

船舶辅机 考证指南

郑士君 李新棣 戴泽民 编著
何君华 主审



人民交通出版社

船舶辅机考证指南

Chuanbo Fuji Kaozheng Zhinan

郑士君
李新棣 编著
戴泽民
何君华 主审

人民交通出版社

内 容 提 要

本书内容覆盖了1998年国家海事中心发布的《海船船员适任考试和评估大纲》的要求与近几期全国统考试题的出题范围与类型。全书共分8章:船用泵;空气压缩机;甲板机械;制冷与空气调节装置;海水淡化装置;燃油辅助锅炉与废气锅炉;历届船舶辅机试卷分析。前7章内容分为考证大纲要求、复习指南、练习题、参考答案四部分;并在第8章中介绍了海事中心的试题库组成、组卷规则、试题分布统计、近几期全国统考试卷(所有等级)分析与答案。旨在帮助参加轮机员适任考试学员加深对大纲要求内容的理解,加快复习进程,熟悉考题的类型,提高答题的应变能力。

本书是一本供准备参加轮机员适任证书考试学员与轮管专业在校学生使用的教程。

图书在版编目(CIP)数据

船舶辅机考证指南/郑士君,李新棣,戴泽民编著.
北京:人民交通出版社,2001.4
ISBN 7-114-03862-3

I. 船... II. ①郑...②李...③戴... III. 船舶辅机-船
员-资格考核-自学参考资料 IV. U664.5

中国版本图书馆CIP数据核字(2001)第19324号

船舶辅机考证指南

郑士君

李新棣 编著

戴泽民

何君华 主审

正文设计:孙立宁 责任校对:张莹 责任印制:张凯

人民交通出版社出版发行

(100013 北京和平里东街10号 010 64216602)

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:23.75 字数:608千

2001年5月 第1版

2001年5月 第1版 第1次印刷

印数:0001—3500册 定价:45.00元

ISBN 7-114-03862-3

U·02804

编 者 的 话

本书根据 STCW78/95 公约、《中华人民共和国海船船员适任考试、评估和发证规则》,并按 1998 年国家海事中心发布的《海船船员适任考试和评估大纲》的要求与近几期全国统考试卷的出题范围与类型编写而成。旨在帮助参加轮机员适任证书的考生熟悉考题的类型,提高答题的应变能力,并通过一定量习题的练习,加深对所学内容的理解。本书自 1990 年首次内部印刷与 1995 年正式出版作为船员考证复习材料以来,经多次修改,多次印刷,深得各方而的欢迎。在本次再版之际,作者结合多年教学实践,按 1998 年国家海事中心发布的《海船船员适任考试和评估大纲》的要求又对本书作了较大删选与修改,充实了考证复习指南部分内容,增补了海事中心相关的命题要求与组卷规则,并结合近几期的试卷进行了针对性分析,并提供了习题的参考答案,以满足教与学的要求。

全书内容以有效性、全面性、适纳性、适考性为基本原则,全书共分 8 章,其内容为:船用泵;空气压缩机;甲板机械;船舶制冷装置;船舶空气调节装置;海水淡化装置;船舶辅助锅炉与废气锅炉;历届船舶辅机试卷分析。前 7 章每章内容包括:本章内容考证大纲要求、复习指南、练习题、参考答案四大部分。第 8 章内容包括海事中心的试题库组成介绍、组卷规则、试题分布统计、本科目近几期全国统考试卷(所有等级)分析与答案。

参加本书编写的有上海海运学院郑士君,上海远洋教育中心李新棣,中海(集团)公司职工大学戴泽民,交通部上海船员培训中心陆锡强,广州航海高等专科学校温格知、吴少勇,青岛远洋船员学院周明顺。全书由郑士君定稿,并由上海海事局何君华审定。

本书在编写过程中,得到了中国海事中心船员考试部龚利平,上海海事局陈煜、谢群威、何君华,湛江海事局胡梅生以及编者所在单位同事们的帮助,在此一并致以诚挚的谢意。

船员考证指南的编写是一种尝试,复习内容的覆盖面与深度,特别是练习题的取舍与解答,虽经反复斟酌,几经修改,仍深感未能尽如人意,误漏之处难免,恳请读者使用后予以批评指正。

编者 2001 年 3 月于上海

目 录

第1章 船用泵	1
§ 1-1 本章内容考证大纲要求	1
§ 1-2 复习指南	1
一、船用泵的分类与基本参数	1
二、往复泵	3
三、齿轮泵	5
四、螺杆泵	8
五、叶片泵	9
六、离心泵	11
七、旋涡泵	18
八、喷射泵	19
九、水环泵	19
§ 1-3 练习题	20
§ 1-4 参考答案	60
第2章 活塞式空气压缩机	63
§ 2-1 本章内容考证大纲要求	63
§ 2-2 复习指南	63
一、活塞式压缩机的工作原理	63
二、多级压缩与中间冷却	65
三、船用空气压缩机的结构	65
四、空气压缩机的自动控制	66
五、空气压缩机的管理	66
§ 2-3 练习题	68
§ 2-4 参考答案	76
第3章 液压甲板机械	78
§ 3-1 本章内容考证大纲要求	78
§ 3-2 复习指南	81
一、液压传动基本知识	81
二、液压泵	82
三、压力控制阀	84
四、方向控制阀	87
五、流量控制阀	89
六、液压马达	90
七、辅助元件	92
八、液压油	97

九、舵机概述	103
十、推舵机构	105
十一、舵机的操舵控制系统	106
十二、舵机液压系统	108
十三、舵机的调试与日常管理要点	109
十四、舵机常见故障分析	110
十五、船用起货机概述	111
十六、起货机液压系统	112
十七、系泊设备	114
十八、液压甲板机械的管理要点	115
§ 3-3 练习题	116
§ 3-4 参考答案	157
第4章 船舶制冷装置	160
§ 4-1 本章内容考证大纲要求	160
§ 4-2 复习指南	162
一、船舶制冷概述	162
二、蒸汽压缩式制冷技术基础	163
三、制冷剂和冷冻机油	167
四、制冷压缩机	170
五、制冷装置换热器及辅助设备	174
六、制冷装置的自动化元件	176
七、船舶伙食冷库制冷系统	179
八、制冷装置的管理	180
九、制冷装置的常见故障分析	183
§ 4-3 练习题	185
§ 4-4 参考答案	229
第5章 船舶空气调节装置	231
§ 5-1 本章内容考证大纲要求	231
§ 5-2 复习指南	231
一、空气调节概述	231
二、船舶空气调节器与供风设备	234
三、集中式空调系统	236
四、空气调节装置的自动控制	237
五、空气调节装置的管理	239
§ 5-3 练习题	239
§ 5-4 参考答案	252
第6章 船用海水淡化装置	253
§ 6-1 本章内容考证大纲要求	253
§ 6-2 复习指南	253
一、简介	253

二、蒸馏式海水淡化装置的工作原理	253
三、海水淡化装置的运行管理	254
四、常见故障分析	255
§ 6-3 练习题	256
§ 6-4 参考答案	264
第 7 章 船舶辅助锅炉与废气锅炉	265
§ 7-1 本章内容考证大纲要求	265
§ 7-2 复习指南	266
一、概述	266
二、船用辅助锅炉的构造与类型	267
三、废气锅炉	269
四、辅助锅炉的燃油设备与系统	269
五、辅助锅炉的汽、水系统	272
六、辅助锅炉的炉水要求与处理	274
七、辅助锅炉的自动控制与安全保护	276
八、辅助锅炉的运行管理	277
九、船用辅锅炉常见故障分析	278
十、船用辅锅炉的检验	280
§ 7-3 练习题	281
§ 7-4 参考答案	308
第 8 章 历届船舶辅机试卷分析	310
§ 8-1 试题库组成与组卷规则	310
一、试题库组成	310
二、组卷规则(双向细目表)	311
三、组卷实例分析	313
§ 8-2 二十五期船舶辅机试卷分析	315
一、二十五期船舶辅机试卷	315
二、二十五期试卷参考答案	342
§ 8-3 二十六期船舶辅机试卷分析	343
一、二十六期船舶辅机试卷	343
二、二十六期试卷参考答案	368
后记	370
参考文献	371

第1章 船用泵

§1-1 本章内容考证大纲要求

1. 适用对象: 3000kW 及以上船舶二/三管轮(843)

适任	考 试 内 容	评 价 标 准
一、船用泵	1. 船用泵性能参数 2. 电动往复泵、齿轮泵(外、内啮合式)、叶片泵(单、双作用式)、螺杆泵(单、三螺杆式)、水环泵、离心泵、旋涡泵、喷射泵的工作原理、典型结构、性能特点和管理维修要点 3. 泵的正常工作条件和常见故障的分析与处理	熟悉流量、扬程、功率、允许吸上真空度、气蚀余量等参数 了解所列各种泵的工作和结构特点;了解叶轮式泵比转数的意义和特性曲线的应用;能对所列泵的性能进行对比;掌握工况调节、串、并联使用的特点和管理维修的要求 能分析所列各泵不能输送液体或流量不足、发生气蚀、异响、过载等故障的原因及提出正确的处理方法

2. 适用对象: 750 ~ 3000kW 船舶二/三管轮(844)

适任	考 试 内 容	评 价 标 准
一、船用泵	1. 船用泵性能参数 2. 电动往复泵、齿轮泵(外、内啮合式)、叶片泵(单、双作用式)、螺杆泵(单、三螺杆式)、水环泵、离心泵、旋涡泵、喷射泵的工作原理、典型结构、性能特点和管理维修要点 3. 泵的正常工作条件和常见故障的分析与处理	熟悉流量、扬程、功率、允许吸上真空度、气蚀余量等参数 了解所列各种泵的工作和结构特点;了解叶轮式泵比转数的意义和特性曲线的应用;能对所列泵的性能进行对比;掌握工况调节、串、并联使用的特点和管理维修的要求 能分析所列各泵不能输送液体或流量不足、发生气蚀、异响、过载等故障的原因及提出正确的处理方法

3. 适用对象: 未满 750kW 船舶二/三管轮(845)

适任	考 试 内 容	评 价 标 准
一、船用泵	电动往复泵、齿轮泵、离心泵、的工作原理、典型结构和使用管理	熟悉了解所列泵的基本结构,掌握它们的工作原理和使用管理中的不同特点

§1-2 复习指南

一、船用泵的分类与基本参数

1. 泵的分类

泵是用来提高液体机械能的一种机械,按用途可分为以输送液体为主的输送泵与以能量传递为主的液压泵。

按工作原理可分为:

容积式泵——依靠工作部件运动造成工作腔容积周期性地发生变化来吸排液体,靠挤压使液体压力能增加的泵,主要有往复型与回转型二种,按结构分为往复型的有活塞泵与柱塞

泵,回转型有齿轮泵,螺杆泵,叶片泵等。

离心式泵——依靠高速旋转的叶轮将机械能传递给液体,使液体的压力能和动能增加并连续吸排液体的泵,主要有离心泵,旋涡泵等。

喷射式泵——利用高压工作流体经喷嘴产生的高速射流引射需输送的流体,通过动量交换使其能量增加进行吸排液体的泵。

2. 泵的基本参数

流量(Q):泵在单位时间内所输送的液体量,常用单位为 m^3/s (或 l/min , m^3/h),容积式泵每转一周的排出量常用排量 q 来表示, $Q_1 = q \cdot n$ (n —泵的转速, r/min)。有时泵的流量也用质量来度量,即称质量流量,用 G 表示: $G = \rho Q \quad \text{kg}/\text{s}$ 。

扬程(H)是指单位重量的液体通过泵后所增加的机械能(亦称压头),常用单位为 $\text{Nm}/\text{N} = \text{m}$ 。

$$H = \frac{p_{\text{dr}} - p_{\text{sr}}}{\rho g} + (Z_s + Z_d + \Delta Z) + (\Sigma h_s + \Sigma h_d) = \frac{p_{\text{dr}} - p_{\text{sr}}}{\rho g} + Z + \Sigma h \quad \text{m}$$

式中: $Z = Z_s + Z_d + \Delta Z$ ——吸入液面到排出液面间的总高度, m ;

$\Sigma h = \Sigma h_s + \Sigma h_d$ ——泵的吸、排管路阻力之和, m 。

泵所产生的扬程主要用于克服吸、排管路间的压力差、高度差与管路阻力。

容积式泵一般标注额定排出压力而不标注额定扬程,实际工作压力不允许超过额定压力;叶轮式泵标注额定扬程,其工作扬程高于额定扬程一定量时仍可工作,但效率明显下降。

叶轮式泵通常采用扬程来表示液体经过泵后所获的能量,而容积式泵则采用排出压力 P_d 来表示,两者间的关系为:

$$P_d = \rho g H \quad \text{Pa}$$

式中: ρ ——液体的密度, kg/m^3 ;

g ——重力加速度, $9.8 \text{ m}/\text{s}^2$ 。

转速(n):泵轴在单位时间内的转速,常用单位 r/min 。

功率(P):泵功率有输出功率,输入功率与配带功率之分。

输出功率又称有效功率,指泵在单位时间内实际传给液体的能量,用 P_e 表示:

$$P_e = \rho g Q H = p_d Q \quad \text{kW}$$

输入功率又称轴功率,用 P 表示:

$$P = P_e / \eta \quad \text{kW}$$

配带功率是指泵所配的原动机额定输出功率,用 P_m 表示:

$$P_m = k_m P \quad (k_m \text{ 为配带系数,取 } 1.1 \sim 1.42)$$

泵的效率 η 是容积效率 η_v ,机械效率 η_m 与水力效率 η_h 的乘积。

η_v 是指泵泄漏与吸入空气等造成的流量损失,

$$\eta_v = Q / Q_1 \quad (- \text{实际流量 } Q \text{ 与理论流量 } Q_1 \text{ 之比})。$$

η_h 是指流体在泵内流动产生的摩擦、撞击、旋涡等水力损失所造成的扬程损失,

$$\eta_h = H / H_1 \quad (\text{实际扬程 } H \text{ 与理论扬程 } H_1 \text{ 之比})。$$

η_m 是由机械摩擦所造成的机械损失,

$$\eta_m = \rho g Q_1 H_1 / P = P_b / P \quad (\text{水力功率 } P_b \text{ 与输入功率之比})。$$

允许吸上真空高度 $[H_s]$:为防泵产生气穴,泵工作时所允许的最大吸入真空高度:

$$[H_s] = [Z_s] + \frac{v_s^2}{2g} + \Sigma h_s \quad \text{m}$$

式中: $[Z_s]$ ——水泵允许吸入高度, m。

泵的允许吸上真空高度是泵吸入性能好坏的重要标志,也是管理中控制泵最高吸入真空度的依据,主要取决于泵的类型与结构。影响泵吸入真空度的原因主要有:泵内阻力;吸入压力;液体温度;泵的流量大小。

二、往复泵

1. 吸排原理

利用泵缸中的活塞或柱塞作往复运动使工作腔容积发生周期性的变化,容积增大,压力降低是吸入液体;容积减小,液体受挤压是排出液体。

泵的正常吸入条件是:泵的吸入压力(p_s)要大于所排送液体温度对应的饱和蒸汽压力 p_v ,即: $p_s > p_v$,以防液体汽化产生气穴。另:泵要有足够低的吸入压力;吸入管路畅通;吸高不能过高;输送液体温度要适中;防止惯性使缸内产生水击或汽化(适当降低转速)。

泵的正常排出条件是:泵的排出压力大于排出液面压力、排出高度和排出管阻力之和。

活塞往复一次吸排各一次的泵称单作用泵;活塞往复一次吸排各二次的泵称双作用泵。

2. 流量计算

泵的流量公式为:

$$Q = 60 K A_e S n \quad \text{m}^3/\text{h}$$

式中: K ——泵的作用次数;

A_e ——活塞有效工作面积, m^2 ;

S ——活塞行程, m;

n ——泵的转速, r/min。

泵的瞬时流量:

$$Q = A_e v \quad \text{m}^3/\text{s}$$

式中: v ——活塞的瞬时速度, m/s;

$$v = r \omega \sin \beta$$

其中: r ——曲柄长度, m;

ω ——曲柄角速度;

β ——曲柄转角。

泵的供液不均匀度可用流量脉动率来表示:

$$\sigma_Q = (q_{\max} - q_{\min}) / q_m$$

式中: $q_{\max}$ 、 $q_{\min}$ 、 q_m ——分别为泵的最大、最小和平均理论流量。

σ_Q 的大小和曲柄与连杆的长度比 λ 有关, λ 小流量均匀,所以 λ 一般不大于0.25。

3. 往复泵的特点

1) 有自吸能力,自吸能力取决于泵的密封性能;

2) 理论流量与排出压力无关,只取决于工作容积变化量与转速;

3) 额定排出压力与泵的工作容积和转速无关,只取决于泵的强度,密封性与输入功率;

4)输出流量不均匀度,单作用泵约 314%,双作用泵约 157%,三作用泵约 105%,四作用泵约 111%,常采用空气室与多作用泵来改善输液不均匀性;

5)转速不易过高,过高转速易产生液击与恶化泵的吸入条件;

6)输送含颗粒杂质的液体时需设吸入滤器来防止泵的过度磨损与吸、排阀的卡死;

7)结构较复杂,易损件较多;

8)双缸四作用电动往复泵曲拐互成 90° ,以减小流量和功率脉动。

4. 空气室与泵阀

1) 空气室

往复泵由于活塞的变速运动,造成吸、排液体时流量和吸排压力的波动,易引起液击与恶化泵的吸入条件,限制了泵的转速提高,装设空气室是往复泵用来减轻流量和压力波动的常见措施之一,空气室通常设在泵的吸、排口处,故有吸入、排出空气室之分。

空气室是一个内部充有空气的容器,当泵的瞬时流量达到最大值与最小值时,通过空气室的“存”、“放”作用,就能很好地调节管路中的流量与工作压力,使管路中的流量与压力趋于均匀,其均匀性取决于空气室的容积与空气的存放量。

排出空气室:由于其工作压力较高,在工作过程中室内气体会不断溶于水中并被带走,因此,在排出空气室上设有充气阀,在工作过程中可视情通过充气阀对其进行补充。

吸入空气室:由于其工作压力较低,在工作过程中,溶解在液体中的气体会不断逸出,使室内的气体逐渐增加,当气体增加到一定量时,会使泵的输液不正常。为防止这种情况,吸入空气室的吸入管下端常钻有小孔或做成锯齿口状,也可将吸入口做成斜切状,将多余气体抽出。

2) 水阀

水阀结构有盘阀、锥阀、球阀、环阀等几种,其特点分别为:

盘阀:结构简单,易加工,水力损失较大,应用较广。

锥阀:关阀迅速,无需弹簧,密封性好,阻力小。

阀箱有上、中、下三层,上层为排出腔,中间通工作腔,下层为吸入腔;

对阀的要求:

关闭要严,用煤油试验 5min 内无渗漏;

阀的阻力 h_v 要小:

$$h_v = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} = \frac{1}{\rho g A_v} \left[(G_{vs} + R_s) + \frac{G_{vs}}{g} \cdot j_v \right]$$

阀的比载荷 H_v :

$$H_v = \frac{G_{vs} + R_s}{\rho g A_v}$$

式中: p_1 、 p_2 ——阀盘上、下的液体压力;

A_s ——阀座孔截面积;

G_{vs} ——阀与弹簧在液体中的重力;

R_s ——阀的弹簧力;

A_v ——阀盘面积;

j_v ——阀的加速度。

减轻泵阀比载荷(H_v)可减小阀的阻力,但会增加升程,使关闭滞后与撞击加剧, H_v 一般取

2~3m,最大4~6m。 H_v 小, η_h 高;高速泵取大些,以减小阀的升程,为提高泵的允许吸入真空度吸入阀的 H_v 值要比排出阀大。

关闭时撞击要轻,关阀无声的条件是:

$$h_{\max} \cdot n \leq 600 \sim 650$$

式中: $h_{\max}$ ——阀的最大升程,mm;

n ——泵的转速,r/min。

采用橡胶阀有利于改善阀的关阀撞击。阀关闭要迅速。

另:泵的转速不能太高,转速高,泵的容积效率低,阀关闭滞后与工作条件变差,阀是限止泵转速的主要原因;

粘性液体用球阀与锥阀,盘阀适用于清水,大流量时用环阀与群阀。

阀是密封件与易损件,要注重管理,阀线损坏时可研磨或光车;弹簧工作过久失去弹性,自由高度减少5%以上时要换新。

5. 往复泵管理注意事项

1) 运行中泵不应有异响、外漏泄,轴承处的温度不应超过70℃,润滑油压力在0.08~0.12 MPa;

2) 填料压盖压紧力合适,以允许有少量液体渗出润滑和冷却活塞杆,填料一般采用浸油或浸过石墨的棉纱或石棉编织物;

3) 活塞胀圈一般采用金属型与非金属型,对于后者更换时应先在热水中浸泡,待其发胀变形后再使用(搭口间隙1.5~3mm;自由状态8mm);

4) 安全阀开启压力为泵额定工作压力的1.1~1.15倍;

5) 泵的受压零件的水压试验压力为安全阀排放压力的1.5倍,试验时间不少于5分钟且不应泄漏。

6. 往复泵常见故障分析

1) 泵启动后不能供液

密封失效(密封圈干缩);吸、排阀故障;吸入管漏气;吸入口外露;吸入管堵;吸高太高;转速过高;吸入温度过高气化,吸入温度过低油粘度过大;排出通道堵塞。

2) 泵产生异响

液击;转速过高;气蚀。

机械:阀损坏;缸内有异物;传动件间隙过大;阀撞击;弹簧断;升程过大;密封圈、填料过紧。

3) 往复泵电机过载

密封圈、填料过紧;排出不畅;排出阀没开;安全阀设定值过高。

三、齿轮泵

常见的有:外啮合齿轮泵,内啮合齿轮泵,渐开线齿轮泵,摆线齿轮泵,斜齿轮泵与直齿轮泵等几种类型。

1. 齿轮泵的工作原理(以外啮合齿轮泵为例)

齿轮泵属回转容积式泵,通常由一对齿轮、泵壳、轴等组成,当齿轮回转时,在泵的一侧两轮齿脱开啮合,轮齿从齿谷中退出,容积增大,压力降低,被输送液体在压力差的作用下,经吸入口进入泵吸入侧的齿谷中,并随着齿轮的回转沿周向带到泵的另一侧;在泵的另一侧两轮齿进入啮合,轮齿进入齿谷中,容积减小,液体被挤压,克服外界阻力经排出口排出。

内啮合齿轮泵的工作原理与外啮合齿轮泵相同,由齿轮与齿环(内齿轮)组成,由于两者齿数关系,齿轮的转速要大于齿环;对具有月牙形隔板的内齿轮泵,当转向改变时,泵的排油方向由于月牙形隔板相对位置(变化 180°)的变化,而使排油方向保持不变,这种泵一般可用作需要双向回转机械的自带润滑泵。内啮合齿轮泵的特点:吸入性能好,脉动小,困油现象轻,噪声低,工作稳定,不足是工艺复杂,泄漏严重,容积效率低, $65\% \sim 75\%$ 。

2. 齿轮泵的流量

齿轮泵的排量为:

$$q = \pi D h B = 2\pi m^2 Z B \times 10^{-3} \quad \text{cm}^3/\text{r}$$

齿轮泵理论流量为:

$$Q = 2\pi m^2 Z B n \times 10^{-6} \quad \text{L/min}$$

式中: D ——齿轮分度圆直径, mm, $D = mz$;

H ——齿轮高度, mm (H 近似取 $2m$);

m ——齿轮模数, mm;

z ——齿轮齿数;

n ——泵的转速, r/min;

B ——齿宽, mm。

从式中可看到由于 D 、 B 、 m 、 Z 均为常数,所以齿轮泵的排量是不能改变的,故只能作定量泵使用,由于 Q 与 m^2 成正比,所以当 D 一定时,齿数少模数大的齿轮泵排量就大。对一个特定的齿轮泵,其实际流量大小主要取决于泵的容积效率 η_v ,影响 η_v 的因素主要有:

1) 密封间隙,齿轮泵的密封间隙主要有:齿轮端面和泵壳间的轴向间隙;齿顶与泵体内侧的径向间隙;啮合点处的间隙,其中轴向间隙处的泄漏量约占 $70\% \sim 80\%$,原因是该处密封短而宽,压差方向与运转方向在部分区域同向所造成。

2) 工作压力(p_d),当 p_d 提高时,由于密封间隙处泄漏增大,为此对高压齿轮泵应采用浮动端盖或浮动侧板对轴向间隙进行间隙补偿,以提高泵的 η_v 。

3) 吸入压力(p_s),当吸入压力过低时,由于液体汽化使泵的实际吸入量减少。

4) 输送液的温度(t)与粘度(μ), t 过高时, μ 下降,泄漏增加, t 过低 μ 增加,吸入阻力过大而造成泵吸入性能降低。

5) 转速,转速大小与 η_v 无直接关系,但转速过低泵不能正常工作,故一般不应低于 $200 \sim 300 \text{ r/min}$ 。

3. 齿轮泵的困油现象

为保证齿轮泵的平稳传动与吸、排口间的分隔,要求齿轮的重迭系数 ε 大于 1,使齿轮泵在前一对齿尚未脱开啮合之前,紧随其后的另一对轮齿就开始啮合,在两啮合点间产生一个既不与吸入口相通,又不与排出口相通的封闭容积即齿封。封闭容积随着齿轮的回转,先从小变大,使油液受到挤压,压力急剧升高,造成油液强行从缝隙中挤出,使油液发热,加速油液氧化,噪声振动加剧,功率损失增加,并使轴承受到很大的附加负荷,影响泵的工作寿命;而当该封闭容积由小变大时,压力降低,使油中的空气析出而产生气穴,降低泵的容积效率,这就是因齿封现象造成的危害。

通常采用在泵端盖上位于节点两侧各开一个卸荷槽,以消除困油现象,其原理为当封闭容积减小时通过卸荷槽与排油口相通,而当封闭容积增大时通过另一卸荷槽与泵吸入口相通,一般封闭容积减小时产生的危害要比容积增大时严重,所以在有的齿轮泵上两卸荷槽位置非对

称于节点,而使同一端盖上的两个卸荷槽一同向吸入侧移过适当距离,使用非对称卸荷槽能更好地解决困油问题与消除压力冲击,但这样的泵必须按规定的转向旋转而不可逆转。

4. 齿轮泵的径向力

齿轮泵的径向力产生原因有两个:一是吸、排口间的压力差作用在齿轮外圆周上;另一是啮合齿因传递转矩而在主、从动齿轮上产生的径向力。作用在主、从动轮上的径向不平衡力可用下式表示:

$$F_{\text{主}} = 0.75BD_2\Delta p \quad \text{N}$$

$$F_{\text{从}} = 0.85BD_2\Delta p \quad \text{N}$$

式中: B ——齿宽, m;

D_2 ——齿顶圆直径, m;

Δp ——吸、排口间的压差, Pa。

径向力会使轴承负荷增加,影响泵的工作寿命,当泵的工作压力愈高,影响愈大,为此在高压泵中常采取减小排出口的方法来消除部分径向力,并对轴承采取强制润滑与冷却或采用带保持架的滚针轴承等措施来改善泵的工作条件。

在一些老型号的泵中采用平衡槽的方法来平衡径向力,但其使泵的泄漏量增加,因而已不采用。

5. 齿轮泵特点

有一定自吸能力;

理论流量与工作压力无关,只取决于齿轮尺寸与转速;

工作压力与流量无关,与密封、轴承的承载能力有关;

流量连续,但有脉动,外啮合泵流量脉动率 σ_Q 在 11% ~ 27%, 齿数少,脉动大,内啮合泵 σ_Q 在 1% ~ 3%, 噪声也较小;

结构简单,价低;摩擦面多,适用作油泵。

6. 齿轮泵管理注意事项

1) 注意泵的转向和连接,泵的排油方向取决于转向,对于自带安全阀的泵,排油方向不可改变,联轴器的不同心度应小于 0.1mm。

2) 泵有自吸能力,但不能干转,应防止干摩擦产生严重磨损,吸高不能大于 0.5m。

3) 不允许在超压工况下运行,以免影响泵的寿命。

4) 防油温过高与吸入压力过低,工作温度范围应符合使用要求,吸入压力要大于输送液体的饱和蒸汽压力以防产生气穴。

5) 防止吸入空气。

6) 合理调节泵的轴向间隙,轴向间隙可用压铅法测量,一般控制在 0.04 ~ 0.08mm,内齿轮泵控制在 0.02 ~ 0.03mm,低压泵可放宽至 0.1 ~ 0.25mm。

7) 检修时要注意机械轴封、齿轮、泵壳、端盖等零部件工作表面的磨损。

8) 齿轮泵的污染敏感度低,吸口滤器 150 目网式,用于液压系统时 $\leq 30 \sim 40\mu\text{m}$, 回油管 $\leq 20\mu\text{m}$ 。

7. 齿轮泵常见故障分析

1) 泵启动后不能排油或流量不足,主要原因有:泵不能旋转或转速过低;转向相反;吸入阻

力过大或吸入滤器堵塞;吸入口外露;吸入管漏气;吸、排阀未开;密封间隙过大;吸高太高;油温过低;安全阀开启旁通。

2)泵的工作噪声过大,主要原因有:吸入空气或发生气穴引发的液体噪声;泵对中不良,轴承松动,轴变形,回转部件碰擦,啮合不良引发的机械噪声。

3)泵磨损太快,主要原因有:输送油液中含有磨料性杂质;长期干转;排出压力过高;泵轴变形;安装不良。

四、螺杆泵

1. 螺杆泵种类

1)单螺杆泵,属密封型螺杆泵,螺杆由一圆柱体旋转而成,为单头螺杆,泵缸由橡胶制成,泵缸截而以二倍于螺杆的螺距旋转而成,即双头泵缸,因运行过程中螺杆相对泵缸有摆动现象,故驱动轴与螺杆间设有一万向联轴器,在船上常作为污水、污油输送泵使用。

2)双螺杆泵,属非密封型螺杆泵,只能作低压泵使用,双螺杆泵不能满足传动条件,故需在主、从螺杆间设置同步齿轮。轴向力常用结构对称方法进行消除。

3)三螺杆泵,属密封型螺杆泵,是船上使用较多一种螺杆泵,三螺杆泵的轴向力,低压泵可采用止推轴承,高压泵可采取在排出端设置平衡活塞,利用平衡活塞平衡轴向推力,平衡活塞的另一端需通过与吸入端相通的卸荷通道卸压,以防背压过大影响轴向力的平衡。对一些大流量的低压泵,也可采用双吸口等结构对称法进行消除。

三螺杆泵的径向力:由于主动螺杆所受径向力对称分布处于平衡状态,故它与衬套的磨损很小,从动螺杆只有一边处于啮合,截面上的液压力又不平衡,故它的径向力是不平衡的,由整个衬套的工作表面承受,比压不大,故磨损较小。

三螺杆泵只要设计合理,从动螺杆在工作时基本上不依靠主动螺杆驱动,面有液压力产生的转矩驱动,从而大大减轻了啮合线的磨损,为保证泵的正常运转,螺杆的最小工作长度不小于 $1.09t$,面衬套的最小工作长度不小于 $0.932t$ (t 为导程),对于高压泵应适当增加泵的密封长度,以利于提高泵的容积效率。

2. 螺杆泵的工作原理

螺杆泵可以看作齿轮泵的一个特例,当螺杆旋转时,泵的一端由于主、从螺杆的脱开啮合而容积增大,压力下降,被输送的液体在内外压差的作用下,经吸入口进入螺杆的凹槽中,并随着螺杆的旋转沿轴向输送至泵的另一端,在泵的另一端,主、从螺杆进行啮合,容积减小,油液受挤压,克服外阻力经排出口排出。

3. 螺杆泵的特点

1)无困油现象,输出流量与压力均匀,工作平稳,噪声和振动小,故常被用作主机滑油泵。

2)输送液体时无搅拌现象,特别适用于油水分离器的含油污水的输送。

3)三螺杆泵的受力,密封情况好,适用作高压泵,压力可达 $20 \sim 40\text{MPa}$ 。

4)泵轴向吸入,故吸入条件好,转速可高达 10000r/min 以上,常用 $1450 \sim 3000\text{r/min}$,流量范围在 $0.6 \sim 600\text{m}^3/\text{h}$ 。

5)零部件磨损少,维修工作少,寿命长。

6)螺杆的加工安装较困难,轴向尺寸大,转子刚性差。

4. 螺杆泵使用注意事项

1)防干转,以防螺杆与衬套间磨损。

2)吸入口装过滤精度为 $40 \sim 60$ 目的滤器,防杂质进入造成泵衬套与转子间的磨损。

3)排油方向,轴向力平衡装置均与转向有关,故转向不可改变。

4)注意螺杆泵上自带安全旁通阀的操纵,泵不可在排出阀关闭工况下而完全通过安全旁通阀回流运行,也不能靠安全旁通阀回流使泵适应小流量的需要,以防节流损失造成油温过高。

5)螺杆的刚度差,拆装时要防外力使其变形,存放时应悬挂固定安放。

6)防油温过低,粘度过高影响泵的吸入,当温度过低粘度过高时,在使用时可通过安全旁通阀回流的方法提高油温降低油液粘度。

五、叶片泵

叶片泵具有流量比较均匀,运转平稳,噪声小等优点,按其作用次数分有单作用与双作用两种。

1. 单作用叶片泵

它由叶片、转子、定子及吸、排配油盘等组成,定子内表面是由半径为 R 的圆弧构成,转子与定子之间有一个偏心 e ,当泵回转时,叶片在半个圆周内,在离心力作用下外伸,使两叶片间工作腔容积增大,压力下降,液体经吸入口、吸入配油盘进入工作腔;叶片在另半个圆周内,在定子内表面的压迫下内缩,使工作腔容积减小,液体受挤压,经排出配油盘排出口排出,当转子转一周各工作腔只吸排一次,故称单作用泵,其有以下特点:

1)工作时转子上承受不平衡径向力,故不易作高压泵。

2)改变定子与转子间的偏心距 e 的大小与方向,可改变泵的排量和吸排方向,故可做成变量泵。

3)叶片后倾安放,为便于叶片在离心力的作用下外伸,紧贴定子内表面而将叶片逆泵转向倾斜 $20^\circ \sim 30^\circ$,即有一个后倾角。

4)有困油现象。由于叶片的夹角小于吸、排区间密封区,通常在配油盘吸、排窗口端部开三角槽消除。

2. 双作用叶片泵

双作用泵定子转子同心安装,定子的内表面由以大圆弧 R 与小圆弧 r 与它们间的过渡曲线构成四段相同的曲面组成,当泵回转时,叶片从小圆弧 r 过渡至大圆弧 R 时,叶片在离心力与叶片底部油压作用下外伸,叶片间工作腔容积增大,压力降低,油经吸入口、吸入配油盘进入工作腔;叶片从大圆弧 R 过渡至小圆弧 r 时,叶片在过渡曲线的作用下内缩,叶片间工作腔容积减小,液体受挤压,克服外界阻力经排出配油盘排出。转子转一周,工作腔吸、排各二次,故称双作用泵。其有以下特点:

1)由于吸排区呈对称分布,故转子上径向作用力平衡,轴承负载小,故可作高压泵使用。

2)只能作定量泵使用。

3)双作用泵的叶片主要是依靠叶片底部的油压(排出口油液)伸出,为防叶片与叶片槽间的摩擦力过大,造成磨损与叶片卡阻现象,叶片的安装角一般为顺转向倾斜 $10^\circ \sim 14^\circ$,即有一个前倾角。单作用与双作用叶片泵的叶片端部倒角均为后倒角。

4)配油盘特点(双作用泵为例):

在结构上做成两叶片夹角小于配油盘吸、排区间封油区夹角,以防吸、排口沟通。因为定子圆弧区的夹角大于配油盘吸、排区间的封油区夹角,使工作腔在圆弧区内容积不发生变化,故双作用泵无困油现象。但为了减小工作腔在进入排油区所产生的压力冲击与降噪,在配油盘排油口的入口处开有缓冲三角形节流槽。

双面吸油改善吸入条件;

排出窗口对应处开盲孔,以保持叶片两侧的轴向力平衡。

3. 叶片泵的流量计算

单作用泵的排量:

$$q = [\pi(R + e)^2 - \pi(R - e)^2]B = 4\pi ReB \times 10^{-3} \quad \text{cm}^3/\text{r}$$

式中: R ——定子内半径, mm;

B ——叶片宽度, mm;

e ——偏心距, mm。

双作用泵的排量(不考虑叶片厚度对泵排量的影响):

$$q = 2\pi(R^2 - r^2)B \times 10^{-3} \quad \text{cm}^3/\text{r}$$

式中: R ——定子大圆弧半径, mm;

r ——定子小圆弧半径, mm;

B ——叶片宽度, mm。

4. 叶片泵特点

流量均匀,运行平稳,噪声低;

双作用叶片泵受力条件好,工作压力较高;

结构紧凑,尺寸小流量大;

工作条件要求高,对污染物、油粘度敏感,转速不能过低或过高;

结构较复杂;

大多作液压泵使用或清洁油的输送。

5. 高压叶片泵的结构特点

由于叶片泵的叶片底部作用有高压油,在排油区时,叶片两端的受力基本平衡,而在吸油区时,在叶片底部油压作用下,使叶片顶端与定子内表面产生剧烈摩擦而使定子内表面磨损,工作油压愈高,磨损愈厉害,为此在高压叶片泵中常采用以下措施加以改善。

1) 采用双叶片

两叶片背靠背安装,利用叶片倒角在叶片顶端构成一个静压腔,并通过油孔与叶片底部相通,使叶压两端的受力不受吸油区与排油区的影响,但压紧力要稍大些,以确保叶片与定子内表面紧贴。

2) 采用带弹簧的叶片

采用厚叶片,在叶片上开有沟通上下端的通孔,使上下受力均衡,而叶片依靠位于底部的弹簧与离心力的作用下使叶片紧贴定子内表面。

3) 采用子母叶片

在母叶片的底部开一槽,安装子叶片,在母、子叶片间有一个很小静压腔与排出口相通,在油压作用下,保证叶片在吸油区紧贴定子内表面,又不会造成叶片与定子间的磨损。

6. 叶片泵的管理要点

1) 泵的转向受吸、排方向,叶片安装角与倒角等因素限制,应按规定方向回转,双作用泵转子若装反,将导致叶片与槽间的磨损加剧,双作用叶片泵叶片两侧面若反装,则造成叶片不易贴紧定子而泄漏严重;

2) 叶片与槽在检修时应对号安装,间隙控制在 $0.015 \sim 0.03\text{mm}$;

3) 为减少泄漏,要注意配油盘与转子间的磨损,间隙控制在 $0.015 \sim 0.03\text{mm}$;