

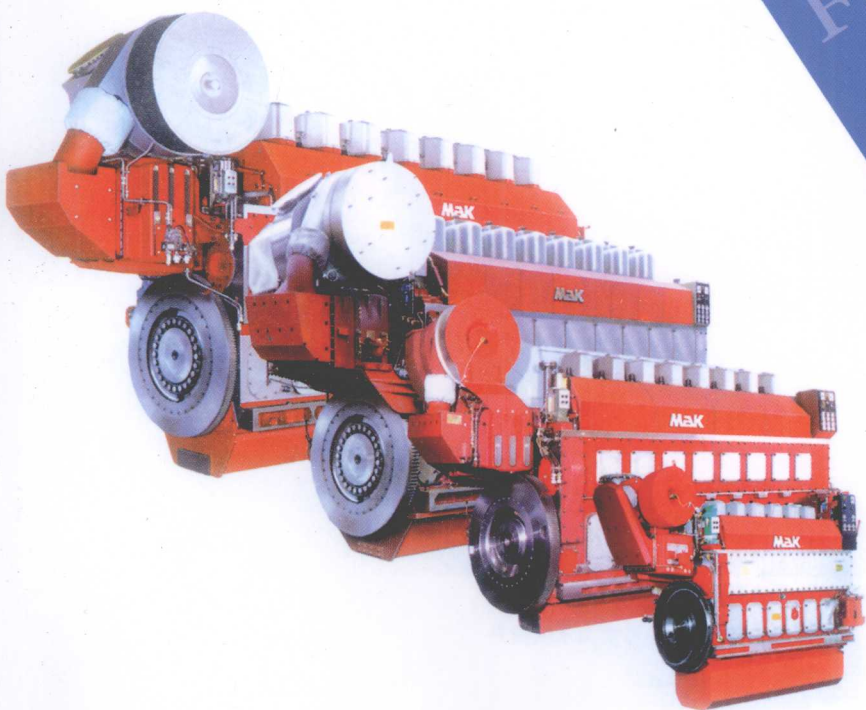


普通高等教育“十一五”国家级规划教材

船舶辅机

- 韩厚德 杨万枫 主 编
- 孙永明 郑青榕 副主编
- 王党和 陈宝忠 主 审

Chuanbo
Fuji



人民交通出版社

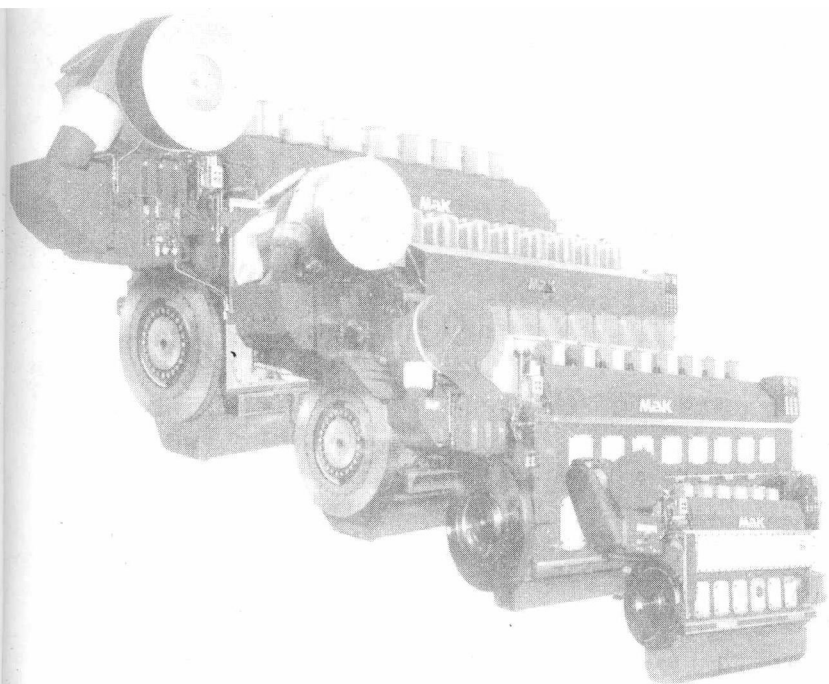
China Communications Press



普通高等教育“十一五”国家级规划教材

船舶辅机

● 韩厚德 杨万枫 主 编
● 孙永明 郑青榕 副主编
● 王党和 陈宝忠 主 审



人民交通出版社

内 容 提 要

本书为普通高等教育“十一五”国家级规划教材。

全书共分四篇八章。第一篇为船用泵与空压机,内容包括往复泵、回转泵、离心泵、旋涡泵、喷射泵、空压机等;第二篇为液压元件与液压甲板机械,内容包括液压泵、液压马达、液压舵机、起货机、锚机和绞缆机等;第三篇为船舶制冷装置与空调系统,主要内容为制冷原理、制冷设备和制冷系统;第四篇为船舶海水淡化与辅锅炉装置,主要内容为船用锅炉、海水淡化装置。

船舶辅机是高等航海院校轮机工程专业的主要专业课之一。本书是轮机工程专业船舶辅机课程的专业教学用书,也可作为海运类院校热能与动力工程专业的教材,还可作为轮机员、机务管理人员、水运院校学生、船检和港监等相关部门技术人员的培训教材。

图书在版编目(CIP)数据

船舶辅机 / 韩厚德, 杨万枫主编. — 北京: 人民交通出版社, 2009. 8

ISBN 978-7-114-07786-9

I. 船… II. ①韩…②杨… III. 船舶辅机 IV. U664.5

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2009)第 090447 号

普通高等教育“十一五”国家级规划教材

书 名: 船舶辅机

著 作 者: 韩厚德 杨万枫

责任编辑: 蔡培荣

出版发行: 人民交通出版社

地 址: (100011) 北京市朝阳区安定门外外馆斜街 3 号

网 址: <http://www.ccpres.com.cn>

销售电话: (010) 59757969, 59757973

总 经 销: 北京中交盛世书刊有限公司

经 销: 各地新华书店

印 刷: 廊坊市长虹印刷有限公司

开 本: 787 × 1092 1/16

印 张: 22.75

字 数: 542 千

版 次: 2009 年 8 月 第 1 版

印 次: 2009 年 8 月 第 1 次印刷

书 号: ISBN 978-7-114-07786-9

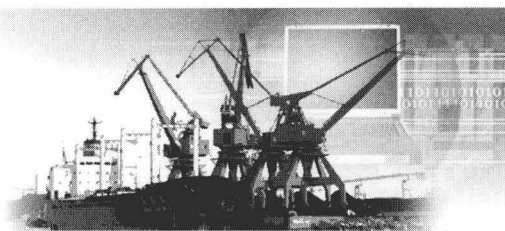
印 数: 0001 ~ 3000 册

定 价: 49.00 元

(如有印刷、装订质量问题的图书由本社负责调换)

前言

Qianyan



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 78/95“STCW 公约”及中华人民共和国海事局颁布的“海船船员适任考试和评估大纲”的实施要求,汇集并萃取了本校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性的技术。为了在有限的学时内,较全面地掌握船舶辅机的基本理论、结构、系统控制、操作运行、常见故障的分析和处理方法等专业知识,本书力求理论联系实际、突出重点,有较强的针对性、较好的系统性和适用性;尽力做到论述简明扼要、文字简洁,通俗;另外,船舶辅机领域的一些有关新规范、标准和技术以及“机电合一”的综合知识在本书也有所体现。

本书第一篇第一章的第一至五节,第四篇第八章由孙永明副教授编写;第一篇第一章的第六至八节,第二章,第四篇第七章由上海海事大学杨万枫副教授编写;第二篇第三章,第四章的第一、二、四节由集美大学郑青榕副教授编写;第二篇第四章的第三节、第五节,第三篇由韩厚德教授编写。全书由韩厚德教授、杨万枫副教授主编定稿。在编写过程中,得到了上海海事大学阚安康、梅国梁、纪珺,曹丹、集美大学廖海峰大力帮助;中国海事服务中心考试中心副主任王党和轮机长、上海海事大学陈宝忠教授任主审,谨在此致谢。

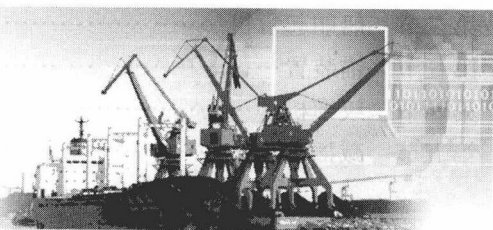
本书在编写、出版过程中得到了中华人民共和国海事局、各航运单位的关心和大力支持。在此书出版之际,对同行专家的热情帮助表示诚挚的感谢!

限于作者水平,不妥之处,敬请读者指正。

编者 韩厚德

2008 年 12 月

目 录 Mulu



第一篇 船用泵与空压机

第一章 船用泵	3
第一节 船用泵基础理论	3
第二节 往复泵	7
第三节 齿轮泵	20
第四节 螺杆泵	26
第五节 水环泵	32
第六节 离心泵	34
第七节 旋涡泵	55
第八节 喷射泵	60
第二章 活塞式空气压缩机	63
第一节 活塞式空压机工作原理	63
第二节 活塞式空压机结构	66
第三节 活塞式空压机的自动控制	71
第四节 活塞式空压机的运行管理	72

第二篇 液压元件与液压甲板机械

第三章 液压元件和液压油	77
第一节 液压控制阀	77
第二节 液压泵	97
第三节 液压马达	109
第四节 液压辅件	119
第五节 液压油	123
第四章 甲板机械	131
第一节 舵机	131

第二节	船舶起货机·····	154
第三节	锚装置·····	164
第四节	绞缆机·····	170
第五节	减摇装置·····	172

第三篇 船舶制冷装置与空调系统

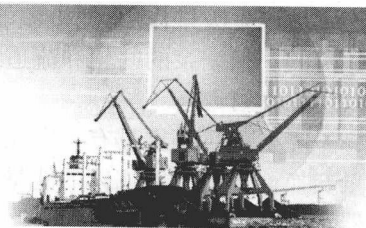
第五章	船舶制冷装置·····	181
第一节	船舶制冷原理和制冷循环·····	181
第二节	制冷剂、载冷剂和冷冻机油·····	206
第三节	制冷压缩机、换热器及辅助设备·····	218
第四节	蒸气压缩制冷装置的自动控制·····	238
第五节	制冷系统的管理和故障分析·····	254
第六章	船舶空调装置·····	277
第一节	船舶空调基本原理·····	277
第二节	船舶空调系统的主要类型及特点·····	283
第三节	船舶空调装置的使用管理和常见故障分析与处理·····	293

第四篇 船舶海水淡化与辅锅炉装置

第七章	船舶海水淡化装置·····	301
第一节	船用真空蒸馏式海水淡化装置工作原理·····	301
第二节	船用海水淡化装置实例·····	303
第三节	影响海水淡化装置工作的因素·····	306
第四节	真空蒸馏式海水淡化装置的维护管理·····	310
第八章	船舶辅锅炉装置·····	313
第一节	概述·····	313
第二节	船舶辅锅炉、废气锅炉的主要结构与性能·····	315
第三节	锅炉附件·····	323
第四节	船舶辅锅炉的燃油设备及系统·····	327
第五节	船舶辅锅炉的汽、水系统·····	338
第六节	船舶辅锅炉的管理·····	343
参考文献	·····	357

第一篇 船用泵与空压机

第一章 船用泵



第一节 船用泵基础理论

一、船用泵的应用

泵是一种液体输送机械,它可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,例如油船的货油泵、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,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

喷射式泵是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,又可分为水喷射泵、蒸汽喷射器和空气喷射器等。

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、泵的性能参数

为了表明泵的性能和完善程度,在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。

1. 流量

流量是指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(kg/m^3),则:

$$G = \rho Q \quad \text{kg/s} \quad (1-1)$$

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 。

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

2. 扬程

泵的扬程又称泵的压头,是指单位质量液体通过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,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,则泵的扬程又可理解为泵使液体所能上升的理论几何高度(它大于实际几何高度)。

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

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

式中: p_s 、 p_d ——泵的吸入压力和排出压力,以泵吸入口和排出口处的压力表示, Pa ;

ΔZ ——泵排出口与吸入口间的高度差, m ;

v_s 、 v_d ——泵吸入口和排出口处的平均流速, m/s ;

ρ ——泵所输送液体的密度, kg/m^3 ;



g ——重力加速度, 9.8m/s^2 。

因此,泵的扬程大,不一定能吸上液体的高度就大。由于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:

$$H \approx (p_d - p_s) / \rho g \quad \text{m} \quad (1-3)$$

泵的工作扬程还取决于泵所在管路的特性。可通过以吸入液面为基准面,得出液体在泵吸口中心与吸入液面间的伯努利方程式;和以排口中心的水平面为基准面,得出液体在泵排口中心与排出液面间的伯努利方程式,最终得到由泵所在管路特性所决定的泵的工作扬程,即:

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

式中: p_{sr}, p_{dr} ——吸入液面和排出液面上的压力, Pa;

$z = z_s + z_d + \Delta z$ ——吸入液面到排出液面间的总高度, m;

$\sum h = \sum h_s + \sum h_d$ ——泵的管路阻力,即吸、排管路阻力之和, m。

式(1-4)表明,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。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泵的效率较高。

3. 转速

泵的转速是指泵轴每分钟的回转数,用 n 表示,单位是 r/min 。大多数泵是由原动机直接传动,二者转速相同。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。泵铭牌上标注的转速是指泵轴的额定转速。

4. 功率和效率

泵的功率有输出功率和输入功率之分。泵的输出功率又称有效功率,是指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 。泵的输出功率可用下式计算:

$$P_e = \rho g Q H \approx (p_d - p_s) Q \quad \text{W} \quad (1-5)$$

式中: Q ——泵的体积流量, m^3/s ;

H ——泵的工作压头, m;

ρ ——泵所输送液体的密度, kg/m^3 ;

g ——重力加速度, 9.8m/s^2 ;

p_s, p_d ——泵的吸入压力和排出压力,以泵吸入口和排出口处的压力表示, Pa。

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。

泵铭牌上标注的功率指的是额定工况下的轴功率。

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:

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

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:

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

泵铭牌上标注的效率是指泵在额定工况下的总效率。

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

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。当原动机是通过传动装置与泵联接时,要考虑传动效率;另外,考虑到泵运转时可能超负荷等情况,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 ——功率储备系数, $K_m \geq 1.42 \sim 1.25$ ($P=0.5 \sim 5\text{kW}$) 或 $1.25 \sim 1.2$ ($P=5 \sim 10\text{kW}$) 或 $1.2 \sim 1.1$ ($P>10\text{kW}$)。必要时允许适当降低 K_m 值。

5. 允许吸上真空度

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

泵的允许吸上真空度是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。它主要和泵的形式与结构有关,因为不同的泵,液体进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)或泵流量增大(使泵内压降增大),也都会使允许吸上真空度减小。泵的 H_s 越大,表示泵的抗汽蚀能力越强。

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

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(760mmHg)下以常温(20℃)清水在额定工况下进行试验而得出的。泵的允许吸上真空度和必需汽蚀余量都可由同样的汽蚀试验求出。按规定,试验时逐渐增加泵的吸入真空度,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,以必需汽蚀余量 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:

$$[H_s] = H_s / \rho g \quad \text{m} \quad (1-12)$$

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。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 是单缸双作用往复泵的结构简图。它主要由活塞、泵缸、吸入阀和排出阀等部件组成。

活塞 1 将泵缸 2 分隔成上、下两空间,它们分别与阀箱 3 中对应的各自小室相通。每个小室的下部装有吸入阀 7,上部装有排出阀 5,并分别与公共的吸入室 8 和排出室 4 相通。往复泵阀箱被吸入阀和排出阀分隔为 3 层,吸入管通下层,排出管通上层,泵缸通中层。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 9 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边小室的吸入阀吸入泵缸上部,吸入管中液面继续上升。这样,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,泵就开始正常排送液体。

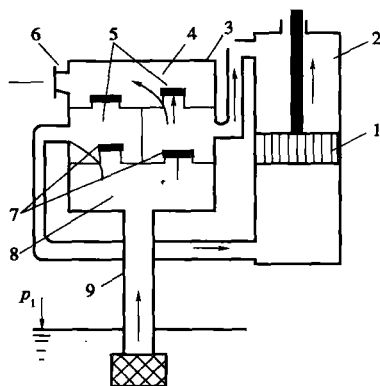


图 1-1 往复泵的结构简图
1-活塞;2-泵缸;3-阀箱;4-排出室;5-排出阀;6-排出管;7-吸入阀;8-吸入室;9-吸入管

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。上述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。如果只有单侧泵缸工作,那么每一往复行程吸排一次液体,是单作用泵。有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。有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。活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:

$$Q_t = 60KA_e S n \quad \text{m}^3/\text{h} \quad (1-13)$$

式中: K ——泵的作用数;

A_e ——活塞平均有效工作面积, m^2 ;

S ——活塞行程, m ;

n ——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:

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

式中: D ——泵缸直径, m ;

d ——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漏泄和其他容积损失, 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) 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, 因此我们引进一个瞬时流量的概念。假设活塞平均有效工作面积为 $A_e (\text{m}^2)$ 以瞬时速度 $v (\text{m}/\text{s})$ 排送液体, 则瞬时流量就可表达为:

$$q = A_e v \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (1-15)$$

电动往复泵是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 1-2 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:

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

式中: r ——曲柄长, mm ;

ω ——曲柄角速度, $1/\text{s}$;

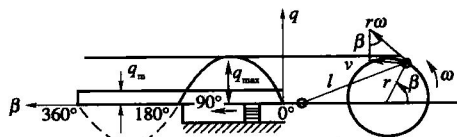


图 1-2 往复泵瞬时流量变化

β ——曲柄相对泵缸中心线的夹角。

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1-3所示。三作用泵的流量曲线是由三个相位差 180° 的单作用泵流量曲线叠加而成,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。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。

泵的流量不均匀程度可用流量脉动率来表示:

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

式中: $q_{\max}$ 、 $q_{\min}$ 、 q_m ——最大、最小瞬时流量和平均理论流量。

表1-1 所列各种往复泵 σ_q 的理论值,它与曲柄连杆长度比 λ 有关。

往复泵理论流量脉动率 σ_q

表1-1

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汽蚀和水击现象。

(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, $\sigma_q (\lambda = 0.2)$ 是0.42。

3. 往复泵的工作特性与工况调节

(1) 往复泵的性能曲线。图1-4 所示了往复泵的流量 Q 、功率 P 、效率 η 与压头 H 之间的

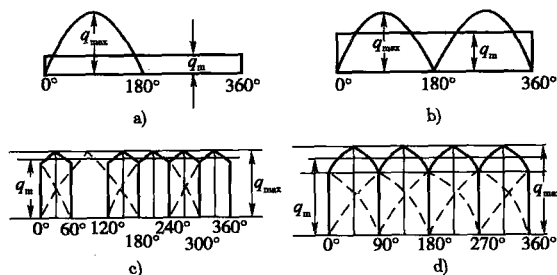


图1-3 往复泵的瞬时流量曲线

a) 单作用; b) 双作用; c) 三作用; d) 双缸四作用



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。

(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,实际上是反映了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来衡量。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,就应在启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来调节流量,而应采用变速或回流(旁通)调节法。极特殊的往复泵也有用改变柱塞的有效行程来调节流量。

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汽蚀,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了泵的转速不宜太快。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,使泵容易汽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 $200 \sim 300 \text{ r/min}$ 以下,最高不超过 500 r/min ,高压小流量泵最高不超过 $600 \sim 700 \text{ r/min}$ 。因此,往复泵既定流量下其尺寸和质量相对较大。

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

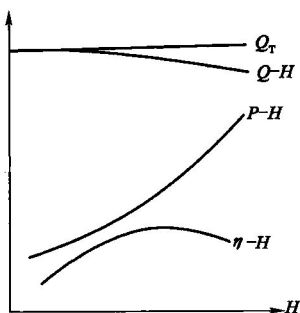


图 1-4 往复泵的性能曲线

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

为保证泵的正常工作的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:

$$P_s = P_{\text{at}} - \left(Z_s + \frac{v_s^2}{2g} + \sum h_s \right) \rho g \quad \text{MPa} \quad (1-18)$$

(2) 泵吸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_s 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。即吸入真空度:

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

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

这说明如果不能满足条件(1),泵就不能造成足够低的吸入压力,液体根本吸不上来。如不能满足条件(2)的要求,则说明即使泵本身状况正常,吸入管路也未漏气,但吸入条件太差,吸入压力过低,泵也无法正常工作。

影响泵吸入压力的各种因素有:

① 吸入液面压力。由式(1-18)可知,当其他条件不变,吸入液面压力 p_{at} 越小,吸入压力 p_s 就越低,即吸入条件越差。当吸入液面与大气相通时, p_{at} 等于大气压力。对海船来说,大气压力几乎终年不变。但如泵(凝水泵)从真空容器中吸水,因 p_{at} 接近凝水的饱和压力,故吸入条件很差。

② 吸高的影响。由式(1-18)可知,当其他条件不变,吸高 z_s 越大, p_s 就越低。当吸入液面作用的是大气压力时,大多数水泵的许用吸高不超过 5~6m。为此,对于那些吸入条件很差的泵(如热水泵、凝水泵等),应将其安装在吸入液面之下。泵吸口低于吸入液面的高度称为流注吸高。

③ 吸入管流速及阻力。由式(1-18)可见,当其他条件不变,吸入管流速 v_s 和管路阻力 $\sum h_s$ 越大,则 p_s 越小。管路阻力包括沿程阻力和弯头、阀门、滤器等处的局部阻力。除在设计时应尽量减小管长,减少管路弯头、附件,选用适当的管径和管内流速外,使用时还应勤洗滤器,开足吸入阀门,以减小吸入管路阻力损失。一般对油泵来说,因油在管内的流动为层流,管壁粗糙度对阻力的影响不大;但油温越低,油的黏度越高,流动阻力就越大。而对水泵来说,由于水在管中的流动可认为紊流,管壁粗糙度大会使阻力增大。

④ 液体密度。由式(1-18)可见,当其他条件相同,所输送液体的密度越大,则泵的吸入压力就越低。

⑤ 液体温度。液体温度对吸入压力的影响,主要看其对液体密度和管路阻力的影响而定。