过程.....	(228)
第四节	液力变矩器的特性.....	(235)
第五节	液力变矩器与柴油机共同工作.....	(245)
第六节	液力变矩器的典型结构.....	(249)
第七节	石油矿场机械用液力变矩器的类比设计.....	(264)
第八节	液力变矩器在石油矿场机械中的应用.....	(277)
第六章	单螺杆式水力机械.....	(288)
第一节	概述.....	(288)
第二节	电动潜油单螺杆泵 (简称单螺杆泵)	(288)
第三节	单螺杆井底动力钻具 (简称单螺杆钻具)	(307)
第四节	其它类型的单螺杆式水力机械.....	(341)
第七章	石油矿场用其它类型泵.....	(346)
第一节	轴流泵.....	(346)
第二节	射流泵.....	(358)
第三节	旋涡泵.....	(367)
参考文献		(376)

绪 论

《石油矿场水力机械》是矿业机械专业的主要专业课程之一。

本课程将系统介绍石油矿场所用各种水力机械的基本理论、工作特性、典型结构和主要零件、部件的设计计算方法等内容,以满足本专业学生对石油矿场水力机械进行设计、科研、选择和使用等方面的实际需要。

各种水力机械在石油矿场上应用十分广泛。钻井时,利用高压钻井泵循环泥浆、清除井底岩屑和进行喷射钻井;利用井底涡轮钻具和单螺杆钻具驱动钻头,破碎岩石,在深井、定向井中创造出高的机械钻速和钻头进尺;利用性能良好的液力传动和液压传动来传递动力机的能量给绞车、转盘和钻井泵等工作机,改善它们的工作特性,提高钻井和修井的生产效率。采油时,利用高压离心泵往地层注水,维持地层能量,延长油井自喷期;利用高压压裂泵对油、水层进行压裂和酸化,提高地层的渗透率,以达到增产原油和增注水量的目的;利用各种类型的有杆泵(如游梁式抽油机-抽油泵装置)和无杆泵(如电动潜油离心泵、水力活塞泵、电动潜油单螺杆泵和油井射流泵等)抽油设备对不同工作条件的油井进行机械开采,以保证高的采油速度和原油产量;等等。

实践证明,石油矿场水力机械的不断更新和发展,对于推进陆地的和海上的石油钻采事业,无疑地起着举足轻重的作用。

解放后,特别是近十年来,石油矿场水力机械,作为具有众多专业特色的一种水力机械,在我国获得了迅速的发展,在设计、制造、科研和选用等方面,正经历了从仿制到创新的阶段,有的产品已进入了国际市场。

石油矿场水力机械的种类很多,根据用途不同,可以分为泵、液动机及液力传动机构三类。其中泵和液动机是水力机械的两大基本类型,而液力传动机构是利用前两者作为基本元件组成的传动机械。

泵是将动力机轴上机械能传递给液体,借以增加液体的位能、压能或动能的机器。根据结构特征及作用不同,泵可分为两个基本类型。

(1) 容积式泵 通过活塞(或转子)在泵缸(或定子)中作往复运动或旋转运动,使容积发生变化。容积增大,吸入液体;容积减小,挤出液体,把机械能转变为液体的压能。往复泵、单螺杆泵属于这一类。

(2) 叶片式泵 通过转动的工作轮叶片和液体的相互作用,把机械能转变为液体能(压能和动能)。离心泵、轴流泵和旋涡泵属于这一类。

液动机和泵相反,是将液体的位能、压能和动能转变为轴上或活塞上机械能的机器。根据液体能量转变特点,常用的液动机分为两个基本类型:

(1) 容积式液动机 利用容积变化,使高压液体推动工作机构做功。如液压缸、液压马达等。单螺杆钻具就是属于这一类。

(2) 动力式液动机 利用液体动量变化产生的力来做功,即同时利用液体的动能和压能来做功。涡轮钻具属于这一类。

液力传动机构是利用液体作为传能工质的传动机构,由泵和液动机组合而成,并具有一

定的操纵机构。根据组成元件的不同，液力传动机构可分为两个基本类型：

(1) 容积式液力传动（简称液压传动） 在液压传动中，容积式泵所产生的压能，通过工作液体传递到容积式液动机（液压缸或液压马达）上。

(2) 动力式液力传动（简称液力传动） 在液力传动中，离心泵（主动轮）使工作液体获得能量，然后液体能再传递到涡轮（从动轮）上。它分为液力耦合器和液力变矩器两类。

考虑到石油矿场水力机械的多样性及其最新发展，同时考虑到矿业机械专业的其它专业课程《液压和气动》、《采油机械的设计和计算》之间的分工，本课程除绪论外，由往复泵、离心泵、涡轮钻具、液力耦合器、液力变矩器、单螺杆式水力机械和石油矿场用其它类型泵等七章组成。

第一章 往 复 泵

第一节 概 述

往复泵在石油矿场上应用非常广泛。它常常用在高压下输送高粘度、大密度和高含砂量的液体，而流量相对较小。按用途的不同，石油矿场用往复泵往往被冠以相应的名称，例如：在钻井过程中，为了携带出井底的岩屑和供给井底动力钻具的动力，用于向井底输送和循环钻井液的往复泵，称作钻井泵或泥浆泵；为了固化井壁，向井底注入高压水泥的往复泵，称作固井泵；为了造成油层的人工裂缝，提高原油产量和采收率，用于向井内注入含有大量固体颗粒的液体或酸碱液体的往复泵，称作压裂泵；在采油过程中，用于在井内抽汲原油的往复泵，称作抽油泵；等等。

石油工业的发展对往复泵提出了更高的要求，主要是泵的压力越来越高，功率越来越大，而制造和维修成本要低，体积和重量也不能过大。由于石油矿场用往复泵的工作条件都十分恶劣，提高其易损件（主要是泵阀、活塞和缸套等）的工作寿命，就成为往复泵设计、制造和使用中迫切需要解决的问题。近年来，国内外在往复泵的理论 and 试验研究、设计制造和选择使用等方面，做了许多工作，特别是三缸单作用活塞泵在石油钻井中的推广使用，为提高钻井速度创造了有利的条件。

本章主要结合钻井泵的结构和使用特点，着重讨论往复泵的工作理论、设计计算和实际使用中的基本问题。

一、往复泵的工作原理

图 1-1 为卧式单缸单作用往复活塞泵的示意图。主要由液缸、活塞、吸入阀、排出阀、阀室、曲柄（或曲轴）、连杆、十字头、活塞杆，以及齿轮、皮带轮和传动轴等零部件组成。当动力机通过皮带、齿轮或其他传动件带动曲轴或曲柄以角速度 ω 按图示方向，从左边水平位置开始旋转时，活塞向右边（亦即泵的动力端）移动，液缸内形成一定的真空度，吸入池中的液体在液面压力 p_a 的作用下，推开吸入阀，进入液缸内，直到活塞移到右死点位置为止。这个过程，称作液缸的吸入过程。曲柄继续转动，活塞开始向左（液力端）移动，缸套内液体受挤压，压力升高，吸入阀关闭，排出阀被推开，液体经排出阀和排出管进入排出池，直到活塞移到左死点时为止。这一过程称作液缸的排出过程。曲柄连续旋转，每一周（ $0^\circ \sim 360^\circ$ ）内活塞往复运动一次，单作用泵的液缸完成一次吸入和排出过程。

在吸入或排出过程中，活塞移动的距离以 S 表示，称作活塞的行程长度；曲柄半径用 r 表示。

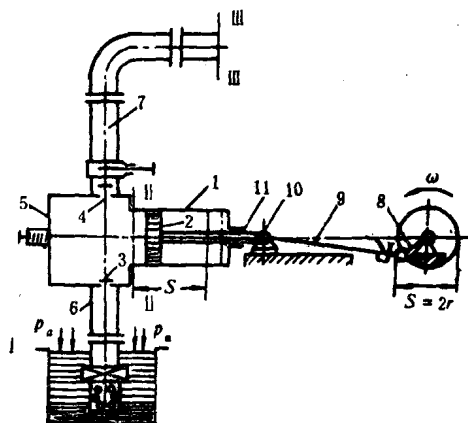


图1-1 往复泵工作示意图

1—液缸；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

它们之间存在下列关系;

$$S=2r$$

二、往复泵的分类

按照结构特点,石油矿场用往复泵大致可以按以下四方面分类:

1. 按缸数分

有单缸泵、双缸泵、三缸泵、四缸泵等。

2. 按作用方式分

有单作用式和双作用式两种。单作用式泵如图1-1所示,其活塞在液缸中往复一次,该液缸作一次吸入和一次排出。双作用式泵如图1-2所示,液缸被活塞分为两个工作室,无活塞杆的为前工作室(或前缸),有活塞杆的为后工作室(或后缸);每个工作室都有吸入阀和排出阀,活塞往复一次,液缸吸入和排出各两次。

3. 按液缸的布置方案及其相互位置分

有卧式泵、立式泵、V形或星形泵等。

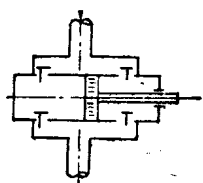


图1-2 双作用式往复泵示意图

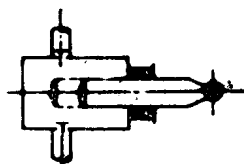


图1-3 柱塞泵示意图

4. 按活塞的式样分

有活塞式泵,如图1-1所示那样,活塞直径与缸套内径相同;有柱塞泵(图1-3),活塞外径小于缸套内径。

通常以上述几项主要特点来区分各种不同类型的往复泵。在石油矿场上应用比较普遍的有三缸单作用卧式活塞泵(图1-4),双缸双作用卧式活塞泵(图1-5),它们主要用作钻井泵;还有三缸单作用卧式柱塞泵及其他类型的往复泵,主要作压裂、固井及注水等泵用。

三、往复泵的基本性能参数

反映往复泵工作性能的基本参数有以下几种。

1. 泵的流量

泵的流量是指单位时间内泵通过管道所输送的液体量。流量通常以单位时间内的体积表示,称作体积流量,代表符号为 Q ,单位为 $\frac{1}{s}$ 或 $\frac{m^3}{s}$ 。有时也以单位时间内的重量表示,称作重量流量,代表符号为 Q_G ,单位为 N/s 。

$$Q_G = Q \rho g$$

式中 ρ ——输送液体的密度, kg/m^3 ;

g ——重力加速度, $9.8m/s^2$ 。

往复泵的曲轴旋转一周($0^\circ \sim 360^\circ$),泵所排出(或吸入)的液体量,称作泵的排量,它只与泵的液缸数目及几何尺寸有关。

2. 泵的压力

泵的压力通常是指泵排出口处液体的压力,代表符号为 p ,单位为 MPa 。

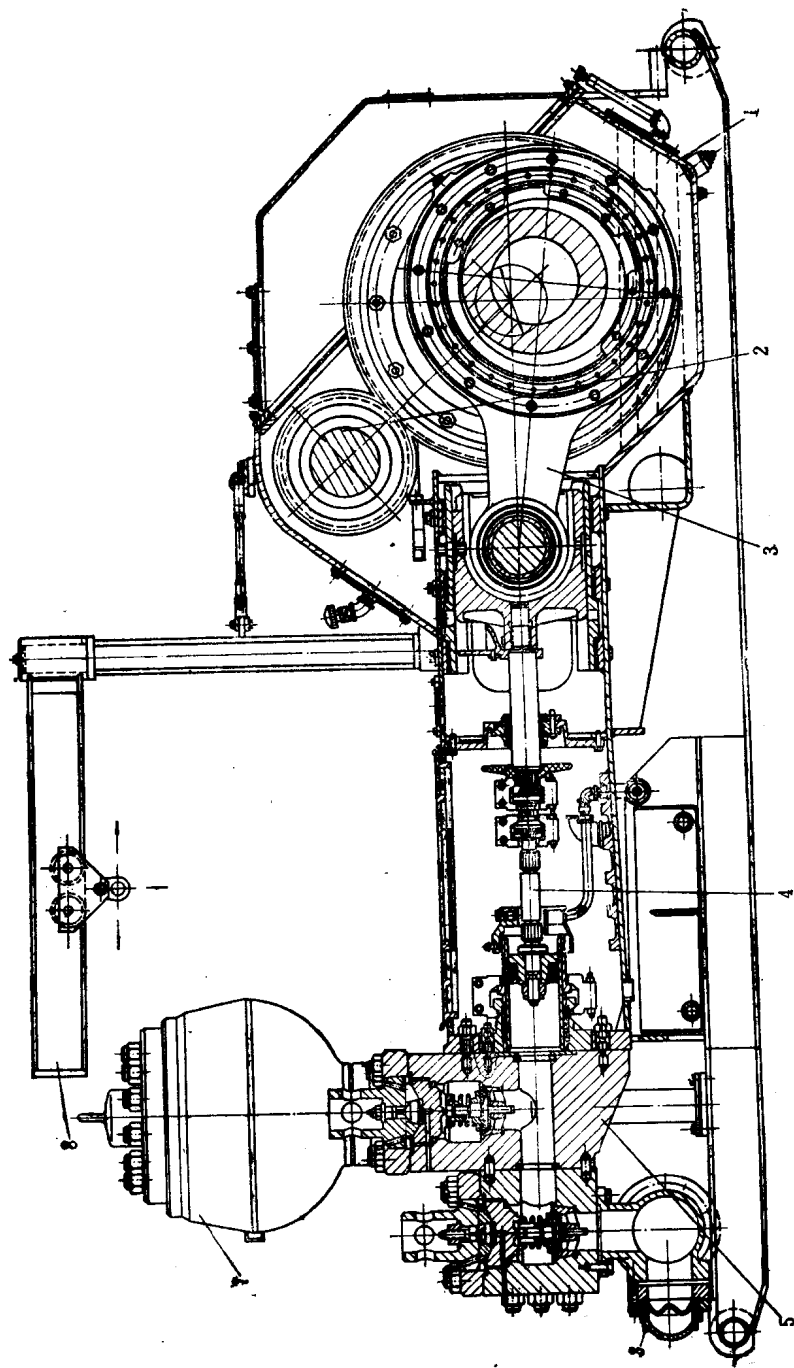


图1-4 三缸单作用卧式活塞泵

1—机座总成；2—主动轴总成；3—被动轴总成；4—缸套活塞总成；5—泵体总成；6—吸入管汇系统；
7—排出空气包；8—吊架总成

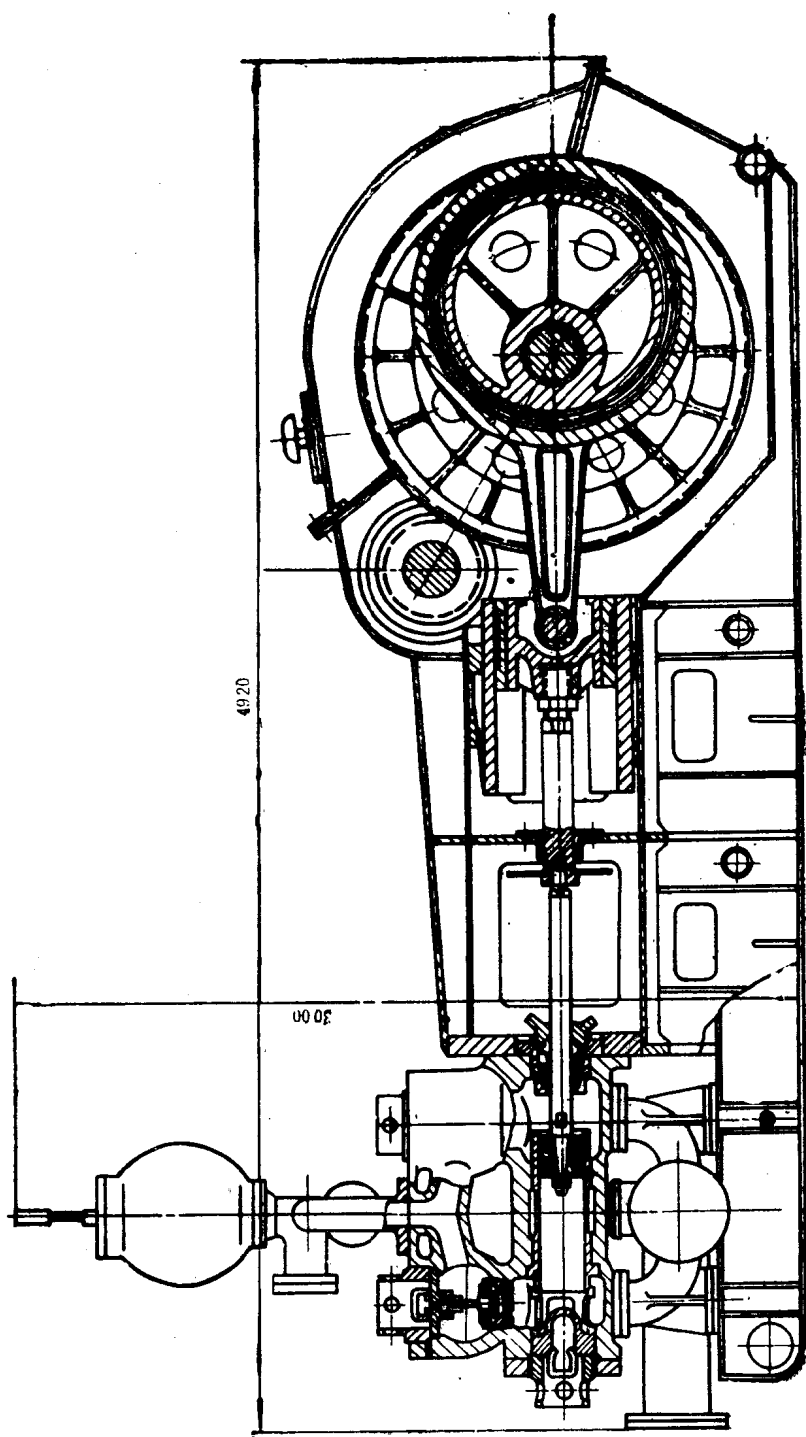


图1-5 双缸双作用卧式活塞泵

3. 泵的功率和效率

泵是把动力机的机械能转化为液体能的机器。单位时间内动力机传到往复泵主动轴上的能量,称作泵的输入功率或主轴功率,以 $N_{\text{轴}}$ 表示;而单位时间内液体经泵作用后所增加的能量,称作有效功率,或输出功率,以 N 表示。功率的单位为kW。

泵的总效率 $\eta_{\text{总}}$ 是指有效功率与输入功率的比值。

4. 泵速

泵速是指单位时间内活塞或柱塞的往复次数,也称作泵的冲次,以 n 表示,单位为 min^{-1} 。

第二节 活塞运动规律

往复泵的基本工作理论及其主要参数(流量、压力等)的计算,都是与活塞运动规律密切相关的,因此,有必要首先讨论活塞的运动情况。图1-6是往复泵曲柄连杆机构的示意图,它将曲柄的旋转运动变为活塞的往复运动。

由图1-6可以看出,当活塞在液缸的左死点 O_1 时,连杆 A_1B_1 和曲柄 A_1O 同在一直线上,总长度为 $A_1B_1 + A_1O = l + r$ 。设在此种情况下曲柄与水平线的夹角 $\phi = 0^\circ$,且曲柄按逆时针

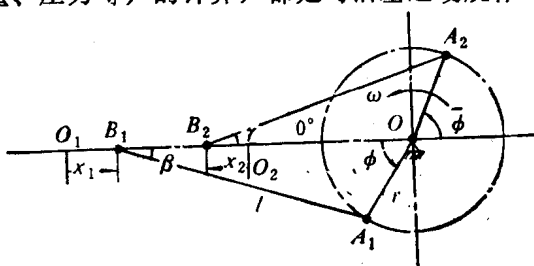


图1-6 往复泵活塞运动示意图

方向旋转。则当活塞由液力端向动力端(即由 O_1 向右)运动时,活塞移动的距离为

$$\begin{aligned} x_1 &= (A_1B_1 + A_1O) - B_1O \\ &= (l + r) - (l \cos \beta + r \cos \phi) \\ &= r(1 - \cos \phi) + l(1 - \cos \beta) \end{aligned}$$

$$\text{由于 } \sin \beta = \frac{r}{l} \sin \phi = \lambda \sin \phi$$

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

$$\text{所以 } x_1 = r(1 - \cos \phi) + l(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \phi}) \quad (1-1)$$

式中 r ——曲柄长度;

l ——连杆长度;

λ ——曲柄连杆比, $\lambda = r/l$;

ϕ ——曲柄转角, 活塞由液力端向动力端运动时, $\phi = 0^\circ \sim 180^\circ$ 。

当曲柄旋转至 180° 时, 活塞移到液缸的右死点 O_2 , 连杆和曲柄又处在同一水平线上, 曲柄和连杆重叠。设在此情况下曲柄与水平线的夹角 $\bar{\phi} = 0^\circ$, 则当曲柄继续旋转, 活塞由动力端向液力端(即由 O_2 向左)运动时, 活塞移动的距离为

$$\begin{aligned} x_2 &= [A_2B_2 \cos \gamma + (A_2O - A_2O \cos \bar{\phi})] - A_2B_2 \\ &= [l \cos \gamma + (r - r \cos \bar{\phi})] - l \\ &= r(1 - \cos \bar{\phi}) - l(1 - \cos \gamma) \end{aligned}$$

$$\text{由于 } \sin \gamma = \frac{r}{l} \sin (180^\circ - \bar{\phi}) = \lambda \sin \bar{\phi}$$

$$\cos \gamma = \sqrt{1 - \sin^2 \gamma} = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \bar{\phi}}$$

$$\text{所以 } x_2 = r(1 - \cos\phi) - l(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\phi}) \quad (1-2)$$

事实上, 活塞由动力端向液力端运动时, 如果仍以统一的角参数 ϕ 表示, 则有

$$\begin{aligned} \phi &= 180^\circ + \bar{\phi} \\ \bar{\phi} &= -(180^\circ - \phi) \end{aligned}$$

将这个关系代入式(1-2), 得

$$x_2 = (1 + \cos\phi) - l(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\phi}) \quad (1-3)$$

比较式(1-1)和(1-3), 二者只相差两个符号, 如果以 x 统一表示活塞位移, 则二式可表示为

$$x = r(1 \mp \cos\phi) \pm l(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\phi}) \quad (1-4)$$

由式(1-4)求对时间的一阶和二阶导数, 得活塞运动速度 u 和加速度 a 的表达式, 即

$$u = \pm r\omega \left[\sin\phi + \frac{\lambda \sin\phi}{2\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\phi}} \right] \quad (1-5)$$

$$a = \pm r\omega^2 \left[\cos\phi + \frac{\lambda (\cos 2\phi + \lambda^2 \sin^4\phi)}{\sqrt{(1 - \lambda^2 \sin^2\phi)^3}} \right] \quad (1-6)$$

公式(1-4)、(1-5)和(1-6)是反映活塞运动规律的精确公式, 但较复杂, 不便记忆, 通常都进行适当的简化, 即令

$$\begin{aligned} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\phi} &\cong \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\phi + \frac{1}{4} \lambda^4 \sin^4\phi} \\ &= 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2\phi \end{aligned}$$

将此结果代入位移公式(1-4)得

$$x \cong r(1 \mp \cos\phi \pm \frac{\lambda}{2} \sin^2\phi) \quad (1-7)$$

将上式对时间求一阶和二阶导数, 得

$$u \cong \pm r\omega (\sin\phi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\phi) \quad (1-8)$$

$$a \cong \pm r\omega^2 (\cos\phi + \lambda \cos 2\phi) \quad (1-9)$$

式(1-7)、(1-8)和(1-9)是表示活塞位移、速度和加速度的近似公式。由于往复泵的曲柄连杆比 λ 一般都小于0.2, $\sin\phi \leq 1$, 在精确公式中加入的 $\frac{1}{4} \lambda^4 \sin^4\phi$ 项数值很小, 对活塞位移、速度和加速度值影响甚微, 最大误差也不到百分之一, 因此, 以式(1-7)、(1-8)和(1-9)作为计算往复泵活塞运动规律的依据, 是完全满足精度要求的。

有时, 为了定性地分析活塞的运动, 不考虑曲柄连杆比 λ 的影响, 即认为连杆无限长, $\lambda = 0$ 。此种情况下, 活塞的运动规律可以表示为

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

式(1-10)表明, 往复泵活塞运动的速度和加速度分别近似地按正弦和余弦的规律变化。

在公式(1-4)~(1-10)中, 正负号及 ϕ 的取值范围, 按以下原则决定: 当求活塞由液力端向动力端的位移、速度和加速度时, 取公式上面的符号, 曲柄转角 ϕ 在 $0^\circ \sim 180^\circ$ 范围内取值;

当求活塞由动力端向液力端运动的位移、速度和加速度时,取公式中 下面的符号, ϕ 在 $180^\circ\sim 360^\circ$ 范围内取值,在 $\phi=0^\circ、180^\circ、360^\circ$ 时,活塞处于死点的极限位置。

第三节 往复泵的流量

本节主要讨论往复泵的流量计算方法及其变化规律。

一、往复泵的平均流量

往复泵在单位时间内理论上应输送的液体体积,称作泵的理论平均流量,它与泵的活塞截面积 F 、活塞行程长度 S 以及活塞每分钟在缸套中往复的次数(称作泵的冲次、冲数或泵速) n 有关。

对于单缸单作用泵,理论平均流量为

$$Q_{\text{理论}} = F S n \quad (\text{m}^3/\text{min}) \quad (1-11)$$

或

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

对于多缸单作用泵,设缸数为 i ,其理论平均流量为

$$Q_{\text{理论}} = i F S n \quad (1-12)$$

或

$$Q_{\text{理论}} = i \frac{F S n}{60}$$

对于双作用往复泵,活塞往复一次,各液缸输送液体 两次,体积为 $(2F-f)S$ 。设泵的缸数为 m ,则双缸双作用泵的理论平均流量为

$$Q_{\text{理论}} = i (2F-f) S n \quad (1-13)$$

或

$$Q_{\text{理论}} = i \frac{(2F-f) S n}{60}$$

式中 f ——活塞杆截面积。

实际上,往复泵工作时,由于吸入阀和排出阀一般不能及时关闭,泵阀、活塞和其他密封处可能有高压液体漏失,泵缸中或液体内含 有气体,降低吸入充满度等等,都可能使泵的实际输送量有所降低,因而往复泵的实际平均流量要低于理论平均流量。设实际平均流量为 Q ,则

$$\frac{Q}{Q_{\text{理论}}} = \alpha$$

$$Q = \alpha Q_{\text{理论}} \quad (1-14)$$

式中 α ——流量系数,一般在 $0.85\sim 0.95$ 范围内,对于大型的吸入条件较好的新泵, α 可取得大一些,有的可达 $0.97\sim 0.99$ 。

二、往复泵的瞬时流量

由于往复泵的活塞运动速度是变化的,故每个液缸和泵的流量也是变量。为此,必须引入瞬时流量的概念。设活塞的截面积为 F ,则一个单作用液缸或单缸单作用泵的理论瞬时流量为

$$Q_{\text{缸}} = F u \quad (1-15)$$

对于吸入过程,单作用液缸吸入的瞬时理论流量为

$$Q_{\text{缸吸}} = F r \omega \left(\sin \phi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\phi \right) \quad (0^\circ < \phi < 180^\circ) \quad (1-16)$$

对于排出过程,单作用液缸排出的瞬时理论流量为

$$Q_{缸排} = -Fr\omega \left(\sin\phi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\phi \right) \quad (180^\circ < \phi < 360^\circ) \quad (1-17)$$

在上面的两个式子中, 当 $\phi=0^\circ$ 、 180° 、 360° 时, 正好是活塞运动的极限位置, 流量都为零。

实际上, 往复泵一般都是由几个液缸组成的, 曲轴转动一周范围内, 几个液缸按一定的规律交替进行吸入或排出, 整台泵的瞬时流量是同一时刻各缸瞬时流量叠加而成。为了确定泵的瞬时流量, 必须先给出各缸瞬时流量的变化规律, 并确定相应的角参数。为方便起见, 下面给出一个比较简单的能反映各缸瞬时流量的统一表达式。

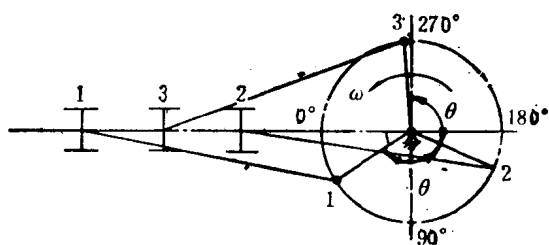


图1-7 往复泵曲柄间相互关系示意图

相邻曲柄间的角位差可以表示为

$$\theta = \frac{2\pi}{i} \quad (1-18)$$

再设任一曲柄与水平轴线的夹角（即自左交点O起, 曲柄在逆时针方向的旋转角）为 ϕ_m , 以1号曲柄与水平轴线的夹角 $\phi_1 = \phi$ 为变参数, 则曲柄转角可以统一表示为

$$\phi_m = \phi + (m-1)\theta \quad (1-19)$$

按照这个关系, 可以写出每个液缸瞬时流量的统一表达式。

对于单作用泵各个液缸, 瞬时流量可表示为

$$Q_{缸m} = \pm Fr\omega \left(\sin\phi_m + \frac{\lambda}{2} \sin 2\phi_m \right) \quad (1-20)$$

对于单作用泵本身, 瞬时流量可表示为

$$\begin{aligned} Q_{泵} &= \sum_{m=1}^i Q_{缸m} \\ &= \pm Fr\omega \sum_{m=1}^i \left(\sin\phi_m + \frac{\lambda}{2} \sin 2\phi_m \right) \end{aligned} \quad (1-21)$$

并且, 当 $\phi_m=0 \sim \pi$ 时, 液缸吸入, 公式前取“+”号; 当 $\phi_m=\pi \sim 2\pi$ 时, 液缸排出, 公式前取“-”号。

对于双作用泵, 活塞将液缸分为前工作室和后工作室, 以 $Q_{缸前m}$ 和 $Q_{缸后m}$ 分别表示前后工作室的瞬时流量, 则有

$$Q_{缸前m} = \pm Fr\omega \left(\sin\phi_m + \frac{\lambda}{2} \sin 2\phi_m \right) \quad (1-22)$$

$$Q_{缸后m} = \pm (F-f) r\omega \left(\sin\phi_m + \frac{\lambda}{2} \sin 2\phi_m \right) \quad (1-23)$$

对于整台双缸双作用泵, 其瞬时流量可表示为

$$Q_{泵} = \sum_{m=1}^i Q_{缸前m} + \sum_{m=1}^i Q_{缸后m}$$

$$\begin{aligned}
 &= \pm Fr\omega \sum_{m=1}^i (\sin\phi_m + \frac{\lambda}{2}\sin 2\phi_m) \pm \\
 &\pm (F-f) r\omega \sum_{m=1}^i (\sin\phi_m + \frac{\lambda}{2}\sin 2\phi_m) \quad (1-24)
 \end{aligned}$$

并且, 当 $\phi_m=0\sim\pi$ 时, 前工作室吸入, 后工作室排出, 公式前取“+”号; 当 $\phi_m=\pi\sim 2\pi$ 时, 前工作室排出, 后工作室吸入, 公式前取“-”号。

必须注意, 式(1-21)和(1-24)都只是意向式, 只有在同一时刻(ϕ 相同)的瞬时流量才能叠加。对于双作用泵, 还应特别注意公式的符号, 计算吸入流量时, 公式等号右端第一项取正号, $\phi_m=0\sim\pi$, 第二项取负号, $\phi_m=\pi\sim 2\pi$; 计算排出流量时, 符号及角度 ϕ_m 的范围与上述相反。

由下述可知, 在泵的缸数 i 、曲柄序号 m 等已知的情况下, 可以比较方便地求出曲柄相位角 θ 、曲柄转角 ϕ_m , 每个液缸或工作室瞬时吸入或排出流量与 ϕ 的关系式, 以及各公式相应的 ϕ 定义域, 进而求得各液缸、工作室和泵的瞬时流量。

例如三缸单作用泵, $i=3$, 曲柄或液缸的序号如图1-8所示。由此, 可以求得曲柄的相位角为

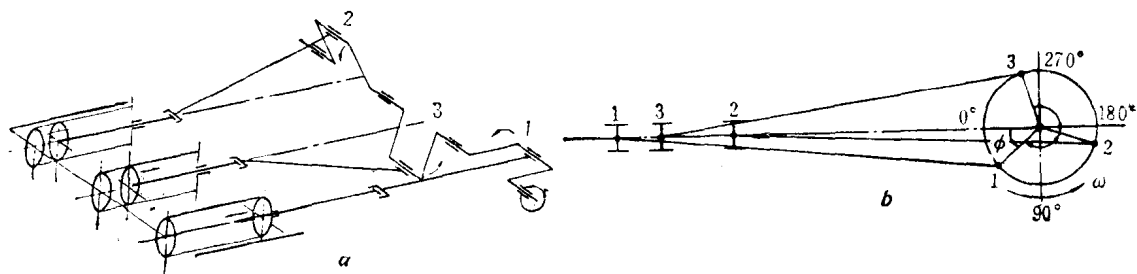


图1-8 三缸单作用泵曲柄布置图

a—曲柄立面布置; b—曲柄平面布置

$$\theta = \frac{2\pi}{i} = \frac{2\pi}{3} = \frac{2}{3}\pi$$

可以求得各曲柄转角 ϕ_m 与 ϕ 的关系为

$$\phi_1 = \phi + (1-1)\theta = \phi$$

$$\phi_2 = \phi + (2-1)\theta = \phi + \frac{2}{3}\pi$$

$$\phi_3 = \phi + (3-1)\theta = \phi + \frac{4}{3}\pi$$

至于各式中 ϕ 的定义域, 可以按下述步骤求得。

吸入时, $\phi_m=0\sim\pi$, 则:

1号液缸 $Q_{\Sigma 1}$ 在 $\phi_1=\phi=0\sim\pi$ 范围取值。

2号液缸 $Q_{\Sigma 2}$ 在 $\phi_2=0\sim\pi$ 范围内取值; 由于 $\phi_2=\phi+\frac{2}{3}\pi$, 故 $\phi=-\frac{2}{3}\pi\sim\frac{1}{3}\pi$, 即2号液

缸吸入时, $Q_{\Sigma 2}$ 在 $\phi=-\frac{2}{3}\pi\sim\frac{1}{3}\pi$ 范围内取值。

3号液缸的 $Q_{\Sigma 3}$ 在 $\phi_3=0\sim\pi$ 范围内取值; 由于 $\phi_3=\phi+\frac{4}{3}\pi$, 故 $\phi=-\frac{4}{3}\pi\sim-\frac{1}{3}\pi$, 即 $Q_{\Sigma 3}$

在该 ϕ 范围内取值。

排出时, $\phi_m = \pi \sim 2\pi$, 则:

1号液缸 $Q_{\text{缸}1}$ 在 $\phi_1 = \phi = \pi \sim 2\pi$ 范围内取值。

2号液缸 $Q_{\text{缸}2}$ 在 $\phi_2 = \pi \sim 2\pi$ 范围内, 亦即在 $\phi = \frac{1}{3}\pi \sim \frac{4}{3}\pi$ 范围内取值。

3号液缸的 $Q_{\text{缸}3}$ 在 $\phi_3 = \pi \sim 2\pi$ 范围内, 亦即 $\phi = -\frac{1}{3}\pi \sim \frac{2}{3}\pi$ 范围内取值。

这样, 就可以写出各缸的瞬时流量表达式。吸入时, 三个液缸的瞬时流量公式为

$$Q_{\text{缸}1} = Fr\omega \left(\sin\phi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\phi \right) \quad (0 < \phi < \pi)$$

$$Q_{\text{缸}2} = Fr\omega \left[\sin \left(\phi + \frac{2}{3}\pi \right) + \frac{\lambda}{2} \sin 2 \left(\phi + \frac{2}{3}\pi \right) \right] \quad \left(-\frac{2}{3}\pi < \phi < \frac{1}{3}\pi \right)$$

$$Q_{\text{缸}3} = Fr\omega \left[\sin \left(\phi + \frac{4}{3}\pi \right) + \frac{\lambda}{2} \sin 2 \left(\phi + \frac{4}{3}\pi \right) \right] \quad \left(-\frac{4}{3}\pi < \phi < -\frac{1}{3}\pi \right)$$

排出时, 三个液缸的瞬时流量公式为

$$Q_{\text{缸}1} = -Fr\omega \left(\sin\phi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\phi \right) \quad (\pi < \phi < 2\pi)$$

$$Q_{\text{缸}2} = -Fr\omega \left[\sin \left(\phi + \frac{2}{3}\pi \right) + \frac{\lambda}{2} \sin 2 \left(\phi + \frac{2}{3}\pi \right) \right] \quad \left(\frac{1}{3}\pi < \phi < \frac{4}{3}\pi \right)$$

$$Q_{\text{缸}3} = -Fr\omega \left[\sin \left(\phi + \frac{4}{3}\pi \right) + \frac{\lambda}{2} \sin 2 \left(\phi + \frac{4}{3}\pi \right) \right] \quad \left(-\frac{1}{3}\pi < \phi < \frac{2}{3}\pi \right)$$

又例如双缸双作用往复泵, 其曲柄布置次序如图1-8所示。

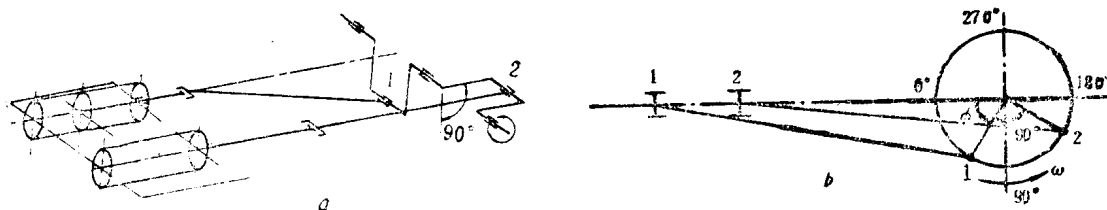


图1-9 双缸双作用往复泵曲柄布置图

a—曲柄立面布置; b—曲柄平面布置

按上述可知双缸双作用泵任意曲柄转角 ϕ_m 与 ϕ 间的关系为