


轮机专业

新版

全国海船船员适任考试培训教材

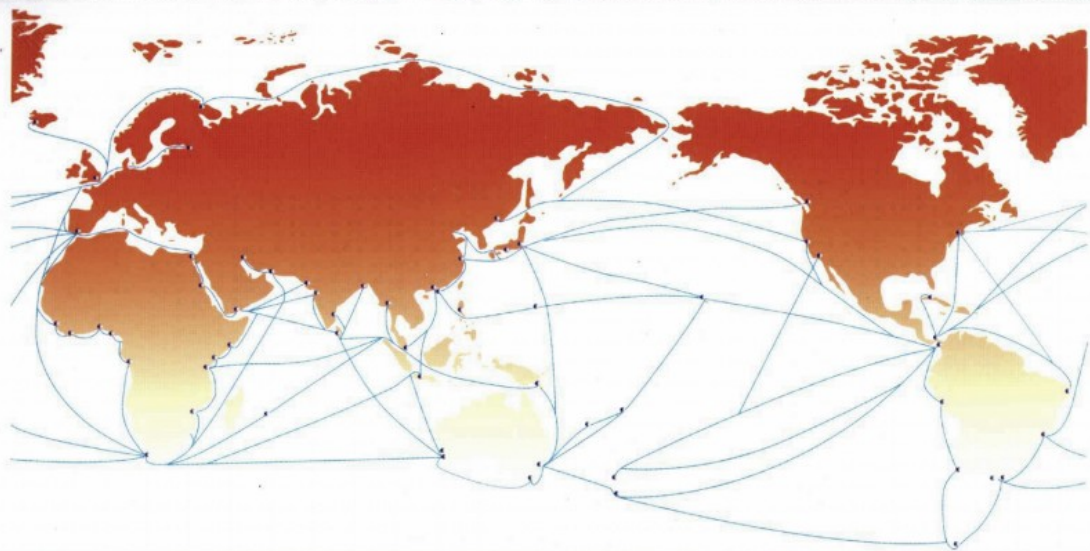
船舶辅机

 中国海事服务中心组织编审



大连海事大学出版社
Dalian Maritime University Press

人民交通出版社
China Communications Press



新版全国海船船员适任考试培训教材

驾驶专业
(人民交通出版社)

- 航海学
- 船舶值班与避碰
- 航海气象与海洋学
- 船舶操纵
- 海上货物运输
- 船舶结构与设备
- 船舶管理
- 船长业务
- 航海英语

轮机专业
(大连海事大学出版社)

- 轮机工程基础(上、下册)
- 轮机维护与修理
- 主推进动力装置
- 船舶辅机
- 船舶电气
- 轮机自动化
- 船舶管理
- 轮机长业务
- 轮机英语

ISBN 978-7-5632-2299-5



9 787563 222995 >

定价: 58.00元

新版

全国海船船员适任考试培训教材

船舶辅机

中国海事服务中心组织编审



大连海事大学出版社
人民交通出版社



© 潘新祥, 蒋福伟 2009

图书在版编目(CIP)数据

船舶辅机 / 潘新祥, 蒋福伟主编. —大连: 大连海事大学出版社; 北京: 人民交通出版社, 2009. 4

全国海船船员适任考试培训教材

ISBN 978-7-5632-2299-5

I. 船… II. ①潘…②蒋… III. 船舶辅机—技术培训—教材 IV. U664.5

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2009)第 043112 号

大连海事大学出版社出版

地址: 大连市凌海路 1 号 邮编: 116026 电话: 0411-84728394 传真: 0411-84727996

<http://www.dmpress.com> E-mail: cbs@dmpress.com

大连天正华延彩色印刷有限公司印装 大连海事大学出版社发行

2009 年 4 月第 1 版 2009 年 4 月第 1 次印刷

幅面尺寸: 185 mm × 260 mm 印张: 22.25 字数: 570 千

责任编辑: 姜建军 版式设计: 晓江

封面设计: 王艳 责任校对: 沈荣欣

ISBN 978-7-5632-2299-5 定价: 58.00 元

前 言

《中华人民共和国海船船员适任考试、评估和发证规则》(简称 04 规则)已于 2004 年 8 月 1 日生效,新的《中华人民共和国海船船员适任考试大纲》也自 2006 年 2 月 1 日实施。为了更好地帮助、指导船员进行适任考前培训和进一步提高船员适任水平,在交通部海事局的领导下,中国海事服务中心组织全国有丰富教学、培训经验和航海实际经验的专家共同编写了与《中华人民共和国海船船员适任考试大纲》相适应的培训教材。本教材的编写将改变长期以来船员适任培训使用本、专科教材的现状,消除由于教材版本众多所造成知识内容上存在的混淆和分歧,对今后的船员适任培训具有重要的指导意义。

本套教材知识点紧扣考试大纲,具有权威、准确、系统、实用的特点,重点突出船员适任考前培训和航海实践需掌握的知识,旨在培养船员在实践中应用知识的能力,并可作为工具书为船员上船工作使用。本套教材在着重于航海实践的同时,紧密结合现代船舶的特点,考虑到将来有关船舶技术的发展,教材内容涉及到最新的航海技术,与时俱进,进一步拓展船员的知识层次。

本套教材由航海学、船舶值班与避碰、航海气象与海洋学、船舶操纵、海上货物运输、船舶结构与设备、船舶管理(驾驶)、船长业务、航海英语、轮机英语、轮机长业务、轮机工程基础、主推进动力装置、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)组成。

本套教材在编写、出版工作中得到中华人民共和国海事局、各航海院校、海员培训机构、航运企业、人民交通出版社、大连海事大学出版社等单位的关心和大力支持,特致谢意。

中国海事服务中心
2008 年 2 月

编者的话

本书是编者对中华人民共和国交通部海事局 2006 年 2 月 1 日起实施的《中华人民共和国海船船员适任考试大纲》的深入研究的基础上,根据多年船员考证培训教学的经验,专门针对船员适任考试培训的要求而编写的。

本书主要介绍一般远洋船舶的各种通用辅机的工作原理、性能特点、典型结构、使用管理要点,以及常见故障的分析和处理方法。本书由中国海事服务中心组织编审,全书共分 8 章,其中第一章 1 至 4 节由尹峰编写,5 至 7 节由王宝军编写;第二章由郑学林、高建平编写;第三章由蒋福伟编写;第四章第 1 节由边克勤编写,第 2、3 节由潘新祥编写;第五章由郑学林、陈黄骞、方青编写;第六章由郑学林、王晓中编写;第七章由刘涛、周俊峰编写;第八章由郑学林、邓申江、朱雄凌编写。孙德平、沈岩、董景明、高路、崔玉亮、殷业廷、宋立国、王雪章、王海、王鹏、谷杰然参加了部分编写工作。全书由潘新祥、郑学林、蒋福伟统稿。

本书主要作为船员适任证书考试培训教材,也可供航运技术人员参考之用。在全书的编写过程中,得到了交通部海事局以及各大远洋公司及兄弟单位的大力帮助,在此表示衷心的感谢。

船舶辅机内容繁杂,加之编者水平有限,故书中难免有疏漏之处,请广大读者指正。

编者
2008 年 2 月

目 录

第一章 船用泵	1
第一节 泵的基础知识	1
第二节 往复泵	4
第三节 齿轮泵	10
第四节 螺杆泵	16
第五节 离心泵	24
第六节 旋涡泵	50
第七节 喷射泵	53
第二章 活塞式空气压缩机	59
第一节 理论基础	59
第二节 活塞式空气压缩机的结构和控制	62
第三章 液压元件	68
第一节 液压控制阀	69
第二节 液压泵	101
第三节 液压马达	117
第四节 液压辅件	129
第五节 液压油	138
第四章 甲板机械	147
第一节 舵机	147
第二节 起货机、锚机和绞缆机	168
第三节 甲板机械的液压系统	173
第五章 船舶制冷装置	190
第一节 理论知识	190
第二节 蒸气压缩式制冷装置的设备	201
第三节 蒸气压缩式制冷装置的管理	231
第六章 船舶空气调节装置	247
第一节 船舶空气调节装置理论知识	247
第二节 船舶空气调节装置的主要设备	249
第三节 船舶空调装置的使用管理和常见故障分析与处理	255
第七章 船舶海水淡化装置	260
第一节 真空沸腾式淡化装置的工作原理	260
第二节 典型设备	261

第三节 工作分析.....	263
第四节 维护管理.....	267
第八章 船舶辅助锅炉装置.....	270
第一节 锅炉的性能参数和结构.....	270
第二节 锅炉燃油系统.....	282
第三节 锅炉汽水系统及其管理.....	289
第四节 锅炉的管理.....	293
附录1 常用液压元件图形符号.....	302
附录2 船用制冷剂的饱和温度与压力.....	312
练习题.....	313



第一章 船用泵

第一节 泵的基础知识

一、泵的分类

泵是一种用来输送流体的机械。按其工作原理的不同可分为:(1)容积式泵——靠工作部件的运动造成工作容积周期性地增大和缩小而吸排液体的泵,靠工作部件的挤压使液体的压力能增加。分为往复泵和回转泵两类。回转泵常用的有齿轮泵、螺杆泵和叶片泵等。(2)叶轮式泵——靠叶轮带动液体高速回转而把机械能传递给所输送的液体。可分为离心泵、轴流泵、混流泵和旋涡泵等。(3)喷射式泵——靠工作流体产生的高速射流引射流体,然后再通过动量交换使被引射流体的能量增加。

二、泵的性能参数

泵的性能参数主要有:

1. 流量

流量是泵在单位时间内所排送的液体量。通常指体积流量,用 Q 表示,常用单位有 m^3/s 、 m^3/h 、 L/min 。有时会用到质量流量,用 G 表示,常用单位有 t/h 、 kg/min 。以 ρ 表示液体的密度 (kg/m^3),则

$$G = \rho Q \quad \text{kg/s} \quad (1.1)$$

泵铭牌上标示的流量是指泵的额定流量,而泵实际工作时的流量与泵所在管路的条件有关,不一定等于额定流量。

2. 扬程

泵的扬程是指单位重液体通过泵后所增加的机械能,常用 H 表示,单位是 m 。单位重液体的机械能又称水头(head),它包括压力能、位能和动能。因此,泵的扬程即为泵使液体所增加的总水头。

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出口和吸口的总水头之差来求出(参见图 1-1),即

$$H = \frac{p_d - p_s}{\rho g} + \Delta z + \frac{v_d^2 - v_s^2}{2g} \quad \text{m} \quad (1.2)$$

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 ——泵排出口和吸入口中心处的高度差, m ;

v_s 、 v_d ——泵吸、排口处的平均流速, m/s ;

ρ ——泵所送液体的密度, kg/m^3 ;



g ——重力加速度, 9.8 m/s^2 。

一般液体通过泵后速度头和位置头的变化都很小(吸、排口径和高度相同则不变),且 p_d 远大于 p_s ,故工作扬程

$$H \approx (p_d - p_s) / \rho g \approx p_d / \rho g \quad (1.3)$$

容积式泵一般不标注泵的额定扬程而标注额定排出压力。泵的工作扬程取决于泵所在管路的特性,泵的工作扬程是用于克服吸排液面的压力头和高度之差及管路阻力。

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;但电动往复泵需减速传动,其泵轴的转速比原动机低。

4. 功率和效率

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实际增加的能量,用 P_e 表示。显然,它可由泵的重量流量和泵的扬程之积求出,即

$$P_e = \rho g Q H = (p_d - p_s) Q \quad \text{W} \quad (1.4)$$

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,用 η 表示

$$\eta = P_e / P \quad (1.5)$$

泵的能量损失是由以下三种损失造成的: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 η_v (实际流量 Q 与理论流量 Q_t 之比) 来衡量。

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 η_h (实际扬程 H 与理论扬程 H_t 之比) 来衡量。

不考虑泵本身的流量损失和扬程损失,泵传给液体的功率称为水力功率,用 P_h 表示。

由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。

根据推导可得: $\eta = \eta_v \eta_h \eta_m \quad (1.6)$

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。原动机若是通过传动装置与泵连接,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。

5. 允许吸上真空度

泵工作时吸口处的真空度高到一定程度,所输送液体就会因泵内最低压力降到其温度所对应的饱和压力 p_a 而汽化,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,也是管理中限制吸入真空度不要过高的依据。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),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

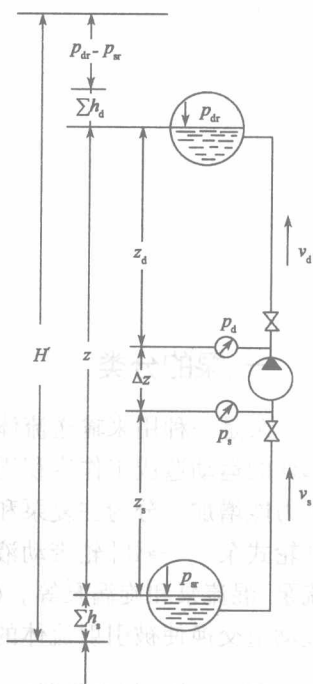


图 1-1 泵装置简图



工况下试验得出。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作为 H_s 的标定值。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 的形式标示(详见第一章第五节)。

水泵通常标注的是允许吸上真空高度,用 $[H_s]$ 表示。

$$[H_s] = H_s / \rho g \quad \text{m} \quad (1.7)$$

允许吸上真空高度 $[H_s]$ 可用来推算水泵的最大允许吸上高度(许用吸高)。

泵在吸入常温清水且吸入液面为大气压时,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测算。

$$[z_s] = \frac{H_s}{\rho g} - \frac{v_s^2}{2g} - \sum h_s \quad \text{m} \quad (1.8)$$

三、泵正常工作的条件

了解泵的正常工作的条件,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) 泵正常的吸入条件

保证泵正常吸入的条件可表达如下:

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

稳定流动所需的吸入压力,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。

2. 泵吸口处的真空度不得大于泵的允许吸上真空度

这样,可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,即要求

$$\text{吸入真空度} \quad p_a - p_s \leq H_s \quad (1.9)$$

$$\text{或吸入真空高度} \quad (p_a - p_s) / \rho g \leq [H_s] \quad (1.10)$$

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。这可能是由于泵内密封不良或元件损坏,也可能是吸入管漏气或吸口露出液面造成。另外,即使泵本身状况正常,吸入管路也未漏气,但吸入条件太差(吸高过大、吸入液面压力太低或吸入管路阻力太大),以致吸入压力过低,不能满足条件2,则泵也无法正常工作。

在管理中可在泵正常工作时记下吸入压力表指针的位置,如果吸入条件不变时其真空度降低,则多是泵内漏严重或吸入管进气引起;而吸入真空度增大则大多是吸入管(通常是滤器)阻塞。

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,避免选用太细的管径和太高的流速,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的阀门,及时清洗吸入滤器,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,油的黏度越高,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;但水温变化时水的黏度变化很小,对管路阻力的影响甚微。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,吸水温度可能变化的泵,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,或降低吸入水温等。



(二) 泵正常排出的条件

保证泵正常排出的条件可表述如下：

1. 泵必须能产生足够高的排出压力,其值由排出条件所决定

稳定流动时所必需的排出压力,主要取决于排出液面上的压力、排出高度和排出管路的阻力。

2. 容积式泵的排出压力不超过额定排出压力,叶轮式泵的扬程不超过封闭扬程

容积式泵排出压力超过额定值可能造成原动机过载,甚至使泵的密封或部件损坏。叶轮式泵工作扬程一般应不超过流量为零时的封闭扬程,否则不能排出液体。此外,有时还要求限制排出压力的脉动率。

管理中可在泵工作正常时记下排出压力表指针的位置,以后若发现排出压力变低,如排出条件没变化,则通常意味着泵的流量减小(使得管路阻力降低)。而泵排出压力过高,若非排出液面压力或排出高度过大,则多是因排出阻力太大。管理中应开足排出管路上的阀门,防止排出管路或过滤器堵塞。

第二节 往复泵

一、往复泵的工作原理

往复泵属容积式泵,其主要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 1-2 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。其工作原理如下：

活塞 1 在泵缸 2 内将泵缸分隔成上、下空间,分别通阀箱 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,在泵缸内做上下往复运动。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,吸入管中的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。

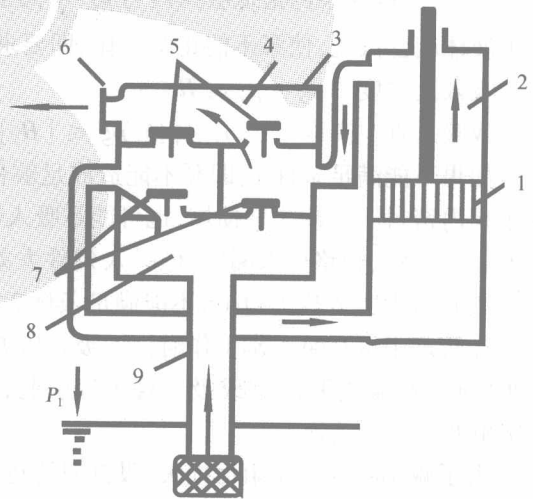


图 1-2 往复泵的结构简图

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

往复泵泵轴每一转理论上排送液体的体积相当于泵缸(有杆端和无杆端)平均工作容积



的倍数,称为泵的作用数。单缸柱塞泵柱塞仅一侧工作,是单作用泵;单缸活塞泵活塞双侧工作,是双作用泵;三作用泵的泵轴带三个相位彼此相差 120° 的曲柄或偏心轮,有三个单作用泵缸;双缸四作用泵泵轴带两个相位相差 90° 的曲柄或偏心轮,有两个双作用泵缸。

二、往复泵的特点

1. 自吸能力强

所谓泵的自吸能力,是指其排除泵缸及吸入管路内的空气,将液体从低于泵处吸上,并开始排送液体的能力。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。泵自吸能力的好坏与泵的结构形式和密封性能有关。当泵阀、泵缸等密封性变差也会降低自吸能力。故往复泵为改善自吸能力,起动前一般应在缸内灌满液体。

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

实际流量小于理论流量的原因是:(1)泵阀关闭不严;活塞环、活塞杆填料有漏泄。(2)吸入时液体压力降低,溶解在液体中的气体逸出,压力太低时液体还可能气化,空气也可能从轴封处漏入。(3)活塞换向时泵阀关闭难免滞后,故开始排出时会有液体经吸入阀漏回吸入管,开始吸入时又会有液体经排出阀漏回。

往复泵输送常温清水一般 $\eta_v = 0.80 \sim 0.98$,输送热水、液化烃、石油产品 $\eta_v = 0.60 \sim 0.80$ 。若泵的密封性能差,或输油的黏度过高或过低,或吸入了气体,都会使 η_v 降低。

往复泵不能用调节排出阀开度的节流调节法来调节流量,只能采用变速调节或回流(旁通)调节。有些特殊结构的往复泵可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

容积式泵是靠运动部件强行挤压液体而提高其压力能,故所能达到的排出压力不受泵尺寸和转速的限制,主要受限于轴承的承载能力和泵的密封性能,以及泵设计的强度和选配的原动机功率。往复泵起动前必须先开排出阀。为防止万一排压过高导致泵损坏或过载,必须设安全阀。

以上性能特点是容积式泵共有的。此外,往复泵的运动方式和结构形式使它还有以下特点:

4. 流量不均匀

图 1-3 示出作用数不同的电动往复泵的流量变化曲线。

可见,单作用泵流量很不均匀,因为它在活塞回行时不排液。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,其均匀性不仅优于单、双作用泵,而且比双缸四作用泵好,因为后者流量曲线是由两组相位差 90° 的双作用泵流量曲线叠加而成。

往复泵流量脉动大,因而管路阻力变化也大,还会产生惯性水头,于是导致吸入和排出压力波动,在某些情况会妨碍泵正常工作。为了减轻这种弊端,常采用多作用往复泵,或在泵排出端或吸入端设空气室。

5. 转速不宜太快

电动往复泵转速一般 $> 200 \sim 300$ r/min,最高不超过 500 r/min,高压小流量泵最高不超过 $600 \sim 700$ r/min。若转速过高,泵阀迟滞造成的容积损失就会相对增加;而且泵阀撞击会加重,使阀的磨损和噪声也将加剧;此外,液流和运动部件的惯性力也将随之增加。由于转速不宜太高,故往复泵在既定流量的尺寸和重量相对较大,适用流量受到限制。

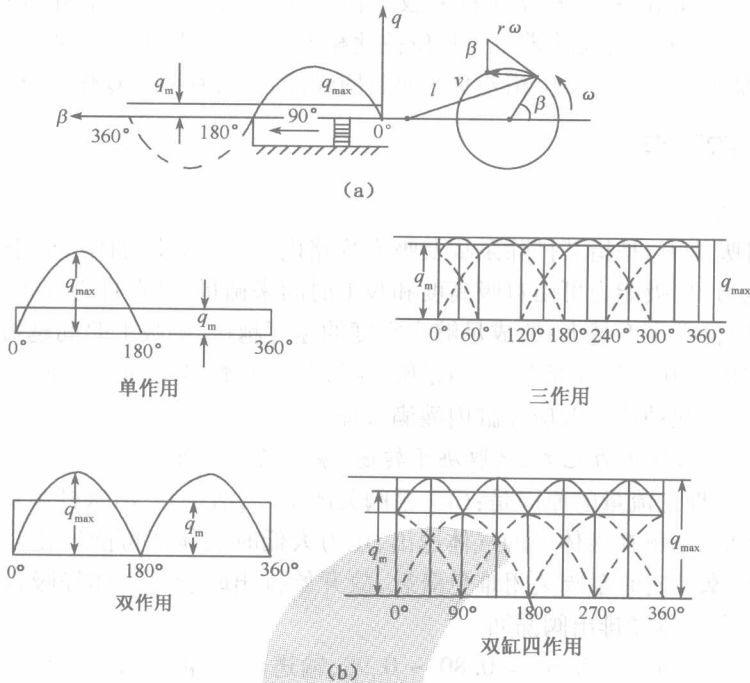


图 1-3 电动往复泵的流量变化曲线

6. 对液体污染度不很敏感

但排送含固体杂质的液体时,泵阀容易磨损和泄漏。如果作舱底水泵用,应加装吸入滤器。

7. 结构较复杂,易损件(活塞环、泵阀、填料和轴承等)较多

由于往复泵的上述特点,故在流量相同时它比其他泵显得笨重,造价较高,管理维护比较麻烦,故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工作中容易吸入气体,需要自吸能力强,仍常采用往复泵。此外,要求小流量、高压头的泵,如柴油机高压油泵、气缸油注油器等,也是按往复泵的原理设计。

三、往复泵的结构和管理

图 1-4 为我国远洋船上所用的 LD - INSB 型卧式往复式舱底水泵的结构图。该泵额定排出压力为 0.20 MPa,吸入压力为 -0.05 MPa,流量 1 m³/h,转速 290 r/min。电动机电压 440 V、功率 0.4 kW、转速 1 800 r/min。

电动机经皮带减速传动,带泵轴 29 和装在轴上的偏心轮 26 一起回转,经球轴承 25、连杆 24 和十字头 23、活塞杆 3,带动活塞 6 在泵缸套 5 内往复运动而产生吸排。其主要部件及其管理如下。

(一) 活塞和活塞环

活塞是往复泵的主要运动部件之一。前述实例中的活塞 6 是由青铜铸成,设有两道活塞环 4。活塞环亦称胀圈,是往复泵重要的密封件和易损件之一。它开有斜切口,在自由状态下切口张开,装入泵缸后被压缩,产生弹力帮助环压紧缸壁。活塞环用久后磨损过度,在缸内的开口间隙超过规定值,弹性下降,密封性变差,应予换新。新装活塞环与环槽的轴向间隙、径向间隙和开口间隙应符合要求。往复式舱底水泵的活塞环常采用夹布胶木制成,表 1-1 列出非金属活塞环的安装间隙。胶木活塞环浸水后会膨胀,新换时应先将它在热水中浸泡一段时间,待其变软

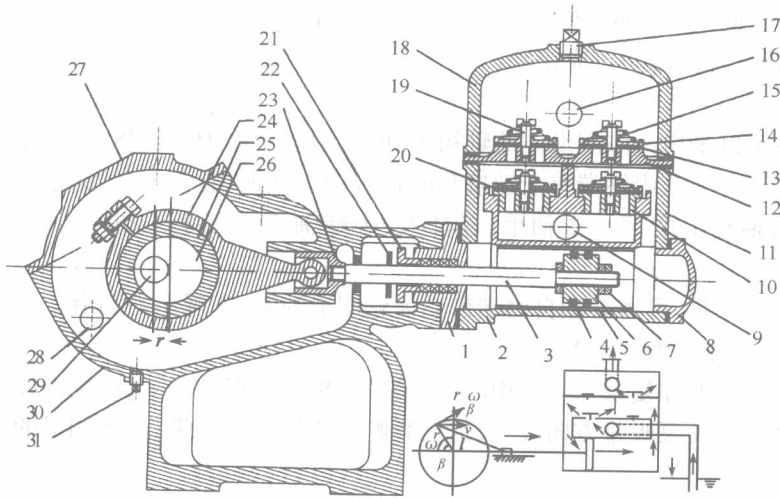


图 1-4 LD-INSB 型往复泵的结构图

1—填料函；2—泵缸体；3—活塞杆；4—活塞环；5—泵缸套；6—活塞；7—螺帽；8—泵缸盖；9—吸口；10—吸入阀座；11—阀箱；12—排出阀座；13—排出阀；14—弹簧座；15—弹簧；16—排口；17—螺塞；18—阀箱盖；19—阀导杆；20—吸入阀；21—填料函压盖；22—挡水板；23—十字头；24—连杆；25—球轴承；26—偏心轮；27—曲轴箱盖；28—油位镜；29—泵轴；30—曲轴箱；31—螺塞

后取出,将开口撑开到 8 mm 左右,等冷却后放入缸内及环槽内,检查各间隙值,合适才可装入使用。

表 1-1 非金属活塞环的安装间隙 (mm)

活塞环直径	<100	101~150	151~200	201~300	>300
开口间隙	1.5	2.0	2.2	2.5	3.0
轴向间隙	0.15	0.20	0.25	0.30	0.40
径向间隙	1.5	2.0	2.2	2.5	3.0

(二) 泵缸和缸套

前述实例中的泵缸 2 由灰铸铁浇铸而成,内镶青铜缸套 5,可防止海水腐蚀,也便于修理或更换。缸套的圆度和圆柱度应符合要求。可将活塞环装入缸套后用灯光检查,整个圆周上漏光处不应多于 2 处,且距开口处圆周角不应 $<30^\circ$,每处弧长应 $\geq 45^\circ$ 。必要时应该用内径千分卡测量缸套的圆度和圆柱度,如发现磨损超标,即需镗缸,并换新活塞。缸套磨损或镗缸后若厚度减少 $>15\%$,则应换新。GB/T11034-1989(“船用电动往复泵”)规定泵缸、阀箱等受压零件应进行水压试验,试验压力为安全阀排放压力(见后述)的 1.5 倍。试验时间 $<5\text{min}$,不应有渗漏现象。

(三) 填料函

为了防止空气漏入泵缸和液体从泵缸中漏出,往复泵的活塞杆一般采用软填料轴封。为此,在活塞杆的伸出处设有填料函(图 1-4 中 1)。活塞杆的运动速度不高,当工作压力较低、温度 $<100^\circ\text{C}$ 时,所用的软填料一般由浸油的棉、麻纤维编制而成,并压制成长方形截面。

填料也是往复泵的易损件之一。填料安装松紧程度应该适当,应允许有少量液体滴漏,以润滑和冷却活塞杆。填料函的漏泄量不应超过泵额定流量的 0.01%;当泵额定流量 $<10\text{ m}^3/\text{h}$ 时,漏泄量 $\geq 1\text{ L/h}$ 。当软填料因磨损而漏泄增加时,可均匀地压紧填料压盖 21,注意不要压偏。如果填料磨损太多,压紧压盖也不能减轻漏泄,即应更换。新填料的宽度应按活



塞杆与填料函的径向间隙选取(若稍宽可适当锤扁),长度应能环绕活塞杆一周,并切出斜切口。逐圈装填料时,各圈的切口应错开。

(四) 润滑设施

前述往复泵实例采用飞溅润滑。曲轴箱中油位应保持在油位镜 28 中部为宜。泵轴伸出曲轴箱处设有油封。当从出轴端看泵轴按顺时针方向回转时,连杆螺栓溅起的油滴能保证泵轴两端支承在曲轴箱上的滚动主轴承、连杆大、小端轴承和十字头的润滑。轴承的温度应 $\geq 70^{\circ}\text{C}$ 。

尺寸较大的立式泵,可由泵轴自由端带动齿轮润滑油泵,实现压力润滑。滑油压力一般为 $0.08 \sim 0.12 \text{ MPa}$,油温一般 $\geq 70^{\circ}\text{C}$ 。

新装的或大修后的往复泵初次使用时,应将电动机瞬时点动一下,防止因接线相序不对而反转。反转虽然不会使泵吸排方向改变,但会影响飞溅润滑的效果,压力润滑的泵还可能因滑油泵反转而无法供油。

(五) 安全阀

往复泵必须设安全阀(前述实例在阀箱和阀箱盖外侧有带安全阀的旁通管),能在排出压力过高时自动开启,使排出室和吸入室相通,从而防止排压过高而损坏泵体、管路或因过载而毁坏电机。安全阀一经跳起,故障消除后,往往也会使安全阀内漏,必须对安全阀立即进行检修。

GB/T11034 - 1989 规定安全阀的开启压力应为泵的额定排出压力的 $1.1 \sim 1.15$ 倍。当泵排出管路阀门全闭时,安全阀的排放压力一般应不大于泵额定压力加 0.25 MPa 。安全阀在泵出厂时经调试合格,必要时可重新验证。即在泵运转时渐关排出截止阀,当排压升高到规定的开启压力时,安全阀即应开启;此外,在全关排出截止阀时,泵的排出压力(即安全阀的排放压力)也应符合上述规定。

(六) 泵阀

对应于往复泵的每个泵缸工作腔,都各有一个(或一组)吸入阀和排出阀。泵阀是往复泵重要的密封件和易损件。本节实例中采用的泵阀是常用的盘阀。阀盘 13、20 皆用橡胶制成,密封性好,耐用,敲击轻。弹簧 15 通过弹簧座 14 压紧阀盘。导杆 19 引导阀盘运动,并限制泵阀升程。往复泵工作时,当泵阀下方的液压力 p_2 超过上方的液压力 p_1 时,将克服阀盘和弹簧的重力及惯性力使阀盘开启;而活塞回行时,阀盘在反向的液压差和弹簧力作用下关闭。

泵阀除要求有足够的强度和刚度、结构简单、工艺性好和检修方便外,性能上主要是要求关得严、关得轻、关得快、阻力小,即:

1. 关闭严密

否则会使自吸能力变差,容积效率降低。当采用金属阀盘时,应经常检查其与阀座贴合的密封面(阀线)是否完好,当该密封面出现伤痕导致阀线不完整时,应予以研磨。若密封面压痕太深,研磨前可先光车。泵阀各弹簧的自由高度应基本相等,张力应接近。如果弹簧工作过久失去弹性,自由高度减少 5% 以上,应予换新。根据 GB11034 - 1989 的要求,泵阀与阀座的接触面必须进行密封试验,即将二者组装后倒置,注煤油检查, 5 min 内应该不漏。

2. 阻力要小

这不仅可以提高泵的水力效率,而且吸入阀阻力小还可使泵的允许吸上真空度增大。往复泵工作时泵阀的阻力,即阀前后的水头损失,主要是压力头损失,位置头和速度头相差都很小。



3. 关闭时应无撞击声

为此须限制阀落座时的速度,否则会加剧阀的磨损。而阀落座时的速度则与阀的最大升程 h_{\max} (mm) 和泵的转速 n (r/min) 的乘积成正比。

泵阀的升程 h 在工作过程中随流过阀隙的流量 q_v 而变。当阀隙流量 q_v 增加时,阀隙流速 C_v 增大,阀前后压差也增大,当压差大于阀的比载荷时便推阀上移;反之, q_v 和 C_v 降低时,阀前后压差减小,阀便下移。为了不使阀隙流速和泵阀阻力过大,一般允许泵阀升程 h 随阀隙流量而变,只在泵超速运转时才限制阀升程。可见,通过阀隙的最大流量越大,或阀的比载荷越小,则阀的最大升程 h_{\max} 也越大。

4. 关闭要迅速及时

阀的转速越高,最大升程越大,则关阀的相对滞后越严重,会降低泵自吸能力和容积效率。

综上所述,往复泵的转速过大,会使泵阀关闭滞后和敲击严重,而且会使泵阀惯性载荷太大,故泵阀是限制往复泵转速提高的主要原因之一。此外,泵阀弹簧张力能显著影响阀的比载荷。减轻比载荷 H_v 虽可减小泵阀阻力,提高水力效率,但会使阀的最大升程增大,关闭滞后和敲击加重,容积效率降低。 H_v 一般选 2~3 m,最大 4~6 m。低压泵 H_v 选小些,以免 η_h 过低;高速泵 H_v 选大些,以减小 h_{\max} ,使阀关闭及时,撞击减轻;为提高泵的允许吸上真空度,吸入阀的 H_v 通常比排出阀小。

(七) 空气室

往复泵由于活塞变速运动,会造成吸、排管路中流量和压力脉动,这不适合要求供液均匀的场所。在排出管路较长时,排出压力的大幅波动会引起管路剧烈振动;而吸入压力波动太大,泵的允许吸入真空度就必须降低,否则可能造成活塞和液流暂时脱离,引起液击。装设空气室可使排出管路中的流量接近均匀。

空气室是一个充有空气的容器,设在泵的吸口或排口附近,分别称为吸入空气室和排出空气室。图 1-5 是其工作原理图。

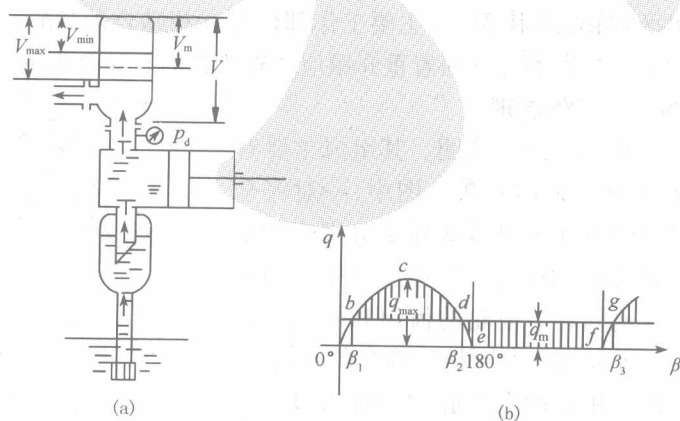


图 1-5 往复泵空气室的工作原理图

下面以排出空气室为例说明空气室的工作原理。当往复泵的瞬时流量 q 大于平均流量 q_m 时(图 1-5(b)中泵轴转角由 β_1 至 β_2 段)排出管阻力较大,泵的排出压力 p_d 较高,空气室内气体被压缩,泵缸排液超出平均流量的部分(如图中面积 bcd 所示)进入空气室储存;当瞬时流量小于平均流量时(泵轴转角由 β_2 至 β_3 段),排出管阻力较小,排出压力 p_d 较低,空气室内的气体膨胀,使比按平均流量供应不足的部分液体(如图中面积 $dgfed$ 所示),由空气室流向排