

国外机械密封



科学技术文献出版社重庆分社

国外机械密封

中国科学技术情报研究所重庆分所 编辑

科学技术文献出版社重庆分社 出版

重庆市市中区胜利路91号

新华书店重庆发行所 发行

陕西省宝鸡市人民印刷厂 印刷

开本：787×1092毫米1/16 印张：9 字数：29万
1977年4月第1版 1977年4月第一次印刷
印数：5,400 (只限国内发行)

书号：15176·125

定价：0.95元

毛主席语录

对外国的科学、技术和文化，不加分析地一概排斥，……对 外国东西 不加分析地一概照搬，都不是马克思主义的态度，都对我们的事业不利。

我们的方针是，一切民族、一切国家的长处都要学，政治、经济、科学、技术、文学、艺术的一切真正好的东西都要学。

把国民经济搞上去。

目 录

理论研究

1 机械密封理论述评	(1)
(一) 密封特性	(1)
(二) 摩擦与磨损	(6)
(三) 密封面间的动态流体效应	(12)
2 机械密封端面的流体动力学理论	(21)
3 机械密封间隙中的变化过程	(29)
4 机械密封的变形与密封特性	(38)
5 机械密封的结构型式及性能的稳定性	(45)
(一) 弹簧的影响	(45)
(二) 内流式和外流式密封的摩擦及密封特性	(51)

设计、计算与结构

6 高压机械密封	(57)
7 高温、高压、低温领域中机械密封的设计要点	(64)
8 液化石油气、液化天然气泵密封的设计	(72)
9 转轴的耐磨无泄漏密封系统	(78)
10 大径轴封的研制	(83)
11 波纹管式机械密封	(87)
12 空调压缩机的端面密封	(89)

- 13 电站主冷却水泵机械密封的研制与应用 (95)
- 14 密封气体介质用的无接触端面密封 (97)
- 15 轴线偏斜的端面密封在常压紧力下的轴向振动 (100)

材料与工艺

- 16 橡胶类密封材料 (108)
- 17 制造密封环和活塞环用的聚四氟乙烯材料的质量控制
问题 (119)
- 18 端面密封零件的先进研磨工艺 (122)

试验与使用

- 19 高压高周速机械密封 (127)
- 20 大轴密封试验台的设计与使用 (130)
- 21 机械密封中流体动力液膜厚度的测定 (135)
- 22 机械密封的正确使用 (139)

机械密封理论述评

(一) 密封特性

引言

本文目的在于评介端面密封的理论。机械端面密封早在二十世纪初就已经在工业中使用。它具有独特的密封能力,即使在困难的情况下,泄漏也极轻微,摩擦耗能较小,而且工作可靠,寿命较长,又无须特殊维护。主要用于密封加压液体。

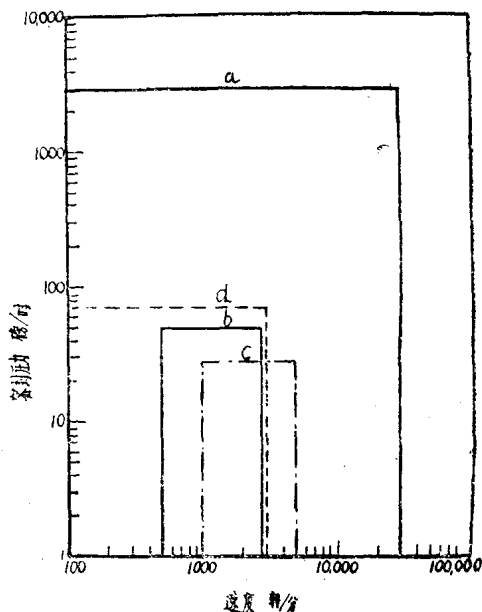
机械密封的作用,是防止转轴在通过壳体或侧壁时的泄漏。它的基本概念,是把两个光滑的端面,即一个固定于轴上的动环和一个安装在壳体上的静环,压到一起,以减少两个端面之间的间隙,从而减少泄漏通过的尺寸,达到防止或限制液体泄漏的目的。

实行起来,这样的密封,多半是一种复杂的装置。在两个端面之间,随情况不同,边界润滑、空化现象或完整液膜状态都可能产生。设想的各种不同机理,都能在两端面间起到承载作用,并防止泄漏。这些看法是比较新的观点。不错,为了改善密封性能,过去十年对端面密封当作一种液膜机械进行了大量探索。但在密封理论方面,尚未能提出以分析为根据的、普遍适用的“教科书”式的合理设计方法。所涉及的范围受到局限。许多重要的领域,无论是理论分析和实验,仍然处于空白状态。主要研究范围如图1所示。

因此,即使某些机械的方法是很先进的,但到目前为止,通过成功的和失败的试验所得到的密封理论,还不能说已经形成正确使用并能达到最好的密封,诸如长寿命、低泄漏、高速高压下的工作先进指标,更不能说根本解决了。

进展缓慢的主因是密封尺寸很小,使直接研究润滑或密封机理非常困难。此外关于密封材料、尺寸、同轴度、流体压力、承载能力、转速等情况复杂,难以假定哪一个或哪几个机理是或不是占支配地位,这些都使问题复杂化。尺寸上的微小差别和制造公差,都

可能引起性能上的显著不同。从过去的十多年发展情况来看,人们可以期望继续探讨,累积知识,以引导设计技术的逐步解决。



图例:

a Mayer (1, 2)

- 1 表面粗糙度 2 摩擦 3 磨损 4 泄漏
- 5 液膜压力测量

b Summers-Smith (3)

- 1 表面粗糙度 2 摩擦 3 磨损

c Ishiwata (4)

- 1 表面波纹度 2 泄漏

d Denny (5)

- 1 向内泵送 2 泄漏 3 间隙 4 液膜压力

(资料来自参考文献1, 2, 3, 4, 5)

图1 主要研究范围 (密封压力与速度的关系)

密封也是一种推力轴承。因此，除了因密封作用附加要求之外，它具有同轴承一样的基本问题。理论的考察，必须包括对密封性能的论证，说明它与物理形态和存在的润滑状态的关系如何，边界润滑的机理对密封等级的划分是重要的。在密封方面，也能遇到混合润滑和液膜润滑，这方面已有很好的结论。这些对承载能力和两密封面之间的流体压力的研究是一个有意义的理论课题。

最初，应用于端面密封设计的理论和方法是简单的，例如：

1. 密封面可以压在一起以阻止泄漏，是一个直观的、明显的概念。因此，设想用试验的办法增加面上的外加负荷，直到泄漏量变得许可时为止，同时找出一个限制磨损、缩短寿命的折衷方案。

2. 作用于液体与空气分界面上的表面张力，在密封低压侧形成一个压差，以保持液体。这样形成的密封压力，只要知道表面张力，并假设两密封面之间的最大间隙宽度等于两个密封面的表面平直度之和，便可计算出来⁽⁶⁾。对普通液体，密封压力约为25—50磅/时²，由此可以推导出来。

3. 在高速密封中，两密封面之间存在液膜，而本体不相接触时作用于液膜上的离心力，可以用来克服引起向内径向泄漏的流体静压力。

可是，最近的许多文献都涉及到两密封面之间有液膜的端面密封的物理特性与密封性能的关系问题。这些特性重要性如何？是否需要改进？例如，加工表面更光洁一些好呢，还是粗糙一点好？变形、振动、偏心、不同轴度能使之有利于使用吗？

总之，在密封面方面，边界润滑的实际知识，比流体效应的知识先进的多。亦即根据摩擦和磨损观点，设计一个密封和选择合适的表面材料是可能的，而不可能在广泛的基础上选择产生特定流体动压力的机构或者加以隔绝，并且因此为阻止泄漏，随压力变动有意识地建立负荷轴承压力是不可能的。在高速密封中离心力的利用是一个例外。

机械密封的特性

性能极限

密封的实际工作极限，一般如下：

图2是根据各密封件厂的压力数据的汇编。这里是指端面密封能可靠密封的能力。重要的是，用平衡型所能密封的压力比起非平衡型来要高些。常见的非平衡型密封的最大压力约为100—200磅/时²，而平衡型的使用压力高达1000磅/时²以

上。

这就是最初提出的问题，为什么平衡面的较小变动能使最大密封压力发生这么大的变化呢？这样的差别，是由于两密封面之间具有不同的润滑方式。

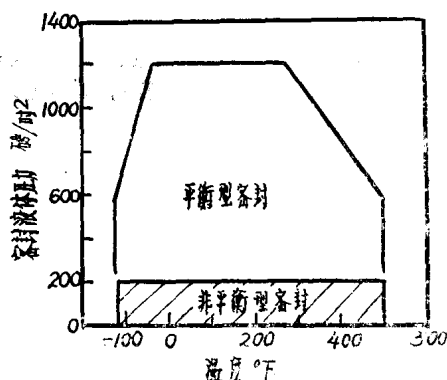


图2 制造厂推荐的密封工作条件

最大轴速度，制造厂建议值为6000（端）（速）度。~15000转/分。任何端面密封的最大转速约为30000转/分。

在保守的炼油实践中，通常的密封寿命（寿）命为2000—8000小时⁽⁹⁾，美国水泵的密封寿命约为15000小时，亦即能连续使用两年。在速度很高和润滑很差的条件下，如火箭发动机叶轮泵的低温液体密封，其寿命只有几分钟。

现有数据是不可靠的，因为，实际上测（泄）量往往可能有蒸发。一个设计完善的密封，预计泄漏约在0~10毫升/分范围以内。通常报导的泄漏是随速度增加而增加的。但是发现有相反的情况：静止时密封泄漏很严重，但随速度增加而得到改善。

机械端面密封的重要物理性能

实践表明，所有机械端面密封一般具有如下特性：

1. 密封是靠压在一起配对的环形端面构成的。
2. 密封面由于弹簧压力和作用在一个密封面背后的液压而被紧压一起。所用液体压力值随密封的“平衡”而变化。
3. 接触的两个环形表面，是由不同的材料制成，可在边界润滑条件下工作。为防止高温和碎裂，要求表面材料的摩擦系数低、导热性良好。
4. 端面密封的配合表面要研磨平滑，光洁度达2—5条干涉条纹（24—60微吋），合成表面光洁度约为10—20微吋。
5. 密封面的粗糙度和（或）波纹度的某一最小值

应视为密封的重要特点。过于粗糙的表面，会造成高摩擦系数、严重磨损和缩短寿命。但是，表面太光滑，又会引起密封失效，其承载能力亦将失去。这是由于表面上缺乏流体压力而使其高度发生变化，或是由于表面不能保持润滑的结果(11)。

6. 轴的安装面装成活动的，并对轴来说是被密封的。结果，不管振动或偏心度如何均能使配合面处于接触状态。

7. 辅助的静密封，通常是用“O”形环，用以密封轴或机壳的配合面。

几种常用的典型端面密封如图3所示。

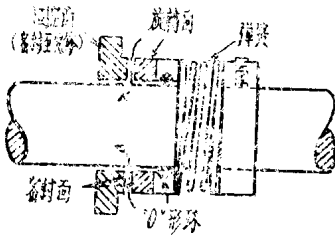


图3a 非平衡型剖面图

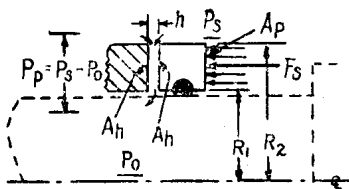


图3b 非平衡型示意图

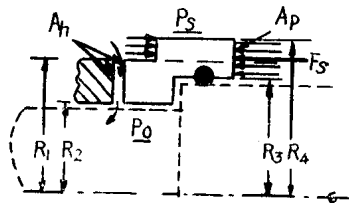


图3c 平衡型示意图

h —密封面之间的间隙 F_s —弹簧力
 P_p —被密封液的净静压力 ($P_s - P_o$) 磅/时²
 P_o —外圈压力 P_s —内部压力

图3 典型密封

平衡

密封面上的轴向力：

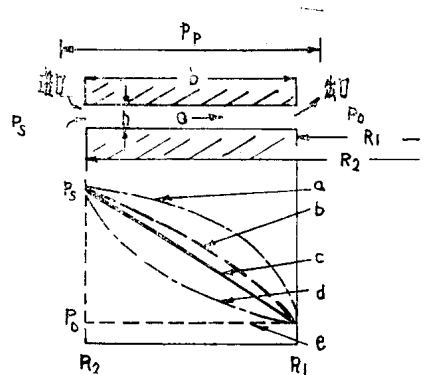
必需研究作用在密封面上的轴向力，以便确定密封“平衡”和同密封性能有关的平衡，两个外力使密封面挤压在一起。它们是：

1. 流体静力 F_p ，它与密封流体静压 P_p 成正比。密封面上的大部份负荷是由此密封液所产生。

2. 弹簧力 F_s ，相当小，用在建立密封压力以前，确保两个面之间的接触。弹簧力必须足以克服“O”形环的静摩擦力 F_f 。

两个密封面之间的液压，可以克服这些外力，并使密封面分离。这一压力主要可能由于泄漏液流过密封面引起的，并决定于产生压力降的流动过程的特性。假如密封面足够严密并且速度足够高，由表面不规则性或其它原因引起的流体动压必将叠加到这个压力降上。然而，如果密封面是被紧压在一起的话，那末液体将被挤出，出现如Mayer(2)所说液压不足的迹象。

首先，假设密封面是平行的并被液体分开，则密封面间是连续液膜分层泄漏，就会引起进出口间的线性压力分布(图4)。这点，当密封面宽度对于密封直径来说很小时，并且假设粘度是常数时，就会随之而来。作用在旋转密封面上的净压力 F_n ，由于这一泄漏压力为 $(P_p/Z)Ah$ ，其中 Ah 是密封面的接触面积。



- 图例：
- a 在流动方向减小的间隙 (h)
 - b $(R_2 - R_1) / R_2$ 不小的平行密封面
 - c $b \ll R_2, R_1$ 的平行密封面
 - d 在流动方向增大的间隙 (h)
 - e 完全接触间隙 (h) = 0, $Q = 0$

图4 密封面泄漏压力

非平衡性密封

非平衡型密封是密封的最简单的形式(图3a)。它适用于等直径轴上，因此，密封面之间的接触面积 A_h 与被密封液的流体静压作用的密封环背部面积 A_p 相等(图3b)。当外加负荷 $F_s + F_p$ 便使密封压在一起，此密封面之间的油膜内的反压如大时，产生相当多的接触和边界润滑。伴随高摩擦、热散失和磨损时，可以假定密封压力达到极限。

平衡型密封

为了克服每平方吋几百磅的压力，可采用阶梯轴的“平衡”型密封（图3c）。这样，就减少了作用在密封面上的由静压 P_p 所引起的负荷。平衡的一般极限约为1/3，压力的1/3被平衡掉，其余的流体静压 P_p 的2/3作用于密封面，即

$$F_p = (1 - \beta) P_p A_p = 2/3 P_p A_p \quad (1)$$

其中 β 为平衡数值。另一方面 $(1 - \beta) = \eta$ 亦可用于标志平衡程度(10)。

即使平衡极限 $\beta = 1/3$ 已被大大超过，但发现密封面趋于不稳定状态(9)。至今平衡仅仅可以做到如此程度，亦即，高达 $\beta = 1/2$ 可作为理想极限。如果 β 值比这更大，一旦表面被运动、轴线失调、液体闪蒸、污垢等轻微分离，表面间将进一步自动开启，并不能再闭合。

为了理解为什么是这样，让我们分析一下作用于密封上的轴向力。要使密封间隙(h)不开启，轴向力的总和必须使密封面压在一起，即：

$$(F_s + F_p) > F_h$$

对于密封面之间的线性压力分布：

$$[F_s + (1 - \beta) P_p A_p] > \frac{P_p}{2} A_h \quad (2)$$

如果把较小的 F_s 忽略不计则：

$$(1 - \beta) P_p A_p > \frac{P_p}{2} A_h$$

对 $\beta = 1/3$ ，

$$(1 - \beta) = 2/3 > 1/2 \frac{A_h}{A_p}$$

$$\frac{2}{3} > \frac{1}{2}$$

实际上， A_h 比 A_p 稍大，因此，这说明：1/3平衡值就是使密封面保持接触的净力，比它大得多的平衡值就做不到这一点。

事实上，为保持密封面的接触，作用在密封上的净静力($F_s + F_p + F_h$)，由于种种理由必须大于0。必须有一个安全系数以克服振动、部分不对中和“0”形环的摩擦。加之泄漏压力($P_p/2$)可能增加(或降低)因为密封面可能因在工作时磨损、温度梯度和负载下的变形而失去平衡。

假设密封面可以紧压一起而没有间隙($h = 0$)，则可获得全面接触没有泄漏，那么，由于密封面间的泄漏引起的流体净压力就将接近于零(图4)。或者假设泄漏间隙与泄漏方向不一致而导致净压力的减少。在这些情况下，比 $\beta = 1/3$ 大的平衡值将是可能

的。 $\beta = 1/3$ 已经表明获得满意的工作，而不使密封面分离这一事实(9, 1)，意味着两密封面之间平均液压可以低于 $\frac{1}{3}P_p$ 。

摩擦

有人认为密封中的摩擦，其趋势与因条件不同而存在不同润滑状态的其它轴承一样。这些状态通常叫做边界润滑、混合液膜润滑和全液膜润滑。在不同状态下有不同的摩擦系数。摩擦系数对工作参数(ZN/P)的关系如图5所示。

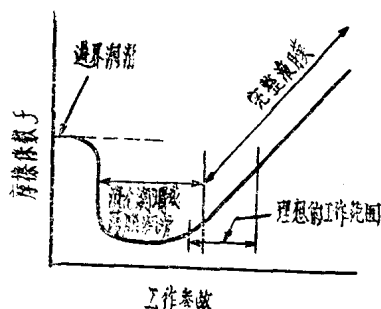
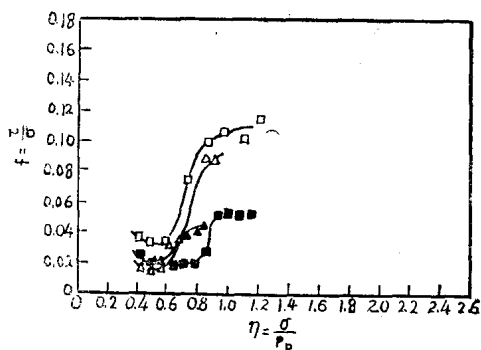


图5 润滑状态（摩擦与工作参数）

Boon Honingh和Van Rijssen (12) 指出，他们已试验了许多密封。他们认为图6是密封液体时密封摩擦特性的典型。图7给出了其同样密封的干摩擦情况。它们的性能很不一样。在图6中“湿”密封摩擦，开始随负荷增加而减少，继后，当负荷进一步增加时，摩擦增加极快。所获得的数值是在全液膜、

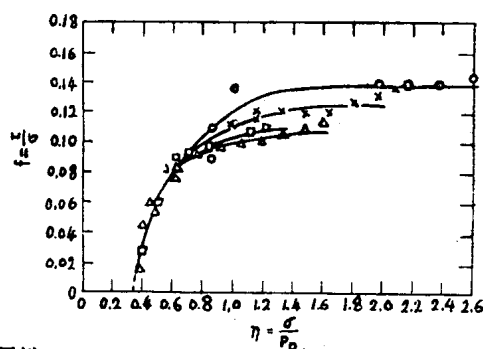


图例

- 59磅/吋²，第一小时 f —摩擦系数
- 59磅/吋²，20小时后 $\eta = 1 - \beta$
- △—88磅/吋²，第一小时 σ —作用于密封面的外压力
- ▲—88磅/吋²，20小时后 P_p —对着密封的压力
- 摩擦副材料，碳/钨铬钴 τ —密封面上的剪切应力
- 合金，介质—水

图6 密封面典型的湿式转动摩擦

混合液膜和边界润滑之间的典型特性。低摩擦值出现在 $\eta=0.5\sim 0.8$ ($\eta=0.7$ 而 $\beta=0.3$ 平衡值)，高摩擦出现在 $\eta=1.0$ ($\eta=1$ 非平衡型密封，即 $\beta=0$)，当密封高压时需要使用平衡型，这说明把干摩擦改为液膜润滑以平衡密封可以减低摩擦。



图例
○—29磅/吋²，第一小时
×—44磅/吋²，第一小时
□—59磅/吋²，第一小时
△—73磅/吋²，第一小时
 f = 摩擦系数
 $\eta = 1 - \beta$
 σ = 外压力作用于密封面
 βp = 对密封面的压力
 τ = 密封面上剪应力

图7 密封面典型的干摩擦

假如液膜已由平衡获得，则间隙宽度应该增加，这已被明显证明。文献指出：“ $\eta=0.5$ 时，摩擦很低，但密封泄漏很少。”这表明改善平衡密封能力，以对付高压和获得较低的有效摩擦系数是在泄漏容许下而达到的，这种泄漏会产生下列影响：

1. 由于泄漏而在密封面间产生液压。
2. 产生流体轴承作用，因液体的存在使密封面能以承受较高单位负荷。

在平行面推力轴承的试验(13)中，Fogg在完整液膜状态下获得了摩擦系数(f)与平衡密封(ZN/P)高值之间的关系数据。

$$f = c (ZN/P)^{1/2}$$

其中 C 为常数。

如果液压力产生机理可简化为无侧漏的雷诺方程，亦即，如果压力的产生主要是由于收敛的间隙里的液体粘度作用，则证明 (ZN/P) 的指数近似为 $1/2$ 是可能的。当间隙与高度变化的比值很大时，对 (ZN/P) 的高数值这一关系式应该成立。当轴承表面趋向较低的 (ZN/P) 数值时，则其指数应该降低。

Nau (14、15) 根据各种密封试验和几何密封模拟，将表面间隙和摩擦/工作参数作了比较。他指出：在某些情况下(3、4)，指数为 $1/2$ ，但在另一些情况下(5、16)，则有完全不同的关系式。这就说明在液体润滑状态存在不同的机理。

符号说明

- A_h = 两个密封面间的正常接触面积
 A_p = 密封液压力作用的密封环背部的面积
 b = 密封面的宽度 = $R_2 - R_1$
 c = 常数
 F_f = 摩擦力
 F_h = 密封面上的力
 F_p = 液体静力
 F_s = 弹簧力
 f = 摩擦系数
 h = 密封面间的平均间隙
 N = 转速
 P = 压力
 P_p = 密封流体压力
 Q = 密封面间的泄漏速率
 R_1 = 密封面的内半径
 R_2 = 密封面的外半径
 Z = 粘度
 (ZN/P) = 工作参数
 β = 密封平衡数值
 $\eta = 1 - \beta$ = 密封平衡程度
 σ = 密封面的外压力
 τ = 密封面上的剪应力

参 考 文 献

- (1) Mayer, E., "Unbalanced Mechanical Seals for Liquids," Paper E2, April 1961.
- (2) Mayer, E., "Leakage and Friction of Mechanical Seals with Special Consideration of Hydrodynamic Mechanical Seals," Paper E8, April 1961.
- (3) Summer-Smith, D., "Laboratory Investigation of the Performance of a Radial Face Seal," Paper D11, April 1961.
- (4) Ishiwata, H. and Hirabayashi, H., "Friction and Sealing Characteristics of Mechanical Face Seals," Paper D51, April 1961.
- (5) Denny, D. F., "Some Measurements of Fluid Pressures Between Plane Parallel Thrust Surfaces with Special Reference to Radial Face Seals,"

- Wear, V. 4, 1960.
- (6) Brkich, A., "Mechanical Seals Theory and Criteria for Their Design," Prod. Eng. V. 21, April 1950.
- (7) Huhn, D., "Theory of Fluid Sealing." Paper D21, April 1961.
- (8) Lymer, A., "Mechanical Sealing as It Stands Today," Engineering V. 194, April 21, 1961.
- (9) Wood, T. H., "Mechanical Shaft Seals in the Chemical Industry," Trans. Instn. Chem. Eng., V. 32, 1954.
- (10) Schoenherr, K., "Design Terminology for Mechanical End Face Seals," SAE Trans., V. 74, Paper 650301, 1966.
- (11) Fuller, D. D., "Theory and Practice of Lubrication for Engineers," John Wiley and Sons, 1956, p. 160.
- (12) Boon, E. F., Honingh, S., Van Rijssen, D. C., "Some Notes on Seals for Rotating Shafts," Proceedings Fourth World Petroleum Congress, Rome 1955, Carlo Colombo.
- (13) Fogg, A., "Fluid Film Lubrication of Parallel Thrust Surfaces," Instn. of Mech. Eng., V. 155, 1946.
- (14) Nau, B. S., "Some Recent Results in Fluid Sealing Research," 1962 International Fluid Power Conference.
- (15) Nau, B. S., "Hydrodynamic Lubrication in Face Seals," Third BHRA International Conference on Fluid sealing, April 1967, Paper E5.
- (16) Reiner, M., "The Centripetal Pump Effect in a Vacuum Pump," Proc. Roy Soc. A247.

后字242部队周玉明译自 "Lubrication Engineering" 1968, 24, №10, 479—484
张培模、朱和生校

机械密封理论述评

(二) 摩擦与磨损

摩 擦

引 言

密封面之间的摩擦是个十分重要的问题，因为它限制了密封的最高压力和速度。摩擦造成了以热量形式失散的能量损失。因此，由于摩擦或边界润滑下两接触面材料引起的摩擦力或液膜下摩擦引起的摩擦力，必须根据密封中的润滑状态加以考虑。各种摩擦和磨损性质的改进可直接改善密封的性能。有关边界润滑材料的实践和知识比较丰富。

PV 关 系

通常用PV值来描述材料之间滑动接触时的负荷能力。这点，既适用于液膜润滑，也适用于干摩擦或

边界润滑。对于干摩擦来讲，假定摩擦系数(f)不变，则热量产生速率与密封面压力(P)和滑动速度(V)的乘积成正比。此时摩擦面热量散失情况决定了摩擦面的温升。如果温度很高，就可引起密封面毁坏或很快磨损。

在密封中， P 与被密封压力 P_p 成正比。因此密封面的摩擦力直接决定了密封工作的最高压力和速度。对于非平衡型密封来说， P 等于或大于 P_p 。而对于平衡型密封来说， P 小于 P_p 。当使用的材料摩擦系数低而且导热性很好时，非平衡型密封的PV值上限约为200,000；平衡型密封约为2,250,000(1)。(PV值的单位为磅/时²—呎/分)。这又一次验证了平衡型密封具有一个液膜的推断。这就是说，具有液膜的密封面，其放出的热量比边界润滑发生直接接触时低一个数量级。

边界润滑用材料

在下列情况下边界润滑可获得高的PV值：

- 1、摩擦系数低。
- 2、导热性好；或者进行冷却。
- 3、可在高温下工作的材料。
- 4、不易磨损的材料。

例如，Mayer认为制造一种可达1000磅/时²，或增加速度极限为10：1的非平衡型密封是可能的，只要使用恰当的“摩擦”材料，并具备良好的传热条件（3）。

表1内列出了各种摩擦付以说明摩擦系数（f）和导热系数（k）的关系。为便于进行对比，两种材料做成同样厚度的板，在恒定的额定负荷下互相接触

并摩擦。当假定外表面温度不变，而外表面热量散失可忽略不计的话，则有 $f/(k_1 + k_2)$ 与摩擦面的温升成比例。一个低值的 $f/(k_1 + k_2)$ 当然是所需要的。要在密封中作到这点，通常是用一种较软的材料和一种硬材料组成摩擦付。如像聚四氟乙烯/钢，碳石墨/钢，或石墨/钴铬钨合金，碳/碳化钨合金等是常用的材料。聚四氟乙烯或碳中常添加金属以增加导热性。

有趣的是，表1所示的钢/钢摩擦付与黄铜/钢摩擦付相比较，黄铜具有更佳的导热性。石墨/石墨摩擦付由于具有低的摩擦系数和高导热性，因而显示出它的潜力。玻璃/玻璃摩擦付具有摩擦系数高，并且具有陶瓷材料导热性低的典型缺点。但是由于陶瓷能承受工作中产生的高温，因而广泛地用作密封材料。

表 1 —— 密封材料的摩擦和导热性

材 料	摩 擦 付 材料 ₁ /材料 ₂	润滑剂（干式或 用水润湿）	摩擦系数 f	导热性 K_1/K_2 英热量单位/ HR-Ft-°F	$\frac{f}{K_1 + K_2}$	$\frac{f}{K_1} \times 10^4$	参 考 文 献
A—一般材料	钢/钢	干	0.4	26/26	77		
	黄铜/钢	干	0.35	60/26	47		
	石墨/石墨	干	0.1	80/80	6.25		4
	玻璃/玻璃	干	1.0	0.6/0.6	8330		4
B碳-石墨-钢		干	0.12-0.20 ²	10.9/26	32.5-54		5
		湿	0.05-0.08 ²	10.9/26	13.5-21.7		5
C聚四氟乙 烯/钢	聚四氟乙烯	干	0.12 ²	0.14/26	53.6	8600	6
	聚四氟乙烯 + 15%石墨 (负荷 = 2 磅/时 ² , V = 20呎/分)	干	0.12 ²	0.26/26	53.3	4600	6
	聚四氟乙烯 负荷 = 1000磅/时 ²	干	0.026 ²	0.14/26	9.9	1860	7
D高温陶瓷 (Al ₂ O ₃ + Cr + Mo) /SiC		干	0.65	209/290	13.0		8, 9, 10

具体使用中的摩擦特性

两种相接触的密封材料，其摩擦系数可以随速度和负荷的变化而异。摩擦系数通常随速度的增加而降低。摩擦系数在使用较软的、易于变形的材料时，也随负荷的增加而降低。较软的材料作成的密封面由于可提供一个狭窄的密封面，因而可降低摩擦的温升（1,3）。以碳作密封材料时的摩擦——负荷曲线见图7，以聚四氟乙烯作密封材料时的摩擦——负荷曲线见图8。

低温密封材料

密封液化气体时，密封材料的导热性与“一般”温度下截然不同。在某些情况下导热性甚至低于

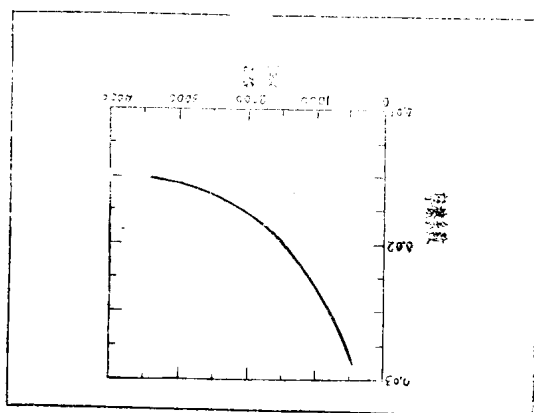


图 8 聚四氟乙烯的摩擦/负荷曲线

100:1。铜与其它材料不同，它的导热性增加到近于10:1。低温下的导热性数据示于图9。

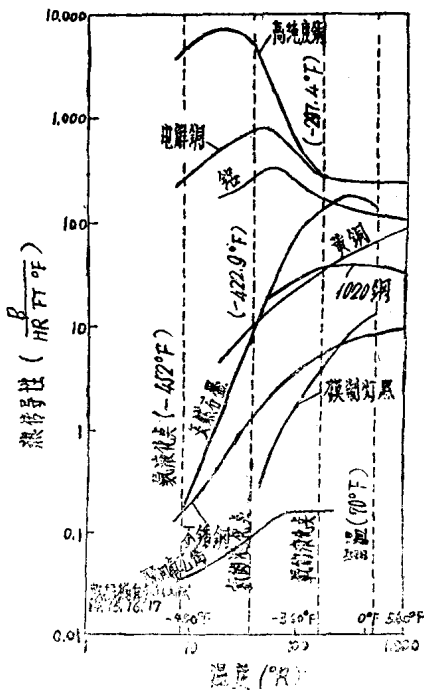


图9 低温下的导热性

低温状态下没有进行许多点的测试。但有效的测试数据表明，摩擦系数受温度影响并不太大（11、12）。

液膜的温升

液膜的温升可造成液体严重蒸发或沸腾，因而限制了密封的功能。此时液体的粘度和导热性就变成重要的基本的变量，正如通过密封面的热传导一样。液体转化为气体，这样两密封面某些部分不再被隔开，或者得不到液体的润滑了，这必然导致密封面许用负荷降低。还必须注意沸腾液体的密封会使密封性能失常。液体转化为蒸汽，使密封产生振动和泄漏（1）。

对于给定的密封温度，密封平行面之间的液膜的最高温升是与密封面速度（V），液体粘度（μ），和液体的导热性（k_L）相关的函数。如液体其它性质不变，则产生的最高温度与密封面间隙无关。由两个密封面的热量产生的最高温升（Δt）——如忽略泄漏液体和末端效应，则有

$$\Delta t = \frac{\mu V^2}{8k_L J} \quad (\text{参考论文13}) \quad [4]$$

式中J是热功当量。

密封面间液体的温升已对少数几种液体作过计

算，其中还包括了一个面不导热的情况。其结果，作为密封面速度的函数示于图10。两种状态下的温度相差三倍。对实际的密封来讲，必然处于这两个极端状态之间。合理的动力粘性系数（μ）和导热系数（k_L）如表2所示。各种液体按μ/k_L——即放热与导热比的顺序给予表2。

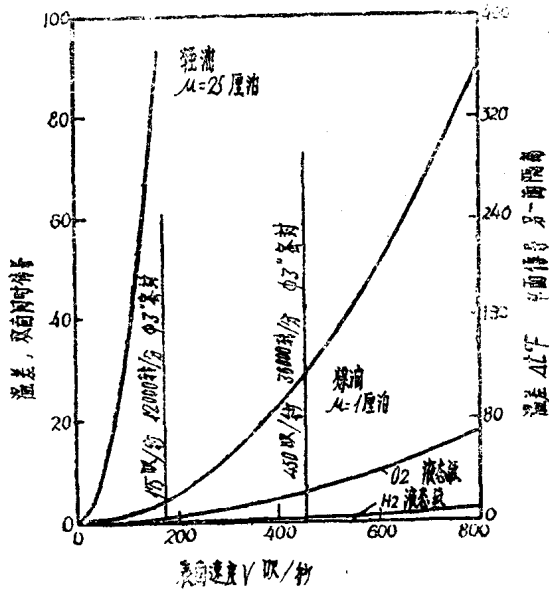


图10 密封膜的最高温升

表2 液体的粘度和传热特性

	μ 厘泊	比重	沸点 °F	k _L 英热单位/ hr-Ft-F	μ/ k _L
水	1	1.0	212	.343	3.32
轻油					
煤油	1	.8	350/525	.0693	1.87
轻油	25	.8		.07	35
液化气					
O ₂	.19	1.14	-297.5	.0867	2.19
H ₂	0.013	1.07	-423	.0693	1.87

磨 损

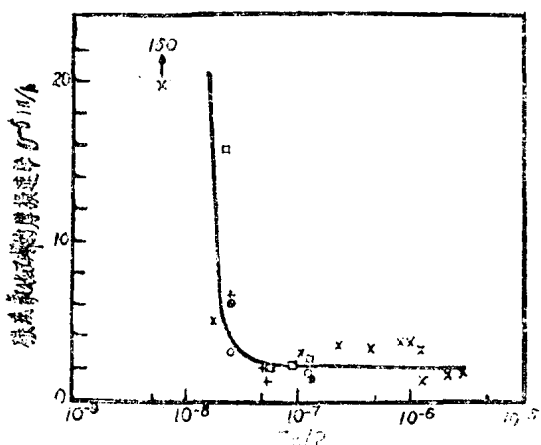
密封的磨损率关系到它的寿命。密封的磨损并不一定立刻造成故障，而可以在它的使用期内逐渐磨损以致失效。磨损可以使粗糙的密封面变得光滑有用，也不难想象，磨损可能使光滑的表面粗糙，因而使它能起到流体动压轴承的作用。

粗糙度：

Summers-Smith(18)报告了表面粗糙度对密封

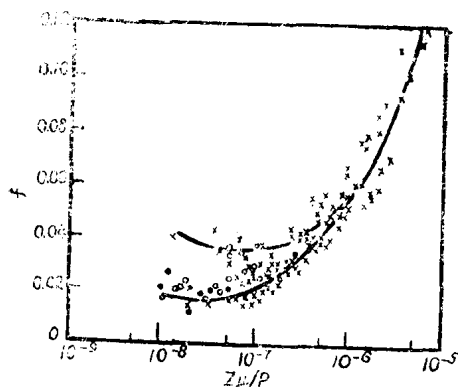
摩擦和磨损面的影响。他想对典型的密封结构确定寿命和泄漏与密封工作的限制条件的关系。被密封介质为水或水与甘油的混合物。这对改变粘度(0.9~1350厘泊, 20℃)十分简便, 此外还应用在边界润滑的情况下“润滑性”很差的液体。毫无疑问这会使表面粗糙度的效应更为突出和明显。密封压力为0~50磅/时², 速度为500到2800转/分。泄漏渠道为径向朝里。

测出了与负荷参数有关的磨损率(图11a), 采用的密封, 其硬表面的平均粗糙度为2~6微吋, 与一般密封一样。当 $Z\mu/\rho$ 值为 5×10^{-8} 或更高时, 碳和聚四氟乙烯摩擦付的表面磨损率低, 大约在1~4微吋/时。(Z μ/ρ 为无因次负荷参数)。这对要求密封具有较长的寿命来说, 是个可接受的磨损率。当Z μ/ρ



- × Ni保护层/碳石墨
- + Ni保护层/填充金属的碳石墨
- 陶瓷/增强氟化乙烯
- 兰盖洛伊高镍/碳石墨
- 兰盖洛伊高镍/填充金属的碳石墨
- 铸造合金

图11a 磨损速率的变化与工作参数



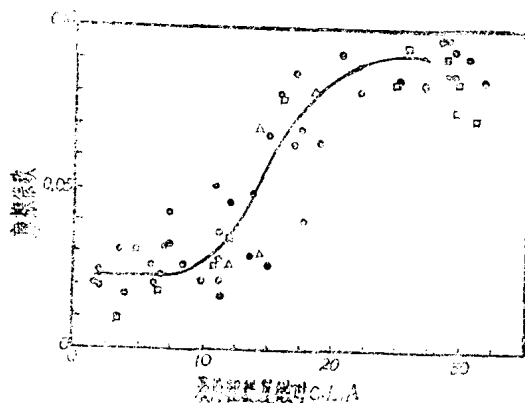
- × Ni保护层/碳石墨
- 陶瓷/增强氟化乙烯
- Ni保护层/填充金属的碳石墨

图11b 摩擦系数的变化与工作参数

ρ 值低于 5×10^{-8} 时, 则磨损率达到很高的程度。这表示, 液膜在高的负荷参数下存在, 而接触和磨损则在低值下产生。摩擦与负荷参数的系数曲线体现了此点(图11.b), 给出了混合润滑和它转化为完全的液膜的特性曲线。

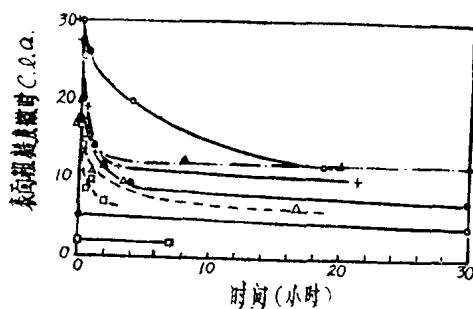
为了取得表面粗糙度的摩擦效应, 使粗糙的表面(16~20, 和30微吋)在低负荷参数值下运转。如众所料, 这样会增加摩擦系数(图12.a)。在混合润滑下, 一个重要的结论是, 表面粗糙度在10微吋以下, 就产生了理想的低摩擦系数, 即从0.01到0.05之间。

粗糙的表面工作了一个相当长的时间。两表面趋于“跑合”, 表面的粗糙度逐渐减少, (图12b)。之后表面粗糙度就保持在0.5到12微吋之间, 这也取决于最初的表面粗糙度。这表明一个粗糙的或坏的表



- Ni保护层2800转/分
- △ 兰盖洛伊高镍铸造合金2800转/分
- Ni保护层500转/分

图12a 表面粗糙度对摩擦系数的影响



- Ni保护层500转/
 - △ Ni保护层500转/分
 - Ni保护层2800转/分
 - + Ni保护层2800转/分
 - 兰盖洛伊高镍铸造合金2800转/分
 - ▲ 钨铬钴合金 2800转/分
- 注: 配对表面为填充金属的碳石墨其接触压力为62.5磅/时²
- 介质为水

图12b 表面粗糙度变化与运转时间的关系

面有一个“修复”的好机会，亦表明最初跑合时期是允许的，比较高的表面粗糙度也是许可的。因此特别高的最初光洁度没有必要。

密封的这一特点同样也为其他人注意到(8)。Coffen (19) 指出，带轻载的“跑合期”能在一定条件下使并行的推力轴承接着经受大的载荷。轴颈轴承也取得某些类似的结果(20)。在不同负荷和转速下，他们对巴比特合金制成的轴颈轴承中运转的钢轴的表面粗糙度的影响作过考察。在混合润滑下运转时，经过一个“跑合期”后，磨损便从最初的高值降低而直至终止。

材料：

有关非平衡型密封的摩擦和磨损方面的其它资料见参考文献(8)，它所指范围是密封面速度为1000呎/分，压力在250磅/时²之内。这些资料归纳在图13上，与此相适应的摩擦系数归纳于图14。曲线清楚地表明，由允许的磨损率来决定非平衡型密封的最大负荷。Schoenherr 也提出了磨损率——负荷的对应关系(2)

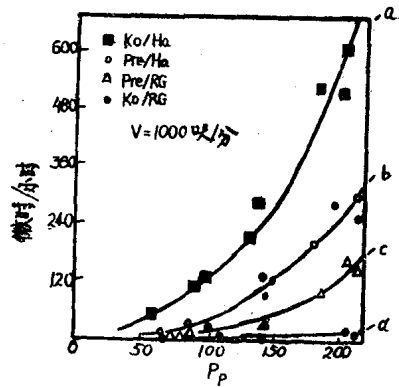
液体中的杂质

在高的负荷参数下，密封面的磨损可能是由密封液体中的杂质造成的(图11a)。过量的磨料性杂质会缩短密封的寿命，除非用辅助设备将杂质除去或用清洁液体冲洗密封。

在火箭推进器的清洁的液体里或航空和宇航水力系统用的清洁液体中，固态物的允许含量是每升20个质点到零(21)。这个含量与一般“不能用”的油、燃油、水力液体等中的杂质的含量相比，是很低的。封闭的循环系统中，包括泵、齿轮和轴承，除非采用了特殊的过滤措施，通常是很脏的。由于这样部分正常的磨损，可以设想，每升液体中杂质的含量数以千计。因此在特殊的液体中或密封系统中，考虑杂质对摩擦和磨损系数的影响，不是没有道理的。

对滑阀作了广泛的考查(22)，在滑阀里两配合面间有相对运动，两配合面之间有间隙和泄漏，发现固态物质的大小与间隙的尺寸差不多，且构成间隙空间的两壁面作往复运动，这会“挤入”液体中的固态物质导致密封面很快磨损。如果杂质大小间隙，就不会进入因而不造成摩擦和磨损。然而发现泄漏入口端具有大的倒角半径。它将会压碎大的固态物而增加摩擦。一个密封毫无疑问会有偏心角度的不对中，由此而产生面与面之间的相对运动，必然导致上述类型的磨损。例如，Denny (23) 就发现过密封面保持液膜的情况下，泄漏通道的进口一面的硬表面仍然

发生了磨损。



a 酚浸渍碳/钨铬钴合金 b 填充酚树脂/钨铬钴合金
c 填充酚树脂/青铜 d 酚浸渍碳/青铜

材 料	高温极限°F	导热系数
		平方呎-时-度 (°F)
Pt.—填充酚树脂	250	0.45
Ko.—酚浸渍硬碳	350	2.7
H.—钨铬钴合金	>1500	6.7
Gc.—铸铁	>1000	30.0
Rc.—青铜	1000	34.0

图13 工作介质为水的非平衡型密封的磨损曲线

表面粗糙的产生(微垫)

最早，巴特勒纪念学会就注意到，碳密封环表面上发现很多凹凸不平，这些凹凸不平可能起着一般的承载作用(24)。这些凹凸不平被称做“微垫”。

最近对用于海船的螺旋桨轴的碳面密封也作过检查(25)。据报告大约30%到40%碳面磨损区覆盖着不同类型的“微垫”。这种“微垫”并不存在于新的密封上。这种作为承载而产生的后果尚未测定。同样，磨损产生后以什么方式造成“微垫”，至今尚未仔细考察。这是个有趣的课题，毫无疑问会得到仔细研究。

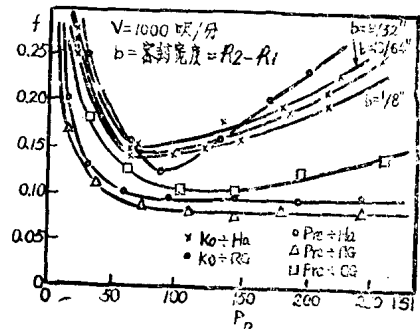


图14 工作介质为水的非平衡型密封的摩擦曲线

符 号 说 明

b = 密封面宽度 = $R_2 - R_1$

f = 摩擦系数

J = 热功当量

K, K_1, K_2, K_l = 导热性

N = 转速

P = 压力

P_r = 被密封的液体压力

R_1 = 密封面内半径

R_2 = 密封面外半径

V = 面速度

Δt = 温升

T = 温度 $^{\circ}R$

(ZN/P) = 负荷参数

$(Z\mu/P)$ = 无因次负荷参数

μ = 液体动力粘性系数

参 考 文 献

- (1) Lymer, A., "Mechanical Sealing as It Stands Today," Engineering, V. 194, April 21, 1961.
- (2) Schoenherr, K., "Design Terminology for Mechanical End Face Seals," SAE Trans. V.74, 1966, Paper 650301.
- (3) Mayer, E., "Unbalanced Mechanical Seals for Liquids," Paper E2⁴, April 1961.
- (4) Bowden, F. P. and Tabor, D., "The Friction and Lubrication of Solids," Oxford, 1954.
- (5) Llewellyn, W. A. and Mealing, J. E., "Development of Carbon Sealing Ring Materials," Paper F4¹, April 1961.
- (6) O'Rourke, J. T., "Journal of Teflon," dupont de Nemours & Co., Sept.-Oct. 1961.
- (7) "Designing With Teflon," Design Plastics Book, Machine Design, Sept. 20, 1962.
- (8) Brownell, W. E., "Ceramic Materials," Machine Design, June 20, 1963.
- (9) Glaeser, W. A. and Allen, C. M., "The Friction and Wear of Refractory Materials for Use in High Speed Mechanical Seals," Paper F2¹, April 1961.
- (10) Sibley, L. E., Mace, A. E., Grieser, D. R., Allen, C. M., "Characteristics Governing the Friction and Wear Behavior of Refractory Materials for High-Temperature Seals and Bearings," Battelle Memorial Institute, May 1960; PB 171010 U. S. Dept. of Commerce.
- (11) Simon, I., McMahon, H. O. and Bowen, R. J., "Dry Metallic Friction as a Function of Temperature Between 4.2 $^{\circ}K$ and 600 $^{\circ}K$," Jour. Appl. phys. V.22, n.2, Feb. 1951.
- (12) Wisander, D. W., Maley, D. E., Johnson, R. L., "Wear and Friction of Filled polytetrafluoroethylene Compositions in Liquid Nitrogen," ASLE Trans. V.2, n. 1, April 1959.
- (13) Schlichting, H., "Boundary Layer Theory," McGraw-Hill, 1960.
- (14) Scott, R. B., "Cryogenic Engineering," Van Nostrand, 1959.
- (15) Chelton, R. B. and Mann, D. B., "Cryogenic Data Book," National Bureau of Standards, Cryogenic Eng. Lab., Boulder, Colo.
- (16) "Thermal Conductivity of Metals and Alloys at Low Temperatures," NBS Circular 556.
- (17) "Report on physical properties of Metals and Alloys from Cryogenic to Elevated Temperatures," ASTM 296.
- (18) Summers-Smith, D., "Laboratory Investigation of the performance of a Radial Face Seal," Paper D1¹, April 1961.
- (19) Coffin, Jr., L. F., "Boundary Lubrication Wear-in and Hydrodynamic Behavior of Bearings for Liquid Metals and other Fluids," Lub. Science and Tech., V.1, n.1, ASLE Trans. 1958.
- (20) Burwell, J. T., Kaye, J., van Nymegen, D. W., Morgan, D. A., "Effec-

ts of Surface Finish, " ASME Jour. Applied Mech., June 1941.

- (21) "Analytical procedures—Typical Levels of Contamination, " Millipore Catalog, 1961 Edition.
- (22) Barrett, J. G., "Design of Turbine Engine Controls to Handle Fuel Carried Dirt, " National Conf. on Industrial
- (23) Denny, D. F. "Some Measurements of Fluid Pressures Between Plane Parallel Thrust Surfaces with Special

Reference to Radial Face Seals, " Wear, V. 4, 1960.

- (24) Battelle Memorial Institute, "The Dynamic Behavior of High-Speed Liquid Lubricated Face Seals, " Period May 1 to July 31, 1961.
- (25) Kojabashian, C. and Richardson, H. H. "A micropad Model for the Hydrodynamic Performance of Carbon Face Seals, " Third International Conference on Fluid Sealing, BHRA, April 1967, Paper E4.

文传琳译自 "Lubrication Engineering", 1968, 24, No. 11, 525-530 邵定山校

机械密封理论述评

(三) 密封面间的动态流体效应

流体压力的产生

当密封面间有一定数量流体存在时, 我们希望在液膜内建立一定压力, 以便:

1. 使密封面分开, 承受负荷, 并防止密封面接触。
2. 产生内压力, 对抗并阻止泄漏, 使密封起到“密封”的作用。

表3列出了可应用于密封的各种液膜理论, 这些理论认为压力的产生是由于流体动力作用的结果, 即密封面的相对运动和密封面间的径向泄漏作用的结果。

Denny (1) 对几何形状相似的端面密封进行了一系列的实验, 首先提出, 端面压力比径向泄漏所产生的压力高很多倍, 并指出存在着与密封介质压力相反的向内泵送压力 (约45—75磅/吋²)。密封面之间是否存在液膜, 应尽可能地由测量电容和摩擦力矩来推定。当密封面靠得愈近, 则面压力愈高。当密封面重新研磨或者组装, 则泵送作用就会发生变化。这意味着, 密封面尺寸和同心性发生任何小的变化就可能影响向内泵送作用。这些发现曾经是引起人们对于密封的流体动力效应产生极大兴趣的起因。

A 承载能力

平行面

Fogg对简单的平行面推力轴承的实验 (2) 表明, 两平面 (实际上不接触的) 可承受相当大的负荷, 并提出“热楔”的作用来解释这个现象。假定润滑油受到摩擦作用而发热和膨胀。对这样产生的承载能力进行了近似分析 (3), 分析表明其大小较之用楔形止推轴承小一个数量级。Currie, Brockley, Dvorak (4) 最近用弛张技术获得了数值解, 加以证实。

对某些结构来说, 承载面受热和受压的变形, 产生一个会聚膜, 从而形成了承载能力 (5、6)。如论文 (7) 所指出的, 作为温度的函数的粘度的变化也可能有一定的重要意义; 但后一篇论文 (8) 里指出, 对于一个简单的斜块式的滑块轴承来说, 承载能力有所降低。

表3 液膜密封理论

前提和分析步骤

除非另有说明, 标准的润滑前提是: (1) 液体没有抗张强度, (2) 没有侧面泄漏, (3) 粘度是一个常数, (4) 应用雷诺公式, (5) 惯性力忽略不计。