

高等学校教材

CHUANBO FUZHU JIXIE

船舶 辅助机械

■ 李之义 胡国梁 胡甫才 编
■ 孟宪法 审



人民交通出版社

● 责任编辑 / 黄小牛 ● 美术编辑 / 孙立宁

ISBN 7-114-04096-2



9 787114 040962 >

ISBN 7-114-04096-2/U · 02994

定 价：28.00 元

高等学校教材

船舶辅助机械

李之义 胡国梁 胡甫才 编

孟宪法 审

人民交通出版社

内 容 提 要

本书介绍了当前船舶辅助机械的发展和先进技术的应用,内容包括船用泵、船用空气压缩机、甲板机械、船舶制冷装置与空调装置、船用海水淡化装置与辅助锅炉、油分离机和船舶防污染装置共六篇。

本书是船舶动力装置、船舶内燃机和船舶运用工程专业的教学用书。

图书在版编目(CIP)数据

船舶辅助机械 / 李之义, 胡国梁, 胡甫才编. —北京:
人民交通出版社, 2001.10
ISBN 7-114-04096-2

I. 船... II. ①李... ②胡... ③胡... III. 船舶辅
机—高等学校—教材 IV. U664.5

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2001)第 073480 号

高等学校教材

船舶辅助机械

李之义 胡国梁 胡甫才 编

孟宪法 审

正文设计: 孙立宁 责任校对: 刘高彤 责任印制: 杨柏力

人民交通出版社出版

(100013 北京和平里东街 10 号)

新华书店北京发行所发行

各地新华书店经销

北京鑫正大印刷厂印刷

开本: 787×1092 1/16 印张: 15 字数: 371 千

2002 年 2 月 第 1 版

2002 年 2 月 第 1 版 第 1 次印刷

印数: 0001—2000 册 定价: 28.00 元

ISBN 7-114-04096-2

U · 02994

前 言

本教材是武汉理工大学船舶动力装置、船舶内燃机和船舶载运工程专业的教学用书。

本书编写是据我校上述专业《船舶辅助机械》教学大纲和教学实践,对1994年版的《船舶辅助机械》作了大篇幅的修订和充实编写而成的。教材除了具有较强的针对性、系统性,理论联系实际和便于自学外,在内容方面,海河兼顾,对当前船舶辅机的发展和先进技术的应用也有了一定的重点介绍。

孟宪法教授对本书的编写内容提出了许多宝贵意见,并由其主审。全书最后由李之义作内容和文字统一并定稿。本书第一、二、三、四、五、六、七、八、九、十章由胡国梁编写,第十一、十二、十三、十四章由李之义编写,第十五、十六章由胡甫才编写。

由于编者水平有限,时间仓促,书中不足之处恳请广大读者批评指正,有待日后改之。

编 者

2001年7月于武汉理工大学

目 录

第一篇 船用泵

第一章 船用泵概述	1
第一节 船用泵的功用及其分类	1
第二节 泵的性能参数	1
第二章 往复泵	3
第一节 活塞泵的基本结构和工作原理	4
第二节 流量与流量不均匀度	4
第三节 活塞泵的功率和效率	6
第四节 活塞泵的性能特征	8
第三章 回转泵	9
第一节 齿轮泵	9
第二节 螺杆泵	13
第三节 叶片泵	15
第四章 离心泵	20
第一节 离心泵工作原理	20
第二节 离心泵主要件的结构	21
第三节 离心泵的压头方程	22
第四节 离心泵的特性曲线	27
第五节 离心泵相似原理和比转数	29
第六节 离心泵的轴向推力及其平衡	32
第七节 离心泵的工况调节	34
第五章 旋涡泵	36
第一节 旋涡泵的工作原理	36
第二节 旋涡泵的性能特点	37
第三节 旋涡泵的结构型式	38
第六章 喷射泵	40
第一节 水射水泵	40

第二篇 船用空气压缩机

第七章 活塞式空气压缩机	43
--------------	----

第一节	活塞式空气压缩机在船上的应用	44
第二节	基本结构和工作原理	45
第三节	压缩机的排气量和功率	48
第四节	活塞式压缩机的自动控制	54

第三篇 甲板机械

第八章	船舶舵机	58
第一节	总述	58
第二节	液压舵机的基本组成和工作原理	60
第三节	液压舵机的转舵机构	62
第四节	液压舵机油泵及控制阀件	66
第五节	液压舵机操纵系统	77
第六节	液压舵机实例	81
第九章	锚机和绞缆机	82
第一节	概述	82
第二节	电动锚机	86
第三节	液压锚机结构和工作原理	91
第四节	锚设备及其功率	93
第十章	起货机	95
第一节	概述	95
第二节	液压起货机的基本组成和工作原理	101
第三节	油马达	102
第四节	操纵机构	106
第五节	起货机的液压系统	108

第四篇 船舶制冷装置与空调装置

第十一章	船舶制冷装置	112
第一节	船舶制冷概述	112
第二节	蒸汽压缩式制冷循环	114
第三节	制冷剂、载冷剂及冷冻机油	122
第四节	制冷压缩机	127
第五节	船舶制冷装置换热设备与附件	136
第六节	制冷装置的自动控制和自控元件	143
第七节	船舶冷库	151
第十二章	船舶空气调节装置	156
第一节	空调概述	156
第二节	空调舱室的热、湿负荷与供风状态和供风量的确定	156
第三节	船舶空气调节系统	159

第四节	船舶空调系统自动控制	167
第五节	船舶空调装置实例	171

第五篇 船用海水淡化装置与辅助锅炉

第十三章	海水淡化装置	175
第一节	概述	175
第二节	蒸馏式海水淡化装置的工作原理	176
第三节	影响淡化装置工作的主要因素	176
第四节	海水淡化装置实例	179
第十四章	辅助锅炉	181
第一节	概述	181
第二节	辅助锅炉主要型式及工作原理	184
第三节	辅助锅炉的燃烧设备与燃油系统	190
第四节	辅助锅炉汽、水系统及其附件	196
第五节	锅炉中腐蚀与结垢	199

第六篇 油分离机和船舶防污染装置

第十五章	碟式油分离机	202
第一节	概述	202
第二节	碟式油分离机的工作原理及结构	204
第三节	影响分离质量的主要因素	214
第十六章	船舶防污染装置	214
第一节	船舶对航行水域的污染及防止措施	214
第二节	船舶油水分离器和油分监控装置	217
第三节	船舶生活污水处理装置	223
第四节	船用焚烧炉	225
附图 1	R12 压—焓图	228
附图 2	NH3 压—焓图	229
附图 3	R22 压—焓图	230
附图 4	R134a 压—焓图	231
附图 5	湿空气焓湿图	232

第一篇 船用泵

第一章 船用泵概述

第一节 船用泵的功用及其分类

泵是一种将原动机的机械能转换为液体能的机械。它的功用是向液体输送足够的机械能,从而完成运输液体的任务。船上常用来输送水或油的泵,我们统称为船用泵。

泵在现代船舶上得到了广泛的应用。例如,有为柴油机服务的燃油泵、润滑油泵和冷却水泵等;有为船舶安全航行服务的压载泵、舱底泵、消防泵等;有为船员和旅客生活服务的日用淡水泵、卫生水泵等。总之,围绕船舶各种特定的任务所设置的泵,种类繁多。一般按工作原理对其进行分类:

1. 容积式泵

它是利用工作容积的周期性变化来输送液体。属于这类泵的有活塞泵、齿轮泵、螺杆泵等。

2. 叶片式泵

它是通过工作叶片带动液体高速转动,把机械能传给液体,从而达到输送液体的目的。属于这类泵的有离心泵、旋涡泵、轴流泵等。

3. 喷射泵

它是用高能流体通过喷射所产生的高速射流,吸引周围流体,并进行动量交换,以提高被抽吸液体的能量,从而完成输送液体的任务。属于这类泵有水射水泵、水射真空泵、空气喷射泵以及蒸汽喷射泵等。

第二节 泵的性能参数

泵的性能参数是指流量、压头、转速、功率、效率和允许吸上真空度等一些工作参数,表征泵的性能和完善程度。

一、流 量

流量是指泵在单位时间内所输送的液体量,常用容积流量 Q 来表示,单位是 m^3/s ,也有用质量流量 G 来表示,单位是 kg/s 。两者之间的关系为:

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

式中: ρ ——液体的密度, kg/m^3 。

泵的流量与工作条件有关。一船名牌上所标出的流量是指泵在额定工况下的流量,即额定流量。

二、压 头

压头又名扬程。它是单位重量的液体所获得的能量,即每单位重力作用的液体通过泵后其总能量的增加值,常用 H 表示,单位是 mH_2O 米水柱(这是一个非国际单位,今仍在沿用)。 H 的国际单位是 Pa , $1\text{mH}_2\text{O} = 9806.375\text{Pa}$ 。

当泵的压头较高时,也常用压力 p 表示,它们之间的关系是:

$$p = \rho g H \quad \text{Pa} \quad (1-2)$$

三、转 速

泵的转速是指泵轴的每分钟回转数,常用 n 表示,单位是 r/min 。泵轴的转速和原动机轴的转速并不是一致的,泵铭牌上标出的转速是指泵轴的额定转速。

四、功 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实际排出液体的能量。常用 N_e 表示,输出功率可由下式求得:

$$N_e = \rho g Q H \quad \text{W} \quad (1-3)$$

泵的输入功率也称轴功率,是指原动机传给泵轴的功率,常用 N_b 表示
泵铭牌上功率是指泵的轴功率,通常根据这个值来选配电动机。

五、效 率

由于泵在实际工作中总存在各种能量损失,所以泵的有效功率 N_e 总小于轴功率 N_b ,并可用效率 η 来衡量。所谓效率就是有效功率与轴功率之比值。即:

$$\eta = \frac{N_e}{N_b} \quad (1-4)$$

效率 η 是表征泵工作的完善程度。

六、允许吸入真空度或允许吸上真空高度

允许吸入真空度是指泵在额定流量下保证不发生汽蚀时在吸入口处允许达到的最大真空度。相应的最大真空压头为 $(p_a - p_s)_{\max}$ 。这个最大真空压力所对应的水头高度(mH_2O),就叫作允许吸上真空高度。它表示受单位重力作用的液体在大气压力的作用下,以不引起汽蚀为条件,在进入泵的吸入口前允许消耗的最大压降。允许吸入真空度或允许吸上真空高度值越大,泵在大气压力下能把液体吸上的几何高度越大,或可以消耗于吸入流程中的压降越大,亦即泵的吸入性能越好。

泵铭牌上标出的允许吸上真空高度 H_s ,是由泵制造厂家在一个气压、输出常温(20°C)、清水试验时得到的。按规定它是临界状态下(即泵刚好发生汽蚀而不能正常工作时)的吸入几何高度减去 $0.3 \text{ mH}_2\text{O}$,作为泵的允许吸上真空高度。一般泵的允许吸上真空高度约在 $2.5 \sim 7 \text{ m}$ 之间。需要说明的是,当实际使用条件和试验条件不同时, H_s 值亦将不同,必须通过换算才能求得。

第二章 往 复 泵

往复泵是人类最早应用于生产实践中的一种液体输送机械。至今,往复泵虽然在很多场合已被结构简单和流量范围更广的离心泵所代替,但在小流量、高压头以及要求具有自吸能力的场合,它仍起着无法取代的独特作用。

往复泵是活塞泵和柱塞泵的统称。往复泵大致可以分为以下三种类型。

一、单作用式柱塞泵

在这种类型泵中,其活塞的长度较活塞的直径要大得多,即 $L \gg D$, 并且活塞和缸壁之间无需装活塞环,仅靠工作间隙密封即可。这种没有活塞环的活塞我们称之为柱塞,依靠柱状柱塞的往复运动来吸排液体,柱塞在每一个双行程中吸、排液体各一次,这种泵就叫做单作用式柱塞泵。多用于压头较高的场合。根据驱动方式的不同,它又分为曲拐式柱塞泵和回转式柱塞泵,如图 2-1a)和 d)所示。

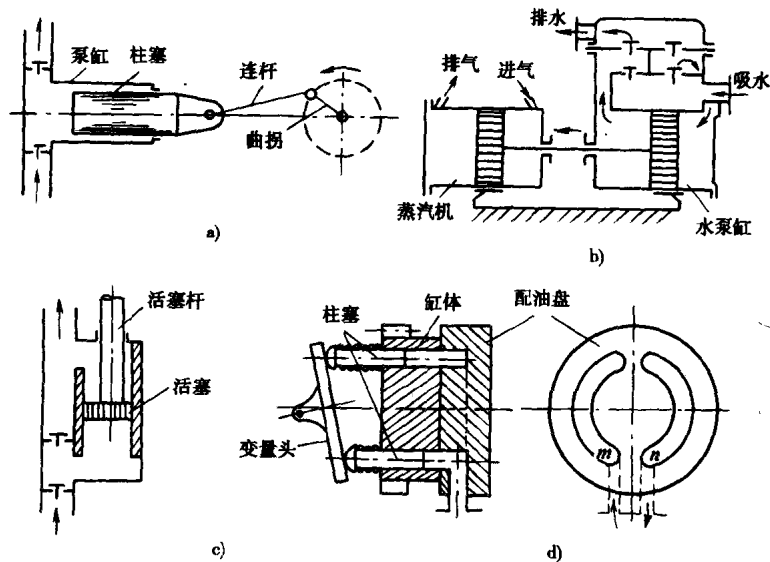


图 2-1 往复泵类型

a) 曲拐式单缸单作用柱塞泵; b) 双作用直动式活塞泵; c) 差动式活塞泵; d) 回转式柱塞泵

二、双作用式活塞泵

在这类泵中,泵缸内的活塞呈盘状。活塞的长度约为活塞直径的 $0.8 \sim 1.0$ 倍,即泵缸长度较短。泵是依靠盘状活塞的往复运动来吸、排液体。活塞依靠活塞环的密封而将泵缸分隔成分别设置有各自的吸、排止回阀的两个独立工作空间,见图 2-1b)。因此,活塞在每一个双行程中可吸、排液体各两次,故称双作用式活塞泵。这种泵由于依靠活塞环进行密封,内部密封性较差,多用于压头较低的场合。根据驱动方式的不同,它又可分为双作用直动式活塞泵和双作用曲拐式活塞泵。

三、差动式活塞泵

这种泵如图 2-1c)所示。其特点是活塞的面积两倍于活塞杆的面积,活塞虽只单面吸入,却双面都有排出,即活塞在一个吸入行程中吸入的液体,却要在活塞的两个行程中排出。其流量较单作用泵均匀。

第一节 活塞泵的基本结构和工作原理

图 2-2 为一活塞泵的示意图。它主要由泵缸 4、活塞 5、吸入阀 3 和排出阀 8 等所组成。活塞 5 与活塞杆 6 相连,可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 借吸

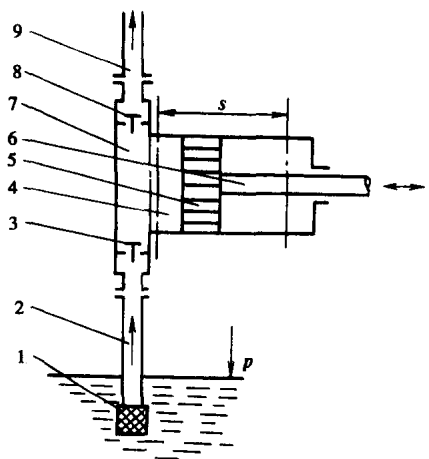


图 2-2 活塞泵示意图

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

入阀 3 和排出阀 8 可分别与吸入管 2 和排出管 9 相连通。吸入管伸入到被运送的液面以下,下端装有吸入滤器 1,而排出管 9 则一直通到需要用水的处所。

当活塞处在极左位置时,吸入管内的压力和管外自由液面上的压力都等于一个大气压力。这时吸入管内外的液面高度相等。

当活塞向右运动时,泵缸 4 中的容积增大,压力降低。同时,阀 3 上的压力也将减少。这时,吸入阀下方的大气压力,就会克服吸入管阻力和作用在吸入阀上的压力,将吸入阀顶开,使吸入管与泵缸联通。吸入管内的空气即会因增加了泵缸中活塞的位移容积而膨胀,使自己的压力降低,在外界大气压力作用下,吸入管中的液面就会上升,直到管内液面升高所对应的压力值 ρgh 和泵缸内剩余压力 P_1 (即作用在活塞工作面上的吸入压力)之和重新与自由

液面上的大气压力达到平衡时为止。当活塞排出行程开始时,吸入阀 3 在自重吸入阀弹簧张力以及泵缸内增长着的空气压力的作用下,开始关闭。然后,泵缸内的空气就将被向左运动的活塞所压缩而达到足以打开排出阀的压力。当排出阀打开后,空气即被从排出管挤出,直至活塞到达极左位置时为止。只有在活塞完成排出行程到达极左位置,并开始吸入时,排出阀弹簧张力和排出管内空气压力的作用而开始关闭。当排出阀关闭后,遗留在泵缸中的空气即开始膨胀,直到泵缸内作用在吸入阀上的压力,加上阀的自重和阀上弹簧的张力小于从吸入管方向作用于吸入阀下的压力时,吸入阀重新开启,上述吸、排循环也就重新开始进行。

这样,吸入管内的液体,在活塞每一个吸入行程中,都将升高。当空气排尽后,液体开始进入泵缸,并在活塞向左运动时进入排出管,直到液体全部充满泵系统,泵才开始正常工作。所以,活塞泵具有自吸能力。

第二节 流量和流量不均匀度

一、活塞泵的理论流量

活塞泵的理论流量,也就是不计任何容积损失时的流量 Q_T ,可用下列公式表示:

$$Q_T = 60 K A S n \quad \text{m}^3/\text{h} \quad (2-1)$$

式中: A ——活塞的有效工作面积, m^2 ;

S ——活塞的工作行程, m ;

n ——泵的转速(或活塞每分钟的双行程数), r/min ;

K ——泵的作用次数。

由上式看出, 泵的理论流量取决于活塞在一个排出行程中所扫过的容积, 泵轴的转速, 以及泵的作用次数。而活塞的面积 A 和行程 S 是固定不变的, 为定值, 作用次数 K 在既定的泵中也是一个常量, 只有转速 n 在某些泵, 例如, 蒸汽直接作用泵以及直流电动机驱动的活塞泵中, 才是可以改变的。因此, 对一般交流电动机驱动的活塞泵来说, 理论流量 Q_T 是恒定不变的。

二、流量不均匀度

对曲拐式活塞泵而言, 由于活塞速度的变化, 必将导致流量的不均匀。上面有关泵流量的讨论, 只涉及到流量的大小, 并没有考虑到它们的瞬时变化。为了讨论流量的不均匀度, 就需引入瞬时流量的概念。设瞬时流量为 Q_i , 假设有效面积为 A 的活塞, 在极短的时间内走过 dx 的距离, 则泵在这一极短时间内的排液量为 dV , 即:

$$dV = A dx \quad \text{m}^3 \quad (2-2)$$

若以 C 表示活塞的瞬时速度, 则有:

$$dx = C dt \quad \text{m}$$

于是有:

$$dV = AC dt \quad \text{m}^3 \quad (2-3)$$

所以:

$$Q_i = \frac{dV}{dt} = A \cdot C \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (2-4)$$

对一台既定的泵, 活塞面积 A 是一个定值, 所以泵的瞬时流量 Q_i 也就只随活塞的瞬时速度 C 而变。因此, 如能找到活塞瞬时速度 C 的变化规律, 就可得到曲拐式活塞泵流量的变化规律。在图 2-3 中, 如忽略连杆倾斜作用的影响, 活塞的瞬时位移应为:

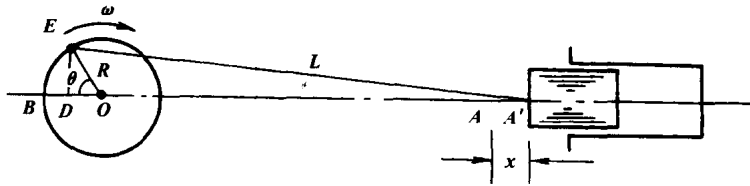


图 2-3 曲拐式活塞泵活塞运动示意图

$$x = R(1 - \cos\theta) \quad (2-5)$$

于是, 活塞的瞬时速度为:

$$C = \frac{dx}{dt} = R \cdot \sin\theta \frac{d\theta}{dt} = R\omega \sin\theta \quad (2-6)$$

将上式代入式(2-4)得:

$$Q_i = AR\omega \sin\theta \quad (2-7)$$

可见, 泵的瞬时流量是随时间按正弦规律作周期性的变化。

若以一定比例长度表示活塞面积 A 值并作为旋转半径 R , 以 θ 为旋转角, 并以 $A \sin\theta$ 为纵

坐标, $R\theta$ 为横坐标, 可绘出单缸单作用泵的流量变化规律曲线, 如图 2-4a) 所示。

令底边为 $2\pi R$, 高为 f 的矩形面积 $BCDO$ 等于正弦曲线与横坐标所包围的面积(它代表曲柄回转一周的理论流量, 其大小等于 AS)。显然, f 即表示泵的平均流量。

图中, 正弦曲线纵坐标的最高点 A , 则表示泵的瞬时最大流量。把瞬时最大流量与平均流量之比值即称为活塞泵流量的不均匀度, 用 δ 表示, 即

$$A/f = \delta \tag{2-8}$$

可见, δ 值越接近于 1, 泵的流量越均匀。

对于单缸单作用泵有:

$$f \cdot 2\pi R = AS = A \cdot 2R$$

因此:

$$f = 2RA/2\pi R = A/\pi$$

所以:

$$\delta = A/f = A\pi/A \approx 3.14 \tag{2-9}$$

单缸双作用泵的流量曲线如图 2-4b) 所示。如略去活塞杆所占容积, 则:

$$f = 2A/\pi$$

所以

$$\delta = A \cdot \pi/2A = \pi/2 = 1.57 \tag{2-10}$$

此流量不均匀度也适用于曲柄夹角为 180° 的双缸单作用泵。

三缸单作用泵曲柄之间的夹角互为 120° 。如图 2-4c), 只要将第一缸的流量曲线移置到距原点 120° 和 240° 处, 就可得到第二缸和第三缸流量曲线。瞬时最大流量除出现在各缸之瞬时最大流量处外, 还出现在每两缸流量曲线的交点处(30° 、 150° 和 270°), 计算所得, 它的交点处的叠加值仍等于 A 。这就是说, 三缸单作用泵的瞬时最大值仍为 A , 而平均流量则为单缸单作用泵的三倍。所以流量不均匀度为:

$$\delta = A\pi/3A = \pi/3 = 1.047 \tag{2-11}$$

表 2-1 列出了具有不同泵缸数目的曲拐式单作用泵的 δ 值。可以看出, 总趋势是泵的缸数越多、流量愈均匀, 并且奇数缸较偶数缸不均匀度更小。

不同缸数单作用泵的 δ 值
表 2-1

缸数	1	2	3	4	5	6	7	8	9
δ 值	3.142	1.571	1.047	1.110	1.016	1.040	1.008	1.026	1.005

第三节 活塞泵的功率和效率

一、活塞泵的功率

1. 有效功率

活塞泵的有效功率亦称输出功率, 它是指泵在单位时间内实际传给液体的功率。泵的有

效功率,可由下式表示:

$$N_e = \rho g Q H \quad W \quad (2-12)$$

2. 指示功率

指示功率是指泵工作时实际传到活塞上的功率,可按下式计算:

$$N_i = \rho g Q_i H_i \quad W \quad (2-13)$$

式中: Q_i ——泵的理论流量, m^3/s ;

H_i ——由示功图测得的泵的指示压头, m 。

由于泵内液体流动时总存在流阻损失和漏泄损失,所以指示功率总大于有效功率。

3. 轴功率

轴功率是指原动机传给泵轴的功率,也称输入功率。由于泵运转时必然存在机械摩擦损失,所以轴功率又总大于指示功率,即:

$$N = N_i + N_m \quad W \quad (2-14)$$

式中: N_m ——泵内机械摩擦所消耗的功率, W 。

二、活塞泵的效率

泵工作时所存在的各种损失,由泵的各种效率来表示。

1. 容积效率

实践表明,泵的实际流量总较理论流量要小,这是因为:

- 1) 在水阀、活塞环以及填料等处总难免存在一定的漏泄;
- 2) 泵工作时水阀的动作不可避免地存在着某种程度的迟滞,不能与活塞的运动紧相适应,因而造成流量的减少;
- 3) 在吸入行程中,由于压力降低,溶解在液体中的气体就会逸出,液体本身也可能汽化;此外,当填料箱或吸入管的连接处不够严密时,外界空气也可能会由此漏入泵内。所有这些,都将占据泵缸的一部分容积,使泵的流量减少。

容积损失可用容积效率来表示,即:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_i} \quad (2-15)$$

亦即,容积效率就是泵的实际流量 Q 与理论流量 Q_i 之比值。

η_v 一般介于 0.8~0.99 之间,新泵取 $\eta_v = 0.9$ 以上,旧泵取 $\eta_v = 0.9$ 以下。

2. 水力效率

泵在吸排过程中,因液流流过吸排水阀和泵缸,必然产生摩擦阻力和局部阻力,形成水头损失,这类水头损失就称为泵内的水力损失。

泵的水力损失用水力效率来考虑,即:

$$\eta_h = \frac{H}{H_i} \quad (2-16)$$

活塞泵的水力效率 η_h 一般多在 0.75~0.98 之间。

3. 机械效率

机械效率反映泵工作时泵内轴承,曲柄连杆机构以及填料箱等各工作部件中的机械摩擦损失,可用指示功率和轴功率之比加以表示,即:

$$\eta_m = \frac{N_i}{N} \quad (2-17)$$

活塞泵的机械效率 η_m 一般为 0.85 ~ 0.95。

4. 指示效率

指示效率也称内效率,它表示泵内液体流动时的功率损失,因此,指示效率为:

$$\eta_i = \frac{N_e}{N_i} = \frac{\rho g Q H}{\rho g Q_i H_i} = \eta_v \cdot \eta_h \quad (2-18)$$

指示效率 η_i 一般约为 0.64 ~ 0.97。

5. 泵的总效率

考虑泵内所有损失的效率称为泵的总效率。它等于有效功率与轴功率之比,即:

$$\eta = \frac{N_e}{N} = \frac{N_e}{N_i} \cdot \frac{N_i}{N} = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m \quad (2-19)$$

泵的总效率是表征泵工作经济性的一个重要指标,它的大小不仅与泵的结构尺寸、传动方式有关,还与加工和装配质量以及运转管理的好坏有关。曲拐泵的 η 一般为 0.6 ~ 0.85。

三、泵原动机的功率

泵的总效率并未包括原动机的工作完善程度及泵与原动机连接方式的传动损失。为保证连续工作的可靠性和偶尔的超负荷,原动机的功率应配得富裕一些,即应有一定的功率储备。

泵的轴功率,由下式求得:

$$N = \frac{\rho g Q H}{\eta} \quad \text{W} \quad (2-20)$$

所以原动机实际功率为:

$$N_m = (1 + K_m) \cdot N \quad (2-21)$$

功率储备系数(K_m)可按下表 2-2 中所列的数据选取。

活塞泵原动机功率储备系数

表 2-2

泵轴功率(kW)	< 1	1 ~ 5	6 ~ 10	11 ~ 20	21 ~ 30	> 30
功率储备系数 K_m (%)	100	50	30	20	15	10

第四节 活塞泵的性能特征

活塞泵的主要性能特征如下述。

1. 具有自吸能力

根据活塞泵的工作原理,我们知道,活塞泵启动后是能够把泵缸、水阀箱以及吸入管内的空气逐步抽除并将其排出,继而吸上液体,转入正常工作。这就是说,活塞泵具有自吸能力或干吸能力。所以启动前无需向泵内灌注液体,为防止吸入管液体倒流,在吸入管吸入口端装设了一底阀。但是,为使启动方便,缩短启动时间,避免活塞与泵缸产生干摩擦,通常应使泵内充满液体启动。

2. 可产生较高的压头

活塞泵工作时,如果将排出阀关小,那么,泵排出压力(或压头)就会升高,反之,则会降低。说明活塞泵的排出压力仅取决于外界负荷,而与泵缸的几何尺寸、转换和作用次数无关。因此,如原动机的功率以及泵和管路的强度足够,密封性能得以保证,则理论上活塞泵的排出压力可达到足够高。

3. 理论流量与压头无关

活塞泵的理论流量仅与泵缸的几何尺寸、作用次数和转速有关,而与泵的压头无关。也就是说,无论泵在多大压头下工作,其理论流量都将不变。但实际上,当压头增高时,由于漏泄的增加,流量 Q 也会有所下降。活塞泵是不能用调节排出阀开度的办法来改变流量的,这只能引起排出压力升高,功率增大,甚至会发生危险。所以,一般交流电动机驱动的活塞泵,流量无需调节。

4. 排量不均匀

由于活塞的不等速运动,使排量不均匀,故活塞泵的排出压力也相应会有波动。为了改善供液的均匀性,减少压力波动的幅度,就需增加泵的作用次数,并选用奇数作用次数,或则增设空气室。

5. 转速不能太高

泵的转速太高,不仅会使惯性阻力损失增加,同时还会使吸入压力 P_s 在行程开始时降低过多,从而恶化泵的吸入性能,所以活塞泵的转速一般多在 200 r/min 以下。

第三章 回 转 泵

回转泵属于容积式泵,在船舶上常用的有齿轮泵、螺杆泵、叶片泵。它们常用作输送各种油液或作为液压传动装置的动力油泵。它与活塞泵的不同之处在于运动部件是通过回转方式来造成工作空间的容积变化,从而达到吸排液体。

第一节 齿 轮 泵

一、工 作 原 理

图 3-1 是齿轮泵的组成示意图。在泵壳体内装有两个外啮合齿轮,其中一个为主动,另一个为从动。主动齿轮 1 和从动齿轮 2 分别安装在两根平行的转轴上。其中主动齿轮的转轴一端穿过泵端盖,由原动机驱动作单向等速回转。齿轮的齿顶和两侧端面,由泵体和前后端盖所包围。两齿轮轮齿的线性啮合使腔室 S 和腔室 E 彼此隔离互不相通。

当主动齿轮 1 按顺时针方向旋转时,从动齿轮 2 则作逆时针方向转动。在腔室 S 侧,轮齿退出啮合,腔室 S 空间增大,产生局部真空,油液由油箱经吸入管进入 S 腔内。随着齿轮的转动,一个个充满液体的齿间陆续脱离吸入腔,并沿泵壳内壁转移到排出腔。当各齿依次地重新进入

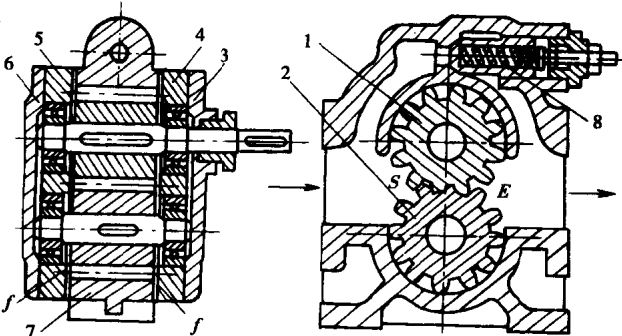


图 3-1 齿轮泵
1-主动齿轮;2-从动齿轮;3-泵壳前盖;4-前盖板;5-后盖板;6-泵壳后盖;7-泵壳;8-安全阀