

高等学校教材
符合STCW 78/10公约要求

船舶辅机

CHUANBO FUJI

孙永明 王晓中 李国祥 主编
杨万枫 主审



 上海浦江教育出版社

高等学校教材
符号 STCW 78/10 公约要求

船舶辅机

孙永明 王晓中 李国祥 主编
杨万枫 主审

图书在版编目(CIP)数据

船舶辅机/孙永明,王晓中,李国祥主编. —上海:上海浦江教育出版社有限公司,2014.9

ISBN 978-7-81121-206-8

I. ①船… II. ①孙… ②王… ③李… III. ①船舶辅机 IV. ①U664.5

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2014)第 206482 号

上海浦江教育出版社出版

社址:上海市海港大道 1550 号上海海事大学校内 邮政编码:201306
电话:(021)38284910/12(发行) 38284923(总编室) 38284910(传真)

E-mail: cbs@shmtu.edu.cn URL: <http://www.pujiangpress.cn>

上海市印刷十厂有限公司印装 上海浦江教育出版社发行
幅面尺寸:185 mm×260 mm 印张:29.5 字数:736 千字

2014 年 9 月第 1 版 2014 年 9 月第 1 次印刷

责任编辑:黄丽芬 封面设计:赵宏义

定价:81.00 元

内 容 提 要

全书共分 5 篇 11 章。第一篇为船用泵和活塞式空气压缩机,内容包括往复泵、齿轮泵、螺杆泵、离心泵、旋涡泵、喷射泵、活塞式空气压缩机等;第二篇为甲板机械,内容包括液压控制阀、液压泵、液压马达、舵机、起货机、锚机和绞缆机等;第三篇为船舶制冷和空气调节装置,内容包括船舶制冷原理、制冷装置、制冷系统、船舶空调原理和系统等;第四篇为船舶辅锅炉和海水淡化装置,内容包括船用锅炉、船舶海水淡化装置等;第五篇为船舶辅助管系,内容包括管系的基本知识及常用辅助管系。

本书是轮机工程专业教学用书,也可供航运公司机务部门、船检、海事、船厂和其他航运管理部门的技术人员参考。

前言 Preface

船舶辅机是高等航海院校轮机工程专业最具特色的主干课程之一。本书按照《STCW 公约》马尼拉修正案及《中华人民共和国海船船员适任考试和发证规则》(简称11规则)的要求,汇集并萃取上海海事大学历次教材和兄弟院校教材的精华编写而成。

船舶辅机是一门涉及多学科的综合课程。为使学生在有限的学时内,较全面地掌握船舶辅机的结构、原理、系统操作和故障分析等专业知识,本书力求循序渐进、简明扼要、简洁通俗、联系实际、内容新颖,便于教学和自学;有较强的针对性、适用性和先进性。另外,船舶辅机领域的一些有关新规范、标准和技术在本书也有所体现。

本书第一篇第一章,第二篇第三、四、五、六章,第五篇第十一章由孙永明编写;第一篇第二章,第四篇第九、十章由李国祥编写;第三篇第七、八章由王晓中编写。全书由孙永明、王晓中、李国祥主编,杨万枫主审。梅国梁、陈黄莺、郑学林、安骥、方清、陈磊、蒋爱国、周俊峰、贾小俊、李长熊、王峰、岳跃申、赵成豹参加部分编写工作。

在编写过程中,本书得到兄弟院校和有关单位专家的热情支持和指导,谨在此一并表示感谢。

在编写过程中,作者参阅、引用有关图书资料,在此,向国内外相关作者致以诚挚谢意。

限于作者的水平,书中如有不妥之处,敬请同行和读者批评指正。

编者
2014年9月

目录 Contents

第一篇 船用泵和活塞式空气压缩机

第一章 船用泵	(1)
第一节 船用泵基础知识	(1)
第二节 往复泵	(5)
第三节 齿轮泵	(18)
第四节 螺杆泵	(27)
第五节 离心泵	(35)
第六节 旋涡泵	(72)
第七节 喷射泵	(79)
第二章 活塞式空气压缩机	(85)
第一节 活塞式空压机工作原理	(85)
第二节 活塞式空压机结构	(88)
第三节 活塞式空压机的自动控制	(93)
第四节 活塞式空压机的操作管理及故障分析	(95)

第二篇 甲板机械

第三章 液压甲板机械基础	(97)
第一节 液压传动基本理论	(97)
第二节 液压控制阀	(99)
第三节 液压泵	(125)
第四节 液压马达	(140)
第五节 液压辅件	(156)
第六节 液压油	(165)
第七节 液压系统备品的管理	(177)
第四章 舵机	(179)
第一节 概述	(179)
第二节 液压舵机的基本组成和工作原理	(183)
第三节 液压舵机的转舵机构	(188)

第四节	液压舵机的远控系统	(194)
第五节	液压舵机实例	(198)
第六节	液压舵机的管理	(202)
第五章	起货机	(210)
第一节	概述	(210)
第二节	起货机的液压系统	(213)
第三节	液压起货机操纵机构	(222)
第四节	回转起货机(克令吊)的安全保护装置	(224)
第五节	液压起货机的管理	(225)
第六章	锚机和绞缆机	(228)
第一节	锚机	(228)
第二节	绞缆机	(231)
第三篇 船舶制冷和空气调节装置		
第七章	船舶制冷装置	(236)
第一节	概述	(236)
第二节	蒸气压缩式制冷装置的工作原理	(240)
第三节	蒸气压缩式制冷循环	(242)
第四节	制冷剂、载冷剂和冷冻机油	(252)
第五节	制冷压缩机	(261)
第六节	制冷换热器及附件	(277)
第七节	蒸气压缩式制冷装置的自动控制	(284)
第八节	船舶制冷装置的管理和故障分析	(302)
第八章	船舶空气调节装置	(324)
第一节	船舶空气调节装置基本知识	(324)
第二节	船舶空调系统及设备	(333)
第三节	船舶空调装置的自动调节	(341)
第四节	船舶空调装置的使用管理和故障分析	(347)
第四篇 船舶辅锅炉和海水淡化装置		
第九章	船舶辅锅炉装置	(354)
第一节	概述	(354)
第二节	船舶燃油锅炉和废气锅炉的主要结构与性能	(356)
第三节	锅炉附件	(365)
第四节	船舶辅锅炉的燃油设备及系统	(369)

第五节	船舶辅锅炉的汽、水系统	(381)
第六节	船舶辅锅炉的管理	(386)
第十章	船舶海水淡化装置	(403)
第一节	船用真空蒸馏及反渗透式海水淡化装置工作原理	(404)
第二节	船用海水淡化装置实例	(407)
第三节	影响海水淡化装置工作的因素	(411)
第四节	真空蒸馏式海水淡化装置的维护管理	(416)
第五篇 船舶辅助管系		
第十一章	船舶辅助管系	(419)
第一节	管系的基本知识	(419)
第二节	舱底水系统	(425)
第三节	压载水系统	(428)
第四节	船舶消防系统	(431)
第五节	机舱供水系统	(439)
第六节	船舶通风系统	(441)
附录		(447)
	常用液压元件图形符号	(447)

第一篇 船用泵和活塞式空气压缩机

第一章 船用泵

第一节 船用泵基础知识

一、船用泵的应用

泵是一种液体输送机械,它能将原动机的机械能转变为液体的机械能。液体的机械能包括位能、动能和压力能,它们之间可以相互转换。

船用泵是指符合船舶规范规定和船用技术条件要求的各种供船舶使用的泵。在船上它们经常被用来输送海水、淡水、污水、滑油和燃油等各种液体。为达到这一目的就需提高被输送液体的压力能、位能,或克服液体在管路中流动的阻力,因此从本质上说,泵是用来提高液体机械能的设备。

船用泵在现代船舶上有着十分广泛的应用,根据其用途的不同,可分为:

(1) 船舶动力装置用泵。有燃油泵、润滑油泵、海水泵、淡水泵、舵机或其他液压甲板机械的液压泵、锅炉装置的给水泵、制冷装置的冷却水泵、海水淡化装置的海水泵和凝水泵等。

(2) 船舶生活设施及通用泵。有舱底水泵、压载水泵、消防水泵、日用淡水泵、日用海水泵、热水循环泵;还有兼作压载、消防、舱底水泵用的通用泵。

(3) 特殊船舶专用泵。某些特殊用途的船舶,还设有为其特殊营运要求而设置的专用泵,如油船的货油泵、挖泥船的泥浆泵、打捞船上的打捞泵、喷水推进船上的喷水推进泵、无网渔船上的捕鱼泵等。

二、船用泵的分类

根据泵的工作原理的不同,船用泵主要有以下几类:

(1) 容积式泵。容积式泵是靠工作部件的运动造成工作容积周期性地增减变化而吸排液体的,当工作容积增大而压力降低时吸入液体,当工作容积减小而压力升高时排出液体,并靠挤压而直接使液体的压力能增加。根据运动部件的运动方式不同,它又可分为往复泵和回转泵两类。前者有活塞泵和柱塞泵;后者有齿轮泵、螺杆泵、叶片泵等。

(2) 叶轮式泵。叶轮式泵主要靠增加液体动能而使液体能量增加。它靠叶轮带动液体作高速回转运动,连续地产生吸排作用,把机械能传递给所输送的液体,使液体的压力能增加,并达到输送液体的目的。根据船用泵的叶轮和流道结构特点的不同,又可分为离心泵和旋涡泵。

(3) 喷射式泵。喷射式泵靠具有一定压力的工作流体在喷嘴中产生高速射流引射流体,然后再通过动量交换而使被引射流体的能量增加。根据所用工作流体的不同,又可分为

为水喷射泵、蒸汽喷射器和空气喷射器等。

船用泵除按工作原理的不同进行分类外,还可以按泵轴位置分为立式泵和卧式泵;按吸口数目分为单吸泵和双吸泵;按驱动泵的原动机分为电动泵、蒸汽泵和柴油机泵,船用泵大多数是电动泵,应急消防泵则是由柴油机直接驱动的,货油泵则常由汽轮机驱动。

三、船用泵的性能参数

为了表明船用泵的性能和完善程度,在船用泵的铭牌和说明书上通常都给出以下性能参数,以便选用和比较。船用泵铭牌上标注的参数是额定工况(设计工况)下的数值。船用泵工作时性能参数不一定等于铭牌上的标注值,可参考说明书并根据泵装置的条件计算。

1. 流量

流量是指船用泵在单位时间内所输送的液体数量。所输送的液体数量可用体积和质量来度量,前者称为体积流量,常用 Q 表示,单位是 m^3/s , m^3/h 或 L/min ; 后者称为质量流量,常用 G 表示,单位是 kg/s , t/h 或 kg/min 。如用 ρ 表示液体的密度,单位是 kg/m^3 , 则

$$G = \rho \cdot Q \quad (1-1)$$

排量是指回转泵每转一周,由其几何尺寸计算而得到的排出液体的体积,常用 q 表示,单位是 cm^3/r 。

船用泵铭牌上标注的流量是指船用泵的额定流量,而船用泵实际工作时的流量则与船用泵的工作条件有关,不一定等于额定流量。

2. 扬程

船用泵的扬程又称船用泵的压头,是指单位质量液体通过船用泵后所增加的机械能,常用 H 表示,单位是 m (液柱)。单位质量液体的机械能又称水头,因此,船用泵的扬程即为泵使液体所增加的水头。液体经过泵后,若液体所获得的能量(包括位能、动能和压力能)全部转换成位能,假设不存在管路阻力损失,则船用泵的扬程又可理解为船用泵使液体所能上升的理论几何高度(它大于实际几何高度)。

船用泵铭牌上标注的扬程是额定扬程。船用泵实际工作时的扬程不一定等于额定扬程,它取决于船用泵所工作的管路的具体条件。船用泵的工作扬程可用船用泵出口和进口的水头之差来求得,也就是液体在船用泵进出口处的压力头差、位置头差和速度头差之和:

$$H = \frac{p_d - p_s}{\rho \cdot g} + \Delta z + \frac{v_d^2 - v_s^2}{2g} \quad (1-2)$$

式中: p_s , p_d 分别为船用泵的吸入压力和排出压力,以船用泵吸入口和排出口处的压力表示, Pa ; Δz 为船用泵排出口与吸入口间的高度差, m ; v_s , v_d 分别为船用泵吸入口和排出口处的平均流速, m/s ; ρ 为船用泵所输送液体的密度, kg/m^3 ; g 为重力加速度, $9.8 \text{ m}/\text{s}^2$ 。

因此,船用泵的扬程大,不一定能吸上液体的高度就大。由于船用泵的吸排管的管径相同或相近,可认为 $v_s \approx v_d$, 而 Δz 很小,故工作扬程:

$$H \approx (p_d - p_s) / (\rho \cdot g) \quad (1-3)$$

船用泵的工作扬程还取决于船用泵所在管路的特性。可通过以吸入液面为基准面,得出液体在船用泵吸口中心与吸入液面间的伯诺里方程式;以排口中心的水平面为基准面,

得出液体在船用泵排口中心与排出液面间的伯诺里方程式,最终得到由船用泵所在管路特性所决定的船用泵的工作扬程,即

$$H = \frac{p_{dr} - p_{sr}}{\rho \cdot g} + z + \sum h \quad (1-4)$$

式中: p_{sr}, p_{dr} 分别为吸入液面和排出液面上的压力, Pa; $z = z_s + z_d + \Delta z$ 为吸入液面到排出液面间的总高度, m; $\sum h = \sum h_s + \sum h_d$ 为泵的管路阻力, 即吸、排管路阻力之和, m。

式(1-4)表明, 船用泵要把液体从吸入液面输送到排出液面, 需要产生足够的工作压头, 足以提供输送过程所消耗的能量。船用泵的工作扬程是克服吸排液面的压力头、高度之差和管路阻力之和, 其中前两项之和为管路的静扬程, 后一项为动扬程。

容积式泵铭牌上标注的往往是额定排出压力而不是额定扬程, 它是按试验标准使船用泵连续工作时所允许的最高压力。容积式泵工作时的实际排出压力不允许超过额定排出压力。叶轮式泵、喷射式泵工作扬程高出额定扬程一定程度仍可工作, 但工作扬程接近额定扬程时船用泵的效率较高。

3. 转速

船用泵的转速是指泵轴每分钟的回转数, 用 n 表示, 单位是 r/min。大多数船用泵是由原动机直接传动的, 两者转速相同。但电动往复泵往往需经过减速, 故其泵轴(曲轴)的转速比原动机要低。船用泵铭牌上标注的转速是指泵轴的额定转速。

4. 功率和效率

船用泵的功率有输出功率和输入功率之分。船用泵的输出功率又称有效功率, 是指船用泵在单位时间内实际输出的液体所增加的能量, 用 P_e 表示, 单位是 W 或 kW。船用泵的输出功率可用下式计算:

$$P_e = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \approx (p_d - p_s)Q \quad (1-5)$$

式中: Q 为船用泵的体积流量, m^3/s ; H 为船用泵的工作压头, m; ρ 为船用泵所输送液体的密度, kg/m^3 ; g 为重力加速度, $9.8 \text{ m}/\text{s}^2$; p_s, p_d 分别为船用泵的吸入压力和排出压力, 以船用泵吸入口和排出口处的压力表示, Pa。

船用泵的输入功率也称轴功率, 是指原动机传给泵轴的功率, 用 P 表示。

船用泵铭牌上标注的功率指的是在额定工况下的轴功率。

船用泵的效率(总效率)是指泵的输出功率和输入功率之比, 用 η 表示, 即

$$\eta = P_e/P \quad (1-6)$$

船用泵的能量损失包括:

(1) 容积损失。由于漏泄及吸入液体中含有气体等造成的流量损失, 用容积效率 η_v (实际流量 Q 与理论流量 Q_t 之比)来衡量, 即

$$\eta_v = Q/Q_t \quad (1-7)$$

(2) 水力损失。液体在船用泵内流动因摩擦、撞击、旋涡等水力现象造成的扬程损失, 用水力效率 η_h (实际扬程 H 与理论扬程 H_t 之比)来衡量, 即

$$\eta_h = H/H_t \quad (1-8)$$

(3) 机械损失。由船用泵运动部件的机械摩擦所造成的能量损失,用机械效率 η_m (水力功率 P_h 与轴功率 P 之比)来衡量,即

$$\eta_m = P_h/P \quad (1-9)$$

由此可得

$$\eta = \frac{P_c}{P} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\rho \cdot g \cdot Q_t \cdot H_t} \cdot \frac{\rho \cdot g \cdot Q_t \cdot H_t}{P} = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m \quad (1-10)$$

船用泵铭牌上标注的效率是指船用泵在额定工况下的总效率。

应当指出,船用泵的效率仅是对船用泵本身而言,并没有把原动机的效率和传动装置的效率包括在内。

船用泵的配套功率是指所配原动机的额定输出功率,用 P_m 表示。当原动机通过传动装置与船用泵连接时,要考虑传动效率;另外,考虑到船用泵运转时可能超负荷等情况,船用泵的配套功率应大于额定轴功率,即

$$P_m = K_m P \quad (1-11)$$

式中: K_m 为功率储备系数, $K_m \geq 1.42 \sim 1.25$ ($P=0.5 \sim 5$ kW), 或 $K_m \geq 1.25 \sim 1.2$ ($P=5 \sim 10$ kW), 或 $K_m \geq 1.2 \sim 1.1$ ($P > 10$ kW)。必要时允许适当降低 K_m 值。

5. 允许吸上真空度

船用泵工作时吸入口处的真空度高到一定程度时,由于液体在船用泵内的最低压力降到其饱和蒸汽压力 p_v , 液体就可能在船用泵内汽化,使船用泵不能正常工作。允许吸上真空度是指船用泵在额定工况下保证不发生气蚀时船用泵进口处能达到的最大吸入真空度,用 H_s 表示,单位是 MPa。

船用泵的允许吸上真空度是船用泵吸入性能好坏的重要标志,也是管理中控制最大吸入真空度的依据。它主要和船用泵的形式与结构有关,因为不同的船用泵,液体进船用泵后压力进一步降低的程度不同,泵内压降小的泵允许吸上真空度就大。此外,大气压力 p_a 降低、液体温度增高(使饱和蒸汽压力 p_v 提高)或船用泵流量增大(使船用泵内压降增大),也都会使允许吸上真空度减小。船用泵的 H_s 愈大,表示船用泵的抗气蚀能力愈强。

船用泵在额定流量时的允许吸上真空度与船用泵的结构及形式、吸入液体种类及温度、吸入液面大气压力大小有关,与船用泵的排出条件无关。

船用泵铭牌上标注的允许吸上真空度(H_s)是由制造厂在标准大气压(760 mmHg)下以常温(20℃)清水在额定工况下进行试验而得出的。船用泵的允许吸上真空度和必需气蚀余量都可由同样的气蚀试验求出。按规定,试验时逐渐增加船用泵的吸入真空度,容积式泵以流量比正常工作时下降 3%时所对应的吸入真空度为 H_s 的标定值,而叶轮式泵则以扬程或效率下降规定值为临界状态,再留一定余量,以必需气蚀余量 Δh_r 的形式标注。

水泵的允许吸上真空度常用水柱高度(m)来表示,称为允许吸上真空高度,用 $[H_s]$ 表示,即

$$[H_s] = \frac{H_s}{\rho \cdot g} \quad (1-12)$$

可用来推算水泵的最大允许吸上高度(许用吸高)。许用的几何吸高为 $[H_s]$ 减掉吸入管阻力水头和吸入速度头之和。船用泵工作中实际能达到的最大吸高随吸入液面压力降低而降低。

第二节 往复泵

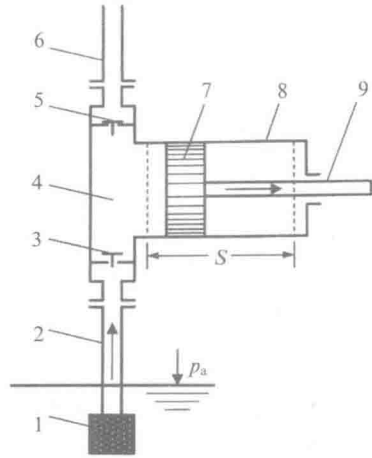
一、往复泵的工作原理和特点

1. 往复泵的基本结构及工作原理

往复泵是一种容积式泵。它利用活塞的往复运动,使泵缸内的容积发生变化,完成吸排和输送液体。

图 1-1 是单缸单作用往复泵的工作原理。它主要由活塞 7、泵缸 8、吸入阀 3 和排出阀 5 等部件组成。

活塞 7 与活塞杆 9 由原动机经传动机构带动,在泵缸 8 中作直线往复运动。活塞左侧的泵缸空间称为工作腔。工作腔经吸入阀 3 与吸入管 2 相连通,并经排出阀 5 和排出管 6 相连通。吸入管伸入到被输送的液面以下,其下端装有吸入滤器 1。排出管 6 则通到需要用水的处所。



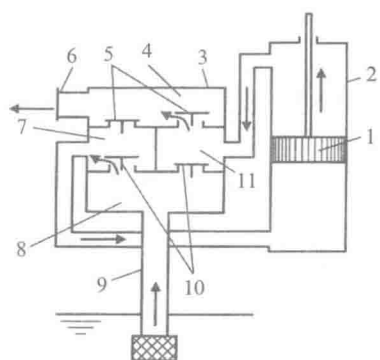
1—吸入滤器; 2—吸入管; 3—吸入阀; 4—阀箱; 5—排出阀; 6—排出管; 7—活塞; 8—泵缸; 9—活塞杆

图 1-1 单缸单作用往复泵的工作原理

假设泵工作前吸入管、阀箱和工作腔内全部为空气。在原动机带动下,当活塞从左止点向右止点(如图虚线位置)移动时,工作腔容积增大、压力降低。排出阀 5 上下压差增大,保持关闭;吸入阀 3 下方与上方的压差增大,该压差便会克服吸入阀的阻力而将吸入阀顶开,使吸入管与工作腔相通,吸入管内压力降低,管内的液面随之升高。简言之,活塞向右移动时完成吸入过程。当活塞向左移动时,工作腔容积减少、压力升高。吸入阀 3 关闭,排出阀 5 在工作腔内压力达到一定程度后便开启,工作腔内的空气被排至排出管。简言之,活塞向左移动时完成排出过程。

这样,活塞连续地往复运动,吸入管、阀箱和工作腔内的空气将逐渐地被排往排出管 6,同时液体将逐渐充满上述容气空间,泵便开始吸排液体。

图 1-2 是单缸双作用往复泵的结构。活塞 1 将泵缸 2 分隔成上、下两空间,它们分别与阀箱 3 中对应的各自小室(左室 7 和右室 11)相通。每个小室的下部装有吸入阀 8,上部装有排出阀 5,并分别与公共的吸入室 9 和排出室 4 相通。往复泵阀箱 3 被两块水平隔板分隔为三层,吸入管通下层,排出管通上层;中层又被竖隔板分为左室 7 和右室 11 两小室,并通泵缸。活塞在缸内作上、下往复运动,当活塞上行时,泵缸下部空间容积不断增加,与之相通的小室内的压力也随之降低并形成真空,吸入室中的气体将顶开相应的吸入阀进入泵缸。于是吸入室和吸入管 10 内压力也就降低,液体在吸入液面上的气压作用下,将沿吸入管 10 上升。当活塞下行时,泵缸下部容积减小,压力增加,迫使吸入阀关闭,并克服排出室中的压力将相应的排出阀顶开,部分气体经排出管 6 排出。与此同时,因活塞上部的容积在增大,吸入室中的气体改由右室的吸入阀吸入泵缸上部,吸入管中液面继续上升。这



1—活塞；2—泵缸；3—阀箱；4—排出室；
5—排出阀；6—排出管；7—左室；8—吸入阀；
9—吸入室；10—吸入管；11—右室

图 1-2 单缸双作用往复泵的结构

样，活塞继续不断运动，吸入管中气体将不断被泵排往排出管，最后液体将进入泵缸，泵排送液体。

往复泵在活塞每一往复行程吸排液体的次数，称为往复泵的作用数。图 1-1 所示结构的往复泵，只有单侧泵缸工作，每一往复行程泵吸排一次液体，是单作用泵。图 1-2 所示结构的往复泵，往复泵每一往复行程活塞两侧各吸、排一次液体，是双作用泵。由三个单作用泵缸组成，且泵轴由三个相位彼此相差 120° 的曲柄或偏心轮带动，是三作用泵。由两个双作用泵缸组成，且泵轴由两个相位相差 90° 的曲柄或偏心轮带动，是双缸四作用泵。

往复泵又可分为活塞泵和柱塞泵两大类。柱塞泵因活塞直径较大且较短，呈盘状结构，其上装

有活塞环，因密封性能较差，不适用于高压。而柱塞泵因柱塞直径较小且较长，圆柱面经过精密加工并车有若干道环形均压槽，有良好的密封性，故适用于高压。

2. 往复泵的流量

往复泵的理论流量等于单位时间内活塞的有效工作面在泵缸中所扫过的容积，即

$$Q_t = 60KA_e S n \quad (1-13)$$

式中： K 为泵的作用数； A_e 为活塞平均有效工作面积， m^2 ； S 为活塞行程， m ； n 为泵的转速， r/min 。

对于泵缸两侧空间都工作的往复泵，平均有效工作面积为

$$A_e = \frac{\pi}{4} \left(D^2 - \frac{1}{2} d^2 \right) \quad (1-14)$$

式中： D 为泵缸直径， m ； d 为活塞杆直径， m 。一般 $d = (0.12 \sim 0.5)D$ ，低压泵取小值。

上述往复泵的理论流量未考虑泄漏和其他容积损失，而事实上，泵的实际流量 Q 总小于理论流量 Q_t ，即 $Q = Q_t \eta_v$ 。原因是：

(1) 当活塞换向时，由于吸入阀和排出阀的关闭难免滞后，在开始吸入和排出时会有液体经排出阀和吸入阀流失。

(2) 泵的阀门、活塞与泵缸间、活塞杆与填料函间的不密封引起的漏泄损失。

(3) 泵吸入的液体中可能含有气体。气体可能是在吸入过程中，因滤器堵塞、液体黏度太大等使泵的吸入口和泵缸内的压力太低，从液体中逸出的，也可能是液体本身汽化产生，另外还可能是外界空气从活塞杆的填料箱或吸入管接头处漏入。

一般输送常温清水的往复泵， $\eta_v = 0.80 \sim 0.98$ ；输送热水的往复泵， $\eta_v = 0.60 \sim 0.80$ 。实际上，由于泵的形式、大小和新旧程度的不同， η_v 会存在较大差异。高压小流量、高转速、制造精度低的泵，以及输送高温、高黏度或低黏度、高饱和蒸汽压或含固体颗粒的泵， η_v 较小。

上述讨论的往复泵流量实际上只是泵的平均流量，是个想象中的不变值，其实曲轴驱动的往复泵，在一个排出工作过程中，流量是瞬时变化的，因此引进一个瞬时流量的概念。假设活塞平均有效工作面积为 $A_e (m^2)$ 以瞬时速度 $v (m/s)$ 排送液体，则瞬时流量就可表达为

$$q = A_e \cdot v \quad (1-15)$$

式中: A_e 为活塞平均有效工作面积, m^2 ; v 为活塞运动速度, m/s 。

电动往复泵通过曲柄连杆机构将电动机的回转运动转换为活塞的往复运动, 活塞速度是周期性地变化的, 故其瞬时流量也将周期性地变化。一般曲柄长 r 与连杆长度 l 之比 $\lambda = r/l \leq 0.25$, 如图 1-3 所示, 活塞速度 v 可以近似地用曲柄销的线速度在活塞杆方向的分速度来代替, 即

$$v = r \cdot \omega \cdot \sin \beta \quad (1-16)$$

式中: r 为曲柄长, mm ; ω 为曲柄角速度, rad/s ; β 为曲柄相对泵缸中心线的夹角, $(^\circ)$ 。

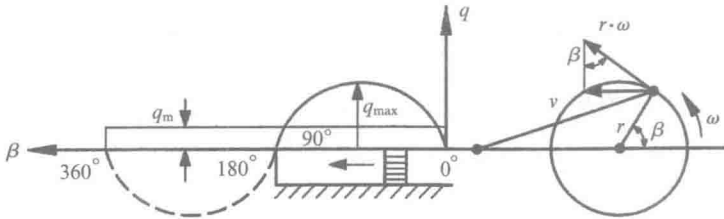


图 1-3 电动往复泵瞬时流量变化

从上式可知, 曲柄角速度 ω 可看作常数, 故活塞速度是随曲柄转角 β 近似地按正弦曲线规律变化, 因此单作用泵的瞬时流量也近似地按正弦曲线规律变化。当曲柄转角 β 为 0° 和 180° 时, 活塞速度 v 为零, 瞬时流量 q 也为零; 当曲柄转角 β 由 0° 转至 90° 时, 即活塞前半行程, 活塞是加速运动, 活塞速度 v 和瞬时流量 q 将由 0 增至最大; 相反当 β 由 90° 转至 180° 时, 活塞是减速运动, 活塞速度 v 和瞬时流量 q 则由最大降为 0; 而当 β 由 180° 至 360° 时, 活塞为回行阶段, 单作用泵处于吸入行程, 没有液体排出, 瞬时流量 q 始终为 0, 可见曲柄转角 β 由 0° 转至 360° 时, 单作用泵的瞬时流量是很不均匀的。

多作用往复泵的瞬时流量可将各缸在同一时刻排出的瞬时流量叠加而得, 如图 1-4 所示。三作用泵的流量曲线是由三个相位差 120° 的单作用泵流量曲线叠加而成的, 双缸四作用泵是由两组相位差 90° 的双作用泵流量曲线叠加而成的。显然多作用往复泵瞬时流量的均匀程度要比单作用泵好, 其中三作用泵瞬时流量的均匀程度比单、双、四作用泵都强。

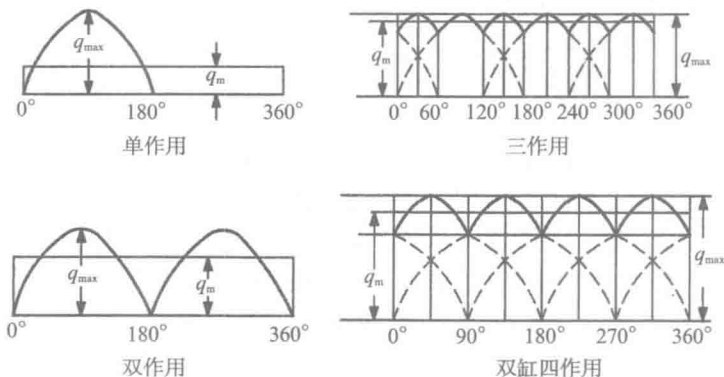


图 1-4 电动往复泵瞬时流量曲线

泵的流量不均匀程度可用流量脉动率来表示,即

$$\sigma_Q = (q_{\max} - q_{\min})/q_m \quad (1-17)$$

式中: q_{\max} , q_{\min} , q_m 分别为最大、最小瞬时流量和平均理论流量。

表 1-1 所列为各种往复泵 σ_Q 的理论值,它与曲柄连杆长度比 λ 有关。

表 1-1 往复泵理论流量脉动率 σ_Q

作用数 K	1	2	3	4
$\sigma_Q(\lambda=0)$	3.14	1.57	0.14	0.32
$\sigma_Q(\lambda=0.2)$	3.20	1.60	0.25	0.32

从表中可以看出:

(1) 流量脉动率 σ_Q 值越小,说明泵的流量越均匀。相反, σ_Q 值越大,输出液体的流量脉动越厉害,压力脉动也越大。同时还会造成液流惯性力损失增大,电动机负载不均匀,引起泵的振动和噪声,严重时甚至可能产生气蚀和水击现象。

(2) 当泵的作用数增多时,流量脉动率 σ_Q 值总体是减小的,但并非单调递减,而是作波浪形递减变化。作用数目过多,结构变得复杂,无实际意义,所以一般只采用至三缸单作用或双缸四作用式为止。

另外,表中所列 σ_Q 值没有考虑活塞杆所占容积的影响,实际流量不均匀程度还要更大一些。例如,双缸四作用泵当 $d/D=0.20$ 时, $\sigma_Q(\lambda=0.2)=0.42$ 。

3. 往复泵的性能曲线与特点

1) 往复泵的性能曲线

如图 1-5 所示为往复泵的流量 Q 、功率 P 、效率 η 与压头 H 之间的曲线。

当泵轴转速 n 一定时,理论流量是一条与压头无关的直线。但实际上压头 H 增高时,由于漏泄的增加,实际流量略有减少。功率曲线是一条随压力增高而上升的近似直线。效率曲线是一条上拱曲线,且在一个相当宽的压头范围内,保持较高值,最高效率点对应的压头即为泵的额定工作压头。

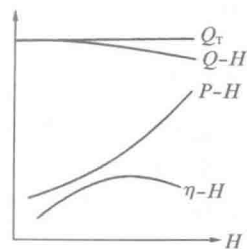


图 1-5 往复泵的性能曲线

2) 往复泵的特点

(1) 自吸能力较强。泵的自吸能力,是指泵依靠自身能力能抽出泵内及吸入管路中的空气而将液体吸上的能力,实际上是反映泵排气时在吸口形成真空度大小的能力。泵的自吸能力可用自吸高度和吸上时间衡量。泵的自吸能力的好坏与泵的密封性能有重要关系。如果泵阀和活塞环密封不严密,就会使其自吸能力降低。一般在一定的密封条件下泵排送气体时在吸入口形成的吸入真空度越大,其自吸能力就越强。当往复泵因泵阀或泵缸密封不佳而自吸能力降低时,就应在起动前向缸内灌满液体,这样有利于提高泵的自吸能力,同时可避免活塞在泵缸内发生干摩擦而严重磨损。往复泵自吸能力与泵的功率无关,提高往复泵的转速也不能提高其自吸能力。

(2) 理论流量与工作压力(或排出压力)无关。往复泵的理论流量只与活塞直径、行程、作用次数和转速有关,与工作压头无关。因此往复泵不能用改变排出阀开度的方法调

节流量,而应采用变速或回流(旁通)调节法。极特殊的往复泵也用改变柱塞的有效行程调节流量。

(3) 额定排出压力与泵的几何尺寸、转速和作用次数无关,主要取决于泵的原动机功率、轴承的承载能力、泵的强度和密封性能等。为了防止过载,往复泵必须开阀启动,严禁在排出截止阀没有开启时启动往复泵,并必须在排出阀的内侧装设安全阀。

(4) 流量不均匀。往复泵吸入和排出液体的过程是不连续的,流量不均匀,吸、排管路中液流速度不稳定而产生惯性阻力损失,使吸入阻力增大而容易引起气蚀,并且使排出压力波动。为此,常采用多作用往复泵,或在泵排出、吸入端设空气室来改善。

(5) 转速不宜太快。泵阀的工作性能限制泵的转速不宜太快。提高往复泵转速虽然可以增加泵的流量,但会使活塞不等速运动的加速度和惯性力增加,使泵容易产生气蚀且排出压力波动加剧等有害的影响。泵的转速过高,泵阀迟滞造成的容积损失就会相对增加;泵阀撞击更为严重,引起的噪声增大,磨损也将加剧;此外,还会使泵阀阻力增加,若吸入阀阻力损失过大,甚至造成不能正常吸入液体。一般电动往复泵转速多在 200~300 r/min 以下,最高不超过 500 r/min,高压小流量泵最高不超过 600~700 r/min。因此,往复泵既定流量的尺寸和重量相对较大。

(6) 不宜输送含固体杂质的液体。往复泵的活塞与泵缸以及阀与阀座之间都是精密配合面,如有杂质进入,容易磨损和泄漏,所以必要时应加装吸入滤器。

(7) 结构比较复杂,活塞环、泵阀、填料等易损件较多。

因此,往复泵在流量相同时比其他泵显得笨重,造价较高,管理维护比较麻烦,目前在许多场合已被离心泵所取代。但在需要有较高的自吸能力场合(如舱底水泵、油船扫舱泵或锅炉给水泵等),因工作中容易吸入气体,仍较多采用往复泵。

二、泵的正常工作条件与空气室

1. 泵的正常吸入条件

为保证泵的正常吸入,吸入压力必须满足下列两点要求:

(1) 泵的各密封元件应有足够的密封性,这样才能在吸入过程中形成足够低的吸入压力 p_s ,保证泵的吸入。否则从外界漏入的空气就会使泵吸入口的压力降不下来,不能建立足够的吸入真空度,也就不能吸入液体。泵内密封不良主要有吸入管漏气,吸入管下端口露出液面,以及泵的吸排阀、活塞环、填料箱等元件的密封性失效。吸入压力 p_s 主要取决于吸入液面压力、吸高、吸入管路中的速度头和管路阻力,即

$$p_s = p_{sr} - \left(z_s + \frac{v_s^2}{2g} + \sum h_s \right) \rho \cdot g \quad (1-18)$$

(2) 泵吸入口处的真空度不得大于泵的允许吸上真空度,从而确保泵内最低吸入压力 p_a 不低于所输送液体在其温度下所对应的饱和压力 p_v ,否则液体就会汽化,使泵不能正常工作,即

$$p_a - p_s \leq H_s \quad (1-19)$$

或
$$(p_a - p_s) / \rho \cdot g \leq [H_s] \quad (1-20)$$