

交通系统中等专业学校教材

(轮机管理和轮机修理专业用)

船舶辅机

(第二版)

重庆河运学校

蒲上忠

南京河运学校

王金祥 刚玉昆

主编



人民交通出版社

交通系统中等专业学校教材

船 舶 辅 机

Chuanbo Fuji

(第 二 版)

(轮机管理和轮机修理专业用)

重庆河运学校 蒲上忠
南京河运学校 王金祥 刚玉昆 主编

人 民 交 通 出 版 社

交通系统中等专业学校教材

船舶辅机

(第二版)

(轮机管理和轮机修理专业用)

重庆河运学校 蒲上忠

南京河运学校 王金祥 刚玉昆 主编

人民交通出版社出版

新华书店北京发行所发行

各地新华书店经售

人民交通出版社印刷厂印

开本: 787 × 1092 $\frac{1}{16}$ 印张: 26.75 字数: 650千

1979年7月 第1版

1986年12月 第2版 第6次印刷

印数: 46,151—51,550册 定价: 3.85元

内 容 提 要

本书共有十四章，其中包括船用泵总述、往复泵、回转泵、离心泵、旋涡泵与喷射泵、船用活塞式空气压缩机、通风机、船用制冷装置、船用空气调节装置、船用燃油辅助锅炉与废气锅炉、船用油分离机、船舶防污染装置、液压舵机、起锚机与系缆机、起货机等。

本书从我国内河船舶实际出发，比较系统地介绍了上述船舶辅机的工作原理、具体构造、主要性能和典型系统，同时阐明了上述船舶辅机的使用管理、维护检修和故障分析，并对离心泵、船用制冷装置和液压舵机作了较为详细的论述。

本书是交通系统中等专业学校轮机管理和轮机修理专业的教材，也可供内河和沿海船舶轮机人员以及修造船厂有关部门的技术人员和工人参考。

前 言

本书是在交通系统中等专业学校《船舶辅机》试用教材基础上,根据交通部中等专业学校内河轮机联络网会议制订的“船舶辅机”教学大纲重新编写的。

鉴于我国内河航运事业的迅速发展,应用于船舶的新设备和新技术日趋增多,本书在内容上加强了专业基础理论,充实了养、用、管、修的有关知识,增编了起货机、热管锅炉、吸收式制冷、半导体制冷、全自动排渣分油机、船舶防污染装置等章节。从着眼未来,照顾现实出发,全书采用了法定计量单位并加注工程单位。

本书由南京河运学校和重庆河运学校合编。其中南京河运学校王金祥编写绪论和第一、二、三、四、五章,汪亭玉编写第十章,陆建平编写第十一章,刚玉昆编写第十二章;重庆河运学校蒲上忠编写第六、七、八、九、十三、十四章。全稿由蒲上忠、王金祥、刚玉昆主编,由黑龙江交通学校郭玉珪主审。在编审过程中,承蒙南通河运学校的朱志元、广东航运学校的郑文机、浙江交通学校的张婉珍,重庆河运学校的吕宏、南京河运学校的李玉连参加会审,提出了许多宝贵意见,在此表示感谢。

由于编者的水平有限,编写时间仓促,书中难免有缺点和错误,恳请广大读者批评指正。

目 录

绪 论	1
第一章 船用泵总述	2
第一节 泵的用途与分类	2
第二节 泵输送液体的条件与原理	3
第三节 泵的性能参数	4
第二章 往复泵	7
第一节 往复泵的基本结构、工作原理及分类	7
第二节 往复泵的平均排量和容积效率	10
第三节 往复泵的瞬时排量和排量不均匀度	12
第四节 往复泵的正常吸入工作条件和空气室	16
第五节 往复泵的工作特性	21
第六节 往复泵的主要部件	22
第七节 往复泵的实例	27
第八节 电动往复泵的管理与检修	30
第三章 回转泵	34
第一节 齿轮泵	34
第二节 螺杆泵	46
第三节 叶片泵	53
第四章 离心泵	66
第一节 离心泵的基本结构、工作原理及分类	66
第二节 离心泵的压头和排量	67
第三节 离心泵的能量损失	73
第四节 离心泵的允许吸上真空高度和汽蚀余量	75
第五节 离心泵的主要部件	80
第六节 离心泵的特性曲线与工况调节	86
第七节 离心泵的相似定律与比转数	95
第八节 离心泵的实例	98
第九节 离心泵的管理与检修	103
第五章 旋涡泵与喷射泵	109
第一节 旋涡泵	109
第二节 喷射泵	115
第六章 船用活塞式空气压缩机	120
第一节 空气压缩机的用途和分类	120
第二节 空气压缩机的工作原理	121

第三节	多级压缩和中间冷却	123
第四节	空气压缩机的热力性能	124
第五节	空气压缩机的构造	126
第六节	空气压缩机的润滑和冷却	128
第七节	空气压缩机的实例	131
第八节	空气压缩机的排气量调节和自动起动释载装置	135
第九节	空气压缩机的管理	141
第七章	通风机	145
第一节	通风机的用途和分类	145
第二节	离心式通风机	145
第三节	轴流式通风机	147
第四节	通风机的选用	148
第五节	通风机的维护管理和常见故障分析	149
第八章	船用制冷装置	151
第一节	制冷方法和制冷装置的分类	151
第二节	活塞式压缩制冷装置的工作原理	152
第三节	影响制冷量和制冷系数的主要因素	155
第四节	制冷剂、载冷剂和润滑油	160
第五节	活塞式制冷压缩机	163
第六节	蒸发器、冷凝器和辅助设备	174
第七节	自动调节元件、装置的实例和自控原理	180
第八节	压缩式制冷装置的管理	198
第九节	蒸汽喷射制冷、吸收式制冷和半导体制冷	212
第九章	船用空气调节装置	218
第一节	空气调节的任务和空调装置的发展	218
第二节	空调系统的组成和分类	219
第三节	空调装置的自动调节	226
第四节	空气调节装置的实例	235
第五节	空气调节装置的管理	239
第十章	船用燃油辅助锅炉与废气锅炉	243
第一节	概述	243
第二节	燃油辅助锅炉的结构	243
第三节	辅助锅炉的附件和附属装置	246
第四节	辅助锅炉的自动控制	253
第五节	辅助锅炉的管理	258
第六节	废气锅炉与热管锅炉	266
第十一章	船用油分离机	269
第一节	油分离机的工作原理	269
第二节	油分离机的构造	272
第三节	自动排渣油分离机的工作原理	276

第四节	油分离机的管理.....	283
第十二章	船舶防污染装置.....	286
第一节	概述.....	286
第二节	船用油水分离器.....	287
第三节	生活污水处理装置.....	296
第四节	船用焚烧炉.....	300
第十三章	液压舵机.....	304
第一节	概述.....	304
第二节	液压传动的有关知识.....	306
第三节	转舵机构.....	308
第四节	舵机油泵.....	316
第五节	人力液压舵机.....	329
第六节	定向定量泵电动液压舵机.....	331
第七节	变向变量泵电动液压舵机.....	359
第八节	液压舵机的管理.....	378
第十四章	起锚机、系缆机和起货机.....	385
第一节	锚设备概述.....	385
第二节	电动锚机.....	387
第三节	液压锚机.....	391
第四节	系缆机.....	403
第五节	液压起货机.....	407
第六节	起锚机、系缆机和起货机的管理.....	413
附录 1	液压系统图形符号表.....	414
附录 2	常用物理量单位符号说明和换算关系表.....	417
附录 3	主要参考书目.....	418

绪 论

在内燃机船舶动力装置中,除直接用作船舶推进的船舶主机外,还有完成各种特定任务的辅助机械,即船舶辅机。这些为数众多、类型各异的辅机,在船舶营运中起着必不可少的作用。根据服务对象的不同可分为:

- 1.为船舶主机服务的有:空气压缩机、燃油输送泵、润滑油泵、淡水泵、海(江)水泵、油分离机、盘车机等。
- 2.为船舶航行与安全服务的有:舵机、起锚机、绞缆机、吊艇机、消防泵、压载泵、舱底水泵、可调螺距螺旋桨装置、侧推装置、减摇装置等。
- 3.为船舶货运服务的有:起货机、舱口盖机、通风机、驳油泵、洗舱泵等。
- 4.为船员和旅客生活服务的有:燃油辅助锅炉、废气锅炉、制冷装置、空调装置、江水快速净化装置、海水淡化装置、清水泵和卫生水泵等。
- 5.为船舶防污染服务的有:油水分离器、生活污水处理装置、焚烧炉等。

由于船舶辅机服务对象特定要求的多样性,又由于可能以多种工作方式来完成所规定的任务,再加上各种机型的不断发展,所以船舶辅机的种类繁多。为了便于系统学习和探讨,根据内河内燃机船舶的辅机配备情况,可以把它们归纳为六大类:1)船用泵;2)气体压送机械;3)船舶制冷与空调装置;4)船舶辅助蒸汽锅炉;5)船舶油、水净化及防污染装置;6)甲板机械。

船舶辅机的绝大多数种类是属于机组型式的,即由工作机械与原动机两部分联合组成。前者是本书讨论的主要内容,后者是与前者配套,用来驱动前者的,主要有:电动机、油马达和船舶主机等。对于某些为应急而设置的较小型辅机,也可以用人力来驱动。由于船舶辅机的原动机不在本书讨论的范围内,所以本书仅对油马达进行介绍。

另外,被称之为船上最重要的“四机一炉”(即船舶主机,船用发电机,舵机,起锚机和船用锅炉)之一的船用柴油发电机,其任务是供给电动机动力和全船照明。因此,就其用途来说,是属于船舶辅机的范围。但就其内容来说,则与作为船舶主机的柴油机大体相同。故本书不介绍船用柴油发电机的内容。

船舶辅机的内容除结构、工作原理和工作性能等基本理论外,还有管理中的运行操作、维护保养、检修调试和故障排除等内容。而这些内容中,有相当一部分是理论和实践经验的结晶。所以,船舶辅机是一门理论性、实践性很强并广泛涉及各个科学技术领域的综合性学科。

船舶辅机是船舶“轮机”的重要组成部分之一,为了满足船舶各种航行条件的需要,要求其安全可靠、经济耐用、轻巧方便和须有备用设备。

随着科学技术的不断发展,船舶辅机将朝着标准化、系列化、小型化、自动化和用电子计算机控制的方向发展。

第一章 船用泵总述

第一节 泵的用途与分类

在船上，经常需要输送水、油以及其它各种液体。如船舶主机所需的燃油、润滑油和冷却水；燃油辅助锅炉所需的燃油和炉水；船员和旅客所需的饮用水；电动液压舵机与液压起货机所需的动力油等，都是由泵来输送的。所以，泵就是用来输送液体或提供液体压力的机械。船用泵的种类很多，它们大体上可分为以下几类：

1. 按用途分有：

1) 船舶动力装置用泵。

(1) 内燃机主动力装置用泵。包括燃油泵、润滑油泵、淡水泵、海水泵等。

(2) 船舶辅助机械用泵。包括制冷与空调装置中的循环冷却水泵；燃油辅助锅炉与废气锅炉的给水泵；甲板机械的动力油泵等。

2) 全船性通用泵。主要有舱底水泵、压载水泵、消防泵、清水泵、卫生水泵等。

3) 船舶专用泵。主要有捕鱼船上的捕鱼泵；挖泥船上的泥浆泵；油船上的洗舱泵等。

4) 特殊性能用泵。主要有输送 $400\sim 600^{\circ}\text{C}$ 高温液体的高温泵；输送 -200°C 左右的液态氧、液态氢等低温液体的低温泵；输送液态金属的电磁泵（在船上，用作原子锅炉的循环泵）等。

2. 按原动力来分有：

1) 手动泵；2) 电动泵；3) 蒸汽泵；4) 主机随车泵。

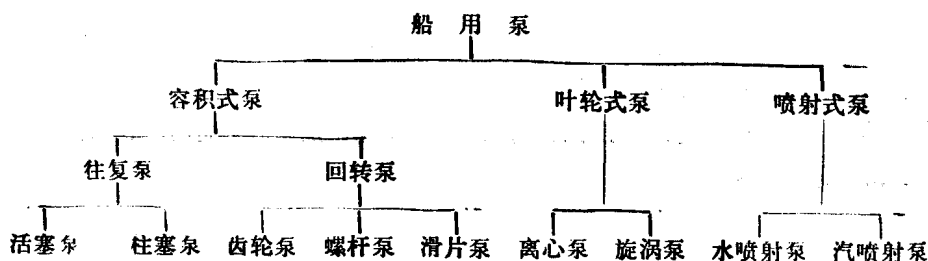
3. 按工作原理来分有：

1) 容积式泵——主要是通过工作部件的位移，使泵的工作空间（容积）发生变化，从而把机械能传给液体，实现液体输送。根据工作部件的运动形式不同，容积式泵又可分为往复泵和回转式泵两类。

2) 叶轮式泵——主要是通过工作叶片的转动，把机械能传给液体，使其压力和流速增加，然后再将部分动能转换为压力能，从而实现液体输送。

3) 喷射式泵——主要是通过喷射工作流体所产生的高速射流来吸引被输送的流体，并进行动量交换，以便把动能传给被输送的流体，然后再转换为压力能，从而实现液体输送。

船用泵按工作原理的分类用图解的方式表示如下：



按照以上的方式分类，还可以再详细列出一些泵的具体名目，这些将在船用泵的各章和甲板机械部分予以介绍。

第二节 泵输送液体的条件与原理

液体的输送是有条件的，液体是不可能自发地从低处流向高处，也不可能从压力低的地方流到压力高的地方去。这是因为前者所具有的液体能量要比后者小的缘故。因此，必须对液体作功，使液体获得一定的机械能，才能进行输送。从这个意义上来说，泵是一种向液体传送能量的机械。液体的机械能有三种形式：位能、压力能、速度能。在我们讨论的船用泵中，这三种能分别为位置水头、压力水头、速度水头。

位置水头—— z ，即由位置高低决定的能量。在液面所受压力相同情况下，液体位置越高，能量越大。例如，水塔越高，意味着水的能量也就越大。单位重量液体的位能可用它所在位置的几何高度来表示，单位是 m 。

压力水头—— p/γ ，即由压力大小决定的能量。机舱内压力水柜中的水虽然位置较低，但它里面压力较大，故能经管路流到高处。这说明液体的能量不仅与位置的高低有关，还与压力的大小有关。

如果液体的压力为 p (Pa)，则可认为它是截面积为 F 、液柱高度为 h 的液体重量在单位面积上的作用力。即：

$$p = \frac{\gamma F h}{F} = \gamma h \quad \text{Pa} \quad (1-1)$$

$$h = \frac{p}{\gamma} \quad \text{m} \quad (1-2)$$

式中： F ——液体的截面积， m^2 ；

h ——液柱的高度， m ；

γ ——液体的重度， N/m^3 。

可见， p/γ 就是单位重量液体具有的压力水头所能转换的位置高度，单位 m 。

例如：管道中压力为 10^5 Pa ($\approx 1 \text{ kgf/cm}^2$) 的水，换算成液体高度来表示，则为：

$$h = \frac{p}{\gamma} = \frac{10^5 \text{ N/m}^2}{10^4 \text{ N/m}^3} = 10 \text{ m}$$

即 10^5 Pa 的压力可把水压上 10 m 的几何高度。

速度水头—— $v^2/2g$ ，即由液体运动速度快慢决定的能量。消防软管中的水之所以能冲到很高的甲板上去，是因为其出口端的水具有很快的速度。速度越快，冲得越高。这说明液体的能量大小不仅与位置高低、压力大小有关，而且还与速度快慢有关。

重量为 Q_z (N) 的液体所具有的速度能为 $\frac{1}{2}mv^2$ 。单位重量的液体所具有的速度能则为：

$$\frac{mv^2}{2Q_z} = \frac{mv^2}{2mg} = \frac{v^2}{2g} \quad \text{m} \quad (1-3)$$

式中： m ——液体的质量， kg ；

v ——液体运动速度， m/s ；

g ——重力加速度, m/s^2 。

可见, $v^2/2g$ 就是单位重量液体的速度能所能转换的位置高度, 单位 m 。

综上所述, 单位重量液体所具有的机械能可由位置水头、压力水头和速度水头之和来表示, 单位是 m 。单位重量液体所具有的机械能通常又称为压头, 它的组成部分分别称为几何压头 z , 压力压头 p/γ , 速度压头 $v^2/2g$, 其中前二项之和又称为静压头, 后一项称为动压头。液体的压头 H 可用下式表示:

$$H = z + p/\gamma + v^2/2g \quad \text{m} \quad (1-4)$$

根据物质能量守恒和转换定律, 三者在一一定的条件下, 可以互相转换, 但不管三者之间如何转换, 总的能量是守恒的。因此, 液体从一个断面流到另一个断面的能量方程为:

$$z_1 + p_1/\gamma + v_1^2/2g = z_2 + p_2/\gamma + v_2^2/2g \quad (1-5)$$

上式是理想液体的能量方程式。

实际的液体是有粘滞性的, 它在管道中流动还要产生摩擦、涡流和撞击, 由此而损失的能量就不能再参与压力能和速度能的相互转化了。因此, 实际液体由于有能量损失, 其总能量不可能再保持不变, 而是沿着流动方向逐渐减小。实际液体的能量方程式应为:

$$z_1 + p_1/\gamma + v_1^2/2g = z_2 + p_2/\gamma + v_2^2/2g + h \quad (1-6)$$

式中: h_w ——一个断面至另一个断面之间管道的总阻力损失。

总阻力损失 h_w 包括沿程阻力损失 h_f 和局部阻力损失 h_j 。沿程阻力损失 h_f 是由液体的粘滞力所致。 h_f 与管路长短、管径大小、管壁粗糙度等有关。管路愈长, 管径愈小, 管壁愈粗糙, h_f 就愈大。局部阻力损失 h_j 是管道截面变化产生撞击、涡流所致。 h_j 与管道中的弯头、阀门、滤网等附件有关。附件愈多, h_j 就愈大。

液体在管道中的流动, 不但能量是守恒的, 而且质量也是守恒的, 即流过断面 f_1 的液体质量 $\rho_1 f_1 v_1$ 等于流过断面 f_2 的液体质量 $\rho_2 f_2 v_2$ 。因液体可压缩率甚小, 故单位质量 $\rho_1 = \rho_2$ 。因此:

$$f_1 v_1 = f_2 v_2 \quad (1-7)$$

上式是液体的连续性方程式, 它表明通过任意断面的液体体积流量 $Q = f v$ 总是不变的。可见, 液体流经的断面大, 它的流速就小; 液体流经的断面小, 它的流速就大。根据能量方程式, 流速的变化又会使液体的压力发生相应的变化。所以, 若流速增大, 则压力降低; 若流速减小, 则压力升高。

泵之所以能够输送液体, 主要是因为它不断地吸液和排液。吸液是靠外界大气压力与泵内建立的真空压力的压力差。假如泵内真空压力为零, 吸入压差值达到最大值 (10^5Pa), 从理论上讲, 可把水从 10m 低处吸入泵内。实际上泵内真空压力总是达不到零, 加上液体在吸入管中流动有阻力损失, 因此, 泵最多只能从 $6 \sim 7\text{m}$ 低处把液体吸入泵内。泵的排液则是靠工作部件对水施加压力或传递能量给水而实现的。所以, 当原动机带动泵对液体输入机械能时, 泵就吸液和排液。

第三节 泵的性能参数

为了判断泵的性能和完善程度, 以便于选用和比较, 必须了解其性能参数。泵的性能参数是表征泵的基本特征的物理量。泵铭牌上标注的参数有: 排量、压头、功率、效率、转速和允许吸上真空高度等, 现分述如下:

一、排 量

排量也称流量，是指泵在单位时间内所能输送的液体量。

用容积表示时称为容积排量，通常用 Q 表示，单位是 m^3/s 、 m^3/h 或 l/min 。

用重量表示时称为重量排量，通常用 Q_z 表示，单位是 N/s 、 N/min 或 N/h 。

容积排量和重量排量之间的关系为：

$$Q_z = \gamma Q \quad (1-8)$$

式中： γ ——液体的重度， N/m^3 。

一般所称的排量是指在泵外管道中测得的。在分析泵的性能时，还得考虑泵内部和外部的漏泄，故计算中就得使用理论排量“ Q_T ”与实际排量“ Q ”，而 Q 总是小于 Q_T 的。

泵的排量和工作条件有关，泵铭牌上所标注的排量是指它在额定工况下的排量。

二、压 头

又称扬程，是指泵传给单位重量液体的能量，亦即每单位重量液体通过泵后其总能量（即总水头）的增加值。通常用 H 表示，单位是 m 。

1m 压头意味着 1kg 液体在泵中获得 1J 的机械能。而 1J 的机械能恰好可以使 1kg 液体克服重力上升 1m 的高度。故压头也可理解为泵能将液体扬送的理论几何高度。

压头也可用压力 p 来表示，其关系式为：

$$\begin{aligned} p &= \gamma H \quad \text{N}/\text{m}^2 \\ 1\text{N}/\text{m}^2 &= 1\text{Pa} \\ 1\text{kgf}/\text{cm}^2 &\approx 100\text{kPa} \end{aligned} \quad (1-9)$$

装于管路系统中的泵所产生的压头，被用来克服吸、排管路中的各种水力阻力，吸、排液面的压差，并将液体提升到一定的高度。这时的压头是实际压头，可通过装在管道中的测压仪表测得。在探讨泵的性能时，还得考虑泵内的能量损失和泵与测量点间系统中液流的各种流阻损失。所以有理论压头“ H_T ”与实际压头“ H ”的区别，而 H 总是小于 H_T 的。

泵铭牌上标注的压头是在额定工况下的总压头。

三、功 率

泵功率有输入功率和输出功率之分。

泵的输入功率也称轴功率，用 N 表示，是指单位时间内原动机传给泵的能量，即原动机传给泵轴的功率。

泵的输出功率也称水功率或有效功率，用 N_e 表示，是指单位时间内泵传给实际排出液体的能量，也就是泵在单位时间内将排出的 Q_z 千克重的液体升举 H 米几何高度所作的功。输出功率可用下式计算：

$$\begin{aligned} N_e &= Q_z H = \gamma Q H \quad \text{N} \cdot \text{m}/\text{s} \text{ 或 } \text{W} \\ 1\text{N} \cdot \text{m}/\text{s} &= 1\text{W} = 10^{-3}\text{kW} \end{aligned} \quad (1-10)$$

由于泵在实际工作中存在着能量损失，所以 N_e 总是小于 N 的。泵铭牌上所标注的功率指的是轴功率。

泵的内部功率称指示功率（用 N_h 表示），是指在单位时间内泵的工作部件从泵轴获得的能量，即泵的工作部件从泵轴获得的功率。泵的输入功率有一部分要消耗在泵轴与轴承之

间以及工作部件与液体间的摩擦损失上，余下的才是泵的工作部件在单位时间内传给液体的能量。由于液体在泵内还存在着其他能量损失，故泵的内部功率可理解为是泵的理论压头与理论排量的乘积。

四、效 率

效率是指有效功率与轴功率的比值，用 η 表示。

$$\eta = N_e / N \quad \% \quad (1-11)$$

效率是表示泵性能好坏和动力利用率的参数。效率越高，说明泵的工作越经济；效率越低，说明泵内的各种损失越大。

泵内的损失主要有：

1. 容积损失—— $\Sigma \Delta Q$ ，是因液体通过泵的内部间隙和泵轴伸出泵体处的泄漏而造成的排量损失。它的大小用容积效率 η_v 来衡量：

$$\eta_v = \frac{Q_T - \Sigma \Delta Q}{Q_T} = \frac{Q}{Q_T} \quad \% \quad (1-12)$$

2. 水力损失—— $\Sigma \Delta H$ ，是液体流经泵内时产生的压头损失。它的大小用水力效率 η_h 来衡量：

$$\eta_h = \frac{H_T - \Sigma \Delta H}{H_T} = \frac{H}{H_T} \quad \% \quad (1-13)$$

3. 机械损失—— $\Sigma \Delta N$ ，是因泵内的机械摩擦所造成的功率损失。它的大小用机械效率 η_m 来衡量：

$$\eta_m = \frac{N - \Sigma \Delta N}{N} = \frac{N_h}{N} \quad \% \quad (1-14)$$

因此，泵的效率要考虑容积损失、水力损失和机械损失，即：

$$\eta = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m \quad \% \quad (1-15)$$

泵铭牌上标注的效率是指泵在额定工况下的总效率。

泵的效率仅是对泵本身而言的，并没有把原动机的效率和传动装置的效率（刚性联接 $\eta_{\text{传}} = 1$ ，弹性联接 $\eta_{\text{传}} < 1$ ）包括在内。若计及原动机和传动装置的损失，那么泵所消耗的功率就要比泵的轴功率大。

五、转 速

转速是指泵轴的每分钟回转数。用 n 表示，单位是 r/min 。

往复式泵由于结构上的特点，其转速也可用活塞在每分钟所完成的双行程数来表示，单位是次/min。泵轴的转速和原动机轴的转速并不都是一致的，具体情况视传动装置的结构而定。泵铭牌上所标注的转速是指泵轴的额定转速。

六、允许吸上真空高度

在泵不产生汽蚀的条件下，泵进口处允许的最大真空度，称为允许吸上真空高度。用 $[H_s]$ 表示，单位是 m 。显然，泵的吸上真空高度与泵的安装高度 H_g 有关，只有当 $H_g < [H_s]$ 时，才能保证泵的正常工。泵铭牌上所标注的吸上真空高度，是指在标准条件下试验得到的最大吸上真空高度减去了 $0.3m$ 安全量后的数值。一般泵的允许吸上真空高度 $[H_s]$ 约在 $2.5 \sim 9m$ 之间。

第二章 往 复 泵

往复泵是容积式泵的一种。容积式泵工作需要有两个基本条件：一是要形成密封的工作空间；二是能够使泵的进、出口互相隔开。只有这样，才可造成工作容积的变化，引起压力相应变化，从而产生吸排作用。

往复泵大多是依靠活塞的往复运动，使泵的工作空间（容积）发生变化而产生吸排作用的，故亦称活塞泵。在船上，多用作舱底水泵。

第一节 往复泵的基本结构、工作原理及分类

一、往复泵的基本结构与工作原理

图 2-1 所示，是往复泵的结构简图。它主要由泵缸 4、活塞 5、吸入阀 3 和排出阀 8 等组成。活塞 5 与活塞杆 6 相连，并由原动机经传动机构带动在泵缸中作直线往复运动。泵缸 4 通过阀箱 7 中的吸入阀 3 和排出阀 8 分别与吸入管 2 和排出管 9 相通。吸入管伸入到被输送的液面以下，下端装有过滤器 1，而排出管 9 则一直通到需要用水的场所。

当活塞处在左死点位置时，吸入管内的压力和管外自由液面上的作用压力都将等于一个大气压力。这时吸入管内外的液面高度相等。

当活塞从左死点位置向右移动时，泵缸的左侧空间容积逐渐增大，压力逐渐降低。在吸入液面上的大气压力作用下，使液体获得能量而沿吸入管上升，顶开吸入阀而进入泵缸左侧空间，直至活塞移至右死点位置时，左侧空间工作容积最大，吸入的液体量达最大值。这是泵的吸入过程。在这个过程中，由于排出阀的背压始终大于缸内压力，故一直处于关闭状态。

当活塞自右死点位置回行时，左侧空间的工作容积逐渐减小，活塞挤压液体，液体压力升高。当封闭在泵缸中的液体压力增高到大于排出管路中的压力时，液体就顶开排出阀流至排出管，直至活塞回到左死点位置为止。这是泵的排出过程。在这个过程中，因缸内压力始终大于吸入管路中的压力，故吸入阀一直处于关闭状态。

这种在活塞的一个双行程中只排出一次液体的泵，叫做单作用泵。

如果将活塞的右侧空间封闭起来，并且也装设一个吸入阀和排出阀，做成如图 2-2 所示的结构。这时，活塞把泵缸分隔为左右两个密封的工作空间，于是活塞在一个往复行程中，

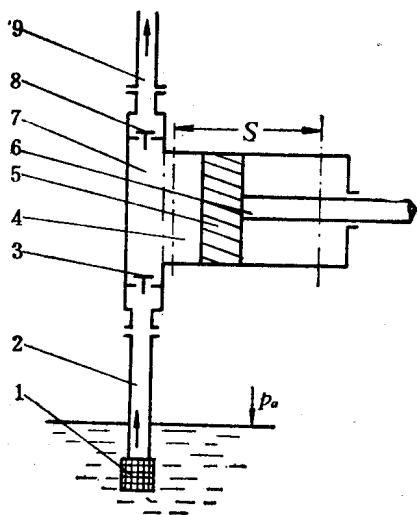


图2-1 往复泵结构简图

1-吸入过滤器，2-吸入管，3-吸入阀，4-泵缸，5-活塞，6-活塞杆，7-阀箱，8-排出阀，9-排出管

就两次吸、排液体。这种泵就叫做单缸双作用泵。

如果把几个单作用泵缸或双作用泵缸组合在一起，在活塞的一个往复行程中，还可实现多次排出液体。这种泵叫做多作用泵。一般奇数作用次数的多作用泵都采用多个单作用泵组合在一起的形式，而偶数作用次数的多作用泵都采用多个双作用泵组合在一起的形式。显然，往复泵的作用次数就是活塞在一个往复行程中，泵缸排出液体的次数。船上大、中型往复泵大多采用多缸多作用型式。

如果在单缸单作用泵活塞的不起吸排作用的一侧空间加设一条与排出管或吸入管相连的通道，就可构成在活塞的一个往复行程中一次吸入液体两次排出液体或两次吸入液体一次排出液体的差动作用泵。前者活塞在一个吸入行程内吸入的液体将要在活塞的两个行程内排出，故比单作用供液均匀。显然，如使活塞的面积为活塞杆截面积的两倍，则活塞在两个行程中排出的液体量就将相等。后者可满足在吸入管路较长的情况下，管内必须较均匀流动的要求。

通过前面工作原理的介绍，知道往复泵是能够输送液体的。但在实际工作中，泵和吸入管路可能存有空气，那么往复泵能否输送空气呢？输送空气与输送液体有什么关系？要了解这些问题，就要根据图 2-3 进一步讨论泵的自吸能力问题。

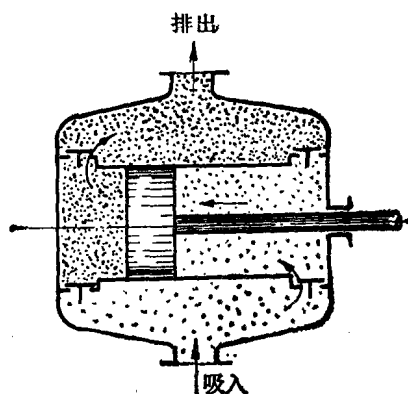


图2-2 单缸双作用泵

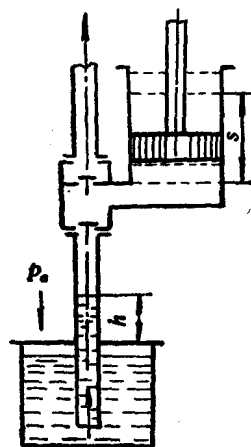


图2-3 泵的自吸能力讨论图解

泵开始工作之后，随着活塞上移，泵内吸入工作腔的容积逐渐增加，腔内压力逐渐下降，使吸入管与吸入工作腔相沟通。因此管内空气发生膨胀，使吸入管内液面上的压力小于大气压力。于是吸入管内液面在管外自由液面上大气压力 P_a 作用下升高 h 。此时泵吸入的空气，将在泵的排出过程中排出。再次进行吸入过程时，吸入管内的空气将再次膨胀，管内液面上的压力进一步减小，管内液面便进一步升高。

由于这样的过程不断重复，液体在吸入管内也将不断上升。在不考虑流阻损失的情况下，直到管内液面所对应的压力值 γh 和泵内空气压力（此时为作用在活塞底面上的吸入压力） p_b 之和与大气压力 p_a 达到平衡为止。即：

$$p_a = p_b + \gamma h \quad (2-1)$$

$$h = \frac{p_a - p_b}{\gamma} \quad (2-2)$$

式中： p_a ——吸池液面上的大气压力， P_a ，

p_b ——泵内吸入压力, Pa;

γ ——液体的重度, N/m³;

h ——吸入管内液面上升的高度, m。

当具有面积 F 的活塞移动了一个吸入行程的距离 S 而处于吸入过程终了时, 吸入管内空气容积 V_c 与泵缸的工作腔容积 FS 相沟通后, 空气也膨胀到 $V_c + FS$ 的情况。这时吸入管内的空气压力可根据波义耳——马略特定律来求得。

即:

$$\begin{aligned} p_a V_c &= p_b (FS + V_c) \\ p_b &= p_a V_c / (FS + V_c) \end{aligned} \quad (2-3)$$

将 p_b 代入(2-2)式, 可得:

$$\begin{aligned} h &= \frac{p_a - p_b}{\gamma} = \frac{p_a - \frac{p_a V_c}{FS + V_c}}{\gamma} = \frac{p_a (FS + V_c) - p_a V_c}{(FS + V_c) \gamma} \\ &= \frac{FS p_a}{(FS + V_c) \gamma} = \frac{p_a}{\left(1 + \frac{V_c}{FS}\right) \gamma} \end{aligned} \quad (2-4)$$

式中: F ——活塞面积, m²;

S ——活塞行程, m。

由上式可知, 当吸入管容积 V_c 不变时, 泵的工作腔容积 FS 愈大、液体的重度愈小, 则液柱 h 在泵的一个工作循环后, 就升得愈高。经过若干个工作循环后, 就能把积存在泵和吸入管内的空气排出泵外, 而液体就能够不断地上升和进入泵的工作空腔, 开始正常的工作。往复泵输送空气的能力被称为自吸能力。

泵自吸能力的大小主要由泵缸工作腔容积变化大小和内部密封情况好坏来决定。往复泵和其它形式的容积式泵都具有自吸能力。

从上述情况可知道, 往复泵和其它形式的容积式泵之所以能输送液体, 关键是由于先进行了输送空气的工作, 没有后者的条件, 就不能有前者的结果。对于非容积式泵来说, 只要不让吸入管和泵内有空气或者有了空气设法通过专门的措施将这些空气排出泵外, 也能进行正常的工作。反过来, 对往复泵或其它形式的容积式泵来说, 如果因密封不好等原因, 不能先将空气排出泵外, 那么, 泵的自吸能力也就不存在了。

这里要说明的是, 尽管往复泵有自吸能力, 但为了减少刚起动时泵缸与活塞的干摩擦, 故常在吸入管的进口过滤器处装有止回阀, 以便当泵停转后, 使吸入管内仍充满液体。

二、往复泵的分类

往复泵构造式样的繁多已经发展到很难对其进行精确分类的程度。一般可按以下几种方式进行分类。

1. 按活塞的构造形式分

1) 活塞式往复泵——见图 2-1 所示。泵缸内的活塞呈盘状, 在活塞上装设活塞环, 以保持活塞与缸壁间的密封。由于盘状活塞长度较短, 故泵缸的长度也可较短, 而且排量较大。但由于工作时它把泵缸分成始终存在着压差的两个空间, 易使泵缸发生漏泄, 故不适用于高压。

2) 柱塞式往复泵——见图 2-4 所示。泵缸内活塞呈柱状, 这种柱塞长度较长, 直径较小,