

● (江海船舶轮机管理专业)

船舶辅机

● 蒲上忠 主编

● 刚玉昆 主审



人民交通出版社



L:664.2
1189

412300

船舶辅机

Chuanho Fuji

(江海船舶轮机管理专业)

潘上志 主编
刚玉昆 主审



人民交通出版社



图书在版编目(CIP)数据

船舶辅机/蒲上忠主编.-北京:人民交通出版社,
1998.1
ISBN 7-114-02879-2
I. 船… II. 蒲… III. 船舶辅机 IV. U664.5
中国版本图书馆 CIP 数据核字(98)第 60865 号

船 舶 辅 机

(江海船舶轮机管理专业)

蒲上忠 主编

刚玉昆 主审

插图设计:秦淑珍 版式设计:刘晓方 责任校对:张捷
责任印制:孙树田

人民交通出版社出版发行

(100013 北京和平里东街 10 号)

各地新华书店经销

北京牛山世兴印刷厂印刷

开本:787×1092 $\frac{1}{16}$ 印张:24 字数:614 千

1998 年 2 月 第 1 版

1998 年 7 月 第 1 版 第 2 次印刷

印数:4501-7500 册 定价:28.00 元

ISBN 7-114-02879-2

U·02051

内 容 简 介

本书共 15 章,包括船用泵总述、往复泵、回转泵、离心泵和旋涡泵、喷射泵、船用活塞式空气压缩机、通风机、船舶制冷装置、船舶空气调节装置、燃油辅助锅炉和废气锅炉、油分离器、船舶防污染装置、海水淡化装置、液压舵机、起锚机和系缆机、液压起货机等。

本书从我国江、海船舶的实际出发,较系统地介绍了上述船舶辅助机械的结构、工作原理、主要性能、调试、典型系统、养用管修和常见故障分析等。

本书是交通系统中等专业学校江、海船舶轮机管理专业用的教材,也可供江、海船舶的轮机工作者、船舶机务部门和船舶修造厂等有关部门的工程技术人员参考。



前 言

本教材以交通部颁中专江、海轮机管理专业“船舶辅机”教学大纲为依据,并参考江、海船舶高级船员适任证书的考试要求,由交通部交通中专教学指导委员会轮机学科委员会组织有关兄弟学校的老师编写。教材除了具有较强的针对性、系统性、理论联系实际、语言通俗和便于自学的特点外,而且增加了船员考试的有关内容,对当前船舶辅机的发展和先进技术的应用也作了一定介绍。本教材既适用于中专江、海轮机管理专业和船机专业的教学,也适用于轮机人员考证培训,还可作轮船公司和船厂轮机管理干部及技术人员的参考资料。

本书的第一、二、三章由上海交通大学叶荆平编写,第四、五章由哈尔滨航运学校江燧人编写,第六、七章由重庆河运学校吕宏编写,绪论和第八、九、十四、十五章由重庆河运学校蒲上忠编写,第十章由浙江交通学校胡启祥编写,第十一、十二章由威海水运学校程向新编写,第十三章由威海水运学校尹强编写。全稿由重庆河运学校的蒲上忠主编,南京航运学校的刚玉昆主审。

在本教材出版之际,向对教材提出宝贵意见和建议的兄弟学校的有关老师和广大读者,向关心和积极支持该教材编写的轮机学科委员会及兄弟学校的领导致以深切的谢意,并热诚地希望继续给予关心和指教。

编 者

目 录

结论	1
第一章 船用泵总述	2
第一节 泵的功用与分类	2
第二节 泵输送液体的条件与原理	2
第三节 泵的性能参数	3
第二章 往复泵	6
第一节 往复泵的基本结构、工作原理和分类	6
第二节 往复泵的流量与流量不均匀度	7
第三节 往复泵的正常吸入条件与空气室	9
第四节 往复泵的工作特性	13
第五节 往复泵的主要部件	14
第六节 往复泵的实例	18
第七节 电动往复泵的管理	20
第三章 回转泵	22
第一节 齿轮泵	22
第二节 螺杆泵	32
第三节 叶片泵	37
第四节 水环泵	43
第四章 离心泵和旋涡泵	46
第一节 离心泵的工作原理和分类	46
第二节 离心泵的压头和排量	47
第三节 离心泵的能量损失、轴向力和径向力的平衡	52
第四节 离心泵的允许吸上真空高度和汽蚀余量	54
第五节 离心泵的特性与工况调节	57
第六节 离心泵的相似定律与比转数	63
第七节 离心泵的主要部件	66
第八节 离心泵的实例	68
第九节 离心泵的管理	71
第十节 旋涡泵	75
第五章 喷射泵	80
第一节 喷射泵的种类与用途	80
第二节 喷射泵的结构和工作原理	80
第三节 喷射泵的性能与特点	81
第四节 喷射泵的管理	81

第六章 船用活塞式空气压缩机	83
第一节 空气压缩机的用途和分类	83
第二节 活塞式空气压缩机	84
第三节 多级压缩和中间冷却	87
第四节 空气压缩机的气阀和安全阀	88
第五节 空气压缩机的润滑和冷却	91
第六节 空气压缩机实例	93
第七节 空气压缩机的排气量调节和自动起动释载装置	99
第八节 空气压缩机的管理	104
第七章 通风机	108
第一节 通风机的用途和分类	108
第二节 离心式通风机	108
第三节 轴流式通风机	111
第四节 通风机的选用	112
第五节 通风机的维护管理和常见故障分析	112
第八章 船舶制冷装置	114
第一节 制冷技术在船上的应用和制冷装置的分类	114
第二节 蒸气压缩式制冷装置的基本组成和工作原理	115
第三节 温度条件和阻力损失对制冷量和制冷系数的影响	120
第四节 制冷剂、载冷剂和润滑油	124
第五节 活塞式制冷压缩机	126
第六节 蒸发器、冷凝器和辅助设备	137
第七节 自动调节元件、装置实例和自控原理	142
第八节 压缩式制冷装置的管理	157
第九节 蒸气喷射制冷、吸收式制冷和半导体制冷	172
第九章 船用空气调节装置	178
第一节 空气调节的任务和空调装置的发展	178
第二节 空调系统的组成和分类	180
第三节 空调装置的自动调节	187
第四节 空气调节装置的实例	194
第五节 空气调节装置的管理	198
第十章 船用燃油辅助锅炉与废气锅炉	203
第一节 概述	203
第二节 燃油辅助锅炉的结构	204
第三节 辅助锅炉的燃烧装置和燃油系统	207
第四节 锅炉的附件和汽、水系统	212
第五节 辅助锅炉的自动控制	217
第六节 辅助锅炉的管理	220
第七节 废气锅炉与热管锅炉	226
第十一章 船用油分离机	230

第一节	油分离机的工作原理	230
第二节	油分离机的构造	233
第三节	自动排渣油分离机的工作原理	237
第四节	油分离机的管理	243
第十二章	船舶防污染装置	247
第一节	船舶对水域的污染	247
第二节	船用油水分离器	250
第三节	生活污水处理装置	257
第四节	船用焚烧炉	262
第十三章	海水淡化装置	265
第一节	概述	265
第二节	海水淡化装置的工作原理和影响其性能的因素	265
第三节	船用海水淡化装置实例	269
第四节	海水淡化装置的管理	273
第五节	制淡装置的常见故障和排除方法	276
第十四章	操舵装置	278
第一节	概述	278
第二节	液压传动的基础知识和液压控制阀	283
第三节	转舵机构	297
第四节	柱塞式液压泵	300
第五节	阀控型舵机液压系统实例	307
第六节	泵控型舵机液压系统实例	320
第七节	液压舵机的管理	334
第十五章	锚机、系缆机和起货机	343
第一节	锚机装置概述	343
第二节	电动锚机	345
第三节	液压锚机	349
第四节	系缆机	358
第五节	液压起货机	362
第六节	锚机、系缆机和起货机的管理	367
附录一	常用液压图形符号	368
附录二	常用物理量单位符号说明和换算关系	373
主要参考书目		374

绪 论

船舶动力装置是保证船舶正常航行、作业、停泊及船员、旅客正常工作和生活所必须的机械设备综合体。它由推进装置、辅助装置、船舶甲板机械、船舶管理系统、遥控及自动化设备等五部分组成。除了前后两部分外,其余三部分所涉及的范围广泛的辅助机械(除发电机组外),统称为船舶辅机。根据服务对象,船舶辅机可分为:

1. 为用作船舶航行动力机的主机服务的:空气压缩机、燃油输送泵、润滑油泵、淡水泵海(江)水泵,油分离机等。
2. 为船舶航行和安全服务的:舵机、起锚机、绞缆机、吊艇机、消防泵、压载泵、舱底水泵等。
3. 为船舶货运服务的:起货机、舱口盖机、通风机、驳油泵、洗舱泵等。
4. 为船员和旅客生活服务的:燃油辅助锅炉、废气锅炉、制冷装置、空气调节装置、江水快速净化装置、海水淡化装置、清水泵和卫生水泵等。
5. 为船舶防污染服务的:油水分离器、生活污水处理装置、焚烧炉等。

可见,船舶辅机范围广泛,种类繁多,为便于系统学习和掌握各种辅助机械的基本理论与养、用、管、修的有关内容,可把它们归纳为六大类:1)船用泵;2)气体压送机械;3)制冷与空调装置;4)辅助蒸汽锅炉;5)油水净化和防污染装置;6)甲板机械。

虽然作为推进装置的主要组成部分的船舶主机,其工作的好坏,直接关系到船舶动力装置的性能、船舶的正常航行和安全,然而它是否能安全可靠地运行和充分发挥其作用,又必须依赖动力装置中各种辅助机械及其管路系统的配合。而船舶辅机中用于控制船舶航行方向的舵机,其技术状况的好坏,更是直接影响船舶航行的安全,很多船舶往往因舵机失灵而发生海损事故,所以船员又把舵机称为船舶的“命根子”;与货运、客运和船员工作生活条件密切相关的各种辅机的正常运行,也是船舶快速多装缩短常运周期的不可缺少条件。可见,船舶辅机并不是动力装置中的次要部分,其重要性并不亚于主机,只是“分工”不同名称叫辅机而已,应予足够重视。

船舶辅机是消耗功的机械,它必须靠原动机(柴油机、汽油机、蒸汽机、电动机、油马达)驱动。所以,船舶辅机一般由工作机械和原动机两部分组成。在内燃机船舶上,除液压锚缆机和起货机外,通常都采用电动机作原动机。

本书主要介绍各种船舶辅机的结构、工作原理、性能、运行操作、调试、维护保养、常见故障分析和修理等内容。

船舶辅机大多实现自动控制,并朝着标准化、系列化、小型化、自动化和采用电子计算机控制的方向发展。

第一章 船用泵总述

第一节 泵的功用与分类

一、泵的功用

泵是用来输送液体或提高液体压力的机械。在船舶上,它是一种应用最广泛、数量和类型最多的辅助机械。主、辅机所需的燃油、润滑油、冷却水,锅炉所需的燃油和补给水,生活上所需的饮用水和卫生水,压载所需的压载水,消防水和舱底水,液压舵机和液压起货机所需的动力油等等,都是由泵来输送的。

二、船用泵的分类

1. 按用途分有:

- 1) 船舶动力装置用泵:有燃油泵、润滑油泵、淡水泵、海水泵、液压舵机油泵、液压锚机及起货机油泵、锅炉给水泵、制冷装置用的冷却水泵、海水淡化装置给水泵和排污泵等。
- 2) 船舶通用泵:主要有舱底水泵、压载水泵、消防泵、日用淡水泵及卫生水泵等。
- 3) 特殊船用泵:如油船的货油泵、洗舱泵、挖泥船的泥浆泵、渔船上的捕鱼泵等。

2. 按工作原理分有:

1) 容积式泵——靠泵工作部件的运动使工作容积周期性地增减变化而吸排液体的泵。根据工作部件运动方式的不同,容积式泵又可分为往复泵和回转泵。而回转泵又包括齿轮泵、螺杆泵、叶片泵、水环泵等。

2) 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而吸排液体的泵。它又叫透平式泵,包括离心泵、轴流泵和旋涡泵等。

3) 喷射泵——靠具有一定压力的流体产生的高速射流来引射需输送的流体的泵。这种类型泵中主要有水喷射泵、水喷射真空泵和蒸汽喷射泵等。

3. 按原动力来分有:

- 1) 手动泵; 2) 电动泵; 3) 蒸汽泵; 4) 柴油机带动泵(随车泵)。

第二节 泵输送液体的条件与原理

任何液体在没有外界提供能量的条件下,不可能自发地由低处流向高处。

在图 1-1 所示的液体输送系统中,若取吸入液面 I-I 为基准面,则吸入液而 I-I 和排出液面 II-II 间单位重量液体实际流动的能量方程式可写为:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + E = Z + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_w \quad (1-1)$$

式中: P_1 ——吸入液面上的压力, Pa;

P_2 ——排出液面上的压力, Pa;

Z ——吸排液面间垂直(提水)高度, m;

v_1 ——吸入液面流速, m/s;

v_2 ——排出液面流速, m/s;

h_w ——吸排管路中的总阻力损失能量之和, m;

ρ ——液体的密度, kg/m³;

g ——重力加速度, 9.8 m/s²;

E ——泵给予单位重量液体的能量比能, m。

因 v_1 和 v_2 均很小, 可认为 $v_1 \approx v_2$, 由式(1-1)可得出:

$$E = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + Z + h_w \quad (1-2)$$

由此可见: 泵给予液体的能量, 主要用来克服吸排液面上压力差和液体在管路中各种流动阻力并将液体提升一定几何高度。

显然, 只有在泵的进口产生的真空度足以吸上液体和液体在泵中获得的能量能满足以上要求时, 才能实现液体的输送。

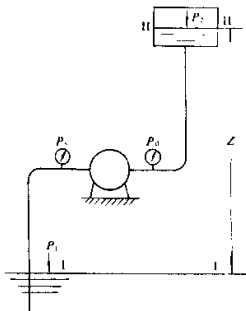


图 1-1 泵装置简图

第三节 泵的性能参数

为了表明泵的性能, 在泵的铭牌和说明书上通常给出以下性能参数, 以便于选用和比较。

一、流 量

流量是指泵在单位时间内所排送液体的数量。它又可分为体积流量和质量流量(又称排量)。

体积流量通常用 Q 来表示, 单位是 m³/s、m³/h、l/min。

质量流量通常用 G 来表示, 单位是 kg/s、kg/min 或 t/h。

泵铭牌上标注的流量是指额定流量。

二、压 头

压头又称扬程, 是指泵传给单位重量液体的能量, 即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 m(液柱)。液体经过泵后, 若液体所获得的能量(包括位能、动能和压力能)全部转换成位能, 则扬程又可理解为泵能将液体所扬送的理论几何高度(它大于实际几何高度)。

泵铭牌上所标注的扬程是额定扬程, 也就是泵在设计工况下的扬程。面泵的工作扬程取决于泵工作管路中的背压, 它不一定正好等于额定扬程, 根据扬程的定义可用下式估算(参见图 1-1):

$$H = \frac{P_d - P_s}{\rho g} + \Delta Z + \frac{v_d^2 - v_s^2}{2g} \quad (m) \quad (1-3)$$

式中: P_d ——泵的排出压力表读数, Pa;

P_a ——泵的吸入压力表读数, Pa;

v_d ——泵排出管内流速, m/s;

v_s ——泵吸入管内流速, m/s;

ρ ——液体的密度, kg/m³;

g ——重力加速度, 9.8m/s²;

ΔZ ——泵吸入口与排出口的高度差, m。

由于泵的吸排管的管径相同或相近, 可认为 $v_d \approx v_s$, 而 ΔZ 很小, 则式(1-3)可写为:

$$H \approx \frac{P_d - P_s}{\rho g} \quad (\text{m}) \quad (1-4)$$

应当指出, 容积式泵铭牌上标注的往往不是额定扬程而是额定排出压力, 它是按照试验标准连续工作所允许的最高排出压力。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。压力和扬程可按下式换算:

$$H = \frac{P}{\rho g} \quad (1-5)$$

式中: ρ ——液体的密度, kg/m³;

g ——重力加速度, m/s²。

三、功 率

泵的功率有输出功率和输入功率之分。

1. 输出功率 P_e

输出功率又称有效功率, 是指泵在单位时间内实际传给排出液体的能量, 用 P_e 表示, 单位是 W 或 kW, 它可用下式计算:

$$P_e = GH = \rho g Q H \approx (P_d - P_s) Q \quad (\text{W}) \quad (1-6)$$

式中: G ——泵的质量流量, kg/s;

H ——泵的工作压头, m;

ρ ——液体的密度, kg/m³;

g ——重力加速度, 9.8m/s²;

P_d ——泵的排出压力表读数, Pa;

P_s ——泵的吸入压力表读数, Pa。

2. 输入功率 P_i

输入功率又称轴功率, 指单位时间内原动机传给泵的能量, 即原动机传给泵轴的功率, 用 P_i 表示。

铭牌上所标注的功率指的是额定工况下的轴功率。

四、效 率

泵的效率(总效率)是指泵的输出功率与输入功率之比, 通常用 η 表示, 即:

$$\eta = P_e / P_i \quad (1-7)$$

由于泵在实际工作中不可避免地会产生各种能量损失, 不可能把轴功率全部转变为有效功率, 因此有效功率总是小于轴功率, 即 $\eta < 1$ 。由此可见, 效率是表明泵工作时经济性好坏或能量损失大小的参数。各种类型的泵因工作原理和制造工艺不同其效率有时相差甚远, 一般往

复泵效率为 75%~95%，离心泵效率为 60%~90%，而喷射泵的效率则仅有 30%左右。

泵的能量损失包括：

1. 容积损失——漏泄及吸入液体中含有气体等造成的流量损失。它的大小用容积效率 η_v 来衡量。容积效率 η_v 为实际流量 Q 与理论流量 Q_T 之比，即：

$$\eta_v = Q/Q_T \quad (1-8)$$

2. 水力损失——液体流经泵内时因摩擦、撞击、旋涡等水力现象造成的压力损失。它的大小用水力效率 η_h 来衡量。水力效率 η_h 实际压头 H 与理论压头 H_T 之比，即：

$$\eta_h = H/H_T \quad (1-9)$$

3. 机械损失——泵运动部件的机械摩擦所造成的能量损失(或功率损失)。它的大小用机械效率 η_m 来衡量。机械效率 η_m 为按理论排量 and 理论扬程计算的功率与输入功率之比，即：

$$\eta_m = \rho g Q_T H_T / P \quad (1-10)$$

由式(1-7)~(1-10)可得：

$$\eta = \frac{P_s}{P} = \frac{\rho g Q H}{P} = \frac{\rho g Q H}{\rho g Q_T H_T} \times \frac{\rho g Q_T H_T}{P} = \frac{Q}{Q_T} \times \frac{H}{H_T} \times \frac{\rho g Q_T H_T}{P} = \eta_v \eta_h \eta_m \quad (1-11)$$

泵铭牌上标注的效率是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。

五、转 速

泵的转速是指泵轴每分钟回转数，用 n 表示，单位是 r/min (rpm)。一般交流电动机驱动的泵，其转速是衡定的。对于没有回转变轴的蒸汽直接作用往复泵，常以每分钟活塞的往复次数代替转速。电动往复泵的泵轴(曲轴)的转速一般比原动机转速低，泵铭牌上所标注的转速是指泵轴的额定转速。

六、允许吸上真空高度

允许吸上真空高度是指泵在额定工况下保证不产生汽蚀时泵进口处能达到的最大真空度(m)。它大于泵的吸水几何高度。

允许吸上真空高度是泵吸入性能好坏的重要指标，也是估算泵的最大安装高度的依据，只有在泵的安装高度小于允许吸上真空高度时，泵才能正常工作。

铭牌上所标注的允许吸上真空高度(H_s)值是由制造厂在标准大气压(760mmHg)下，输送 20℃清水，通过试验把泵刚好产生汽蚀时泵进口的最大真空高度减去 0.3m 安全量后的数据。一般泵的允许吸上真空高度 [H_s] 约在 2.5m~9m 之间。

第二章 往 复 泵

往复泵是一种容积式泵,它是靠活塞或柱塞的往复运动,使工作容积发生变化而实现吸排液体的泵。

第一节 往复泵的基本结构、工作原理和分类

一、往复泵的基本结构与工作原理

1. 基本结构

如图 2-1 所示,泵缸 1 内的活塞 2,通过活塞杆由原动机带动在缸内作往复运动。与泵缸连通的阀箱中装有允许液体单向流动的吸入阀 3 与排出阀 4。接于泵进口的吸入管伸到被输送的液体的液面以下,并装有吸入滤器;接于泵出口的排出管则一直延伸到需要用水的场所。

2. 工作原理

如图 2-1 所示,当活塞从左死点向右死点移动时,泵缸左侧的容积增大,压力降低并形成真空,此时,排出阀 4 因背压大而紧闭,缸中或水舱内的液体在大气压与缸内压力的压差作用下,通过吸入管顶开吸入阀 3 进入缸内,直至活塞运动到右死点。这是泵的吸入过程。

当活塞向左回行时,泵缸左侧的容积缩小,压力升高,迫使吸入阀关闭和排出阀开启,液体经排出阀排出泵缸,直至活塞回到左死点。这是往复泵的排出过程。

因此,只要活塞不断地作往复运动,液体就不断地被吸入缸内和排出缸外,从而实现液体的连续输送。

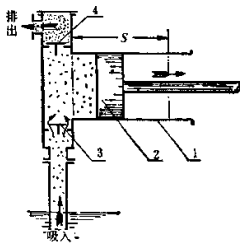


图 2-1 往复泵的结构简图
1-泵缸;2-活塞;3-吸入阀;4-排出阀

二、往复泵的分类

往复泵的分类方法很多,但归纳起来主要可分为活塞式与柱塞式两大类。

1. 活塞式往复泵

该系的特点是活塞直径较大且较短,呈盘状结构,其上装有活塞环。因密封性能较差,故不适用于高压。

活塞式往复泵按其作用次数可分为:

1) 单作用泵——活塞在一个往复行程中吸排液各一次的泵。这种泵只有一个工作空间,其吸入与排出过程是交替进行的,所以它的流量是断续面极不均匀的。图 2-1 所示即为单作用泵。

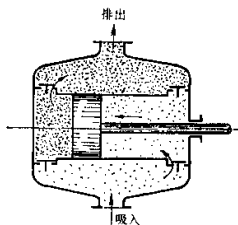


图 2-2 单缸双作用泵

喷油凸轮轴驱动。

2) 双作用泵——活塞在一个往复行程中吸排液各两次的泵。其结构示意图如图 2-2 所示。这种泵有两个工作空间，每个空间都有自己的吸入阀和排出阀。因此，它的流量要比相同尺度的单作用泵差不多大一倍，且要均匀得多。

3) 多作用泵——在活塞一个往复行程中吸排液体各多次的泵。一般奇数多作用泵由多个单作用泵组合而成，而偶数多作用泵则由多个双作用泵组合而成。船上常用的有三缸三作用泵和双缸四作用泵。

4) 差动作用泵 活塞在一个往复行程中一次吸入的液体分两次排出或两次吸入的液体一次排出的泵。图 2-3 所示属前者，用作小型柴油机的输油泵，偏心轮 1 由柴油机的

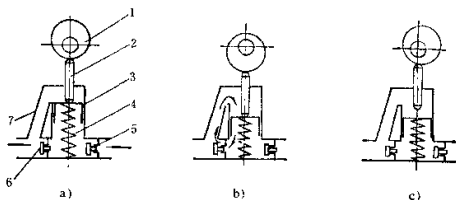


图 2-3 活塞式输油泵工作原理

1-偏心轮;2-顶杆;3-活塞;4-弹簧;5-进口单向阀;6-出口单向阀;7-泵体

当偏心轮 1 由图 a) 的位置继续转动时，顶杆 2 就迫使活塞 3 向下运动，活塞下腔的油液受挤压使单向阀 5 关闭、6 开启，油即经单向阀 6，一部分排至排出管道，一部分排至容积增大的活塞的上腔，直至偏心轮转至图 b) 的位置。随后，在弹簧 4 的作用下活塞开始上移，如图 c) 所示，活塞下腔的容积增大，单向阀 6 关闭、5 开启，油液进入活塞下腔；同时，活塞上腔容积减小，其内油液（即前一循环中吸入油液）排至排出管道，直至偏心轮转回至图 a) 所示的位置。可见，采用这种结构，就能实现活塞的一个往复行程中，一次吸入油液分两次排出。显然，采用这种差动系的目的是解决供液均匀性的问题。

2. 柱塞式往复泵

它的特点是柱塞的直径较小且较长，圆柱面经过精密加工且有若干道环形均压槽，有良好的密封性，故适用于高压。

它常用作液压舵机和液压起重机的动力油泵。常见的有径向柱塞泵和轴向柱塞泵。其结构和工作原理请参阅本书的第十四章。

第二节 往复泵的流量与流量不均匀度

一、往复泵的流量

1. 理论流量

往复泵的理论流量等于单位时间内活塞在缸内所扫过的容积。

1) 单作用泵的理论流量

单缸单作用泵的理论流量为:

$$Q_T = 60Asn \quad (\text{m}^3/\text{h}) \quad (2-1)$$

式中: A ——活塞面积($A = \frac{1}{4}\pi D^2$), m^2 ;

s ——活塞的工作行程, m ;

n ——泵轴的转速, r/min ;

D ——活塞的直径, m 。

K 缸单作用泵(K 个单缸单作用泵组合在一起的泵)的理论流量为:

$$Q_T = 60KAsn \quad (\text{m}^3/\text{h}) \quad (2-2)$$

2) 双作用泵的理论流量

单缸双作用泵的理论流量为:

$$Q_T = 60(2A-a)sn \quad (\text{m}^3/\text{h}) \quad (2-3)$$

式中: a ——活塞杆的截面积($a = \frac{1}{4}\pi d^2$), m^2 ;

d ——活塞杆的直径, m 。

K 缸双作用泵(K 个单缸双作用泵组合在一起的泵)的理论流量为:

$$Q_T = 60K(2A-a)sn \quad (\text{m}^3/\text{h}) \quad (2-4)$$

2. 实际流量

往复泵的实际流量 Q 总是小于理论流量 Q_T , 其原因如下:

1) 泵的阀、活塞环和活塞杆填料等处都会有一定的漏泄。

2) 因阀门动作的迟滞产生了液体的流失。

3) 吸入的液体中含有气体, 从而减少了吸入的液体量。气体来自: (1) 吸入的液体本身含有气泡; (2) 压力降低时溶解在液体中的气体会逸出; (3) 液体本身可能汽化; (4) 从活塞杆的填料箱或吸入管等不严处漏入的空气。

往复泵的容积效率一般可达 85%~95%。实际上, 由于泵的类型、大小和新旧程度的不同, η_v 会存在较大差异。

二、往复泵的流量不均匀度

1. 瞬时流量

上面讨论的往复泵的流量实际上只是个平均流量。当活塞的直径 D 、行程 S 及转速 n 一定时, 其值是不变的。若假设活塞以瞬时速度 $v(\text{m}/\text{s})$ 排送液体, 则瞬时流量 q_1 就可表达为:

$$q_1 = Av \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (2-5)$$

由于往复泵活塞在泵缸内作不等速运动, 故其瞬时流量是不均匀的, 经推导, 往复泵相应于某曲柄转角 β 的瞬时流量 q 可写成:

$$q = AR\sin\beta \quad (2-6)$$

式中: A ——活塞的有效面积, m^2 ;

R ——曲柄半径, m ;

β ——曲柄转角。

从上式可以看出, 瞬时流量 q 是按正弦曲线规律变化的, 如图 2-4 所示。其中图 a)、b)、c)、

d) 分别为单作用泵、双作用泵,三作用泵和四作用泵的瞬时流量曲线。

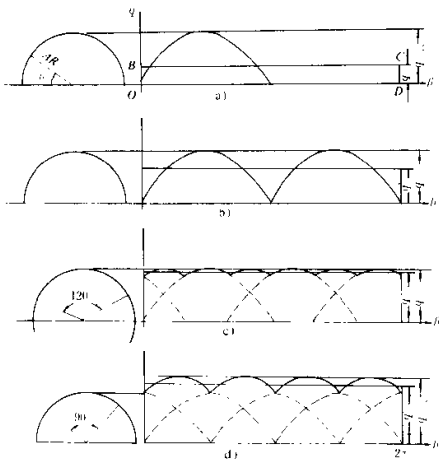


图 2-4 不同作用次数的往复泵的瞬时流量曲线

2. 流量不均匀度

瞬时最大流量 q_{\max} 与瞬时平均流量 q_m 之比值称为流量不均匀度,用 δ 表示,即:

$$\delta = q_{\max} / q_m \quad (2-9)$$

δ 越大,说明流量越不均匀。显然不同作用次数的往复泵,流量不均匀度 δ 是不相同的。根据计算,单、双、三和四作用泵的 δ 值分别为 3.14, 1.57, 1.05 和 1.10。

值得一提的是,在某些场合流量不均匀程度是用流量脉动率 $\delta_Q = (q_{\max} - q_{\min}) / q_m$ 来表示的,式中的 q_{\min} 表示为瞬时最小流量。

3. 改善流量不均匀的措施

- 1) 采用多作用泵。
- 2) 泵的出口加装空气室。

第三节 往复泵的正常吸入条件与空气室

一、泵的正常吸入条件

1. 吸入压力的概念

往复泵在吸入行程中,其活塞底部所受的液体压力称为吸入压力,用 P_s 表示。因吸入压力不易测得,所以,常用泵吸口处的压力来代替。

显然,如果泵的吸入口不能建立足够低的压力(或足够大的真空度),液体就无法利用所形成的压差进入泵缸,当然泵也就无法输送液体。但如果泵的吸入压力过低,液体有可能因汽化