

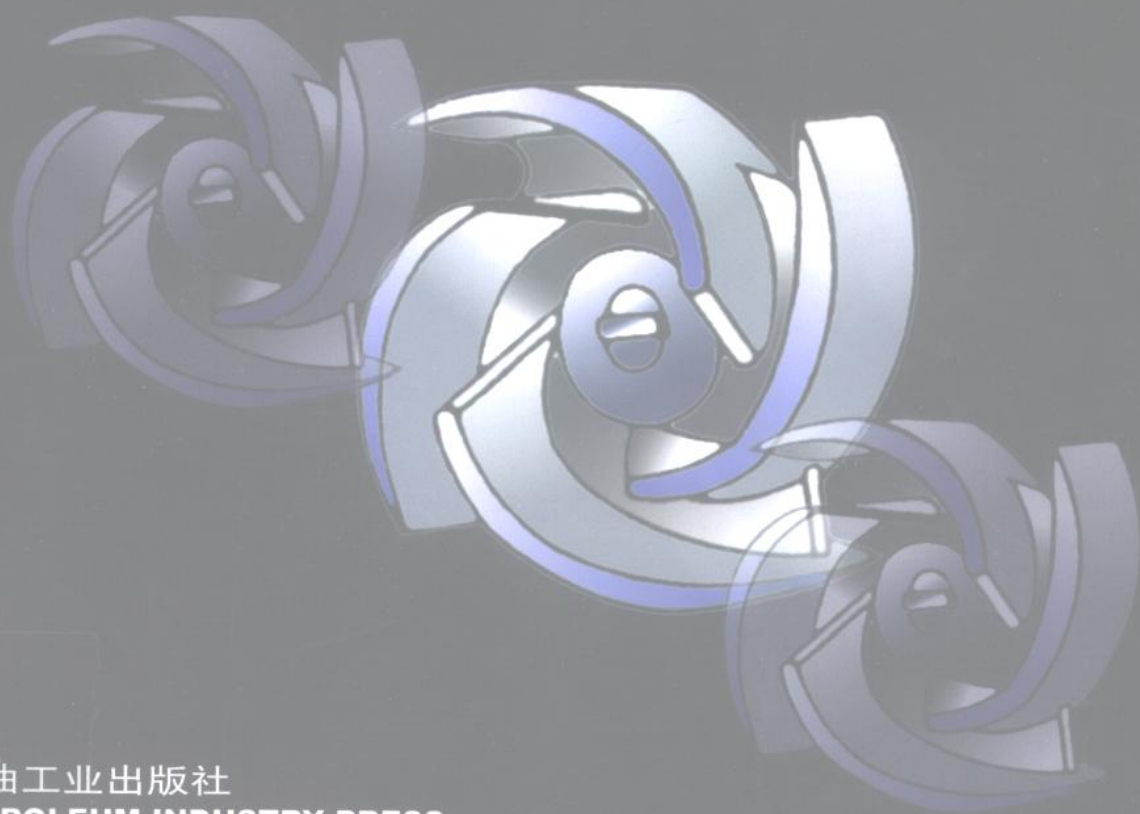


普通高等教育“九五”国家级重点教材

石油工程 流体机械

(第二版)

万邦烈 李继志 等编



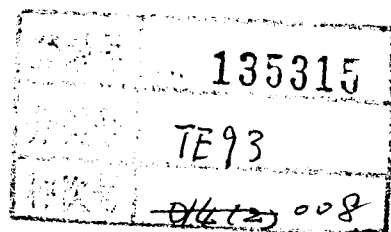
学(北京)

93

28

石油工业出版社
PETROLEUM INDUSTRY PRESS

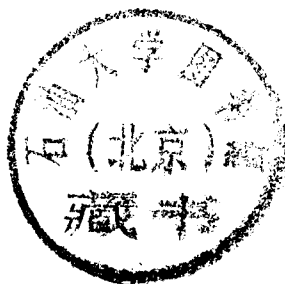
普通高等教育“九五”国家级重点教材



石油工程流体机械

(第二版)

万邦烈 李继志 等编



石油大学0135497

石油工业出版社

内 容 提 要

本书系统地介绍了石油工程用各种流体机械的基本理论、工作特性、典型结构和主要零部件的设计计算方法等内容,以满足对该型机械进行设计、制造、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、往复式压缩机、离心泵和轴流泵、涡轮钻具、液力传动、离心式压缩机、单螺杆式水力机械、回转式泵和压缩机以及石油工程用其他类型流体机械等九章组成。

本书可作为石油高等学校的教学用书,也可供从事石油工程流体机械方面工作的工程技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

石油工程流体机械/万邦烈等编. - 2 版
北京:石油工业出版社, 1999.8
普通高等教育“九五”国家级重点教材
ISBN 7-5021-2311-3

I. 石…

II. 万…

III. 石油工程-机械设备

IV. TE9

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (1999) 第 14197 号

石油工业出版社出版
(100011 北京安定门外安华里二区一号楼)

石油工业出版社印刷厂排版印刷

新华书店北京发行所发行

*

787×1092 毫米 16 开本 33¼ 印张 848 千字 印 1—2000

1999 年 8 月北京第 2 版 1999 年 8 月北京第 1 次印刷

ISBN 7-5021-2311-3/TE·1928 (课)

定价: 35.00 元

第二版前言

《石油工程流体机械》教材是石油高校教材《石油矿场水力机械》(万邦烈、李继志编,石油工业出版社出版,1990年5月第一版)的修订本。国家教育部(原国家教委)将此修订版列入普通高等教育“九五”国家级重点教材。

自《石油矿场水力机械》教材第一版问世以来,已经过去了近十个年头。这期间,我国的石油天然气工业取得了巨大的成就。而作为石油装备中重要的组成部分——石油工程流体机械也随之不断地更新和发展。同时,在使用该教材的长期教学实践中,积累了不少教学经验,也发现了一些亟待改正的不足之处。因此,在保留原教材优点的基础上,根据当前石油天然气工业的科技发展和人才培养的需要,对其内容进行充实、精选和更新,以便进一步提高教材的科学性、系统性和先进性,并加强其可教性和可学性,这件事就显得特别重要。

本教材与原教材相比较,在内容上作了较大的补充和调整,主要表现在以下四方面:

(1) 增加了四章:往复活塞式压缩机,离心式压缩机,回转式泵和压缩机以及石油工程用其他类型流体机械(包括油气混输机械、水力活塞泵等)。

(2) 合并了三章:将原教材中的液力耦合器和液力变矩器两章合并为液力传动一章。将石油矿场用其他类型泵一章的内容精简后合并到有关章节中。

(3) 补充了两章:在原教材的往复泵和单螺杆式水力机械两章中,补充入新资料。

(4) 添上了附录:在附录中给出了各章习题的汇编和单位换算表。

本教材除绪论外,分为九章:往复泵,往复活塞式压缩机,离心泵和轴流泵,涡轮钻具,液力传动,离心式压缩机,单螺杆式水力机械,回转式泵和压缩机,以及石油工程用其他类型流体机械。其中绪论,第二、三、六、七、九章及附录由万邦烈编写,第一、四、五章由李继志编写,第八章由刘猛编写。全书由万邦烈主编。石油大学(北京)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,在此我们表示衷心的感谢。

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

1998年9月

第一版前言

《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他专业课程《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、液力耦合器、液力变矩器、单螺杆式水力机械和石油矿场用其他类型泵。

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	(4)
第一节 概述	(4)
第二节 往复泵的流量	(7)
第三节 往复泵的液流速度系数和加速度系数	(16)
第四节 往复泵的压头、功率、效率和流量系数	(19)
第五节 往复泵液缸内压力变化特点及其正常吸入条件	(26)
第六节 往复泵的空气包	(38)
第七节 往复泵泵阀的工作理论	(46)
第八节 往复泵的特性曲线	(57)
第九节 往复泵的设计要点	(62)
第十节 液压驱动式往复泵	(71)
本章小结	(83)
第二章 往复活塞式压缩机	(84)
第一节 概述	(84)
第二节 活塞式压缩机的结构、工作原理及主要零部件	(87)
第三节 活塞式压缩机的工作过程	(93)
第四节 活塞式压缩机的热力特性参数	(105)
第五节 活塞式压缩机的动力计算	(110)
第六节 活塞式压缩机变工况工作及排气量调节	(120)
第七节 活塞式压缩机的设计要点	(124)
第八节 压缩机的选择要点	(133)
本章小结	(135)
第三章 离心泵和轴流泵	(137)
第一节 概 述	(137)
第二节 离心泵的典型结构及主要零部件	(139)
第三节 离心泵的基本工作理论	(144)
第四节 离心泵的特性曲线	(154)
第五节 离心泵的相似理论及其应用	(159)
第六节 离心泵的汽蚀与最大允许安装高度	(164)
第七节 离心泵的水力设计	(170)
第八节 离心泵的轴向力及其平衡	(184)
第九节 离心泵在管线上的工作	(188)
第十节 离心泵的选择	(193)
第十一节 轴流泵的结构、工作原理和基本方程式	(197)

第十二节 轴流泵的特性曲线及其运行调节·····	(204)
第十三节 轴流泵的设计要点·····	(206)
本章小结·····	(211)
第四章 涡轮钻具 ·····	(213)
第一节 概 述·····	(213)
第二节 涡轮钻具涡轮的基本工作理论·····	(216)
第三节 涡轮钻具的特性曲线·····	(222)
第四节 涡轮叶栅与涡轮特性参数的关系·····	(227)
第五节 涡轮钻具的设计计算及选型·····	(234)
本章小结·····	(240)
第五章 液力传动 ·····	(241)
第一节 概 述·····	(241)
第二节 液力偶合器的基本工作理论·····	(245)
第三节 液力偶合器特性·····	(252)
第四节 液力变矩器的基本工作理论·····	(259)
第五节 液力变矩器特性·····	(272)
第六节 液力传动元件的类型及其在石油工程机械中的应用·····	(285)
第七节 液力传动元件的类比设计·····	(303)
本章小结·····	(312)
第六章 离心式压缩机 ·····	(314)
第一节 概 述·····	(314)
第二节 离心式压缩机的主要零部件·····	(316)
第三节 离心式压缩机级的基本工作理论及计算·····	(318)
第四节 离心式压缩机级中的能量损失·····	(327)
第五节 多级离心式压缩机·····	(333)
第六节 离心式压缩机的特性曲线和调节·····	(337)
第七节 离心式压缩机的相似理论及其应用·····	(348)
第八节 离心式压缩机的设计要点·····	(355)
本章小结·····	(359)
第七章 单螺杆式水力机械 ·····	(360)
第一节 概 述·····	(360)
第二节 采油用单螺杆泵·····	(360)
第三节 钻井、修井用单螺杆钻具·····	(388)
第四节 其他类型的单螺杆式水力机械·····	(432)
本章小结·····	(437)
第八章 回转式泵和压缩机 ·····	(439)
第一节 概 述·····	(439)
第二节 螺杆泵·····	(439)
第三节 螺杆式压缩机·····	(445)
第四节 其他类型的回转式泵和压缩机·····	(458)

本章小结·····	(463)
第九章 石油工程用其他类型流体机械·····	(465)
第一节 油气混输机械·····	(465)
第二节 水力活塞泵·····	(477)
第三节 射流泵·····	(491)
第四节 电动潜油隔膜泵·····	(498)
第五节 振动泵·····	(499)
第六节 液力杆式抽油泵·····	(500)
第七节 直线电传动无杆泵·····	(502)
本章小结·····	(502)
附录·····	(503)
一、各章习题汇编·····	(503)
二、单位换算表·····	(515)
参考文献·····	(520)

绪 论

《石油工程流体机械》是石油高等院校机械设计制造及其自动化专业的主要专业课教材,也是相邻专业本科生、石油厂矿和机械行业的工程技术人员和科研工作者的必要参考书。

各种流体机械在石油工程中应用十分广泛。钻井时,利用高压钻井泵循环钻井液,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来破碎岩石,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,提高钻井和修井的工作效率;利用操纵灵活的气动系统来控制钻井和修井装置各部件的协调动作,以满足钻井和修井工艺的不同操作要求。采油时,利用高压离心泵往地层注水或利用高压压缩机往地层注气,维持地层能量,延长油井自喷期;利用各种类型的有杆泵(如游梁式抽油机—抽油泵装置等)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)抽油设备以及气举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;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。油气集输时,利用各种油气混输机械改进海上和陆地油田的油气集输系统布局,以大量缩减开发和经营油田的费用;等等。

实践证明,石油工程流体机械的不断更新和发展,对于推进陆地和海上的石油天然气钻采和油气集输事业,无疑地起着举足轻重的作用。

解放后,特别是近20年来,石油工程流体机械,作为具有众多专业特色的一种流体机械,在我国获得了迅速的发展,在设计、制造、科研和选用等方面,经历了从仿制到创新的阶段,不少产品已进入了国际市场。

石油工程流体机械根据所加压和输送的工作介质不同,可分为两大类:石油工程水力机械和石油工程气力机械。

一、石油工程水力机械

石油工程水力机械的种类很多,根据用途不同,可分为泵、液动机及液力传动装置三类。其中泵和液动机是水力机械的两大基本类型,而液力传动装置则是利用前两者作为基本元件组成的传动装置。

1. 泵

泵是将动力机轴上的机械能传递给液体,借以增加液体的位能、压能或动能的机器。根据结构特征及工作原理不同,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、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、轴流泵属于这一类。

2. 液动机

液动机的作用与泵相反,它是将液体的位能、压能和动能转变为轴上或活塞上机械能的

机器。根据液体能量的转变特点,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作功,如液压缸、液压马达等。单螺杆钻具就属于这一类。

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

3. 液力传动装置

液力传动装置是利用液体作为传能工作介质的传动装置,它由泵和液动机组合而成,并具有一定的控制元件。根据组成元件的不同,液力传动装置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,然后将液体能再传递到涡轮(从动轮)上。它分为液力偶合器和液力变矩器两类。

二、石油工程气力机械

与石油工程水力机械相类似,石油工程气力机械根据用途不同,可以分为压缩机、气动机及气力传动装置三类。其中压缩机和气动机是气力机械的两大基本类型;而气力传动装置则是利用前两者作为基本元件组成的传动装置。本课程仅讲述石油工程中应用广泛的压缩机。

压缩机是用来压缩气体,提高气体压力和输送气体的机器。从能量转换的观点来看,压缩机是将动力机轴上的机械能转变为气体压力能的机器。

根据结构特征及工作原理不同,压缩机可分为两个基本类型:

①容积式压缩机。容积式压缩机是借容积的变化来实现气体的压缩,提高气体压力的机器。一般这类压缩机具有装盛气体的气缸以及压缩气体的活塞。按照活塞运动方式的不同,它又有往复式活塞式和回转活塞式两种结构型式。前者简称为活塞式压缩机;后者简称为回转式压缩机,如螺杆式压缩机。

②叶片式压缩机。叶片式压缩机是利用转动的工作轮叶片和气体的相互作用来提高气体压力的机器。它主要分为离心式压缩机和轴流式压缩机两种。前者气体的运动是沿着垂直压缩机轴的径向进行的;而后者气体的运动是沿着平行于压缩机轴的轴向进行的。

考虑到石油工程流体机械的多样性、最新发展和本专业人才培养的业务规格和要求,同时考虑到与机械设计制造及其自动化专业的其他专业课程间的分工,本教材除绪论外,由往复泵、往复式活塞式压缩机、离心泵和轴流泵、涡轮钻具、液力传动、离心式压缩机、单螺杆式水力机械、回转式泵和压缩机以及石油工程用其他类型流体机械等九章组成。

应该指出,根据本学科的发展和学生的认知特点,《石油工程流体机械》教材在各章的顺序排列和逻辑关系上以及在各章节的内容选取和讲述方法上,都遵循由浅入深、由表及里、由简单到复杂循序渐进的认识规律。由于往复式流体机械在石油工程中应用很广泛,而其工作原理易于学生理解,因此放在前面两章,以活塞运动规律的讨论作为其工作理论的出发点;接着的四章同属于叶片式流体机械,它们都以叶轮的进、出口速度三角形的分析作为工作理论的出发点;最后的三章,以螺杆式流体机械作为主要内容,则以啮合原理作为工作理论的出发点。就其工作理论的复杂性来说,后面三章大于前面六章,而且具有相对独立性,所以放在教材的后面。在各章内容的讲述上,都突出了“内部的能量转换特点—外部的特性参数变化—设计选用”这条主线。这样有利于学生掌握本课程的实质内容,增强学生学

习知识的条理性和整体感。

总之，本教材将系统介绍石油工程流体机械的基本理论、工作特性、典型结构和主要零、部件的设计计算方法等内容，努力把知识内容的循序性和启发性、理论的系统性和应用的可操作性有机地结合起来，做到既有一定的理论广度和深度，同时又重点突出，给出必需的实用计算公式和计算曲线，使学生能较快地掌握具体的设计计算和选择使用方法，独立从事石油工程流体机械产品的开发设计，从而使国产的新一代产品在激烈的国际市场竞争中战胜对手，占有一席之地。

第一章 往 复 泵

第一节 概 述

往复泵在石油工程中应用非常广泛。它常常用在高压下输送高粘度、大密度和高含砂量的液体，流量相对较小。按用途的不同，石油工程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；为了固化井壁，向井底注入高压水泥浆的往复泵，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；向井内油层注入高压水驱油的往复泵，称作注水泵；在采油过程中，用于在井内抽汲原油的往复泵，称为抽油泵；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，体积和质量不能过大。由于石油工程用往复泵的工作条件十分恶劣，提高其易损件（主要是泵阀、活塞—缸套、柱塞—密封等）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。它主要由液缸、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_0 的作用下，推开吸入阀，进入液缸，直到活塞移到右死点为止。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（ $0 \sim 2\pi$ ）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，称作活塞的冲程长度；曲柄半径用 r 表示，它们之间的关系为 $S=2r$ 。

二、往复泵的分类

按照结构特点，石油工程用往复泵大致可以按以下五方面分类：

①按缸数分，有单缸泵、双缸泵、三缸泵、四缸泵等。

②按直接与输送液体接触的工作机构分，有活塞泵，如图 1-2 (a) 所示，由带密封件的活塞与固定的金属缸套形成密封副；有柱塞泵，如图 1-2 (b) 所示，由金属柱塞与固定的密封组件形成密封副。

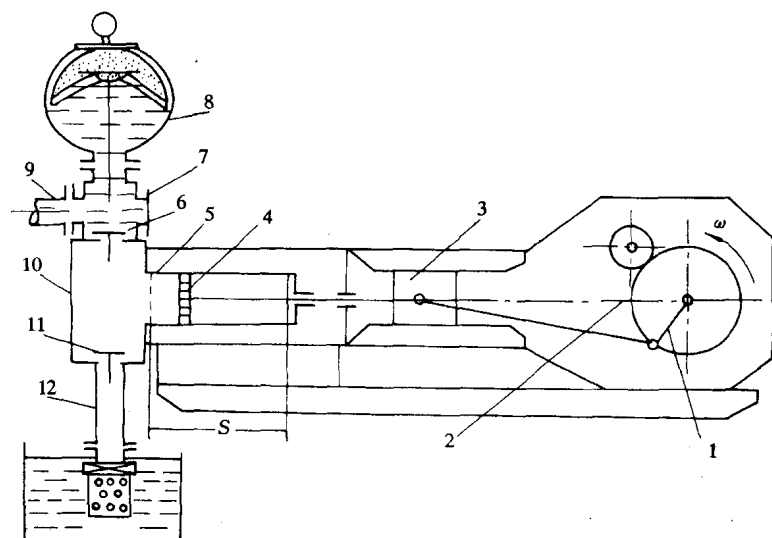


图 1-1 往复泵工作示意图

1—曲柄；2—连杆；3—十字头；4—活塞；5—缸套；6—排出阀；7—排出四通；

8—预压排出空气包；9—排出管；10—阀箱（液缸）；11—吸入阀；12—吸入管

③按作用方式分，主要有单作用式和双作用式，如图 1-3 (a)、(b) 所示。单作用式泵中，活塞（柱塞）在液缸中往复一次，该液缸作一次吸入和一次排出。双作用式泵中，液缸被活塞（或柱塞）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

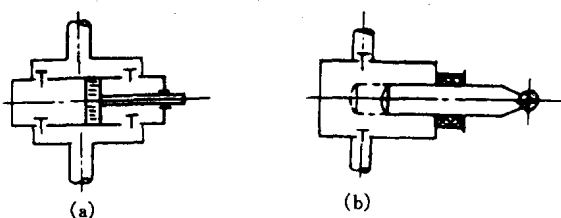


图 1-2 往复泵工作机构示意图

(a) 活塞泵；(b) 柱塞泵

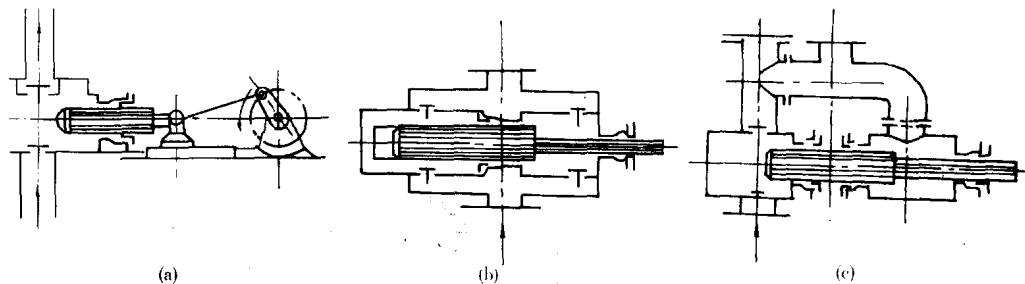


图 1-3 往复泵作用方式示意图

(a) 单作用式；(b) 双作用式；(c) 差动式

排出各两次。此外，如图 1-3 (c) 所示的差动式往复泵，近些年来在石油工程上也有应用。

④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。

⑤按传动（或驱动）方式分，有机械传动泵，如曲柄—连杆传动、凸轮传动、摇杆传动、钢丝绳传动往复泵等；蒸汽驱动往复泵；液压驱动往复泵等。近几年来，液压驱动往复泵在油田越来越受到重视。

通常以上述几项主要特点来区分各种不同类型的往复泵。在石油工程中应用比较普遍的有如图 1-4 所示的三缸单作用卧式活塞泵，图 1-5 所示的双缸双作用卧式活塞泵，它们主要用作钻井泵；还有三缸、五缸单作用卧式柱塞泵及其他类型的往复泵，主要作压裂、固井及注水等泵使用。

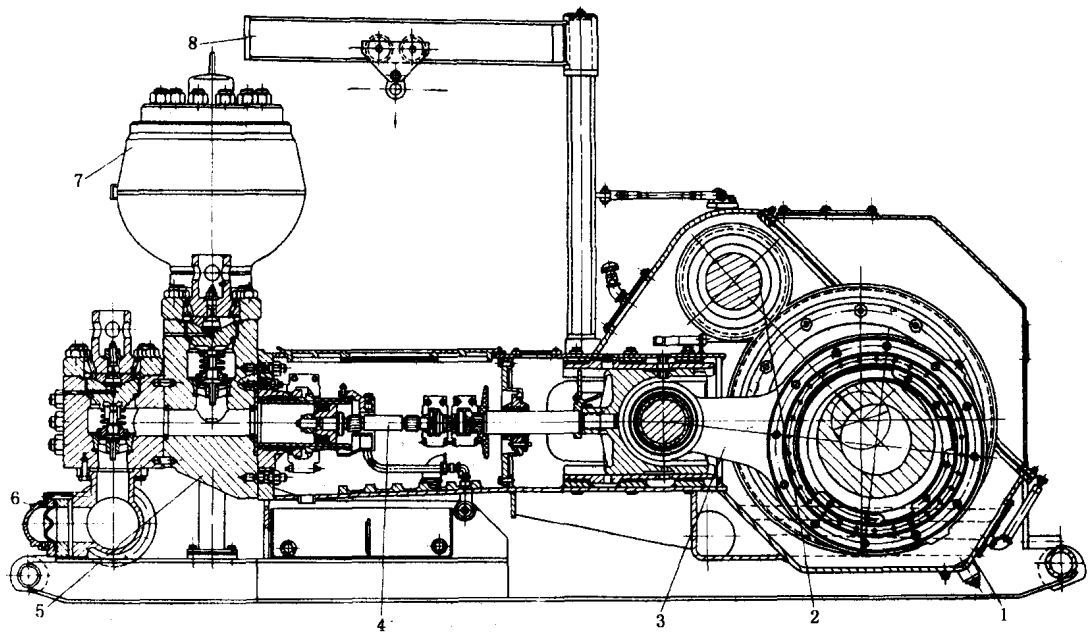


图 1-4 三缸单作用卧式活塞泵

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

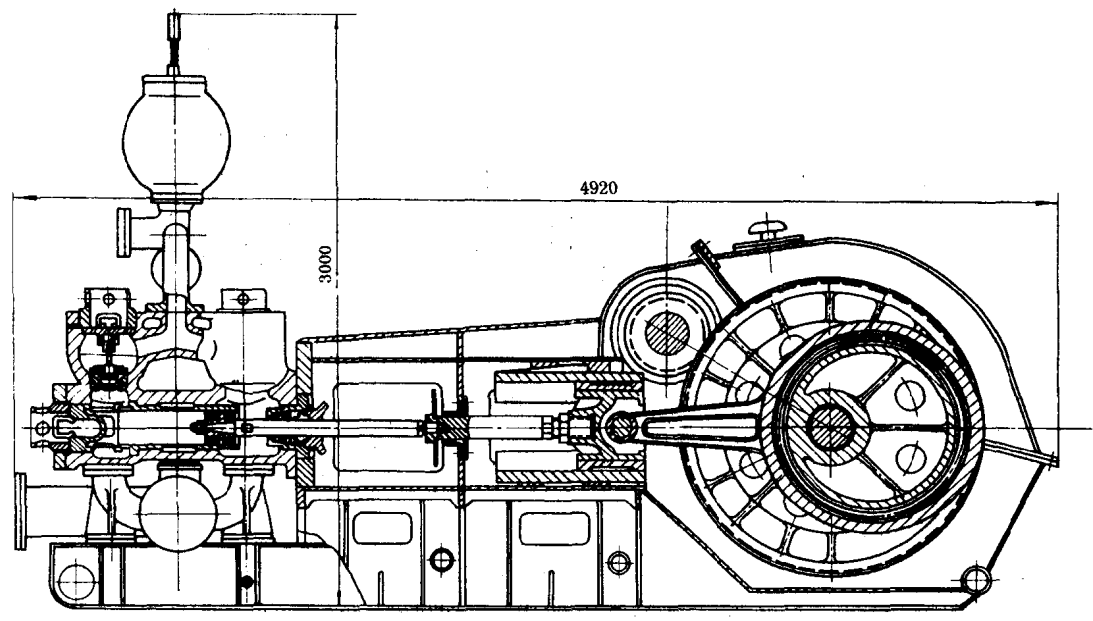


图 1-5 双缸双作用卧式活塞泵

三、往复泵的基本特性参数

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 L/s 或 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 G , 单位为 N/s , 即

$$G = Q\rho g$$

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 ($0 \sim 2\pi$), 泵所排出或吸入的液体体积, 称作泵的每转排量, 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单位面积上所受到的液体作用力, 即压强, 代表符号为 p , 单位为 MPa 。

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轴上的能量, 称作泵的输入功率或主轴功率, 以 N_{ax} 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 η 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, 也称作冲次, 以 n 表示, 单位为 $\min^{-1}$ 。

第二节 往复泵的流量

一、活塞运动规律

往复泵的基本工作理论及其主要特性参数 (流量、压力等) 的计算, 都是与活塞 (或柱塞) 的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。目前的往复泵大多数是曲柄连杆机构传动, 它将曲柄的旋转运动变为活塞的往复运动, 图 1-6 是其示意图。

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 处在同一水平线上, 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 $\varphi = 0^\circ$, 且曲柄按逆时针方向旋转, 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

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

由于 $\sin \beta = r/l \times \sin \varphi = \lambda \sin \varphi$, $\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}$, 所以

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

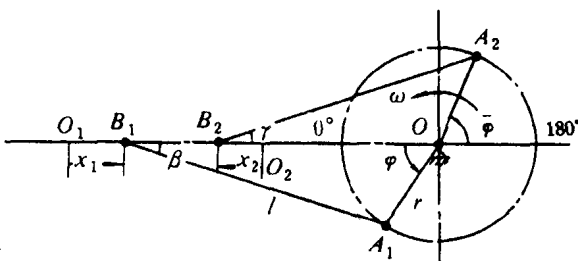


图 1-6 往复泵活塞运动示意图

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， $\varphi = 0 \sim \pi$ 。

当曲柄旋转至 π 位置时，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 $\bar{\varphi} = 0^\circ$ ，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

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

由于 $\sin\gamma = r/l \times \sin(\pi - \bar{\varphi}) = \lambda\sin\bar{\varphi}$ ， $\cos\gamma = \sqrt{1 - \sin^2\gamma} = \sqrt{1 - \lambda^2\sin^2\bar{\varphi}}$ ，所以

$$x_2 = r(1 - \cos\bar{\varphi}) - l(1 - \sqrt{1 - \lambda^2\sin^2\bar{\varphi}}) \quad (1-2)$$

事实上，活塞由动力端向液力端运动时，如果仍然以统一的角参数表示，则有

$$\varphi = \pi + \bar{\varphi}, \quad \bar{\varphi} = -(\pi - \varphi)$$

将这个关系代入式 (1-2)，得

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

比较式 (1-1) 和式 (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

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

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

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

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

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

$$\sqrt{1 - \lambda^2\sin^2\varphi} \approx \sqrt{1 - \lambda^2\sin^2\varphi + \frac{1}{4}\lambda^4\sin^4\varphi} = 1 - \frac{1}{2}\lambda^2\sin^2\varphi$$

将此结果代入位移公式 (1-4) 得

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

将式 (1-7) 对时间求一阶和二阶导数，得

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

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

式 (1-7)、式 (1-8) 和式 (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， $\sin\varphi \leq 1$ ，在精确公式中加入的 $1/4 \times \lambda^4\sin^4\varphi$ 项数值很小，对活塞位移、速度和加速度的影响甚微，最大误差不到百分之一。因此，以式

(1—7)、式(1—8)和式(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

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

式(1—10)表明,曲柄连杆传动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。

推导公式(1—4)~(1—10)的目的,是为了将活塞(或柱塞)的运动与后面讨论的泵的吸入及排出过程统一起来,便于计算。在这些公式中,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 $0\sim\pi$ 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,在 $\varphi=\pi\sim 2\pi$ 范围取值;当 $\varphi=0、\pi、2\pi$ 时,活塞处于死点位置。

二、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 、活塞冲程长度 S ,以及活塞每分钟在缸套中往复的次数,即泵的冲次 n 有关。

对于单作用泵,设缸数为 i ,其理论平均流量为

$$Q_t = iFSn \quad (1-11)$$

对于双作用往复泵,活塞往复一次,液缸的前、后工作室输送液体各一次,体积为 $(2F-f)S$ 。设泵的缸数为 i ,则双缸双作用泵的理论平均流量为

$$Q_t = i(2F-f)Sn \quad (1-12)$$

式中 f ——活塞杆断面面积。

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

$$\begin{aligned} \frac{Q}{Q_t} &= \alpha \\ Q &= \alpha Q_t \end{aligned} \quad (1-13)$$

式中, α 为流量系数,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 $0.97\sim 0.99$ 。

三、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。比如,一个单作用液缸或单缸单作用泵的理论瞬时流量为

$$Q_c = Fu \quad (1-14)$$

对于吸入过程,单作用液缸吸入的瞬时理论流量为

$$Q_c = Fr\omega(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi) \quad (0 < \varphi < \pi) \quad (1-15)$$

对于排出过程,单作用液缸排出的瞬时理论流量为