

中国造船工程学会人才与教育学术委员会
教材建设学组推荐

船舶系列丛书
CHUANBO XILIE CONGSHU

船舶辅机与轴系

谭仁臣 主编

船舶工业教材编审室 审



HEUP 哈尔滨工程大学出版社

船舶辅机与轴系

主 编 谭仁臣

副主编 吕学奎 吕继德 王文理

内 容 简 介

本书共分 14 章,其中包括船用泵、船舶管路与附件、分油机、船舶造水装置、空气压缩机、船舶辅助锅炉、船舶制冷与空气调节、锚机与系缆设备、船舶起货机与舱口盖、船舶舵机与舵系、船舶防污染装置、船舶辅机自动控制、船舶轴系、船舶辅机的安装及船舶动力装置试验等。

本书可作为船舶行业大中专学校及职业中专、技工学校轮机相关专业教材,也可作为工厂职业技术培训教材及有关工程技术人员参考使用。

图书在版编目(CIP)数据

船舶辅机与轴系/谭仁臣主编. —哈尔滨:哈尔滨工程大学出版社,2017. 1
ISBN 978 - 7 - 5661 - 1463 - 1

I. ①船… II. ①谭… III. ①船舶辅机 ②船舶轴系
IV. ①U664. 5 ②U664. 2

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2017)第 023469 号

选题策划 史大伟
责任编辑 薛力 卢尚坤
封面设计 语墨弘源

出版发行 哈尔滨工程大学出版社
社 址 哈尔滨市南岗区东大直街 124 号
邮政编码 150001
发行电话 0451 - 82519328
传 真 0451 - 82519699
经 销 新华书店
印 刷 肇东市一兴印刷有限公司
开 本 787 mm × 1 092 mm 1/16
印 张 23. 75
字 数 604 千字
版 次 2017 年 1 月第 1 版
印 次 2017 年 1 月第 1 次印刷
定 价 49.00 元

<http://www.hrbeupress.com>
E-mail:heupress@hrbeu.edu.cn

编者的话

全书共分 14 章,较全面地汇编了船舶各类辅机与轴系的结构组成特点、工作原理及安装修理有关技术要求等内容。本书由大连船舶技工学校谭仁臣主编,经江南造船厂高级工程师陈宗明主审。其中第 2 章船舶管路与附件,第 4 章船舶造水装置,第 6 章船舶辅助锅炉,由该厂王世浩审稿;第 7 章船舶制冷与空气调节由该厂施惠民审稿;其余各章均由陈宗明审稿。

本书在编写过程中得到哈尔滨工程大学出版社、上海沪东船厂技工学校、江南船厂技工学校、东海船厂技工学校及大连造船厂、修船分厂等单位和个人的大力支持和帮助,并提出许多宝贵意见,在此表示衷心感谢。

由于业务水平所限,编写时间短促,书中错误缺点在所难免,希望广大读者批评指正。

借本次再版机会,对本书有关内容及错误之处进行修订;同时为便于教学,各章节增加了相应的复习题。参加修订的有吕继德、王文理、敖开连、邱俊波、赵文庆等同志。在这里对本书提出宝贵意见的同行致以真诚的谢意。

编者

2016 年 4 月

目 录

绪论	1
第1章 船用泵	2
1.1 船用泵概述	2
1.2 往复泵	7
1.3 齿轮泵	19
1.4 螺杆泵	26
1.5 叶片泵	31
1.6 轴向柱塞泵	35
1.7 离心泵	38
1.8 离心旋涡泵	53
1.9 船用喷射泵	55
复习题	57
第2章 船舶管路与附件	58
2.1 管路系统概述	58
2.2 管路连接附件	59
2.3 常用阀件	62
2.4 燃油管系	66
2.5 冷却管系	72
2.6 压缩空气管系	75
2.7 压载管系	80
2.8 船舶舱底水管系	82
2.9 消防系统及管系	85
复习题	89
第3章 分油机	90
3.1 分油机的功用	90
3.2 分油机工作原理	90
3.3 盘式分油机的构造	91
3.4 分油机的维护管理	96
复思题	100
第4章 船舶造水装置	101
4.1 船舶造水装置概述	101
4.2 真空蒸发式造水装置	102
4.3 真空闪发式造水装置	105
4.4 造水装置的试验与操作要点	110
复习题	111

第5章 空气压缩机	112
5.1 空气压缩机的工作原理	112
5.2 空气压缩机的结构	116
5.3 空气压缩机的自动控制	125
5.4 空气压缩机的试验、操作与修理	128
复习题	130
第6章 船舶辅助锅炉	131
6.1 船舶辅助锅炉概述	131
6.2 船用燃油辅助锅炉	132
6.3 船用废气锅炉	135
6.4 辅助锅炉燃油设备	136
6.5 锅炉的水汽系统	144
6.6 锅炉附件	146
6.7 辅助锅炉安装、调试及操作要点	151
复习题	153
第7章 船舶制冷与空气调节	154
7.1 制冷概述	154
7.2 压缩制冷装置及工作原理	157
7.3 制冷剂和冷冻机机油	159
7.4 制冷压缩机	161
7.5 冷凝器、蒸发器和附件	174
7.6 制冷压缩机的保养和维修	181
7.7 制冷装置运行前准备工作	184
7.8 制冷装置的常见故障及排除方法	188
7.9 电冰箱	190
7.10 船舶空气调节	193
复习题	199
第8章 锚机与系缆设备	200
8.1 锚机概述	200
8.2 液压锚机及系缆设备	202
8.3 液压锚机的安装调试	206
复习题	207
第9章 船舶起货机与舱口盖	208
9.1 船舶起货机概述	208
9.2 液压起货机的油马达	209
9.3 吊杆式起货机	216
9.4 回转式液压起货机	218
9.5 液压舱口盖	222
复习题	228

第 10 章 船舶舵机与舵系	229
10.1 船舶舵系概述	229
10.2 液压舵机的基本组成和工作原理	231
10.3 液压舵机的转舵机构	235
10.4 舵机油泵	245
10.5 液压舵机实例	250
10.6 液压舵机的安装和调试	259
10.7 船舶舵系的安装	263
复习题	267
第 11 章 船舶防污染装置	268
11.1 船舶对海洋的污染及防污染技术措施	268
11.2 船用油水分离器	270
11.3 船舶生活污水处理装置	277
11.4 船用焚烧炉	280
11.5 轴系的艏密封装置	282
复习题	285
第 12 章 船舶辅机自动控制	286
12.1 船舶制冷自动化	286
12.2 船舶燃油黏度自动控制	297
12.3 锅炉水位的自动调节	302
复习题	305
第 13 章 船舶轴系	306
13.1 船舶轴系的功用及其组成	306
13.2 中间轴及轴承	308
13.3 推力轴及推力轴承	311
13.4 艏轴及艏轴管装置	313
13.5 轴系联轴节	319
13.6 船舶轴系的安装	321
13.7 船舶轴系理论中心线确定	322
13.8 按理论中心线镗孔	329
13.9 艏轴管、艏轴及密封装置安装	331
13.10 螺旋桨的安装	338
13.11 轴系校中	341
第 14 章 船舶辅机的安装及船舶动力装置试验	351
14.1 船舶辅机的安装技术要求	351
14.2 船用各类辅机安装要点	355
14.3 船舶动力装置系泊试验	357
14.4 船舶航行试验	363
附录 常用液压图形符号	370

绪 论

在内燃机船舶动力装置中,除直接带动螺旋桨对船舶起推进作用的船舶主机外,其他一切辅助动力机械的总称为船舶辅机。这些为数众多、类型各异的辅机,在船舶的正常营运中起着必不可少的作用。根据服务的对象不同可分为:

(1)为船舶主机服务的有:空气压缩机、燃油输送泵、滑油泵、淡水冷却泵、海水冷却泵、热交换器、分油机和盘车机等。

(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、首侧推装置等。

(3)为船舶货运服务的有:起货机、舱口盖机、通风机、油船上货油泵、扫舱泵等。

(4)为船员和旅客服务的有:燃油辅助锅炉、废气锅炉、制冷与空气调节装置、造水装置、清水泵等。

(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,而且船舶建造的种类需要的不同,再加上各辅机机型的不断变化,辅机的种类繁多。为了便于系统学习,根据船舶对辅机的配备情况,可分为:船用泵、空气压缩机、船舶制冷与空气调节、船舶辅助锅炉、船舶油、水净化及防污染装置和甲板机械等六大类。

船舶辅机的绝大多数种类是属于机组形式,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,而后者作为驱动前者的原动机主要有:电动机、油马达和船舶柴油机等。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”(船舶主机、船舶发电机、舵机、起锚机和船用锅炉)之一的船舶柴油发电机,其任务是向全船供给动力电和照明电。就其用途来说是属于船舶辅机的范围,但就其结构内容来说,与船舶主柴油机基本相同,故本书不作重点介绍。

船舶轴系虽不属辅机范畴,但由于其结构类型的应用发展及在安装中的质量对船舶的航行至关重要,所以我们单设一章,对其作了较详细的论述。

船舶辅机的内容,除结构、工作原理和工作特性等基本理论外,还有安装修理中的技术要求,运行管理中的操作维护,检修调试和故障排除等内容。尤其后者内容中,有相当一部分是理论和长期生产实践经验的结晶。所以,船舶辅机是一门理论性、实践性很强且涉及多学科领域的综合性学科。

船舶辅机是船舶“轮机”的重要组成部分。

为了满足船舶各种航行条件的需要,要求其必须是具备安全可靠、经济耐用、轻巧方便并有备用品的一流设备。

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1章 船用泵

1.1 船用泵概述

1.1.1 泵在船舶上的功用

在船舶上,经常需要输送水和油等液体。例如:为保证船舶安全及卫生需要,必须定期地将积存在舱底的污水排到舷外;要不断地向主机及发电机输送燃油,以保证机器的连续运转;要及时地向锅炉供水,才能保证锅炉持续地产生蒸汽;为保证机器的正常工作,需不断地提供润滑油及冷却循环水;船在航行中为提高稳性,必须用调驳压载舱水来完成;此外,在油船上还应完成货油的调驳。而完成这些液体的输送,通常都是通过一种专用设备——“泵”来完成。所以某种船用泵的基本功用就是输送所需的某种液体。从这个意义来说,泵是一种输送液体的机械。

1. 泵输送液体的基本原理

机械能使液体流动和输送。一般情况下,液体是由高处向低处流。在船舶中,舷外海水可以经管路流入压载舱,而舱底污水却不能自行流出舷外;锅炉排污时,打开排污阀,压力大于外界的炉水会经排污管流出,但小于炉水压力的锅炉补给水却不能自行沿着给水管流进炉内。在船舶上为提高稳性和安全的要求,常把燃油、滑油及淡水等液体储存在低位船舱内,而要把这些液体随时送到高位的主机、发电机及锅炉上去,就必须对液体做功,使液体具有一定的能量,才能达到输送的目的。

液体的机械能由位能、压力能和动能三种形式组成。根据能量守恒和转换定律三者可互相转换。

(1) 位能

位能——又叫势能。压力相同的液体其所处的位置越高,能量越大。这种由位置高低所决定的能量叫位能。

设在主机上部高度为 h 的日用燃油柜内装有质量为 m 的燃油,其位能为 mgh (重力加速度 $g = 9.8 \text{ m/s}^2 \approx 10 \text{ m/s}^2$),因而单位质量的位能可以用其所处的几何高度来表示,单位是[米水柱](mH_2O)。

$$h = \frac{mgh}{mg} \quad (\text{mH}_2\text{O}) \quad (1-1)$$

(2) 压力能

压力能——机舱内压力水柜中的水位置较低,但其内部压力较大,因而水可经管路流向高处,压力越大,流向的高度则越高,这种由压力大小决定的能量叫作压力能。

如果液体的压力(工程所称的压力实质是物理学上的压强)为 p ,可认为是截面面积为 S ,高度为 h 的液体质量在单位面积上的作用力

$$p = \frac{\gamma Shg}{S} = \gamma hg \quad (\text{Pa}) \quad (1-2)$$

式中 S ——液体的截面面积, m^2 ;
 h ——液柱的高度, m ;
 γ ——液体的密度, kg/m^3 ;
 g ——重力加速度, m/s^2 。

因而,单位面积上所具有的压力能转换为位能,其高度为

$$h = \frac{p}{\gamma g} \quad (\text{mH}_2\text{O}) \quad (1-3)$$

例如:某管路中液体的压力为 $p = 10^5 \text{ Pa}$,该液体(水)密度为 $\gamma = 10^3 \text{ kg}/\text{m}^3$,如换算为液柱高度,有

$$h = \frac{p}{\gamma g} = \frac{10^5}{10^4} = 10 \quad (\text{mH}_2\text{O})$$

即压力为 10^5 Pa 的压力可把水压到 10 m 的几何高度。

(3) 动能

动能——又称速度能。消防栓出口的水流速度较大,才能把水冲向船的高层甲板。速度越大冲的高度越高。这说明液体所具有的能量大小还与其流动的速度相关。这种由液体流动速度大小所决定的能量称作动能。

质量为 m 的液体,在运动速度为 v 时所具有的动能为: $\frac{1}{2}mv^2$,而单位质量的液体在运动速度 v 时所具有的动能为转换为位能 h 用液柱的高度 (mH_2O) 表示

$$h = \frac{\frac{1}{2}mv^2}{mg} = \frac{v^2}{2g} \quad (\text{mH}_2\text{O}) \quad (1-4)$$

式中 m ——液体的质量, kg ;
 v ——液体的运动速度, m/s 。

综上所述,单位质量的液体所具有的机械能,可由该液体的位能、压力能和动能等三项能量之和用液柱高度表示,即

$$E = h + \frac{p}{\gamma g} + \frac{v^2}{2g} \quad (\text{mH}_2\text{O}) \quad (1-5)$$

2. 泵的功用

泵一般在原动机的带动下,对被输送的液体做功,使液体的能量增加,达到输送的目的。

获得能量的液体在管路中流动,由于管路流动阻力而消耗了部分能量,促使总能量降低。如:液体自能量较大的 I 处流到能量较小的 II 处,管路流动阻力所损失的能量 Σh 可认为是

$$\Sigma h = E_1 - E_2 \quad (\text{mH}_2\text{O}) \quad (1-6)$$

式中 Σh ——管路中流体由 I 处流到 II 处的能量损失;

E_1 ——I 处流体所具有的能量;

E_2 ——II 处流体所具有的能量。

管路中流阻损失 Σh 包括:沿程阻力损失 h_f 和局部阻力损失 h_w 两部分。沿程阻力损失 h_f 是指液体在管路中流动时,克服与管壁的摩擦阻力所消耗的部分能量。管路越长,直径较小,且管内壁较粗糙,则沿程阻力损失就越大,否则就越小。局部阻力损失 h_w ,是指液体

流经弯头、阀门及滤器等局部地方,由于液体产生撞击、旋涡等所产生的阻力损失。

经试验证明沿程阻力损失 h_f 和局部阻力损失 h_w 均与管路中液体流动速度的平方成正比。为此,一般泵的吸入管道中较合适的液体流速为 $0.75 \sim 2 \text{ m/s}$;而泵的排出管道中合适的流速为 $1.5 \sim 2.5 \text{ m/s}$ 。

综上所述,船用泵的具体功用是:在输送液体过程中,用泵来增加液体的能量,并克服吸排管路中的流动阻力;克服排出液面的压力;使液体以一定的流速上升到一定的高度,输送到所需应用的场合。

1.1.2 泵的吸排原理

在内燃主机的船上,泵的原动机一般采用电动机。泵之所以能连续输送液体,主要是不断地吸液、排液,对液体做功。

泵的吸入过程是:利用一定的方法,在泵内不断地建立真空度,而液体靠泵内外的大气压力差作用被吸入泵腔内。大气压通常是指地球大气层对海平面的压力,为一个大气压 (10^5 N/m^2)。真空是指比大气压力低的压力,一般用真空度即百分数表示,如 50% 真空度是指那里的压力只有大气压力的一半。真空度越高,则泵腔内外压力差越大,泵的吸力就越大;若形成不了真空度,泵腔内外压力差为零,泵就不能吸入液体。如果泵的真空度达到 100%,则泵吸入管内外的压力差为一个大气压。如不计其他损失,泵可把液体吸上 10 m 的高度。这也叫泵的吸高。而实际上任何一台船用泵的真空度很难达到 100%,加上吸入管中流阻损失,因而船用泵的吸高均达不到 10 m,一般为 $6 \sim 7 \text{ m}$ 。

泵的排液过程是靠泵的运动部件对液体施加压力,把液体推出泵腔。施加压力越大,做功越大,而液体所获得的能量也越大。反之则越小。这种挤压力的大小,因泵的结构与用途不同而异。

1.1.3 泵的性能参数

各种船用泵均有表示其基本特征的物理量,如泵的流量、压头、功率、转速、效率及气蚀余量等,统称为泵的性能参数。通常由泵的名牌上标出,以备在工作中正确地选择和使用。

1. 流量

流量,又称排量或出水量,是指泵在单位时间内输送液体量的多少。其表示方法有两种:一种是容积排量,用 Q 表示,单位是 m^3/s 或 m^3/h ;另一种是质量排量,用 G 表示,单位是 kg/s 或 kg/h 。容积排量与质量排量之间的关系是

$$G = \gamma \cdot Q \quad (1-7)$$

式中 G ——质量排量, kg/h ;

γ ——液体的密度, kg/m^3 ;

Q ——容积排量, m^3/h 。

一般泵铭牌上标注的排量是指泵在额定工况下的理论排量。

2. 压头

压头,又称扬程,是指泵做功后使单位质量的液体所获得能量的多少。泵的压头常用输液的几何高度来计算,用 H 表示,单位是 mH_2O (米水柱)。

根据前面分析泵输送液体的机械能可换算为泵输液的几何高度,即泵的总压头为

$$H_{\text{总}} = (h_x + h_p) + (h_f + h_w) + \frac{v^2}{2g} + \frac{P_b - P_a}{\gamma g} \quad (1-8)$$

式中 h_x ——泵的吸入高度, mH₂O;
 h_p ——泵的排出高度, mH₂O;
 h_f ——管道内流阻损失, mH₂O;
 h_w ——管道的弯损, mH₂O;
 v ——排出液体的流速, mH₂O;
 P_b ——排出液面压力, N/m²;
 P_a ——吸入液面压力, N/m²;
 g ——重力加速度, $g = 9.8 \text{ m/s}^2$;
 γ ——液体的密度, kg/m³。

上式是船用泵压头计算的一般公式, 而其中各部分值的大小因泵的使用情况不同而有所侧重。例如: 把船上舱内低位水输送到高位甲板上, 泵所做的功主要消耗于液体的高度变化上, 则 $H_{\text{总}} \approx h_x + h_p$; 如果向船上密封容器内供水, 泵所做的功主要消耗于液体的压力变化上, 则 $H_{\text{总}} \approx \frac{P_b - P_a}{\gamma g}$; 如果应用于远距离供水则泵所做功主要消耗于管道的流阻与弯损, 这时 $H_{\text{总}} \approx h_f + h_w$; 而船上的消防水, 则泵所做的功主要消耗在水流的速度上, 则 $H_{\text{总}} \approx \frac{v^2}{2g}$ 。

由此可见, 泵所产生的压头, 被用来克服吸排管道中各种水力阻力, 吸排液面的压力差, 并以一定的流动速度将液体提升到一定的高度。至于消耗在每项中能量的多少, 则视泵的功用和工作条件而定, 一般总压头只计算四项中的一两项, 而不需全部计算。

在实际工作中, 泵的总压头 $H_{\text{总}}$ 还可以用设在泵吸排口处的真空表、压力表的读数近似估算出来。如图 1-1 中, 泵的吸口 I 处设真空表, 读数为 P_1 ; 泵的排口 II 处设压力表, 读数为 P_2 , (均为绝对压力), 则

I、II 处液体所具有的能量分别为: $E_1 = h + \frac{v_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma g}$;

$E_2 = h + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma g}$ 。实际上, 泵的吸排管直径近似相等,

$v_1 = v_2$, 且真空表同压力表的安装高度也相等 (h 相等) 所以液体流经泵后的动能 $\frac{v^2}{2g}$ 和位能 h 的增加不

多, 从吸排压力表的读数上看, 液体流经泵后的压力能显著增大, 因而泵的总压头可根据吸排压力表的读数来估算, 即

$$H_{\text{总}} = E_2 - E_1 = \frac{P_2 - P_1}{\gamma g} \quad (\text{mH}_2\text{O}) \quad (1-9)$$

式中 E_1 ——吸口处 I 的能量;
 E_2 ——排口处 II 的能量;

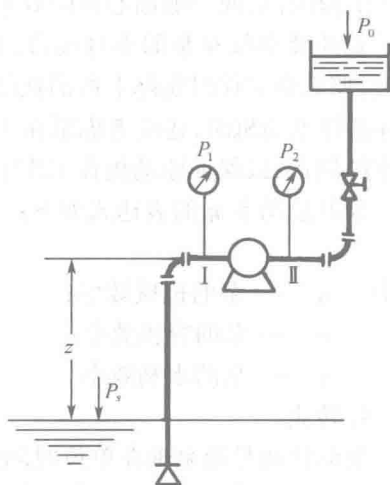


图 1-1 实测压头说明图

P_1 ——吸口处 I 的压力, N/m^2 ;

P_2 ——排口处 II 的压力, N/m^2 ;

γ ——液体的密度, kg/m^3 。

3. 功率和效率

泵的功率有输出功率和输入功率两种。泵的输出功率(也称有效功率)是指单位时间内泵传给液体能量的多少,用 N_e 表示,由下式求得:

$$N_e = GH = \gamma QH \quad (\text{kW}) \quad (1-10)$$

式中 γ ——液体的密度, kg/m^3 ;

H ——泵的压头, mH_2O ;

Q ——泵的排量, m^3/s 。

泵的输入功率又称轴功率,是指原动机传给泵的功率,常用 N 表示。

由于泵在实际工作中存在着能量损失,所以泵的有效功率 N_e 总小于轴功率 N ,并且用效率 η 来衡量。所谓的效率实际就是有效功率与轴功率的比值,是一个小于 1 的百分数。

$$\eta = \frac{N_e}{N} \times 100\% \quad (1-11)$$

效率 η 值的大小能表示泵的性能好坏以及动力的利用程度。效率值大,说明泵的工作经济性好。泵的效率值的高低与泵本身设计的好坏有关,也和铸造、加工及装配质量有关。各种泵的工作原理不同,它们的效率范围也有所不同。一般来说往复泵的效率在 75% ~ 95% 的范围内,而一般离心泵的效率为 60% ~ 90% 左右。

泵的效率仅对泵的本身而言,并没有把原动机的效率包括在内,如要算原动机的功率损失,那么泵工作时实际上所消耗的功率就要比泵的轴功率大。因而在计算出泵的轴功率 N 并选择电动机时,还应考虑泵在工作中可能出现过载现象。适当加大轴功率的数值,作为功率的储备,以保证原动机在工作中的安全性。

泵的总功率 η 的表达式如下:

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_v \cdot \eta_n \quad (1-12)$$

式中 η_m ——泵的机械效率;

η_v ——泵的容积效率;

η_n ——泵的水利效率。

4. 转速

泵的转速是指泵轴在单位时间内的回转数,用 n 表示,单位是 r/min (转/分)。在一般情况下泵的原动机选定后,其原动机转速即为泵的转速。

5. 允许吸上真空高度

允许吸上真空高度表示泵的最大几何吸入高度。即在保证泵正常工作而不产生汽蚀的情况下,将液体从吸入液面吸到泵入口中心的液柱高度。允许吸上真空高度越高,说明泵的吸入性能越好,也就是泵的防汽蚀性越好。

泵样品或铭牌上标出的允许吸上真空高度,是由制造厂在标准大气压(101.325 kPa)下、输出常温(20 °C)清水时试验得到的。通常是以临界状态下(即泵刚好由于汽蚀而不能正常工作时)的吸入几何高度减去 0.3 m 液柱(mH_2O),作为允许吸上真空高度,用符号 H_s 表示。一般泵的允许吸上真空高度约在 2.5 ~ 9 m 之间。而吸入的液体温度增高,则取小值。

1.2 往复泵

往复泵是指利用活塞在泵缸中做往复运动造成泵缸容积变化,而产生吸排液体作用的一种泵。目前船舶应用的有蒸气动力往复泵和电动往复泵,后者虽然经济性较前者差,但以内燃机作主机的船上普遍采用。

1.2.1 往复泵的基本结构组成和工作原理

1. 单作用往复泵

图 1-2 所示为一单作用往复泵,它由泵缸 1、活塞及活塞杆 2、吸入阀 3、排出阀 4 及吸入口 5、排出口 6 组成。

活塞在原动机带动下,在泵缸中所左右往复运动(如果在立式往复泵中,则做上下往复运动)。当活塞按图示方向移动时,活塞 A 侧空间由小变大,压力随之下降,排出阀 4 关闭,吸入阀 3 被迫开启,液体在外界大气压力 P_a 作用下,经吸入管道进入泵腔内,直到活塞行至 B 点为止。此过程又称吸入过程。当活塞从 B 点向 A 点运动时,活塞 A 侧空间逐渐减少,液体在挤压作用下压力升高,吸入阀 3 被迫关闭,排出阀 4 被迫开启,液体在压力作用下经排出管 6 流出,直到 A 点结束。此过程又称排出过程。

只要原动机工作,泵就连续进行吸排液体工作,达到输送液体的目的。由于此种往复泵的吸排过程只在泵缸一侧进行,故称单作用往复泵。

2. 双作用往复泵

如图 1-3 所示为一单缸双作用往复泵的结构示意图。

它与单缸单作用往复泵的区别是活塞的两侧都是封闭空间,并增加一组吸、排阀。当活塞按图中方向移动时,活塞 A 侧排出液体, B 侧则吸入

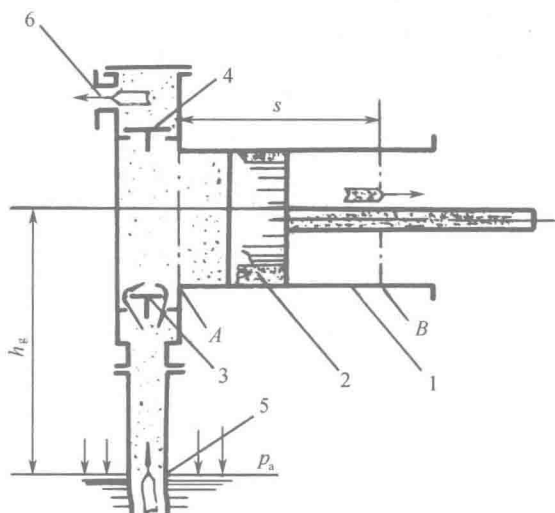


图 1-2 单作用往复泵示意图

1—泵缸;2—活塞;3—吸入阀;
4—排出阀;5—吸入口;6—排出口

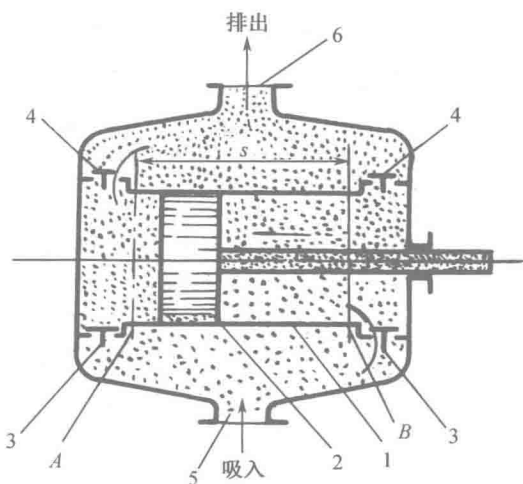


图 1-3 双作用往复泵示意图

1—泵缸;2—活塞;3—吸入阀;
4—排出阀;5—吸入口;6—排出口

液体;当活塞由 A 点向 B 点做反向运动时,则活塞 B 侧排出液体, A 侧吸入液体。这样,活塞往复运动一次,就能实现两次吸排液,故称为单缸双作用往复泵。

把几只单缸双作用的泵缸组合在一起,由一台原动机带动,则称多缸多作用往复泵。如把两只单缸双作用泵缸组合在一起,当原动机旋转一周,两只泵缸共计吸、排液四次,所以此种泵称为双缸四作用往复泵。

1.2.2 往复泵的工作特点及有关参数计算

1. 往复泵工作特点

(1) 具有干吸力

干吸力是指泵能自行将泵腔内的气体排除,将液体吸入的能力。这是往复泵与其他泵不同的一大特点,船上一些低水位液体需自吸的场合,常采用往复泵。

(2) 往复泵的排压大小和流量无关

只要泵的强度允许,原动机能带动,往复泵的排出压力可极大地提高。故适合作为向高压容器内供液的泵。但是当一种泵结构选定后,需在排口设置一溢流阀,保证此泵的工作安全。

(3) 往复泵的吸入性能好

泵的吸入性能,是指泵的排量 Q 、容积效率 η_v 和泵的吸入高度 h_s 之间的关系。往复泵虽具有较大的吸入高度 h_s ,但当 h_s 大到一定程度时,由于缸内压力降太大,促使部分液体在真空中汽化,因而泵的容积效率 η_v 下降较快,如图 1-4 所示。

造成吸入压力下降的原因,除了泵的吸入高度影响外,还有吸入管道直径过小、管道的弯头太多而引起的流阻损失加大所致。还有,泵在同样吸入压力下,被吸入液体的温度越高,液体的汽化越严重,而泵实际吸入液体相应减少。因此,当泵吸入温度过高的液体(如锅炉循环水泵)时,其排量和效率均比温度较低时低。

为使往复泵具有较高的容积效率和流量,保持较好的吸入性能,必须减少吸入流阻损失、降低吸入液体的温度,适当降低往复泵活塞移动速度及吸入高度等措施来实现。

(4) 往复泵排液不均匀

往复泵的活塞是通过原动机带动曲柄连杆机构,带动活塞在缸中做往复直线运动。曲柄的转速是均匀的,但活塞的位移速度是不均匀的,且往复泵的吸液过程是不排液的,因而往复泵的流量不均匀,而且是脉动的。如图 1-5 所示的为单缸单作用往复泵的排量曲线。图中的 Q 表示排量, β 表示泵的曲轴转角。由图可知,活塞由 B 止点向 A 止点运行时,排量由零达到最大 Q_{\max} ,又由最大达到零,而由 A 点向 B 点移动时,则不排液,为吸液过程。所以往复泵的排液严重不均匀。排液不均匀,容易引起水击,使液体在管道中流动不稳定,引起液体与液体之间、液体与管道之间的互相撞击,从而发出声响和振动,这种现象叫水击。严重的水击,可使管路及设备损坏,降低使用寿命。

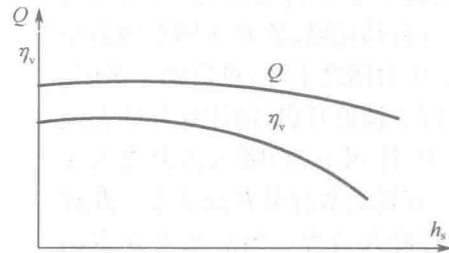


图 1-4 往复泵的吸入性能曲线

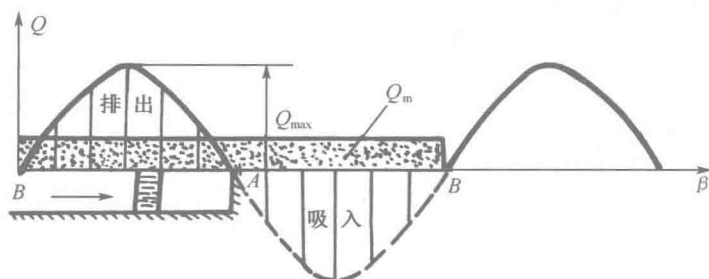


图 1-5 单缸单作用往复泵排量曲线

目前改善排液不均匀的措施有：

- ①改单缸单作用为多缸多作用的泵。
- ②在往复泵的吸排口附近安装吸排空气室。

如图 1-6 所示,分别为吸入空气室与排出空气室示意图。以排出空气室为例,其工作原理是:在一密封圆形容器的上方有部分空气,下接泵的排出管,侧面下方引出排出口。

当往复排液过程时,液体由排管进入室内,大部分液体来不及从排口排出,而将室内空气压缩,且压力升高,液面由 $n-n$ 上升到 $m-m$ 。

当往复泵吸液过程时,排管排液停止,室内压力下降,而上方的压缩空气开始膨胀,将液面由 $m-m$ 推向 $n-n$,使排口继续排液。这样使往复泵的流量趋向均匀。

(5) 往复泵对液体中的机械杂质比较敏感

往复泵不易输送含有机械杂质的液体,特别是含有过多泥沙杂质或含酸、碱等腐蚀严重的液体,否则会增加活塞环与缸套之间的磨损。如应用舱底排污泵时,必须在吸口处加滤器过滤杂质。

(6) 往复泵的工作转速不宜过高

若转速过高,一方面会降低泵的效率,另一方面在液体流动惯力加大情况下,促使吸排阀关闭延迟现象,且有敲击(通常又称水击)现象。往复泵的工作转速一般为 $80 \sim 250 \text{ r/min}$ 之间。

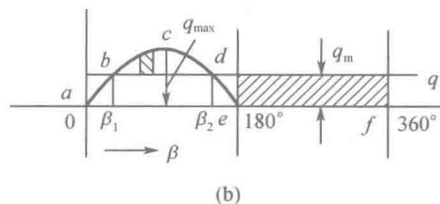
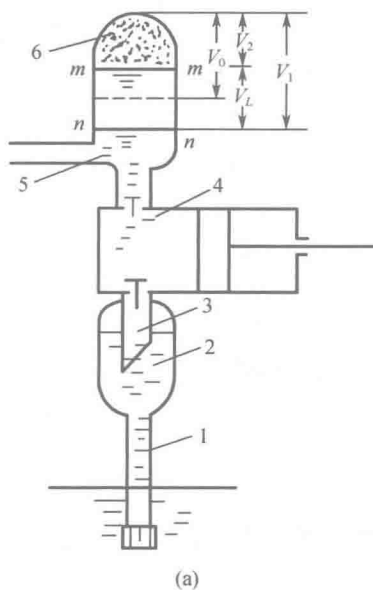


图 1-6 往复泵的空气室和排量变化曲线

- 1—吸入管;2—吸入空气室;3—吸入空气室内吸入短管;
4—泵缸;5—排出管;6—排出空气室

2. 往复泵的有关参数计算

(1) 单缸单作用往复泵平均理论流量

参照图 1-1, 单缸单作用往复泵, 当曲轴转一周实际向外排出液体的体积为: 上下止点距离为 s 、底面积为 $\frac{\pi D^2}{4}$ 的圆筒体积, 如果泵的转速为每分钟 n 转, 则泵每小时的理论排量为

$$Q_t = 60 \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot s \cdot n \quad (\text{m}^3/\text{h}) \quad (1-13)$$

经整理后为

$$Q_t = 15\pi \cdot D^2 \cdot s \cdot n \quad (\text{m}^3/\text{h}) \quad (1-14)$$

式中 Q_t ——泵每小时的理论排量;

D ——泵缸直径, m;

s ——活塞行程, m;

n ——泵转速, r/min。

(2) 单缸双作用往复泵理论流量(平均)

由于双作用泵结构上需要, 在单作用另一侧多了一个活塞杆, 因而在每工作一次中, 少一个活塞杆的体积, 因而经化简后, 单缸双作用往复泵理论流量为:

$$Q_t = 15\pi \cdot (2D^2 - d^2) \cdot s \cdot n \quad (\text{m}^3/\text{h}) \quad (1-15)$$

式中 Q_t ——泵的理论流量, m^3/h ;

D ——泵缸直径, m;

d ——活塞杆直径, m;

s ——活塞行程, m;

n ——泵的转速, r/min。

(3) 泵的容积效率

实践证明, 任何一台船用泵的实际排量, 总是小于其理论排量。主要原因由如下几方面造成:

①泵的泄漏。泵的运动部件与固定部件和液体接触部位间均有间隙, 且随着泵的工作磨损, 间隙逐渐增大, 从而造成泄漏。

②气体的影响。泵在吸液过程中, 混入液体中的空气随着压力的降低自动逸出; 同时当泵腔内的压力降低到一定程度时, 部分液体也会汽化, 而这种汽化的程度与该液体的温度是成正比的; 加之外界空气由于密封不好而渗入泵腔内等, 这些气体会在泵腔内占据一定的空间。

③液体的黏度影响。任何液体均有其黏度, 而被输送的液体黏度越大, 流动阻力越大, 不易在短时间内充满空间。

④泵缸与活塞结构影响。由于设计上的需要, 往往泵缸与活塞的结构上均有不同程度的死角, 液体很难充满全部泵腔。

以上各项, 均使泵在工作中的实际流量 Q 不同程度地减少。使实际流量 Q 小于泵的理论流量 Q_t 。而泵的容积效率 η_v 是二者之比值, 是一个小于 1 的数值。其数值的大小, 直接反映泵的工作性能好坏。容积效率为

$$\eta_v = Q/Q_t \quad (1-16)$$

式中 η_v ——泵的容积效率;