

船舶系统密封装置 手 册

〔苏〕 Г. К. 阿尔玛佐夫 等著

顾锡璋 译 高振榕 校

国防工业出版社

船舶系统密封装置手册

〔苏〕Г. К. 阿尔玛佐夫 等著

顾锡璋 译

高振榕 校

国防工业出版社

01577/19
内 容 简 介

本书系统地论述了在船舶系统中应用的各种密封装置,固定密封、活动密封、周期作用密封的特点和性能,为设计船舶系统的密封装置提供了较为完整的资料。书中对阀门关闭部件密封面的制造工艺和质量检查也作了专门的叙述。

本书可供从事船舶系统和船舶附件的设计、制造、使用和维修人员使用。

СПРАВОЧНИК ПО УПЛОТНИТЕЛЬНЫМ
УСТРОЙСТВАМ СУДОВЫХ СИСТЕМ

Алмазов Г. К.

ЛЕНИНГРАД «СУДОСТРОЕНИЕ»

1979.

船舶系统密封装置手册

〔苏〕Г. К. 阿尔玛佐夫 等著

顾锡璋 译

高振榕 校

国防工业出版社出版

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

国防工业出版社印刷厂印

787×1092 1/32 印张 9 1/2 209千字

1988年4月第一版 1988年4月第一次印刷 印数: 001— 910册

ISBN7-118-00223-2/U26

定价: 2.80元

译 者 的 话

船舶系统是舰船的重要组成部分，它是由管子及经由它连接起来的各种机械、设备、仪表和装置所组成的各专用管路的总称。保证船舶系统中的工作介质不泄漏，包括保证在发生相对运动的结合处实现可靠的密封，这是对系统的基本要求。当今随着流通介质的温度、压力等参数的提高，以及自动装置在船上的应用，系统密封问题日益显得困难和重要。目前在一些船上三漏（漏水、漏气、漏油）现象仍然较为严重，这除了重视不够和管理不力外，技术措施不当是根本的原因。介质的泄漏，可能损坏船上装载的货物；影响人们的操作和生活环境；使机械不能发挥正常的功能；甚至会导致全船性事故，危及船舶航行的安全。所以对系统的密封必须要有足够的重视。保证系统的密封不能单纯地用增大结构来达到，而必需以研究各种密封装置的特性，确定其适用范围；选用新颖材料；进行分析计算；结合长期的使用经验；采用正确的工艺手段和一定的检验方法来实现。

船舶系统的密封问题，已越来越引起人们的重视，但在造船业中尚缺乏这方面的综合资料。本书对船舶系统中各种密封装置的技术特性进行了较为完整的总结，较好地反映了近几年来达到的技术水平。书中提供的资料，一般地讲能满足在船舶系统密封方面提出的多种要求。

本书将密封分成三大类：固定密封、活动密封和周期作用的密封。固定密封中的一部分在我国已标准化了，但其

中的新材料（不锈钢）、高参数（40MPa）等元件我们是缺少的。书中对固定密封的分析计算是有一定参考价值的。为了完整性和便于读者查用，仍将全书译出。

密封装置的结构并不复杂，但要实现可靠的密封是不容易的。译者在密封方面的知识有限，译得不妥之处请读者批评指正。

译 者

目 录

第一章	船舶系统密封装置概论	1
第一节	密封装置的用途	1
第二节	密封装置的分类	4
第二章	固定密封装置	6
第一节	法兰接头	6
第二节	外套接头	48
第三节	固定连接的弹性密封元件	88
第三章	活动密封装置	107
第一节	利用圆截面橡胶环的密封	108
第二节	环和配合处的结构及制造尺寸	113
第三节	利用涨圈的密封	132
第四节	利用膜片的密封	150
第五节	利用波纹管的密封	162
第六节	采用封严填料的密封装置	181
第四章	周期作用的密封装置	199
第一节	概论	199
第二节	金属关闭部件	204
第三节	非金属关闭部件	212
第四节	带有硫化弹性元件的橡胶金属关闭件	212
第五节	采用机械紧固弹性元件的橡胶金属关闭件	223
第六节	转动-盘式关闭件	236
第七节	带有塑料制造的弹性元件的关闭部件	248
第五章	金属关闭部件密封面的研磨	271
第一节	研磨方法	271

第二节	密封面光洁度的检查方法	279
第六章	橡胶金属阀盘的加工原理	282
第一节	金属阀盘毛坯的准备	282
第二节	机械加工	283
第七章	制造塑料密封部件的工艺基础	286
第一节	用加压法制造密封部件	286
第二节	用热压法制造密封部件	292
第三节	氟塑料-金属零件的机械加工工艺	294
参考文献		298

第一章 船舶系统密封装置概论

第一节 密封装置的用途

船舶系统是指配有用来满足全船需要，保证航行安全、居住条件、货物完整和船舶结构免遭液体破坏的机械、设备、仪表和装置的各专用管路的总称。虽然执行的功能是多样的，但所有船舶系统都包括有下列构件：

1. 向分布于各船舱中的用户和容器输送工作介质的管路；
 2. 用作管子间的连接并把各个构件连接到管路上去的连接附件；
 3. 通过切断或开启管路的通道，改变工作介质的压力或造成工作介质相变的条件来控制系统工作的附件；
 4. 通过向工作介质输入一定的单位机械能，使其沿着管路流动的液压机械；
 5. 在系统工作过程中对介质进行加工或改变其相态的设备和各种装置；
 6. 检查-测量和信号仪表；
 7. 油箱和容器；
 8. 操纵附件、机械和设备的传动装置（手动的和遥控的）；
 9. 各种吊架、支架和底座。
- 各独立管系构件的连接可以是可拆的，也可以是不可拆

的。可拆连接分为：法兰、旋入接头、外套接头和卡箍式的；属于不可拆的连接有熔接、钎接和粘合的。

连接形式的选择取决于管路的直径、工作流体的压力、管路在船上分布的位置以及能否在正常运行条件下进行拆卸-安装工作。

在可拆连接中，用得最为普遍的是法兰、端面外套接头、卡箍接头以及利用管端弹性的管子端头连接或管子和附件的连接。

利用船舶附件对液体、气体、双相介质或颗粒材料的直接作用来控制其在管路中的流动；对沿着船舶管路和系统输送的流动介质的作用，可使其在管路规定区段上断流（为此采用截止、止回-截止和切断附件）或者改变流体的一个或几个参数。

根据附件在具体的船舶系统中的用途和工作条件，上述目的可用各种方法来达到。这些方法是：

1. 通过在与输入供给段流体运动方向相垂直的方向上移动截止机构来切断流体。应用的附件——楔型闸阀、平的活门型分配器。

2. 通过沿着流体运动方向移动截止机构来切断流体。该组附件为直流阀、阀型附件、舌阀、流量和压力调节器。

3. 通过截止机构绕自身轴的转动来切断流体。该组附件有：带圆柱形或圆锥形塞芯的旋塞、带球形塞芯的旋塞和阀、旋转型关闭件。

4. 通过改变用弹性材料制造的管路截面切断流体。该组附件包括：软管型阀、膜片型调节阀。

用手动和遥控传动装置控制系统的附件、设备和其他构件。遥控传动装置有小轴传动、液压传动、气动和电动。

船舶系统的所有接头应保证有一定程度的密封，这种密封通常采用密封装置来达到。密封装置是由被密封的零件和密封构件组成。它可以是由几个零件组成并与被密封零件相连接的独立部件，也可以由被密封零件组成（例如杆子-衬套及其相互间的密封构件，法兰和外套接头等）。

必须根据构件的用途和构造特点，以及具体运行条件来选择船舶系统结构构件的密封装置。

密封装置的基本功能是保证活动或固定连接的零件或部件达到应有的密封，以及船舶系统各区段的分隔和密封。密封装置必须做到不能让液体和气体通过两固定或相对移动面间形成的间隙而产生泄漏。

密封零件的密封性用下列方法来达到，

在两密封表面间放置软的弹性材料，以保证在它们之间无间隙或间隙最小；

借助于弹性隔离密封元件把腔室分开；

在两密封表面间形成刚性接触，施以必需的力，保证达到应有的密封。

在设计密封装置时要考虑到系统的运行条件，流通介质的状态（液体、气体、蒸汽）、温度和压力，介质流动的速度，密封零件的相对位移速度，介质的侵蚀性，以及必要的使用期限，密封的寿命和允许的泄漏量。

密封装置的基本要求：

1. 必须使系统的接头达到密封要求，以确保系统的工作条件；
2. 保证工作循环量和接头的使用寿命达到规定的要求；
3. 摩擦力小；
4. 对周围零件没有腐蚀作用，并对工作介质具有耐

蚀性；

5. 密封构件安装方便并易于更换；
6. 外形尺寸小；
7. 接头密封所需的力最小。

密封构件的弹性和密封表面的质量是决定密封完善程度的重要因素。第一因素取决于密封构件材料的物理-机械性能。密封构件应能补偿被密封零件约在 $0.1\sim 2\text{mm}$ 范围内的制造误差。被密封零件和密封构件表面层的粗糙度和物理-机械性能是密封表面的质量表征。当密封面上的单位压力比较小时，随着粗糙度的恶化，泄漏量迅速增加；当压力比较大时，表面粗糙度对泄漏量的影响大为减少。

密封质量还取决于密封构件配合处的几何尺寸和密封面的几何尺寸。例如圆截面橡胶环配合处的几何尺寸基本上决定了环的工作能力和连接零件的密封质量；阀盘和阀座密封带的宽度则决定着阀门关闭部件的单位压力和使用寿命等。

第二节 密封装置的分类

密封装置可分为下列数组：

按密封（紧密）程度——有绝对密封（紧密）接头，气体或液体通过这些接头时不允许发生泄漏现象，或者允许有少量泄漏的接头；

按动作特性——有固定的密封装置（法兰、外套接头等）；活动的密封装置（杆子密封、活塞等）；周期动作的密封装置或关闭部件（船舶附件的阀盘和阀座密封）。

固定密封装置 按结构特点，固定密封装置可以分为法兰、外套接头、卡箍接头和旋入接头。

法兰接头 所有现有的法兰接头都按关闭件的结构和连

接方法划分。

按结构特点法兰接头名义上分成三组：防护型（榫-槽），半防护型（凸-凹）和非防护型（平的）。这种划分是以垫片抵制由工作介质压力所产生的力的作用为依据。

按与管子和附件本体的连接方法法兰接头分为：刚性固结，其环形部分跟圆柱体整体制造；焊接的和松套的（套在焊接环上或者管子折边上和拧上的）。

外套接头 按结构特点外套接头基本上可以分成三组：端面外套接头；内锥外套接头；外锥外套接头。

活动密封装置 按密封构件的形式可分成下列活动密封装置：圆截面橡胶环；封严填料；涨圈；波纹管；缝隙密封；膜片；活塞环。

周期动作密封装置 由两个密封零件（阀盘、楔等的密封环和阀座、附件本体的密封环）组成的接触密封是周期动作的密封装置（关闭部件）。

根据输送介质的物理-机械性质（工作压力、温度、侵蚀性等），关闭部件的密封环可用各种材料制造。按材料的种类，在关闭部件中采用的密封环分成金属的和软性的；按结构分有平的，锥形的和刀形的。物理性能和保证密封构件密封性的条件将在每组密封装置中分别进行研究。

第二章 固定密封装置

第一节 法 兰 接 头

工作原理和保证密封的必要条件 任何接头的密封性只有当经机械加工后密封表面间的孔隙小到工作介质不能在其间流动时才能达到。孔隙的直径，在理论上应小于分子的直径，如果考虑到堵塞，孔隙直径则应不大于三个分子的直径。但是即使在加工得极其精细的密封表面上也不可能没有比上述值为大的孔隙，泄漏就是通过它而引起的。

经加工后的密封表面上存在的粗糙度可以通过表面间的相互挤压作用来消除，但这需要很大的（实际上难以实现的）压紧力。因此法兰以及外套接头最合理的密封方法是在密封零件之间放置柔性的弹性元件（垫片）。

法兰接头原有的密封被破坏，通常不是由塑性材料制的法兰零件的破坏所引起的，而是连接部分的位移和变形超过了允许限度所造成的。密封零件和垫片的组合工作条件决定着这种限度。

法兰接头密封性的破坏可由下列原因引起：在装配接头时，垫片的压紧不均匀；在运行时垫片压紧力松弛；当工作介质的温度和压力急剧变化时法兰产生变形；垫片工作的正常条件受到破坏。

在使用条件下作用在法兰接头上的外载荷是工作介质的压力 P ，以及管路变形引起的弯矩和扭矩。压力 P （图2-1，

a) 力图使法兰分开从而破坏接头的密封性。弯矩 M 的作用是引起法兰错开 φ 角 (图 2-1, б)。在扭矩作用下法兰的密封面相互偏移 θ 角 (图 2-1, в), 从而有可能破坏接头的密封性。螺栓应力的松弛, 法兰和垫片的蠕变, 均会降低密封处的单位压力, 从而破坏了接头的密封性^[6]。

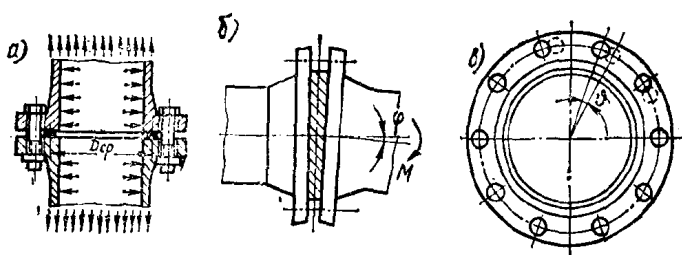


图2-1 作用在法兰接头上的外载荷

a—介质内压力; б—外弯矩; в—扭矩。

垫片正常工作条件的破坏, 例如在法兰环中出现的塑性变形总是与密封面的挠曲有关, 并使垫片上的单位压力分布不均匀。通常这种挠曲往往要破坏带有金属垫片的法兰接头的密封性。当工作介质在垫片和法兰间出现连续不断的泄漏时, 认为接头的密封性已经丧失。要防止密封失效就必须正确选择在垫片上的载荷。因为法兰密封面和垫片的粗糙度取决于垫片材料和法兰的密封面, 当压紧法兰时在材料中就形成了大的局部应力。在法兰作用下, 垫片产生变形并充填法兰面上的不平整及凹坑。压紧法兰的初始力应使得沿垫片整个面上的应力均匀分布并与造成垫片塑性变形力和保证在受介质压力作用时接头密封所需的力相等。

拉紧螺栓的力 Q 与 Q_1 和 Q_2 两值中大的相等;

$$Q = \begin{cases} Q_1 = P_{осж} + P_{м.пр.шонт.} \\ Q_2 = P_{y_{жж}} + (1 + \eta)P_{осж} + P_{пр.л} + P_{м.пр.осж} \end{cases} \quad (2-1)$$

最佳的法兰接头应是 $Q_1 \approx Q_2$ 。实验系数建议取 $\eta = 0.1$ 。

垫片的压紧力 $P_{осж}$, kgf

$$P_{осж} = 2\pi R_2 b q_0 \quad (2-2)$$

q_0 和 b 值取决于垫片的型式。确定各种型式的垫片的 q_0 和 b 的公式如下:

1. 齿角 $\theta = 90^\circ$ 的齿形垫片

$$q_0 = 4\sigma_r \quad b = z_s t_0 \quad (2-3)$$

(建议取 $t_0 = 0.015 \sim 0.03 \text{ cm}$)。

2. 平的金属垫片

$$q_0 = \left(1 + 0.32 \frac{b}{h_{np}} \right) \sigma_r \quad (2-4)$$

式中 $b = r_n - r_s$ (r_n 和 r_s ——垫片的外半径和内半径);
 σ_r ——金属垫片材料的屈服极限。各种材料的屈服极限 σ_r ,
 kgf/cm²:

铅	50
铝	350
紫铜	700
阿姆克铁	1500
钢 10	1800
钢 20	2100
钢 OX18H10T	3100

3. 石棉橡胶板垫片 q_0 值取决于垫片厚度 h_{np} 。

h_{np}, cm	$q_0, \text{kgf/cm}^2$
0.04	800
0.05	680
0.06	600
0.08	420
0.10	340
0.15	280
0.20	240
0.30	200

4. 中等硬度橡胶垫片的 $q_0, \text{kgf/cm}^2$

$$q_0 = 0.4 \left(1 + \frac{b}{2h_{np}} \right) E_s \quad (2-4 a)$$

式中 $b = r_n - r_n$; E_s ——弹性模数。

不同硬度的橡胶 E_s 值为:

橡胶硬度按TM-2硬度计	40 ± 3	50 ± 4	60 ± 4	70 ± 4
E_s 值, kgf/cm^2	15	20	29	41

5. 螺旋缠绕垫片的临界单位压紧力 $q_{sp}, \text{kgf/cm}^2$

$$q_{sp} = \frac{400}{b} \quad (2-5)$$

式中 400——试验系数; b ——垫片宽度, cm ($D_f = 50 \sim 100$ 时 $b = 0.6 \sim 0.8 \text{cm}$, $D_f = 100 \sim 250$ 时 $b = 0.9 \sim 1.5 \text{cm}$)。

6. 用氟塑料 Φ_7-4 制的垫片, 根据垫片的厚度 h_{np} , $q_0 = 3.5 \sim 4.0 \text{kgf/cm}^2$ (厚度大时值小) h_{np} 按 D_f 定:

D_f, mm	80	>80	>130	>250
h_{np}, mm	0.8	1	2	3

用氟塑料 Φ_7-4 制造的垫片其压缩弹性模数和强度极限

见表 2-1。

表 2-1 用氟塑料 $\Phi T-4$ 制造的垫片的弹性模数 E 和强度极限 σ_s 。

指 数	温 度, °C									
	-60	-30	-20	0	20	40	60	80	90	120
$E \cdot 10^{-4}, \text{kgf/cm}^2$	1.8	1.7	1.5	1.1	0.7	0.45	0.38	0.24	0.17	0.12
$\sigma_s, \text{kgf/cm}^2$	—	500	440	330	250	240	225	200	190	182

平垫片的工作宽度按下式确定:

$$b = \frac{Q_2 - P_{\text{н.нр.монт}}}{2\pi R_2 q_0} \quad (2-6)$$

如果按式 (2-6) 求得的垫片工作宽度过小, 则按结构要求确定 b 值。在这种情况下,

$$Q_1 = P_{\text{осж}} + P_{\text{н.нр.монт}} \quad (2-7)$$

式中 $P_{\text{н.нр.монт}}$ ——取按公式 (2-11) 和 (2-12) 求得的值中最大的。

垫片接触面的平均半径 R_2 根据具体尺寸和法兰接头型式选定。

作用于齿形平垫片的极限载荷应满足的条件:

$$Q \leq 2.67 \left(\frac{\sigma_{\tau, \text{нр}}}{\sigma_{\tau, \text{н.нр}}} \right) P_{\text{осж}} \quad (2-8)$$

式中 $P_{\text{осж}}$, kgf, 按式 (2-2) 确定。

石棉橡胶板, 橡胶和氟塑料垫片的极限载荷 q_0 , kgf/cm², 与温度和垫片厚度无关:

垫片材料	$q_0, \text{kgf/cm}^2$
带织物隔层的软橡胶	210
带织物隔层的硬橡胶	200