



普通高等教育“十一五”国家级规划教材

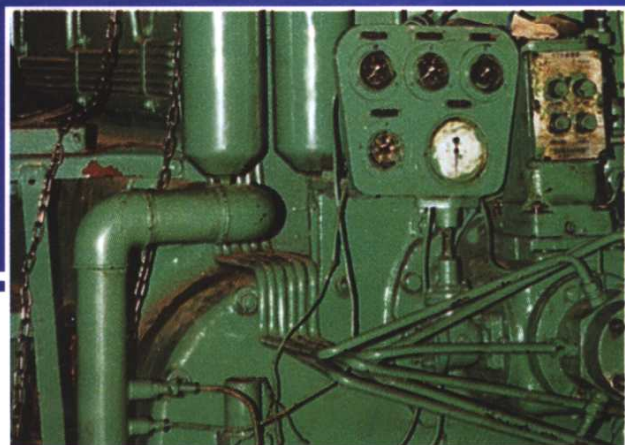
交通职业教育教学指导委员会推荐教材

船舶辅机

主编 陈立军

主审 戴泽民

CHUANBO FUJI



大连海事大学出版社

普通高等教育“十一五”国家级规划教材
交通职业教育教学指导委员会推荐教材

船舶辅机

主编 陈立军
主审 戴泽民

大连海事大学出版社

©陈立军 2007

内 容 简 介

本书对现代船舶各种通用辅助机械的基本结构、工作原理、性能特点、操作要领、故障排除进行了深入浅出、通俗易懂的介绍,并在书中插有学习指导等栏目,具有化繁为简、突出实用、穿插英文、面向职业、方便教学、有助考证的特色。

全书分4篇,共13章。第一篇船用泵,介绍了船用泵基础知识以及往复泵、齿轮泵、螺杆泵、叶片泵、水环泵、离心泵、旋涡泵、喷射泵等各种典型的船用泵;第二篇液压甲板机械,介绍了液压泵、液压马达、液压阀件、起货机、锚机、系缆机和液压机械的管理共性;第三篇船舶制冷与空调装置,介绍了制冷原理、制冷设备、制冷系统和空调系统;第四篇舱内其他辅机,介绍了船用锅炉、造水机和空气压缩机。本书附有常用液压传动图形符号和R12、R22和R134a的压焓图和湿空气的焓湿图。

本书除作为中、高等航海类职业学校轮机专业教材外,也可作为船员参加中国海事局甲类一等高级船员考证培训教材和机务管理人员的技术参考书籍。

图书在版编目(CIP)数据

船舶辅机 / 陈立军主编. —大连: 大连海事大学出版社, 2007. 9
交通职业教育教学指导委员会推荐教材. 普通高等教育“十一五”国家级规划教材
ISBN 978-7-5632-2101-1

I. 船… II. 陈… 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(2007)第 147909 号

大连海事大学出版社出版

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

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

大连金华光彩色印刷有限公司印装

大连海事大学出版社发行

2007年9月第1版

2007年9月第1次印刷

幅面尺寸:185 mm × 260 mm

印张:26.75

字数:660千

印数:1~3000册

责任编辑:沈荣欣

版式设计:沈荣欣

封面设计:王 艳

责任校对:杨子江

ISBN 978-7-5632-2101-1

定价:43.00元

前 言

高职高专航海类专业“十一五”规划教材(下称“系列教材”)是交通部科教司为了使高职航海类专业人才培养进一步符合《STCW78/95 公约》和我国海事局颁布的《中华人民共和国海船船员适任考试、评估和发证规则》要求而组织编写的。首批系列教材共 22 种(航海技术专业 11 种,轮机工程技术专业 11 种)。编审人员是由交通职业教育教学指导委员会航海类专业指导委员会在全国航海高职院校范围内组织遴选并聘请的专业教师。参加编审的人员普遍具有较丰富的航海高职教学经验与生产实践经历,其中主编和主审均具有副教授以上专业技术职务。

本系列教材依据 2006 年 3 月新版《高职高专院校海洋船舶驾驶(航海技术)专业教学指导方案》和《高职高专院校轮机工程技术教学指导方案》中相应课程大纲编写,适用于三年制高职高专航海技术和轮机工程技术专业学生使用,也可作为上述专业中等职业教育和船员培训教材或教学参考书。

本系列教材具有如下特点:

1. 较好地体现了《STCW78/95 公约》和《中华人民共和国海船船员适任考试、评估和发证规则》,强调知识更新、突出技能,有利于培养适应现代化船舶的航海技术应用型人才。

2. 紧密结合航海类专业人才培养目标和岗位任职条件,及时充实了新颁布的《中华人民共和国海船船员适任考试大纲》(海船员[2005]412 号)内容,有利于增强高职航海类专业毕业生岗位就业能力。

3. 按照《高职高专院校海洋船舶驾驶(航海技术)专业教学指导方案》、《高职高专院校轮机工程技术教学指导方案》设计,使教材理论教学体系与实践教学体系在知识内容与职业技能之间做到相互交融。

4. 把培养合格海员所需的品格素质、知识素质、能力素质和身心素质贯彻教材当中,强化了高职航海类专业学生素质教育力度。

在本系列教材编写、统稿和审校过程中业经多方把关,力求做得更好。时逢教育部普通高等教育“十一五”国家级规划教材遴选,本系列教材中《船舶操纵》等 12 种教材入选其中。衷心感谢为本系列教材付梓而辛劳的海事局、行业协会、港航企业、航海院校各位专家的帮助和支持。

热切期待教材使用者对本系列教材存在的问题给予指正,欢迎大家积极建言献策,以利交通职业教育教学指导委员会航海类专业指导委员会适时组织人员对本系列教材内容进行修改、调整和充实。

交通职业教育教学指导委员会航海类专业指导委员会

2006 年 12 月

编者的话

为配合教育部的高等职业教育教学改革,全面推进素质教育,培养面向 21 世纪的合格的职业技术人才,我们在交通职业教育教学指导委员会航海类专业指导委员会的组织和指导下,编写了这本紧扣教育部颁发的《船舶辅机课程教学基本要求》并为之配套的《船舶辅机》教材。

在编写过程中,我们参阅了《STCW 78/95 公约》、2006 年版新编《中华人民共和国海船船员适任考试大纲》以及现有的各种《船舶辅机》教材、有关的试题解答和考证指南,参阅了现代船舶的有关辅机资料,力求做到以下几点。

1. 满足要求:满足教育部颁发的《船舶辅机课程教学基本要求》;满足国家海事局和 IMO《STCW 78/95 公约》对甲类一等船舶二、三管轮在船舶辅机方面的要求;满足现代化船舶在船舶辅机方面对操作管理人员的能力要求。

2. 适合对象:充分考虑高等职业教育和现代船舶轮机部船员的职业性,化繁为简,在“化”字上下工夫,将烦琐的理论推导、叙述和难分主次的机械制图化为一目了然的表格、曲线和原理图;通俗易懂,在“懂”字上做文章,力求用最少的文字、最通俗的语言让学生掌握学习的重点与要点,突出实用。

3. 便于教学:在教学内容编排上既做到紧扣教学基本要求,又做到贯通教学主线,有序组织内容,明晰内在逻辑,符合认知规律。

4. 培养能力:紧密联系现代船舶生产实际,增设有利于学生手脑并用的虚拟现实,结合教材内容,穿插学习指导、温故知新、复习思考等栏目,引发学生探索的兴趣和潜能,培养学生学会学习、善于思维、触类旁通、勇于创新。

5. 面向岗位:根据中国海事局颁发的甲类一等船舶二、三管轮适任考试评估大纲和船舶岗位的实际要求,以好用、实用、够用、管用为原则精编内容。好用是指内容的易教易学性;实用是指内容的实践性;够用是指内容相对于岗位的全面性;管用是指内容相对于适任证书考试、评估以及岗位工作的有效性。学生通过本书学习和适当的训练,既能顺利通过中国海事局的海船船员二、三管轮相应的考试以及大管轮考试,又能获得较强的适岗能力。

本书第一章至第四章由江苏海事职业技术学院甲类一等船舶轮机长陈立军副教授执笔;第五章由周国华讲师执笔;第六、七、八章由浙江交通职业技术学院吴建辉讲师执笔;第九、十章由福建交通职业技术学院郑仲金讲师执笔;第十一章由浙江国际航运职业技术学院陈永芳副教授执笔;第十二、十三章由重庆交通学院吴德宽讲师执笔。全书由陈立军副教授统稿,上海海事职业技术学院戴泽民副教授主审。

本书在编写和出版过程中得到了交通职业教育教学指导委员会航海类专业指导委员会的领导以及海事和航海界领导、专家和老师的关心和大力支持,在此表示感谢。由于编者学识有限,不妥之处,敬请专家和读者批评指正。

编者

2007 年 4 月

目 录

第一篇 船用泵

第一章 船用泵基础知识	(1)
第一节 船用泵应用与分类	(1)
第二节 船用泵装置及泵的性能参数	(3)
第三节 船用泵的正常工作条件	(8)
第二章 往复泵	(10)
第一节 往复泵工作原理、特点和性能曲线	(10)
第二节 往复泵的主要部件与空气室	(13)
第三节 电动往复泵及其管理	(18)
第三章 回转泵	(21)
第一节 齿轮泵	(21)
第二节 螺杆泵	(29)
第三节 水环泵	(34)
第四章 叶轮式泵与喷射泵	(38)
第一节 离心泵的工作原理和性能特点	(38)
第二节 离心泵的主要部件及其维护	(47)
第三节 离心泵的管理	(55)
第四节 旋涡泵	(64)
第五节 喷射泵	(69)

第二篇 液压甲板机械

第五章 液压甲板机械基础知识	(72)
第一节 液压甲板机械概述	(72)
第二节 液压泵	(75)
第三节 液压马达	(89)
第四节 液压控制阀	(102)
第五节 液压辅助元件	(126)
第六节 常见液压系统的类型	(132)
第七节 液压装置的管理共性	(134)

第六章 舵机	(146)
第一节 舵的作用原理和对舵机的要求	(146)
第二节 液压舵机的工作原理和基本组成	(150)
第三节 液压舵机的转舵机构	(155)
第四节 液压舵机的遥控系统	(162)
第五节 液压舵机的液压系统实例	(166)
第六节 液压舵机的管理	(174)
第七章 船舶起货机	(181)
第一节 船用起货机的主要类型和技术要求	(181)
第二节 起货机的液压系统	(185)
第三节 液压起货机的操纵机构	(193)
第四节 回转式液压起货机实例	(195)
第八章 锚机和绞缆机	(202)
第一节 锚机	(202)
第二节 绞缆机	(210)

第三篇 船舶制冷与空调装置

第九章 船舶制冷装置	(214)
第一节 概述	(214)
第二节 蒸气压缩式制冷的工作原理	(217)
第三节 蒸气压缩式制冷的工况	(220)
第四节 制冷剂和冷冻机油	(229)
第五节 船舶制冷系统	(235)
第六节 制冷压缩机	(239)
第七节 其他制冷设备	(250)
第八节 制冷设备的匹配	(270)
第九节 电气系统	(273)
第十节 船舶制冷装置的管理	(275)
第十章 船舶空调装置	(288)
第一节 概述	(288)
第二节 船舶空调系统及其设备	(293)
第三节 船舶空调系统的自动调节	(302)
第四节 船舶空调装置的管理	(306)

第四篇 舱内其他辅机

第十一章	船舶辅助锅炉	(308)
第一节	船舶辅助锅炉的基本知识	(308)
第二节	船舶辅助锅炉的基本结构与附件	(311)
第三节	辅助锅炉的燃烧装置和燃油系统	(326)
第四节	船舶辅助锅炉的汽水系统	(334)
第五节	炉水化验与处理	(339)
第六节	船舶辅助锅炉的自动控制与安全保护	(343)
第七节	船舶辅助锅炉的基本操作与管理	(351)
第十二章	船用海水淡化装置	(362)
第一节	船用海水淡化装置的工作原理	(362)
第二节	船用海水淡化装置实例	(366)
第三节	船用海水淡化装置的管理	(369)
第十三章	船用活塞式空气压缩机	(374)
第一节	活塞式空气压缩机工作原理	(374)
第二节	活塞式空压机的结构及实例	(380)
第三节	空气压的自动控制	(387)
第四节	空气压缩机的维护管理	(389)
附录一	常用液压元件图形符号	(394)
附录二	船用制冷剂饱和状态的温度与压力	(404)
附录三	R134a 的压焓图	(407)
附录四	R404A 的压焓图	(408)
附录五	R407C 的压焓图	(409)
附录六	R22 的压焓图	(411)
附录七	湿空气的焓湿图	(412)
参考文献	(413)

第一篇 船用泵

第一章 船用泵基础知识

本章主要知识目标	本章主要能力目标
1. 了解泵的分类 2. 熟悉泵装置及泵的性能参数 3. 掌握泵的流量、扬程(排出压力)、转速 4. 掌握泵的功率、效率、允许吸上真空度和汽蚀余量 5. 熟悉泵的正常吸入条件和正常排出条件	1. 会画泵装置的草图并标注相应的参数 2. 能计算泵的扬程等性能参数 3. 能根据泵的额定功率选配电动机 4. 能判断、分析船用泵正常吸入条件和正常排出条件优劣

第一节 船用泵应用与分类

一、泵及其在船上的应用

我们都知道大诗人李白的名句:黄河之水天上来,奔流到海不复回。该诗反映了一个普遍的自然现象,即在自然状态下液体总是从高处向低处流动。从水力学可知,液体不可能自动从机械能较低处流到机械能较高处。考虑到流体流动还需克服阻力而消耗一定的机械能,因此即使机械能相等也不能流动。

若要将液体从低处向高处输送,就得向液体提供机械能。机械能有位置能、速度能和压力能三种形式,它们之间可以相互转换。

在生产实践中,常常需要克服管路阻力将液体从机械能低处向机械能高处输送。例如,在船上需要将淡水舱的水向日用压力水柜输送(从压力能低处向压力能高处输送);需要将压载水驳出舷外(从液位低处向液位高处排送);需要向热机供应冷却水和驳运各种油类(克服液体在管中的流动阻力)。为满足生产实践中的这些需要,勤劳智慧的人类创造出了向液体提供机械能并输送液体的机械——泵。

泵在现代船舶上有着十分广泛的应用,通常以其应用或输送工质命名,可归纳为三大类:

(1) 船舶主、辅动力装置用泵。有燃油泵、润滑油泵、海水泵、淡水泵、舵机或其他液压甲板机械中的液压泵、锅炉给水泵、制冷装置中的冷却水泵、海水淡化装置中的海水泵和凝水泵等。

(2) 船舶安全及生活设施用泵。这类泵有舱底水泵、压载水泵、消防水泵、日用淡水泵、日用海水泵、热水循环泵,还有兼作压载、消防、舱底水泵用的通用泵。

(3) 特殊船舶专用泵。某些特殊用途的船舶,还设有为其特殊营运要求而设置的专用泵,例如油船的货油泵、挖泥船的泥浆泵、打捞船上的打捞泵、喷水推进船上的喷水推进泵、无网渔

船上的捕鱼泵等。

二、船用泵的分类

泵在船上的应用和数量虽多,但按工作原理分,常用的船用泵主要有三大类:

1. 容积式泵

主要种类有往复泵、齿轮泵、螺杆泵、叶片泵、水环泵等,其工作原理的共同点是依靠工作部件的运动造成泵的工作容积的周期性地增大和缩小来吸入和压出液体。容积式泵主要使液体的压力能提高。

2. 叶轮式泵

主要种类有离心泵、轴流泵、混流泵、旋涡泵等,其工作原理的共同点是依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。叶轮式泵主要使液体的速度能增加并部分转换成压力能。

3. 喷射式泵

主要种类有水喷射泵、空气喷射器、蒸汽喷射器等,其工作原理是依靠工作流体产生的高速射流引射需要排送的流体,然后通过动量交换向其传递能量并将其排出。

后两类非容积式泵亦称为动力式泵,是指靠增加液体动能而使液体能量增加的泵。

泵除按工作原理分类外,还可以按泵轴方向不同分为立式泵和卧式泵;按吸口数目分为单吸泵和双吸泵;按原动机不同分为电动泵、气动泵、蒸汽动力泵、由动力机械驱动的轴带泵和由工作机械附带驱动的机带泵等。

典型的容积式泵、叶轮式泵、喷射式泵如图 1-1 所示。

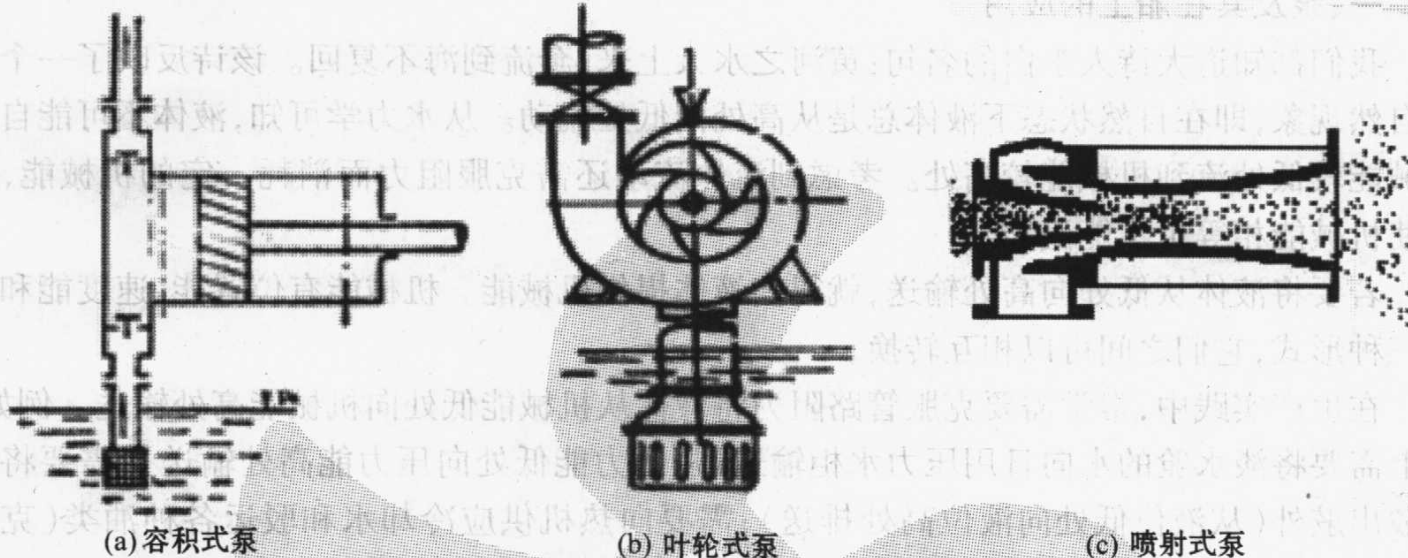


图 1-1 典型的容积式泵、叶轮式泵、喷射式泵

思考题

1. 泵在船上有哪些应用?
2. 液体的机械能可分为哪几种? 它们是否可以相互转换?
3. 泵的分类方法有哪几种?
4. 泵按工作原理可分为哪几种?
5. 你在生活中见到过哪些泵? 它们的用途是什么? 按原理分它们属于哪类泵?

第二节 船用泵装置及泵的性能参数

泵装置的工作原理简图如图 1-2 所示。泵装置由泵、管路、阀件以及滤器等管路辅件所组成。泵是泵装置中的核心,如何描述泵装置及泵的工作性能呢?现分述如下:

一、流量

流量指泵单位时间内所排送的液体量,即

$$\text{流量} = \text{液体量}/\text{时间} \begin{cases} \text{体积流量}(Q) = \text{体积}/\text{时间}, \text{m}^3/\text{s} \text{ (或 L/min、m}^3/\text{h)} \\ \text{质量流量}(G) = \text{质量}/\text{时间}, \text{kg/s} \text{ (或 kg/min、t/h)} \end{cases}$$

想一想

设 ρ 为密度 (kg/m^3),怎样进行体积流量与质量流量的换算?

流量不同于排量。排量是指泵在一定限定条件下排出的液体量。常见的有容积泵的每转排量,常用 q 表示,单位是 m^3/r 、 L/r 。

泵铭牌上标注的流量是指泵的额定容积流量,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。泵铭牌上容积流量的常用单位:水泵常标 m^3/h ,油泵标 L/min ;公式计算用 m^3/s 。

二、扬程

1. 扬程

泵的扬程是指单位重量液体(单位: N ,牛顿)在泵的吸、排口间增加的机械能(单位: $\text{N} \cdot \text{m}$,焦耳),用 H 表示,单位为 m (液柱),可由 $\text{N} \cdot \text{m}/\text{N}$ 导出。

泵的工作扬程可用扬程方程式求出。

2. 扬程方程式

根据流体力学知识,管路中稳定流动的液体如果在某一管路截面处的几何高度为 $Z(\text{m})$,压力为 $p(\text{Pa})$,流速为 $v(\text{m}/\text{s})$,则单位重量液体的机械能可以用所能转换的水柱高度(俗称“水头”或“能头”,本书后统称能头 h)表示,即位置能为 Z (位置水头),压力能为 $p/\rho g$ (压力水头),动能为 $v^2/2g$ (速度水头),三者单位均为 m (液柱)。

能头 = 压力水头 + 速度水头 + 位置水头,即

$$h = p/\rho g + v^2/2g + Z$$

据扬程定义,得

扬程 = 能头差 = 压力水头差 + 速度头差 + 位置头差,即

$$H = \Delta h = (p_d - p_s)/\rho g + (v_d^2 - v_s^2)/2g + \Delta Z$$

其中位置能和速度能的增加都很小,可略去不计。这样,单位重量液体在泵内增加的能量主要是压力能,故泵的压头计算式为:

$$\begin{aligned} H &= (p_d - p_s)/\rho g + \Delta Z + (v_d^2 - v_s^2)/2g \\ &\approx (p_d - p_s)/\rho g \approx p_d/\rho g \end{aligned} \quad (1-1)$$

式中: p_d, p_s ——分别为泵工作时其吸入口和排出口处的压力, Pa ;

ρ ——为液体密度, kg/m^3 ;

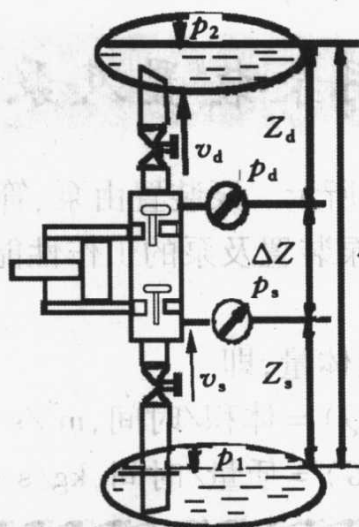


图 1-2 船用泵工作原理简图

g ——为重力加速度, 9.8 m/s^2 。

算一算

1. 设某一台水泵工作时, 如果排出压力表读数为 0.30 MPa , 吸入真空表读数为 0.05 MPa (真空度), 求泵的压头 H 。

解: 则泵工作时其吸排口的压力差:

$$p_d - p_s = 0.30 - (-0.05) = 0.35 \text{ (MPa)}$$

水的重度:

$$\gamma = \rho g = 10^3 \times 9.8 \text{ (N/m}^3\text{)}$$

泵的压头:

$$H = (p_d - p_s) / \rho g = 0.35 \times 10^6 / 9.8 \times 10^3 = 35 \text{ m (水柱)}$$

2. 设某水泵工作时排出压力表读数为 0.25 MPa , 吸入压力表读数为 -0.05 MPa , 吸排液面均为大气压力, 其高度差为 20 m , 请求出该管路系统的总流阻 $\sum h$ 大约为多少。

上式表明单位重量的液体通过泵后所增加的能量(泵的压头 H) 主要是单位重量液体所增加的压力能, 并用压力水头来表示。

以上我们是从液体在泵获得多少能量的角度求得了泵压头的表达式。从能量守恒的观点看, 液体在被输送过程中所消耗的能量一定来自于所获得的能量, 并且是平衡的。因此, 我们也可以从液体所需消耗多少能量的角度求得泵的压头表达式。

液体通过泵及其管路系统从吸入液面被输送到排出液面的过程中所需消耗的能量有三项: 提升液体高度 Z ; 克服吸排液面的压差 $(p_2 - p_1) / \rho g$; 克服吸排管路流动阻力损失 $\sum h$ 。由此可得:

$$H = Z + (p_2 - p_1) / \rho g + \sum h \quad (1-2)$$

式中: Z ——吸、排液面间高度差, m ;

p_2, p_1 ——吸、排液面上的压力, Pa ;

$\rho g = \gamma$ ——液体重度, N/m^3 ;

$\sum h$ ——吸、排管路中总流阻损失, m (液柱)。

假设泵的扬程全用来提高液体位能, 即当吸、排液面上均为大气压力时, $p_2 = p_1$, 且假设管

路阻力损失很小, $\sum h \approx 0, H \approx Z$, 亦即泵的扬程 H 大体上等于泵使液体提升的几何高度, 扬程故此而得名。实际上泵能将液体提升的几何高度总是小于泵的扬程。

叶轮式泵的铭牌上标注的扬程是额定扬程, 即泵在设计工况时的扬程。

容积式泵的铭牌上往往不标注额定扬程, 而标注额定排出压力。它是按试验标准使泵连续工作时所允许的最高压力。容积式泵工作时的实际排出压力不允许超过额定排出压力。

泵实际工作时的扬程不一定等于额定扬程, 它取决于泵装置的具体工作条件(吸入阻力、吸高、吸入液面压力、排出高度、排出液面压力等)。图 1-3 所示为实际扬程随吸入高度和排出高度变化示意图。

对于叶轮式泵而言, 随着排出口高度提高, 排出压力增大, 排量减小。当达到某一高度时, 排出压力最高, 排量为零。

对于容积泵而言, 随着排出口高度提高, 排出压力越大, 排量基本保持不变。但当实际排出压力超过额定排出压力时, 泵的驱动功率可能不足, 或泵的密封等部件就会遭损坏。

三、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 。大多数泵系由原动机直接传动, 二者转速相同。但电动往复泵往往需经过减速, 其泵轴(曲轴)的转速比原动机要低。泵铭牌上标注的转速是指泵轴的额定转速。

四、功率和效率

1. 功率

泵的功率有输入功率和输出功率之分。

泵的输入功率是指泵轴在单位时间内所得到的能量(故又称为轴功率), 用 P 表示。泵铭牌上标注的功率指的是额定工况下的轴功率。

泵的输出功率是指泵排出的液体在单位时间内实际所获得的能量(故又称有效功率), 用 P_e 表示, 单位是 W 或 kW 。泵的输出功率可用下式计算:

$$P_e = \rho g Q H \approx (p_d - p_s) Q \approx p_d Q \quad (1-3)$$

式中: Q ——泵的体积流量, m^3/s ;

H ——泵的工作压头, m ;

ρ ——泵所输送液体的密度, kg/m^3 ;

g ——重力加速度, $9.8 m/s^2$;

p_s, p_d ——泵的吸入压力和排出压力, Pa 。

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

$$P_m = K_m P \quad (1-4)$$

式中: K_m ——功率储备系数,

$$K_m = \begin{cases} 1.42 \sim 1.25 & (\text{当 } P = 0.5 \sim 5 \text{ kW 时}) \\ 1.25 \sim 1.2 & (\text{当 } P = 5 \sim 10 \text{ kW 时}) \\ 1.2 \sim 1.1 & (\text{当 } P > 10 \text{ kW 时}) \end{cases}$$

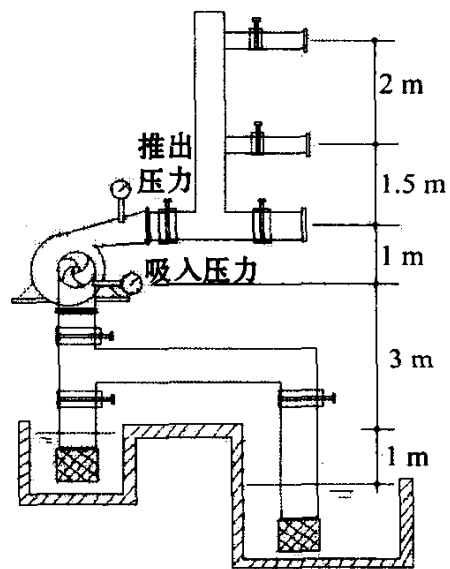


图 1-3 实际扬程随吸入高度和排出高度变化示意图

由上式可见,泵的额定功率较大时,应选择较小的功率储备系数。

泵的输出功率、输入功率和配套功率之间的关系如图 1-4 所示。

2. 效率

泵的效率(总效率)是指泵的输出功率和输入功率之比,

即:

$$\eta = P_e / P \quad (1-5)$$

泵的能量损失包括:

(1) 容积损失——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,即

$$\eta_v = Q / Q_t \quad (1-6)$$

(2) 水力损失——液体在泵内流动因摩擦、撞击、旋涡等水力现象造成的扬程损失,用率 η_h (实际扬程 H 与理论扬程 H_t 之比) 来衡量,即

$$\eta_h = H / H_t \quad (1-7)$$

(3) 机械损失——由泵运动部件的机械摩擦所造成的能量损失,用机械效率 η_m (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) 来衡量,即

$$\eta_m = P_h / P = \rho g Q_t H_t / P \quad (1-8)$$

由此可得:

$$\eta = \frac{P_e}{P} = \frac{\rho g Q H}{\rho g Q_t H_t} \cdot \frac{\rho g Q_t H_t}{P} = \eta_v \eta_h \eta_m \quad (1-9)$$

泵铭牌上标注的效率指泵在额定工况下的总效率。

应当指出,泵的效率仅是对泵本身而言,并没有把原动机的效率和传动装置的效率包括在内。

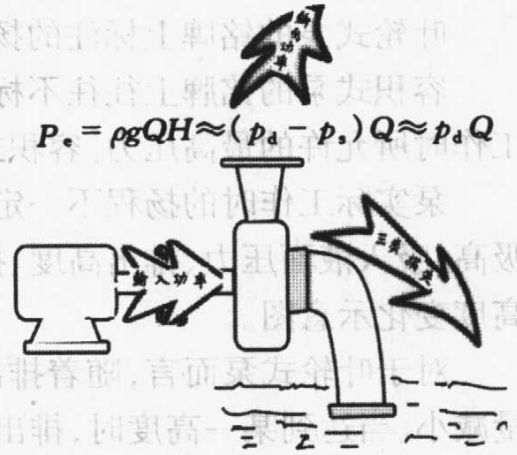


图 1-4 泵的输出功率、输入功率和配带功率之间的关系示意图

学习指导

何谓绝对压力、表压力、真空度、真空高度、真空压力?

绝对压力是以绝对真空为零基准测量的压力;表压力是以大气压力为零基准测量的压力,故一个大气压下,压力表值为零;真空度、真空高度、真空压力都属于相对压力的范畴,都是指某一绝对压力 p_s 低于绝对大气压力 p_a 的程度。真空度为 $((p_a - p_s) / p_a) \times 100\%$, 无量纲。真空高度为 $((p_a - p_s) / \rho g) \times 100\%$, 单位为 m (液柱)。真空压力为 $p_a - p_s$, 单位为 MPa 或 Pa ;有时也将真空压力称为真空度。

五、允许吸上真空度

泵工作时,具有正吸高的泵要能吸入液体,泵在泵的吸入口处应产生有足够高的真空度(足够低的低压)。液体进入泵内在接受运动部件做功前,压力还会进一步降低。

泵吸入口的真空度取决于泵装置的吸入工作条件(几何吸高 Z_s 大小,管路粗细、弯直、过滤器清污、流速高低 $\sum h_s$ 等),泵离吸入液面越高和流阻越大则需要泵在吸入口产生越大真空度。

但当此真空度大到一定程度时, (即泵的吸入压力 p_s 低到一定程度时), 液体在泵内的最低压力就可能等于或小于其饱和蒸气压力 p_v , 液体就会汽化, 造成汽蚀, 使泵不能正常工作。因此就需要规定泵的最大吸入真空度, 即“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主要与泵的形式、结构和工况有关。不同的泵, 液体进入泵后压力进一步降低的程度不同, 泵内流道表面不光滑、流道形状不合理, 泵内液体压降大, 会使泵的允许吸上真空度较小。此外, 泵实际工作时的实际允许吸上真空度还与工况有关。在船上对于既定的泵而言, 大气压力 p_a 降低、泵流量增大(使泵内压降增大)、液体温度增高(使饱和蒸气压力 p_v 提高), 也会使泵的允许吸上真空度减小。

泵铭牌上标注的允许吸上真空度 H_s 是由制造厂在标准大气压 (1.03×10^5 Pa) 下, 以常温 (20°C) 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 Δh_r 的形式标注。

由于不同泵的允许吸上真空度或必需汽蚀余量的试验工况条件都是一样的, 泵铭牌所标的允许吸上真空度或必需汽蚀余量只与泵本身的类型与结构有关。因此, 允许吸上真空度是衡量泵吸入性能好坏的重要标志, 也是管理中限制最高吸入真空度的重要依据。

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, 即

$$(H_s) = H_s / \rho g \quad (1-10)$$

允许吸上真空高度可用来推算水泵的最大允许吸上高度(许用吸高) (Z_s)。

$$(Z_s) = (H_s) - v_s^2 / 2g - \sum h_s \quad (1-11)$$

式中: $v_s^2 / 2g$ ——泵的吸入速度头;

$\sum h_s$ ——泵的吸入管路阻力损失的水头。

即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减去吸入速度头和吸入管路阻力损失的能头来测算。定性而言, 许用吸高 (Z_s) 总是小于允许吸上真空高度 (H_s), 即 $(Z_s) < (H_s)$

思考题

1. 何谓泵的性能参数?
2. 泵的主要性能参数有哪些? 说明其含义。
3. 管理人员为什么要知道泵的性能参数?
4. 允许吸上真空度与最大吸入几何高度有什么不同?
5. 已知泵的吸高为 Z_s , 吸入液面压力为 p_a , 吸入管阻力为 $\sum h_s$, 吸入管流速为 v_s , 请写出:
(1) 吸入压力表达式; (2) 吸入真空度表达式。

第三节 船用泵的正常工作条件

一、正常吸入条件

1. 正常吸入条件

泵的种类虽多,但其正常吸入条件是基本一致的,可简要概括为“吸入压力不能过高过低”。具体来讲,有以下两点:

(1) 泵本身能够形成的吸入真空度必须足够的高,否则液体就吸不上来。

泵本身能够形成的吸入真空度主要取决于泵的密封件的密封性能和运动件的技术状态。

(2) 泵工作时的实际吸入真空度又不能高于允许吸入真空度,否则液体就会汽化。

泵工作时的实际吸入真空度(或吸入压力)主要取决于工况。

2. 影响泵正常吸入的因素

影响泵正常吸入的根本因素是吸入压力(吸入真空度)的高低。为了弄清影响泵吸入压力的因素,我们可以运用流体力学所学知识,列出泵吸入口与吸入液面间的伯诺里方程式来加以分析(以吸入液面为基准面,参数含义见图 1-2):

$$\frac{p_s}{\rho g} + \frac{v_s^2}{2g} + Z_s = \frac{p_1}{\rho g} - \sum h_s \quad (1-12)$$

由此可得泵的吸入压力:

$$p_s = p_1 - \left(Z_s + \frac{v_s^2}{2g} + \sum h_s \right) \rho g \quad (1-13)$$

由此式可知,影响泵吸入压力的因素有:

(1) 吸入液面压力 p_1 : 由式(1-13)可知,当其他条件不变,吸入液面压力 p_1 越小,吸入压力 p_s 就越低,即吸入条件越差。当吸入液面与大气相通时, p_1 等于大气压力。对海船来说,大气压力几乎终年不变。但如真空沸腾式海水淡化装置中凝水泵从真空度为 93% 的冷凝器中吸水,因 p_s 很低,吸入液体极易汽化,这是吸入条件差的一个例子。

(2) 吸高 Z_s : 由式(1-13)可知,当其他条件不变,吸高 Z_s 越大, p_s 就越低。当吸入液面作用的是大气压力时,大多数水泵的许用吸高(Z_s) 不超过 5 ~ 6 m。为此,对于那些吸入条件很差的泵(如热水泵、凝水泵等),应将其安装在吸入液面之下。泵吸口低于吸入液面的高度称为流注吸高或负吸高。

(3) 吸入管流速 v_s 及阻力 $\sum h_s$: 由式(1-13)可见,当其他条件不变,吸入管流速 v_s 和管路阻力 $\sum h_s$ 越大,则 p_s 越小。管路阻力包括沿程阻力和弯头、阀门、滤器等处的局部阻力。除在设计时应尽量减小管长,减少管路弯头、附件,选用适当的管径和管内流速外,使用时还应勤洗滤器,开足吸入阀门,以减小吸入管路阻力损失。一般对于油泵,油温越低,油的黏度越高,流动阻力就越大。而对于水泵,水温变化对管路阻力的影响很小。

(4) 液体密度 ρ : 所输送液体的密度越大,则泵的吸入压力就越低。

(5) 液体温度: 液体温度对吸入压力的影响,主要看其对液体密度和管路阻力的影响而定。输油时,油温降低,管路阻力增大,同时油的密度也增大,因而将使吸入压力降低。而输水时,水温对管路阻力和密度的影响甚微,因而对吸入压力影响很小;但另一方面温度越高,水越

容易汽化,吸入条件越差。所以,对吸入温度可能变化的泵,如锅炉给水泵,使用中当水温升高导致吸入失常时,应通过降低泵的转速,或降低吸入液体温度等措施解决。

(6) 惯性水头:惯性水头是指液体作不稳定流动(即各处流速随时间而变)时才存在的附加水头。对第二章要讲到的往复泵来说,由于其活塞运动不均匀,惯性水头损失就较大。

(7) 原动机的转速:当其他条件不变的情况下,对瞬时流量均匀的泵,转速增加,液体流速加大,流阻加大,吸入压力会降低,故转速不能过分提高。对瞬时流量很不均匀的泵(如往复泵),转速增加,使惯性水头增加,吸入压力脉动增加,会造成泵不能正常吸入。因此转速也是影响泵吸入性能的一个因素。这也是往复泵转速不宜过高的原因之一。

二、泵的正常排出条件

泵的正常排出条件可简要概括为“泵的排出压力不能过低过高”,具体来说有以下两点:

(1) 泵本身能够产生的排出压力必须足够高,否则液体就排不出去。

这就要求泵的密封件性能良好,承压件耐压性能良好,运动件技术状态良好,能够向液体提供足够的能量。泵的排出压力主要用于提升液体高度、克服排出液面背压和克服排出管路阻力,即

$$p_d = p_2 + (z_d + \sum h_d)\rho g \quad (1-14)$$

(2) 泵实际工作时的排出压力不能过高。

对容积式泵,排出压力会随管路负荷增大而增大,理论上可达无限大。实际上当排出压力过高时,可能造成原动机过载,甚至使泵的密封、部件损坏或管路破裂。故规定容积式泵的排出压力不得超过额定排出压力。

对于叶轮式泵和喷射式泵,排出压力的最大值是有限的。当排出压力超过额定值时,虽不会造成机损,但会使流量和效率急剧下降,直至为零。

因此,为保证泵正常排出,在管理时要防止排出管路上的滤器或其他元件堵塞,注意排出阀的打开程度。如排出条件不变,泵的排出压力低于正常值,则通常意味着泵的流量减小使得管路阻力降低。适当降低转速可减少惯性损失。

思考题

1. 哪些因素会影响泵的正常吸入?
2. 船上某泵工作时其吸入真空度比平常高且稳定,这说明工作条件变好了吗?分析可能原因。
3. 船上某泵工作时其吸入真空度比平常低且波动,这说明工作条件变好了吗?分析可能原因。
4. 哪些因素会影响泵的正常排出?
5. 已知有 A、B、C 三台完全相同的泵装置,各泵距同一吸入水面的位置分别是 3 m、4 m、5 m,吸入管阻力分别为 $\sum h_1$ 、 $\sum h_2$ 、 $\sum h_3$,吸入液面作用的压力都为大气压力,吸入管流速为 v_1 、 v_2 、 v_3 且相同,三台泵同时工作。问:(1) 三台泵装置吸口的压力分别为多少?(2) 哪一台泵装置中泵的吸入口处的压力最低?哪台泵装置吸入工作条件最好?(3) 随着吸入液体温度的升高,哪台泵最先不能正常工作?若 A 装置的吸入滤器脏堵严重,则 A 泵的吸入压力及工作会怎样变化?若泵装置 C 的吸入管因沙眼而漏气,则 C 泵的吸入压力及工作会怎样变化?