

海船船员适任考试培训用书



中国航海学会船舶机电专业委员会组织编写

# 船舶辅机

费千 主编



大连海事大学出版社

海船船员适任考试培训用书

中国航海学会船舶机电专业委员会组织编写

# 船 舶 辅 机

费 千 主编

大连海事大学出版社

## 内 容 提 要

本书根据 1998 年 2 月新通过的“海船轮机长、轮机员考试大纲”,在原本社出版的“高级船员适任证书考试用轮机培训教材”的基础上,参考 1998 年 11 月出版的交通部高等学校统编教材编写而成。本书着重介绍各种通用船舶辅机的工作原理、性能特点、典型结构、使用和维修管理要点,以及常见故障的分析和排除方法。全书共四篇十二章,分别介绍往复泵、回转泵、离心泵、旋涡泵、喷射泵等船用泵,活塞式空气压缩机,舵机、起货机、锚机、绞缆机等甲板机械,船舶制冷装置和空气调节装置,以及海水淡化装置和辅锅炉装置。本书除收集了常用液压传动符号新、旧对照表,R12、R22、R134a、R717 的饱和温度和饱和压力表,以及 R12、R22 的压焓图和湿空气的焓湿图外,还有 1998 年 2 月的“海船船员适任考试和评估大纲”中船舶辅机部分的摘录。

本书有较强的针对性和较好的系统性,符合船员考试大纲的要求,可作为海船、渔船、舰艇的轮机考证培训教材,也可作为船员和机务管理人员的自学教材,还可供水运院校本科、专科、函授生学习参考。

### 图书在版编目(CIP)数据

船舶辅机/费千主编. —大连:大连海事大学出版社,2000.3

ISBN 7-5632-1372-4

I. 船... II. 费... III. 船舶辅机 IV. U664.5

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2000)第 11012 号

大连海事大学出版社出版

(大连市凌水桥 邮政编码 116026 电话:4727996)

大连海事大学印刷厂印刷 大连海事大学出版社发行

2000 年 3 月第 1 版 2000 年 3 月第 1 次印刷

开本:787×1092 1/16 印张:20.5

字数:512 千字 印数:0001—5000 册

责任编辑:金以铨 封面设计:王 艳

责任校对:黎 为 版式设计:纪 渝

定价:37.00 元

# 序

在世纪之交,中国航海学会船舶机电专业委员会又一次不失时机地积极倡导、精心组织轮机界的学者和专家推出这套《海船船员适任考试培训用书》,将它奉献给 21 世纪以及日夜奋战在海洋运输战线上的广大船员,这是一件令人称道的大好事。

《海船船员适任考试培训用书》符合经 1995 年修正案修正的《1978 年海员培训、发证和值班标准国际公约》(STCW78/95 公约),满足中华人民共和国海事局于 1998 年颁布的《海船船员适任考试和评估大纲》(简称“新大纲”)的要求,由具有丰富教学经验和实践经验的教授、专家所撰写。应该说,这套系列丛书已是第 3 版了,它的前两版《高级船员适任证书考试用轮机培训教材》,分别在 1989 年和 1993 年出版,先后在数十次的轮机员培训中使用,深受广大船员及考试、发证单位的欢迎和赞许,许多分册一经问世即被购置一空,以致多次重印。几年中,各分册先后印刷 1.3 万册至 2.6 万多册,平均每分册印刷 2 万余册,全书总印量约 18 万册之巨。

作为第 3 版的《海船船员适任考试培训用书》在前两版的基础上,以原作者为主体编写而成。它由 10 个分册组成,分别是:轮机长业务、船舶主推进动力装置(船舶柴油机)、船舶辅机、船舶电气、轮机自动化、轮机维护与修理、船舶管理、轮机工程基础、轮机英语和机工业务。与前两版比较,在丛书的组成上做了这些变更:将原先的《轮机管理》一书分成两册,即《轮机长业务》和《船舶管理》,借以增强轮机长所需知识的广度和深度;新增了《轮机维护与修理》和《机工业务》两本书;删去了《造船大意》一书。

调整改编后的这套培训用书,充分保持了前两版教材的较好的针对性、适用性和系统性,篇幅适中,简明易懂,以及理论与实际紧密结合的特点,并根据近年来轮机技术和轮机管理的发展变化,以往教学中发现的问题和不足,对全书的内容进行精选、调整、充实和更新,对文言结构进行推敲和雕琢,做到了有一定的深度而不艰涩,有必要的广度而不琐乱,主次分明,详略得宜。使得这套培训用书,在整体上更好地体现了“新大纲”的要求,在知识体系上更具针对性,在内容上更具适用性和先进性,因而也就更具科学性、实用性和易读性。它无论是对海船轮机人员的考试培训,还是对考试、发证单位的命题,以及对船员的业务学习和提高都是大有裨益的。

在本书出版之际,我作为该书前两版的编委会主任委员,对此额手称庆,相信它一定会像前两版一样,受到广大船员和读者的关心、爱护和支持,并期望成为大家的良师益友。

钱耀鹏

1999 年 8 月

# 海船船员适任考试培训用书编委会

(按姓氏笔画为序)

主任委员 吕登有

副主任委员 刘德洪 刘福生 孙培廷 林建清  
袁林新 殷佩海

委 员 毛道彬 史际昌 刘建军 刘宗德  
许乐平 朱 峰 陆卫东 芦庆丰  
李玉平 李 凯 李忠华 李明昌  
李成玉 吴树雄 吴 恒 杜荣铭  
时培育 陈景杰 金以铨 郑为民  
郑凤阁 徐正兴 钱耀鹏 钱 闵  
郭祖平 顾宣炎 费 千 黄海波  
韩秀廷 谢群威 满一新 詹玉龙  
蔡振雄

# 前 言

为适应经 1995 年修正案修正的《1978 年海员培训、发证和值班标准国际公约》(STCW78/95 公约)及中华人民共和国海事局 1998 年颁布的《海船船员适任考试和评估大纲》的实施和要求,中国航海学会船舶机电专业委员会组建了海船船员适任考试培训用书编写委员会,选聘有丰富教学经验和实践经验的教授、专家为各本书的主编。编委会对各本书的编写大纲进行了审定。

这套船员考试培训用书有较强的针对性、适用性、先进性,符合船员考试和评估大纲要求,篇幅适中,取材切题,联系实际,简明扼要,适合于海船轮机人员适任考试培训用,对船员的业务学习也有参考价值。

这套系列丛书共分 10 册:轮机长业务、船舶主推进动力装置(船舶柴油机)、轮机工程基础、船舶辅机、船舶电气、轮机自动化、轮机维护与修理、船舶管理、机工业务、轮机英语。

本套系列丛书在编审、出版和征订工作中得到中华人民共和国海事局、各航运企业、大连海事大学出版社等单位的关心和大力支持,特致谢意。

**海船船员适任考试培训用书编写委员会**

## 编者的话

本书是在原大连海运学院出版社出版的“高级船员适任证书考试用轮机培训教材”第1版(1989)、第2版(1993)基础上,根据1998年2月新通过的“海船轮机长、轮机员考试大纲”,并参考1998年11月交通部统编教材《船舶辅机》,本着本书一贯的“简明实用”原则,全面修订而成的。

根据新大纲的要求,本书删去了“通风机”、“分油机”部分,增添了“空压机自动控制”、“液压辅助元件”、“转舵机构”等内容,并对其余章节重新做了审定、修改,“辅锅炉”部分有较多改写。原培训教材第2版出版以来,又有新的规范、标准实施,颁布了新的液压图形符号,新的制冷剂也开始使用,这些都在本书中得到反映。考虑到有专门的习题集出版,故本书各篇后不再附测试题。

轮机技术在不断发展,船舶辅机涉及面广,加之编者学识所限,有些内容或已陈旧,疏漏失误也在所难免,希广大读者批评指正。

编者

1999年6月

# 目 录

## 第一篇 船用泵和空气压缩机

|                         |    |
|-------------------------|----|
| 船用泵总述.....              | 1  |
| 第一章 往复泵.....            | 5  |
| 第一节 往复泵的工作原理和特点.....    | 5  |
| 第二节 泵的正常工作条件.....       | 8  |
| 第三节 往复泵的空气室和泵阀.....     | 9  |
| 第四节 电动往复泵.....          | 13 |
| 第二章 回转泵.....            | 16 |
| 第一节 齿轮泵.....            | 16 |
| 第二节 螺杆泵.....            | 22 |
| 第三节 叶片泵.....            | 28 |
| 第四节 水环泵.....            | 32 |
| 第三章 离心泵.....            | 36 |
| 第一节 离心泵的工作原理和性能特点.....  | 36 |
| 第二节 离心泵的一般结构.....       | 44 |
| 第三节 离心泵的管理.....         | 49 |
| 第四章 旋涡泵和喷射泵.....        | 59 |
| 第一节 旋涡泵.....            | 59 |
| 第二节 喷射泵.....            | 62 |
| 第五章 活塞式空气压缩机.....       | 67 |
| 第一节 活塞式空压机的工作原理.....    | 67 |
| 第二节 活塞式空压机的结构和自动控制..... | 71 |
| 第三节 活塞式空压机的管理.....      | 76 |

## 第二篇 甲板机械

|                        |     |
|------------------------|-----|
| 第六章 液压元件.....          | 80  |
| 第一节 液压控制阀.....         | 80  |
| 第二节 柱塞式液压泵.....        | 93  |
| 第三节 液压马达.....          | 103 |
| 第四节 液压系统的辅助元件.....     | 112 |
| 第五节 液压油和液压装置的管理.....   | 117 |
| 第七章 舵机.....            | 124 |
| 第一节 舵的作用原理和对舵机的要求..... | 124 |



|            |                   |            |
|------------|-------------------|------------|
| 第二节        | 液压舵机的工作原理和基本组成    | 127        |
| 第三节        | 液压舵机的转舵机构         | 130        |
| 第四节        | 液压舵机的遥控系统         | 135        |
| 第五节        | 液压舵机的液压系统实例       | 137        |
| 第六节        | 液压舵机的管理           | 141        |
| <b>第八章</b> | <b>起货机、锚机和绞缆机</b> | <b>147</b> |
| 第一节        | 起货机               | 147        |
| 第二节        | 锚机                | 157        |
| 第三节        | 绞缆机               | 160        |

### 第三篇 船舶制冷装置与空气调节装置

|            |                 |            |
|------------|-----------------|------------|
| <b>第九章</b> | <b>船舶制冷装置</b>   | <b>162</b> |
| 第一节        | 蒸气压缩式制冷的原理和工况   | 163        |
| 第二节        | 制冷剂和冷冻机油        | 173        |
| 第三节        | 活塞式制冷压缩机        | 177        |
| 第四节        | 伙食冷库制冷装置        | 184        |
| 第五节        | 制冷装置的管理         | 200        |
| <b>第十章</b> | <b>船舶空气调节装置</b> | <b>212</b> |
| 第一节        | 概述              | 212        |
| 第二节        | 船舶空调装置的主要设备及管理  | 219        |
| 第三节        | 船舶空调装置的自动调节     | 224        |

### 第四篇 海水淡化装置和辅锅炉装置

|             |   |            |
|-------------|---|------------|
| <b>第十一章</b> | <b>船舶海水淡化装置</b>                                   | <b>233</b> |
| 第一节         | 船用蒸馏式海水淡化装置的原理和工作分析                               | 233        |
| 第二节         | 船用海水淡化装置的实例及其管理                                   | 237        |
| <b>第十二章</b> | <b>船舶辅锅炉装置</b>                                    | <b>245</b> |
| 第一节         | 船舶辅锅炉的结构与附件                                       | 246        |
| 第二节         | 船舶辅锅炉的燃油设备及系统                                     | 257        |
| 第三节         | 船舶辅锅炉的汽、水系统                                       | 268        |
| 第四节         | 船舶辅锅炉的运行和维护管理                                     | 274        |
| <b>附录一</b>  | <b>海船船员适任考试和评估大纲(摘录)</b>                          | <b>288</b> |
| <b>附录二</b>  | <b>常用液压传动图形符号新(GB786.1-93)、旧(GB786-76)对照表(部分)</b> | <b>294</b> |
| <b>附录三</b>  | <b>R12、R22、R717、R134a的饱和温度与饱和压力表</b>              | <b>306</b> |
| <b>附图 1</b> | <b>R12的压焓图</b>                                    |            |
| <b>附图 2</b> | <b>R22的压焓图</b>                                    |            |
| <b>附图 3</b> | <b>湿空气的焓湿图</b>                                    |            |

# 第一篇 船用泵和空气压缩机

## 船用泵总述

泵是用来提高液体机械能的设备。按工作原理,泵主要可分为:容积式泵——靠工作部件运动造成工作容积周期性地增大和缩小而吸排液体,靠挤压使液体压力能增加(包括往复泵和回转泵);叶轮式泵——靠叶轮带动液体高速旋转而使流过叶轮的液体的压力能和动能增加(如离心泵、轴流泵和旋涡泵);喷射泵——靠工作流体产生的高速射流引射需排送的流体,通过动量交换使其能量增加。

为了表明泵的性能,在泵的铭牌和说明书上通常给出了以下性能参数:

### 1. 流量

流量是指泵在单位时间内所排送的液体量。通常用体积来度量所送液体量,则称为体积流量,常用  $Q$  表示,单位是  $\text{m}^3/\text{s}$ , 或  $\text{m}^3/\text{h}$ 、 $\text{L}/\text{min}$ 。有时液体量也用质量来度量,相应的流量称为质量流量,常用  $G$  表示,单位是  $\text{kg}/\text{s}$  或  $\text{t}/\text{h}$ 、 $\text{kg}/\text{min}$ 。如用  $\rho$  表示液体的密度( $\text{kg}/\text{m}^3$ ),则

$$G = \rho Q \quad \text{kg/s} \quad (0-1)$$

泵铭牌上标示的流量是指泵的额定流量,即泵在额定工况时的流量,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. 扬程或排出压力

泵的扬程也称泵的压头,是指单位重量液体通过泵后所增加的机械能,常用  $H$  表示,单位是  $\text{Nm}/\text{N} = \text{m}$ 。单位重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。如泵的扬程全部用来提高液体位能,且假设不存在管路阻力损失,则扬程即为泵使液体所能上升的高度。

泵铭牌上标注的扬程是额定扬程,即泵在设计工况时的扬程。

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排出口和吸入口的水头之差来求出,亦即由液体在泵出口和入口处的压力头之差、位置头之差和速度头之差相加而得到(参见图 0-1),即

$$H = \frac{p_d - p_s}{\rho g} + \Delta Z + \frac{v_d^2 - v_s^2}{2g} \quad \text{m} \quad (0-2)$$

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;

$\Delta Z$ ——泵排出口和吸入口的高度差, m;

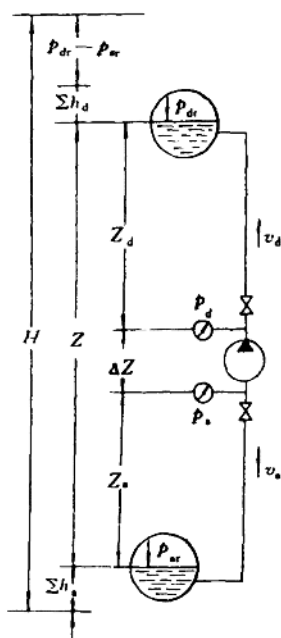


图 0-1 泵装置简图

$v_s, v_d$ ——泵吸入口和排出口处的平均流速, m/s;

$\rho$ ——泵所送液体的密度, kg/m<sup>3</sup>;

$g$ ——重力加速度, 9.8 m/s<sup>2</sup>。

一般液体通过泵后速度头和位置头的变化都很小, 或者不变(吸、排口管径和高度相同的泵), 且  $p_d \gg p_s$ , 故工作扬程<sup>①</sup>

$$H \approx (p_d - p_s) / \rho g \quad (0-3)$$

容积式泵一般不标注泵的额定扬程而标注额定排出压力, 实际排出压力不允许超过额定排出压力。叶轮式泵工作扬程高出额定扬程(喷射泵用扬程比, 详见第四章)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。

泵的工作扬程取决于泵所在管路的工作特性, 可以按以下步骤求出:

先写出液体在泵吸入口与吸入液面间的伯诺里方程式(以吸入液面为基准面)。这里, 吸入液面下降的速度一般很小, 可忽略不计, 并把吸入管中的流速看作是稳定的, 则

$$\frac{p_s}{\rho g} + \frac{v_s^2}{2g} + Z_s = \frac{p_{sr}}{\rho g} - \sum h_s \quad (0-4)$$

由此, 可得泵的吸入压力头

$$\frac{p_s}{\rho g} = \frac{p_{sr}}{\rho g} - (Z_s + \frac{v_s^2}{2g} + \sum h_s) \quad \text{m} \quad (0-5)$$

式中:  $p_s, p_{sr}$ ——泵的吸入压力(泵的吸入口处)和吸入液面上的压力, Pa;

$Z_s$ ——泵的吸入高度(泵吸入口至吸入液面间的垂直高度), m;

$v_s$ ——泵吸入管中的流速, m/s;

$\sum h_s$ ——泵吸入管路阻力(损失水头), m。

再写出液体在泵排出口与排出液面间的伯诺里方程式(以排出口位置为基准面)。这里, 忽略排出液面的上升速度, 并把排出管中的流速看作是稳定的, 则

$$\frac{p_d}{\rho g} + \frac{v_d^2}{2g} - \sum h_d = \frac{p_{dr}}{\rho g} + Z_d \quad (0-6)$$

式中:  $p_d, p_{dr}$ ——泵的排出压力(泵的排出口处)和排出液面上的压力, Pa;

$Z_d$ ——泵的排出高度(泵的排出口至排出液面间的垂直高度), m;

$v_d$ ——泵排出管中的流速, m/s;

$\sum h_d$ ——泵排出管路阻力(损失水头), m。

由此, 泵的排出压力头

$$\frac{p_d}{\rho g} = \frac{p_{dr}}{\rho g} + Z_d + \sum h_d - \frac{v_d^2}{2g} \quad \text{m} \quad (0-7)$$

将式(0-7)、(0-5)代入式(0-2), 可得

$$H = \frac{p_{dr} - p_{sr}}{\rho g} + (Z_s + Z_d + \Delta Z) + (\sum h_s + \sum h_d) = \frac{p_{dr} - p_{sr}}{\rho g} + Z + \sum h \quad \text{m} \quad (0-8)$$

式中:  $Z = Z_s + Z_d + \Delta Z$ ——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。

<sup>①</sup> 淡水  $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ , 1 MPa 相当于 102 m 水柱, 1 kgf/cm<sup>2</sup> 相当于 10 m 水柱。

由式(0-8)可见,泵所产生的扬程,是用于克服吸排液面的压力头和高度之差以及管路阻力。式右边的第一、二项之和是管路的静压头,而第三项则为管路阻力所损失的水头。

### 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的,二者转速相同。但电动往复泵一般需经过减速,故其泵轴(曲轴)的转速比原动机要低。

### 4. 功率和效率

泵的输出功率又称有效功率,是指泵实际输出的液体在单位时间内所实际增加的能量,用  $P_e$  表示。显然,它可由泵在单位时间内输送多少牛顿重的液体( $\rho g Q$ )乘以每牛顿液体经过泵后增加的能量( $H$ )而求出,即

$$P_e = \rho g Q \cdot H = (p_d - p_s) Q \quad W \quad (0-9)$$

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。

输出功率和输入功率之比称为泵的效率

$$\eta = P_e / P \quad (0-10)$$

泵的能量损失是由以下 3 种损失造成的: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  $\eta_v$  (实际流量  $Q$  与理论流量  $Q_t$  之比)来衡量,即

$$\eta_v = Q / Q_t \quad (0-11)$$

液体在泵内流动因摩擦、撞击、旋涡等水力损失造成的扬程损失,用水力效率  $\eta_h$  (实际扬程  $H$  与理论扬程  $H_t$  之比)来衡量,即

$$\eta_h = H / H_t \quad (0-12)$$

由运动部件的机械摩擦所造成的能量损失,用机械效率(按理论流量和理论扬程计算的水力功率  $P_h$  与输入功率  $P$  之比)  $\eta_m$  来衡量,即

$$\eta_m = P_h / P = \rho g Q_t H_t / P \quad (0-13)$$

由此可得

$$\eta = \frac{P_e}{P} = \frac{\rho g Q H}{\rho g Q_t H_t} \cdot \frac{\rho g Q_t H_t}{P} = \eta_v \eta_h \eta_m \quad (0-14)$$

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连接时,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

$$P_m = K_m P \quad (0-15)$$

式中:  $K_m$  ——功率储备系数,根据 GB10832-89(船用离心泵、旋涡泵通用技术条件),  $P = 0.5 \sim 5 \text{ kW}$  时,  $K_m \geq 1.42 \sim 1.25$ ;  $P = 5 \sim 10 \text{ kW}$  时,  $K_m \geq 1.25 \sim 1.2$ ;  $P > 10 \text{ kW}$  时,  $K_m \geq 1.2 \sim 1.1$ 。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。泵工作时所允许的最大吸入真空度即称“允许吸上真空度”,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,也是管理中控制最高吸入真空度的依据。它主要与泵的类型和结构有关,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。

泵铭牌上标示的  $H_s$  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。按国标规定,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  $\Delta h_r$  的形式标示(详见第三章第三节)。

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。 $[H_s] = H_s / \rho g$ 。 $[H_s]$  可用来推算水泵的最大允许吸上高度(许用吸高)。

由式(0-5)可知,当吸入液面上的压力  $p_s$ , 等于大气压力  $p_a$  时,吸入真空度

$$p_a - p_s = \rho g \left( Z_s + \sum h_s + \frac{v_s^2}{2g} \right) \quad \text{Pa} \quad (0-16)$$

或

$$\frac{p_a - p_s}{\rho g} = Z_s + \sum h_s + \frac{v_s^2}{2g} \quad \text{m} \quad (0-17)$$

则泵的许用吸高

$$[Z_s] = \frac{H_s}{\rho g} - \frac{v_s^2}{2g} - \sum h_s \quad \text{m} \quad (0-18)$$

对水泵可写成

$$[Z_s] = [H_s] - \frac{v_s^2}{2g} - \sum h_s \quad \text{m} \quad (0-19)$$

即在常温和吸入液面上作用的压力近似等于标准大气压力时,水泵的许用吸高可以用允许吸上真空高度  $[H_s]$  减去吸入速度头和吸入管路阻力损失的水头来计算。

# 第一章 往复泵

## 第一节 往复泵的工作原理和特点

### 一、往复泵的工作原理

往复泵属于容积式泵,其对液体作功的主要运动部件是做往复运动的活塞或柱塞,亦可分别称为活塞泵或柱塞泵。

图 1-1 是单缸活塞泵的工作原理图。

活塞 1 在泵缸 2 内将泵缸分隔成上、下空间,它们分别通向阀箱 3 中各自的小室。每个小室的下部装有吸入阀 7,上部装有排出阀 5,并分别通公共的吸入室 8 和排出室 4。活塞经活塞杆传动,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,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。当活塞向下回行时,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。

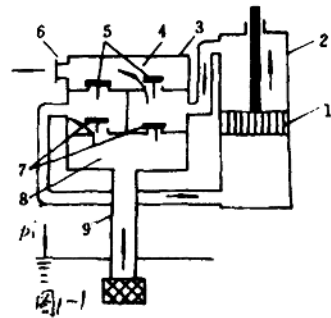


图 1-1 往复泵的工作原理图

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

往复泵曲轴每转一周理论上排送液体容积相当于多少个泵缸工作容积(活塞杆侧略小于另一侧),称为往复泵的作用数。上述往复泵每往复行程活塞两侧各吸排一次,是双作用泵。单缸柱塞泵只有单侧工作,每往复行程吸排一次,是单作用泵。由三个单作用泵缸或两个双作用泵缸配合同一曲轴组成的往复泵即称为三作用泵或四作用泵。

### 二、往复泵的流量

往复泵的理论流量即活塞在单位时间内所扫过的容积:

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

式中:  $K$ ——泵的作用数;

$S$ ——活塞行程,  $\text{m}$ ;

$n$ ——泵的转速,  $\text{r}/\text{min}$ ;

$A_c$ ——泵缸截面积  $\frac{1}{4}\pi D^2$  ( $D$  为泵缸直径),  $\text{m}^2$ , 活塞两侧空间都工作的泵应取平均有效工作面积(有杆侧应减去活塞杆截面积)。

往复泵的实际流量  $Q$  总小于理论流量  $Q_t$ , 即  $Q = Q_t \eta_v$ 。这是因为:

1) 泵吸入的液体可能含有气泡;压力降低时溶解在液体中的气体会逸出,同时液体本身也可能汽化;此外,空气还可能从填料箱等处漏入。

2) 活塞换向时,由于泵阀关闭迟滞造成液体流失。例如,在排出行程终了开始吸入时,由于排出阀关闭滞后,部分已排出的液体就会经排出阀漏回泵缸;反之,吸入阀关闭滞后,又会使部分液体在排出行程开始时经吸入阀重新被排回吸入管。

3) 活塞环、活塞杆填料等处由于存在一定的间隙以及泵阀关闭不严等会产生漏泄。

一般输送常温清水的往复泵,  $\eta_v = 0.80 \sim 0.98$ ; 输送热水、液化烃、石油产品的往复泵,  $\eta_v = 0.60 \sim 0.80$ 。高压小流量、高转速、制造精度低的泵,以及输送高温、高粘度或低粘度、高饱和蒸气压或含固体颗粒的液体的泵,  $\eta_v$  较小。

上述流量的表达式,没有反映出泵流量的瞬时变化,实际上只是泵的平均流量。当工作面积为  $A(\text{m}^2)$  的活塞以速度  $v(\text{m/s})$  排送液体时,瞬时流量就可表达为

$$q = Av \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (1-2)$$

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。一般曲柄半径和连杆长度之比  $\lambda = r/l \leq 0.25$ , 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

$$v = r\omega \sin\beta \quad (1-3)$$

式中曲柄角速度  $\omega$  可看作常数,则活塞速度随曲柄转角  $\beta$  近似地按正弦曲线规律变化,故单作用泵的流量也近似地按正弦曲线规律变化。当曲柄转角  $\beta$  为  $0^\circ$  和  $180^\circ$  时,活塞速度  $v$  为 0, 瞬时流量  $q$  也为 0; 当曲柄转角  $\beta$  由  $0^\circ$  转至  $90^\circ$ , 即活塞前半行程,  $v$  和  $q$  将由 0 增至最大; 而当  $\beta$  由  $90^\circ$  转至  $180^\circ$ ,  $v$  和  $q$  则由最大降为 0; 在  $\beta$  由  $180^\circ$  至  $360^\circ$  时,即活塞回行时,单作用泵处于吸入行程,没有液体排出,可见单作用泵的流量是很不均匀的。多作用往复泵流量的均匀程度显然要比单作用泵强。由图 1-2 可以看出,三作用泵流量的均匀程度不但优于单、双作用泵,而且比四作用泵也强。

泵供液的不均匀程度可用脉动率  $\sigma_Q = (q_{\max} - q_{\min})/q_m$  来表示。式中  $q_{\max}$ 、 $q_{\min}$ 、 $q_m$  分别为表示最大、最小和平均理论流量。各种往复泵的  $\sigma_Q$  理论值如表 1-1 所列,它与曲柄连杆长度比  $\lambda$  有关。

表 1-1 电动往复泵理论流量脉动率  $\sigma_Q$

| 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 |

上述表中所列  $\sigma_Q$  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,  $\sigma_Q(\lambda=0.2)$  将是 0.42。

### 三、往复泵的特点

1) 有较强的自吸能力。所谓泵的自吸能力,是指其靠自身即有抽出泵内及吸入管路中的空气而将液体从低于泵的地方吸入泵内的能力。自吸能力可由自吸高度和吸上时间来衡量。泵在排送气体时能在吸入口造成的真空度越大,则自吸高度越大;造成足够真空度的速度越快,则吸上时间越短。自吸能力与泵的类型和密封性能有重要关系。当往复泵的泵阀、泵缸等

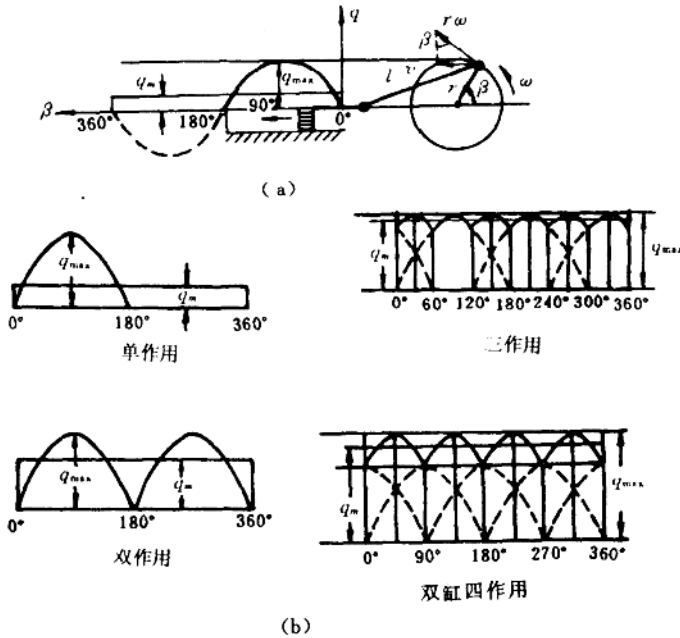


图 1-2 电动往复泵的流量变化曲线

密封性变差,或余隙容积较大时,其自吸能力就会降低,故泵起动前如能将缸内灌满液体,则可改善泵的自吸能力。

2)理论流量与工作压力无关,只取决于转速、泵缸尺寸和作用数。因此,往复泵要调节流量不能采用调节排出阀开度的节流调节法,只能采用变速调节法或回流(旁通)调节法。有些特殊结构的往复泵可以通过调节柱塞的有效行程来改变流量。

3)额定排出压力与泵的尺寸和转速无关,主要取决于泵原动机的功率、轴承的承载能力、泵的强度和密封性能等。为了防止过载,往复泵起动前必须打开排出阀,且在排出阀的内侧必须装设安全阀。

以上特点大致上也是容积式泵共有的特点。此外,由于往复泵特有的运动方式和结构形式,它还有以下特点:

4)流量不均匀,从而会导致排出和吸入压力波动。为了减轻这种弊端,常采用多作用往复泵或设置相应的空气室。

5)转速不宜太快。电动往复泵转速多在  $200 \sim 300 \text{ r/min}$  以下,一般最高不超过  $500 \text{ r/min}$ ,高压小流量泵最高不超过  $600 \sim 700 \text{ r/min}$ 。因为,若转速过高,泵阀迟滞造成的容积损失就会相对增加;而泵阀撞击更为严重,引起的噪声增大,磨损也将加剧;此外,液流和运动部件的惯性力也将随之增加,而产生有害的影响。由于转速受限,故往复泵较难进入大流量的范畴。

6)运送含固体杂质的液体时,泵阀容易磨损和泄漏,所以必要时应加装吸入滤器。

7)结构比较复杂,易损件(活塞环、泵阀、填料等)较多。

由于往复泵的上述特点,故在流量相同时它与其他泵相比显得笨重,造价较高,管理维护比较麻烦,因此在许多场合它已被离心泵所取代。但舱底水泵和油船扫舱泵等在工作中容易



吸入气体,需要具有较好的自吸能力,故常采用往复泵;在要求小流量、高压头时,也可采用往复泵。

## 第二节 泵的正常工作情况

了解泵的正常工作情况,不仅对泵的正确安装和使用管理有重要的意义,同时也有助于分析各类泵不能正常吸排的原因。

### 一、泵的正常吸入条件

保证泵正常吸入所需的条件可表达如下:

1) 泵必须能造成足够低的吸入压力,其值由吸入条件所决定。由式(0-5)可推出稳定流动必须的吸入压力,它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

$$p_s = p_{sr} - \left( Z_s + \frac{v_s^2}{2g} + \sum h_s \right) \rho g \quad \text{MPa} \quad (1-4)$$

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  $p_v$ , 否则液体就会气化,使泵不能正常工作,即吸入真空度

或 
$$p_a - p_s \leq H_s \quad (1-5)$$

$$(p_a - p_s) / \rho g \leq [H_s] \quad (1-6)$$

从而

$$p'_s > p_v \quad (1-7)$$

如果不能满足条件 1), 即泵不能造成足够低的吸入压力, 则液体根本吸不上来。这可能是由于泵内元件损坏或密封不良, 也可能是吸入管漏气或吸口露出液面所造成的。另一方面, 即使泵本身状况正常, 吸入管路也未漏气, 但吸入条件太差, 以致吸入压力过低, 不能满足条件 2) 的要求, 则泵也无法正常工作。吸入压力过低主要是吸高过大、吸入液面压力太低或吸入管路阻力太大。

为了减小吸入管路阻力损失, 设计时应尽量减小吸入管路的长度, 选用适当的管径和管内流速, 并尽可能减少吸入管路中的弯头和各种附件。除此以外, 使用时还应注意开足吸入管路中的阀门, 及时清洗吸入过滤器, 防止吸入管路阻塞。对油泵来说, 油在吸入管中一般是层流, 管壁粗糙度对阻力的影响不大; 但油温越低, 油的粘度越高, 流动阻力就越大。对水泵来说, 由于水在吸入管中一般是紊流, 管壁粗糙度大会使阻力增大; 但水温变化对管路阻力的影响则甚微。然而水温越高, 其饱和压力  $p_v$  越大, 泵的允许吸上真空度  $H_s$  越小, 这就易使正常吸入条件 2) 得不到满足。所以, 对吸入温度可能变化的泵, 如锅炉给水泵, 使用中就须注意, 当水温升高导致吸入失常时应采取措施, 例如降低泵的转速, 或降低吸入液体温度等。

泵内压力最低值要比泵吸口的吸入压力更低。对往复泵来说, 这主要是泵阀和泵内流动阻力损失以及活塞不等速运动所造成。作加速运动的液流, 后面截面处的压力必须比前面截面处额外低一定数值, 才能维持液段作加速运动, 这前后的压力头之差称为惯性水头。往复泵内的最低压力出现在吸入行程之初的活塞面上, 这是因为泵阀的启阀阻力比阀开启后的阻力大得多, 而活塞在行程之初的加速度又最大。如果这时活塞面上的压力低于液体在该温度的饱和压力  $p_v$ , 液体就会气化而脱离活塞, 在两者之间出现蒸气层, 溶解在液体中的气体也会逸