

JIXIE MIFENG XIELOU YUCE LILUN
JIQI YINGYONG

机械密封泄漏预测理论 及其应用

孙见君 著



中国电力出版社
www.cepp.com.cn

JIXIE MIFENG XIELOU YUCE LILUN
JIQI YINGYONG

机械密封泄漏预测理论 及其应用

孙见君 著



中国电力出版社

www.cepp.com.cn

本书是为了促进机械密封适应过程装备长周期安全可靠、低成本运行的需要而撰写的。较为系统地阐述了机械密封泄漏机理、密封基本性能、密封泄漏预测方法及其工程应用。具体包括机械密封特性与端面摩擦特性的一般性描述、密封表面形貌的分形几何表征、机械密封泄漏预测分形模型、机械密封摩擦副表面分形参数的时间相关性研究、机械密封泄漏率与寿命预测、长周期运行机械密封相关参数控制等，内容丰富、新颖，反映了国内外机械密封技术领域的发展趋势。

本书可作为过程装备与控制工程专业本科生和研究生教材，也可作为密封技术领域科研人员和工程技术人员的参考资料。

图书在版编目 (CIP) 数据

机械密封泄漏预测理论及其应用/孙见君著. —北京: 中国电力出版社, 2010.9

ISBN 978-7-5123-0813-8

I. ①机… II. ①孙… III. ①机械密封—泄漏—检测 IV. ①TH136

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2010) 第 167529 号

中国电力出版社出版发行

北京三里河路 6 号 100044 [http: //www. cepp. com. cn](http://www.cepp.com.cn)

责任编辑: 齐 伟 责任印制: 郭华清 责任校对: 常燕昆

印刷·各地新华书店经售

2011 年 1 月第 1 版·第 1 次印刷

700mm×1000mm 1/16·9.25 印张·172 千字

定价: 32.00 元

敬告读者

本书封面贴有防伪标签, 加热后中心图案消失

本书如有印装质量问题, 我社发行部负责退换

版权专有 翻印必究

本社购书热线电话 (010-88386685)

前 言

作为一种结构简单的旋转轴动密封,机械密封在电力、船舶、航空航天、石油化工等领域有着极其广泛的应用。机械密封的基本性能主要包括端面摩擦特性(即抵御摩擦磨损的能力)和密封特性(即泄漏率指标)。工程上,一般是在控制泄漏率不超标的前提下,尽量改善端面摩擦特性,以延长机械密封的使用寿命。由于诸多因素的影响,机械密封的使用寿命长短各异,这使得采用机械密封防漏的机器设备存在着潜在的危险。不能准确预测泄漏率和机械密封寿命,往往导致过早更换新的密封件,或延误维修时机,造成易燃、易爆、有害介质大量泄漏而引发事故。尽管在设计和制造过程中,先进技术的采用一定程度上提高了机械密封的可靠性,但工作中机械密封的失效仍很普遍。

机械密封失效最直接的表现是在工作寿命期内泄漏率超过规定值。正确预测机械密封的泄漏率或工作寿命可以防止额外损失。然而,最近 40 年来,机械密封泄漏预测方法研究进展并不迅速。一方面,由于机械密封泄漏预测问题涉及系统的工作条件、结构尺寸、材料性能、介质性能和摩擦状态等,非常复杂;另一方面,缺乏对泄漏预测影响因素的分析以及表征重要影响因素的方法。为此,笔者对机械密封寿命预测影响因素进行了较为广泛而深入的研究,发现导致其泄漏失效的主要因素乃是预紧力过大、密封端面形貌差,设备振动过大,以及辅助密封圈抗变形能力差。一般情况下,辅助密封圈抗变形能力、设备振动量和预紧力可以在机械密封运转前进行选择和调整,而运转过程中的密封端面形貌是一个与端面载荷、工作时间、泄漏率、软质环材料性质等参数相关的变量。可见,正确表征密封端面形貌及其变化是进行机械密封泄漏预测研究的基础。

本文旨在引入分形几何理论的基础上,用具有尺寸独立性的分形参数表征摩擦磨损过程中机械密封摩擦副表面的形貌及其变化,按照机械密封基础理论探讨、密封端面形貌研究、泄漏预测模型建立、摩擦磨损加速试验方法研究、摩擦磨损和密封特性试验研究以及工程应用这一技术路线,对机械密封泄漏预测方法进行了研究和探讨。运用 Navier-Stokes 方程,建立了机械密封泄漏率与密封端面间隙

关系式,分析了机械密封端面表面形貌与密封特性和摩擦特性之间的规律。利用 Weierstrass-Mandelbrot 函数,对密封端面的分形特征进行了分析。在比较几种分形维数计算方法的基础上,指出结构函数法比其他几种方法具有更高的精度和确定性。并采用 AF-11 型轮廓测量仪,对密封端面表面轮廓曲线进行了测量。基于 Majumdar-Bhushan 分形模型,将机械密封动、静环端面的接触简化为等效粗糙表面与理想刚性光滑表面的接触,把机械密封端面外径处环状截面上的空隙作为接触表面微泄漏通道截面,并采用分形参数对其进行了表征,建立了基于分形理论的时间相关的泄漏预测模型。探讨了密封端面间隙随着端面形貌变化的规律,以及机械密封泄漏率与介质压力、介质黏度、端面比载荷、密封环材料性能、密封端面形貌变化和时间的关系。依据相似理论,探讨了机械密封摩擦磨损加速试验方法。通过在 HDM-2 型摩擦磨损试验机上的摩擦磨损试验,获得了与时间相关的密封端面分形维数关系式。在自行设计的机械密封试验装置上,对 GY-70 型机械密封进行了密封特性试验。并针对某石化企业在使用泵用机械密封进行了泄漏率和工作寿命预测,结果验证了基于分形理论的机械密封泄漏预测模型的正确性。

机械密封泄漏预测方法及其应用技术的研究,揭示了机械密封运行过程中摩擦副表面形貌对泄漏损失的影响、表面形貌变化规律以及泄漏率随时间的变化关系,为即时了解机械密封的泄漏状况,作出是否继续使用或维修的决定,以保证设备的安全可靠和低成本运行提供了依据。

本文部分研究内容得到了中国博士后科学基金(20070410323)和江苏省博士后科学基金(0701001C)“石化装备中高参数零泄漏机械密封机理及其延寿技术研究”,以及南京市科技发展计划项目(200603009)“石化企业中机械密封泄漏预测技术与工程应用研究”的资助。限于作者水平,取材不一定恰当,论述方面可能会存在不少缺点,恳请读者批评指正。

对顾伯勤教授在百忙之中审阅文稿,魏龙副教授、刘其和高工、冯秀博士、黄健及蒋李斌等参加部分试验工作付出的辛劳,表示衷心的感谢。文中引用了某些著作中的成果,谨向有关著者表示真诚的谢意。

孙见君

目 录

前言

第 1 章 绪论	1
1.1 机械密封发展历程和目前的技术水平	1
1.2 机械密封理论研究状况	4
1.3 机械密封的研究动向	15
1.4 机械密封泄漏预测理论及其应用研究的背景及意义	17
1.5 机械密封泄漏预测理论及其应用研究的主要内容和技術路线	18
参考文献	19
第 2 章 机械密封的密封特性与端面摩擦特性的一般性描述	25
2.1 机械密封的密封特性	25
2.2 机械密封端面摩擦特性	29
2.3 机械密封端面摩擦特性与密封特性关系	34
2.4 机械密封摩擦副表面形貌对密封特性和摩擦特性的影响	35
2.5 密封特性与端面摩擦特性一般性描述存在的问题	38
参考文献	38
第 3 章 机械密封摩擦副表面形貌的分形几何表征	40
3.1 粗糙表面分形特征分析及分形维数计算方法	40
3.2 密封端面分形维数计算方法的选择	49
3.3 分形特性无标度区间的确定及其显著性检验	51
3.4 粗糙表面轮廓的测量	54
参考文献	59
第 4 章 机械密封泄漏预测分形模型	62
4.1 机械密封接触表面泄漏通道的分形表征	62
4.2 机械密封泄漏预测分形模型	80
4.3 密封端面分形参数及材料性能对机械密封泄漏率的影响	82
4.4 磨损时间对机械密封泄漏率的影响	86
4.5 机械密封端面摩擦特性的分形分析	88
参考文献	89

第 5 章 机械密封摩擦副表面分形参数的时间相关性研究	92
5.1 机械密封端面摩擦磨损加速试验方法	92
5.2 端面摩擦磨损试验装置与设备	96
5.3 端面分形参数的时间相关试验研究	98
参考文献	102
第 6 章 机械密封泄漏预测分形模型试验研究	104
6.1 机械密封试验装置研制	104
6.2 基于泄漏预测分形模型的密封特性试验	111
参考文献	114
第 7 章 机械密封泄漏预测分形模型的工程应用问题	116
7.1 机械密封泄漏失效故障树分析	116
7.2 机械密封泄漏率预测方法与应用	122
7.3 机械密封寿命预测方法与应用	126
7.4 长周期运行机械密封相关参数控制	127
参考文献	130
第 8 章 结论与展望	131
8.1 主要结论	131
8.2 机械密封泄漏预测方法研究趋势	133
主要符号说明	135

第 1 章 绪 论

过程工业中使用的流体机械普遍面临着泄漏危险。泄漏不仅会造成能源浪费、物料流失、环境污染,而且还会酿成火灾、引起爆炸、直接危及人身安全。密封件虽小,但却决定着机器设备的安全性、可靠性和耐久性。尤其是石油化工企业的机器设备,其处理的介质大多数都具有腐蚀性、毒性或者易燃、易爆特性,并伴有较高的压力和温度,一旦泄漏,往往都将引起重大事故。1984 年震惊世界的印度博帕尔市联合农药厂的氯气泄漏事件,造成 2500 人死亡,10 万人住院,附近地区的大批食物和水源受到污染;1989 年美国得克萨斯石油化工厂聚氯乙烯设备中的异丁烷泄漏引起爆炸,损失高达 7.3 亿美元;同年,俄罗斯乌法液化天然气管道泄漏发生爆炸,死亡 645 人。据统计,在日常的机器设备使用和维修中,对于机泵几乎 40%~50%的工作量是用于轴封的维修^[1],离心泵的维修费大约有 70%用于处理密封故障^[2]。美国的密封技术工作者发现,由于开发密封技术,仅汽轮机一项,每年节约能源费用 3 亿美元^[3]。可见,流体密封技术不仅是解决机器设备泄漏实现安全生产的有效手段,也是节约资源保护环境的重要保证,引起了世界各国的普遍关注。

根据工作原理的不同,密封技术可分为静密封和动密封两大类。前者是指两个相对静止的零件的接合面之间的密封,后者是指两个相对运动的零件的接合面之间的密封。机械密封作为一种旋转轴动密封,是机械设备防止泄漏、节约能源、控制环境污染的重要部件。近几十年来,机械密封技术有了很大的发展,在电力、船舶、航空航天、石油化工等领域获得了广泛的应用。据石化行业统计,80%~90%的离心泵采用机械密封。工业发达国家里,在旋转机械的密封装置中,机械密封的用量占全部密封使用量的 90%以上^[4]。目前,机械密封已成为流体密封技术中最重要动密封形式。

1.1 机械密封发展历程和目前的技术水平

1.1.1 机械密封结构

机械密封是一种依靠弹性元件对动环和静环端面的预紧或介质压力与弹性元

件共同压紧而达到密封的轴向端面密封装置。构成机械密封的基本元件有密封副（动环和静环）、弹性元件（弹簧或波纹管）、辅助密封、传动件、防转件等，如图 1-1 所示。

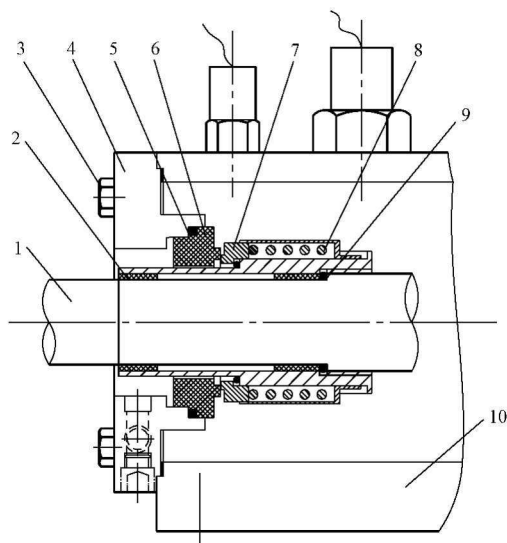


图 1-1 机械密封结构

- 1—轴；2—轴套；3—压盖紧固螺栓；4—静环压盖；
5—静环 O 形圈；6—静环；7—动环；8—弹性元件；
9—静环 O 形圈；10—密封腔体

1-1 所示。动环和加载弹簧被安装在动环座中，并依靠 O 形圈进行二次密封。动环在弹簧力等载荷的作用下，可沿轴向自由移动，并保持动环和静环端面的紧密接触。动环依靠轴套固定在旋转轴上并随轴旋转。根据实际要求，弹性元件也可安装在静环座上。

动环由硬度高、刚性好且耐磨的材料如碳化钨、碳化硅等硬质材料制造，而静环一般用较软的、有自润滑作用的材料如石墨制造。弹性元件可以为大弹簧、多弹簧或波纹管等。

可能的泄漏通道有：①动环和静环端面间的微小间隙。此处为主要密封点，决定了机械密封的密封性能优劣，也决定了机械密封的使用寿命。

②轴套与动环之间的间隙。此处属于静密封点，是动环和转轴密封的关键，用 O 形圈等弹性密封件进行密封。③静环和静环座之间的间隙，此处也为静密封点。

按端面接触状态分，机械密封可分为接触式和非接触式机械密封。接触式机械密封是指密封面微凸体接触的机械密封，密封面间隙 $h=0.5\sim 2\mu\text{m}$ 。接触式密封结构简单、泄漏量小，但磨损、功耗、发热量都较大。在高速、高压下使用受一定限制。非接触式机械密封是指密封面微凸体不接触的机械密封，密封面间隙对于流体动压密封 $h>2\mu\text{m}$ ，对于流体静压密封 $h>5\mu\text{m}$ 。非接触式又分为流体静压和流体动压两类。流体静压密封，系指利用外部引入的压力流体或被密封介质本身，通过密封端面的压力降产生流体静压效应的密封。流体动压密封系指利用端面相对旋转自行产生流体动压效应的密封，如螺旋槽端面密封。非接触式密封发热量、功耗小，正常工作时没有磨损，能在高压、高速等苛刻工况下工作，但泄漏量较大。

普通机械密封大都是接触式密封。非接触式密封是在接触式密封动环端面上开设不同形式的深槽或浅槽形成的。

1.1.2 机械密封发展历程

机械密封的第一个专利 1885 年出现于英国, 1900 年开始应用于轴承密封。与惯用的软填料或者填料密封装置相比, 无论在功能上或者构成原理上, 都有所改进。然而由于当时材料和制造技术的限制, 这种密封尽管在结构上有很多优点, 还是没有能够发挥其应有的效用。1908 年有些汽轮机密封改进为可移动的密封环密封; 1913 年出现了汽轮机上使用双端面密封的专利; 1919 年出现了单端面机械密封专利。直到 20 世纪 20 年代, 机械密封才开始在许多冷冻装置上得到较多的使用。在汽车工业中也很早就认识到这种能自调的、使用可靠的密封的许多优点, 并且首先把它安装在内燃机冷却水泵上。此后, 机械密封在汽车制造工业中得到了广泛的应用。

第二次世界大战中, 美国把机械密封用于化工泵和海军、空军的机器设备中。二战后, 石油化工的发展以及材料和制造技术的进步, 促使机械密封技术得到了迅速发展。1945 年出现了密封环用碳石墨、硬质合金、陶瓷等材料制成的密封环, 加工精度也大为提高, 表面粗糙度由 $R_a=0.2\mu\text{m}$ 提高到 $R_a=0.1\mu\text{m}$ 。同时, 在结构上出现了平衡型机械密封、中间环密封等。1957 年美国 Sealol 公司研制出焊接金属波纹管机械密封, 美国、西欧、日本、苏联等国家相继开始系列化生产机械密封, 石油工业规定炼油厂、泵站和油轮必须使用机械密封。

20 世纪 60 年代出现了非接触式机械密封, 如周向圆弧槽雷列台阶面和螺旋槽面的流体动压密封, 径向锥面、台阶面和凹槽节流静压密封。

1971~1974 年, 由于宇航和核电方面的特殊要求, 在结构上出现了多级密封, 在材料上出现了碳化硅和优质的不同浸渍材料的石墨。1977 年出现了螺旋—机械密封组合的密封、改进的中间浮动环密封、浮环—机械密封组合密封等新结构, 从而使机械密封达到了新的水平。

20 世纪 80 年代随着人们环境保护意识的提高, 出现了新结构、新概念、新技术、新工艺和新材料的新型机械密封。如研制出的“零泄漏”机械密封, 打破了非接触式密封总是泄漏的老概念^[5]; 开发出了上游泵送机械密封^[6]; 在保证密封性能的同时, 为了获得较长的使用寿命, 利用自动控制理论, 开发出了可控机械密封^[7,8,9]。

国内机械密封研究起步较晚, 但近年来发展很快。1956 年兰州炼油厂、沈阳水泵厂等单位首先试制泵用机械密封。1966 年天津机械密封件厂开始生产机械密封。1970 年由机械工业部、石油部、化工部所属科研、生产、使用单位组成联合设计组, 参考了国外先进结构, 联合设计了“泵用机械密封系列”。1973 年化工部所属单位组成联合设计组完成了“釜用机械密封系列”设计工作。1975 年, 机械

部批准颁布了《泵用机械密封标准》(JB 1472—1975), 1994 年进行了更新, 形成 JB/T 1472—1994《泵用机械密封》标准。1978 年化工部批准颁布了《釜用机械密封标准》(HG 5—748—1978; HG 5—751~756—1978)。为了提高产品质量, 加速密封技术的发展, 1980 年以后陆续引进了英国 Crane Packing 有限公司、美国 Sealol 公司的普通型机械密封、西德 Burgman 公司热流体动力型机械密封和日本 Eagle 公司反应烧结碳化硅密封环。通过攻关、消化引进技术, 使机械密封在品种、材料、技术参数等方面都提高到一个新的水平, 部分产品已接近国外先进水平。1993 年国家颁布了国标 (GB/T 14211—1993)《机械密封试验方法》, 1999 年国家机械工业局修订了《机械密封技术条件》(JB/T 4127.1—1999)、《机械密封分类方法》(JB/T 4127.2—1999)、《机械密封产品验收技术条件》(JB/T 4127.3—1999)、《机械密封用碳石墨密封环技术条件》(JB/T 8872—2002) 和《机械密封用碳化硅密封环技术条件》(JB/T 6374—2006), 为机械密封产品接近国外先进水平提供了保证。但是, 与国外先进技术相比, 我国的机械密封技术仍显得相当落后^[10], 如制造方法陈旧, 密封材料品种少, 普通型产品多, 带液膜或气膜的高参数机械密封刚刚开始研制, 在机械密封理论方面还有待于进一步深入研究。在正确应用、推广使用方面, 与工业发达国家相比, 也存在一定差距。

1.1.3 机械密封目前的技术水平

机械密封目前的技术水平:

单级压力 10^{-3} Pa~35MPa;

使用温度 $-196\sim 450^{\circ}\text{C}$ (最高达 1000°C)^[11];

转轴转速 高达 130 000r/min^[12];

$p_c V$ 值 达 5700MPa·m/s^[13]。

1.2 机械密封理论研究状况

1.2.1 机械密封机理研究进展

对于机械密封而言, 形成密封作用的假说基本上分成两类, 即表面张力假说和黏滞力假说。

Brkich 最早提出了表面张力假说。该假说认为端面间稳定而可靠的密封主要是表面张力作用的结果^[14], 密封端面实际上并不是理想的光滑平面, 少量突起部分存在着直接接触。Rajakovics 采用试验论述了表面张力是密封重要因素这一观点。Basu、Schwaiger 和 Senfert 等认为密封面间的液膜起着类似于软密封垫的作用, 液体分子间的分子力随黏度增加而上升, 且随密封间隙的增大而下降。

Digard 及 Genhle 等在低压机械密封润滑状况的试验研究中,观察到液膜内存在着张力区。通过密封运转期间压力传感器测出了相变区的压力及液膜破坏前在相变区受到张力的作用^[15]。基于端面内存在空化、汽化现象的事实^[16],Digard 及 Genhle 认为多级气隙形成多次表面张力作用是提高总的密封能力的主要原因。国内李克永等也赞同表面张力假说是机械密封形成密封作用的基础^[17]。这一假说的倡导者认为,表面张力假说比黏滞力假说更适合解释密封机理还因为:①黏滞力(主要是指液体和固体表面的附着力)要在间隙为 10^{-9} m 或更小时才起作用,在纳米级的密封间隙中不起作用。②黏滞是一种动力学的特征,而在密封处于零泄漏时,径向是没有动力学过程的。

然而,以 Boon 为代表的黏滞假说^[18],认为某些液体分子由于黏性被粘贴在密封面上,这种因压差在密封间隙中产生黏滞力能阻止介质的泄漏。

国内郑海泉、陈汝灼^[19]从反面论证了表面张力假说的局限性:①按表面张力计算出的最大密封能力其数值太小,以表面张力较大的水来说,在密封间隙为 $1\mu\text{m}$ 的正常情况下,最大的密封能力不足 0.15MPa 。若要考虑各种因素的影响,修正后数值更小。空化现象的成因、性质、形态、分布等尚不清楚,且密封处于静止时并不产生空化现象,因此解释不了静止时仍有很高密封能力这一事实。②表面张力假说必须以不漏为前提,一旦泄漏就几乎完全丧失密封能力。因为泄漏不但使湿润角降低,特别是弯月面的形状和对应的液膜厚度都要朝降低密封能力的方向变化,故密封能力会显著降低。这不但不能解释一般密封或多或少有点泄漏的实际情况,对密封面内外都有液体的多端面密封的密封能力更无法解释。

目前,许多研究者倾向于黏滞假说,并基于这一假说,利用 Navier-Stokes 方程进行了流体动压密封、流体静压密封、流体动静压混合密封研究,但在与表面粗糙度高度相当的缝隙中是否存在连续流体膜以及如何保证缝隙中形成流体膜层的问题仍未获得解答。可见,要形成一个完整而系统的机械密封机理,还需要研究工作者长期不懈的努力。

1.2.2 机械密封端面摩擦工况研究

机械密封端面的摩擦工况具有其复杂性,一般分为流体摩擦、混合摩擦和边界摩擦三类工况。

1. 流体摩擦工况

在机械密封的端面摩擦副内,如果能够维持一层与滑动轴承一样的稳定润滑膜,这种极薄的润滑膜可将两个端面分隔开,此时摩擦仅由黏性流体间的剪切而产生,从而使得端面摩擦及磨损大为降低,减少了功耗,也减小了发热量。这种工况下的摩擦称为流体摩擦。

Nau 认为,目前在实践中应用的机械密封大量处于流体动力摩擦工况^[20]。基于黏滞力假说,人们对机械密封端面间的流体摩擦工况进行了研究与探讨。要在摩擦副内建立一层稳定的流体膜,可以通过流体动压效应或流体静压效应来达到。

(1) 流体动压效应 利用端面旋转时的流体楔升压作用,把流体介质挤入端面之间,使两端面分离而获得一层动压流体膜,这就是所谓的流体动压效应^[21]。目前,流体动压效应作为机械密封流体膜承载理论的基础已为人们所公认。机械密封流体动压效应随运转速度的增大更为明显。密封端面间的夹带效应与挤压膜效应是流体膜产生动压的成因。作为挠性组件的机械密封,运行中轴及环的振摆、端面波度等因素是产生动压效应的基本条件。基于倾斜滑动微观几何形状(表面粗糙度、波度、空化等)的研究和基于倾斜滑动宏观几何形状(端面开沟槽、热楔等)的研究是目前流体动压润滑课题的两大主要方向。

1) 表面粗糙度引起的流体动压效应。流体动压效应取决于材料选择和工作条件^[22]。加工后的密封环,其端面粗糙度的平均值 $R_a=0.015\sim0.5\mu\text{m}$,每 25mm 外径上的不平直度为 1 个氦光带(1 氦光带等于 $0.29\mu\text{m}$)。对于不均匀的材料,由于热导率、线膨胀系数以及摩擦过程中生成的热量多少不同,在运转过程中,密封环摩擦表面部分接触点膨胀,于凹凸不平处形成一个很小的润滑楔,即形成了热流体动压效应。密封端面间存在的流体动压力,承担了端面微凸体之间的部分接触力,减轻了摩擦面的摩擦。Mayer 在非平衡型机械密封上利用测压孔测量密封缝隙中的压力时,第一个发现了这种热流体动压效应。考虑到表面粗糙度的作用,Christensen 依据雷诺方程推导出润滑基本方程,并利用统计学方法求取了压力分布^[23]。基于此,戈建志、李克永建立了处于流体动压润滑状态下的机械密封理论模型,并以 20 号机油为密封介质,对理论模型进行了实验验证^[24]。验证结果表明,对于密封油类等黏度较大的流体,密封端面可以处于流体动压摩擦工况下。

2) 端面波度引起的流体动压效应。许多研究表明,影响流体动压效应的波度,对密封的泄漏率和使用寿命有着重要的影响。Stanghan-Batchrj 建立了由波度引起的流体动压润滑作用的数学模型^[25],Iny 进行了关于波度密封的设计研究^[26]。Lebeck 在自行设计的试验装置^[27]上对带波度的机械密封进行了性能试验^[28],在详细分析机械密封表面波度的流体动压效应作用后,给出了端面波度的理论计算公式和测量方法^[29];同时指出端面波度的波幅一般为 $0.25\sim10\mu\text{m}$,且随磨损的加剧而增大。端面产生波度最重要的原因为非轴对称的驱动转矩和热效应。Ruddy 等详细论述了表面波度产生动压的机理^[30]。国内杨惠霞、顾永泉经过研究认为波度是产生流体动压作用的一个重要源泉。随着波度幅值或波度数目的增加,流体动压作用增大,流体膜的承载能力明显增加,膜厚和泄漏率也迅速增加,摩擦因数明显减小^[31]。由此可见,求取泄漏量最低时的波度值,以及如何在端面加工过程

中获得相应波度将是这一领域新的课题。

3) 端面间汽化、空化作用引起的流体动压效应。机械密封端面在理想状态下是平行的,但实际安装过程的误差以及工况变化都可能导致密封端面处于倾斜状态。由于倾斜间隙存在,剪切流造成楔效应,收敛区产生正压,而发散区产生负压,或者发生液体汽化出现汽相,或者从液体中析出气体,或者从外部吸入空气。这种在负压区形成气穴或空穴的现象叫做空化现象^[32]。

机械密封中的空化问题最早由 Findley^[33] 和 Pape^[34] 提出。此后, Lebeck 将其应用于波形面接触式机械密封的性能研究中,并用数值计算方法计算压力分布来确定机械密封空化区的边界^[35]。机械密封摩擦副即使在全液体摩擦下也能产生相当大的热量。Barnard 和 Weir 对使用后的密封(失效的和未失效的)进行调查,观察到了液膜发生相变的迹象^[36]。Nau 用试验方法也发现了机械密封的空化现象,并用控制容积法分析了密封边缘与空化边界控制单元,利用流量守恒条件,求出了空化边界的坐标值^[37]。国内顾永泉在汽液两相流理论的应用及空化边界确定上进行了深入研究^[32,38,39],并依据液相区、似液相区、似汽相区和汽相区界限,提出了机械密封能否稳定工作的相态判据。刘录等对变工况时气液两相流体中机械密封端面的动压效应进行了研究^[40,41]。目前已有的研究结果可概略为如下几点:①密封性能在很大程度上受端面相变的影响,在端面润滑模型分析中,应视工况条件考虑相变的作用;②两相(气-液)密封要大于单相密封的承载能力,而且此时摩擦因数也较低;③距汽化点之前有较低的临界温度,在此温度时,密封将发生大量的泄漏。临界温度是几个可控制的设计参数的函数,其中包括平衡系数及端面宽度;④空化对端面间的向内泵送和向外泵送具有重要的影响。

润滑模型中汽化和空化的引入使得本来就难以求解的问题变得更为复杂,精确求解需要采用繁复的数值计算方法(差分、摄动理论和有限元法),其中边界条件的确定,还有待于进一步的研究。

4) 端面开槽引起的动压效应。端面开槽有深槽和浅槽之分;根据密封介质不同,改型密封又分为干气密封和上游泵送机械密封。

干气密封概念是 20 世纪 60 年代末在气体润滑轴承的基础上发展起来的^[42]。所谓干气密封是指依靠几微米的气体薄膜润滑的机械密封。在动环和静环相对运动时,气体进入槽内,从外径到中心气体受到压缩,压力逐渐提高,在槽的根部形成局部高压区,气体压力产生的开启力足以平衡闭合力而使端面分离,并形成一定厚度的气膜。为了获得必要的台阶动压和输送动压效应,动压槽必须开在高压侧。1968 年在英国出现干气密封的专利,1974 年,螺旋槽气体润滑流体动压机械密封首次成功应用于炼油厂的透平膨胀机上^[43],随后不断完善优化参数,提高流体动压效果^[44],发展了轴线自对中(self-aligning)理论^[45]和自对中心(center-

ing) 理论, 并获得了工业应用^[46], 形成了标志当时国际先进水平的干运转密封技术^[47]。随着研究的不断深入, 端面槽形从仅能单向旋转的螺旋槽发展到能双向旋转的对称斜面槽^[48]、T 形槽^[49]和组合螺旋燕尾槽^[50], 研究应用范围拓展到氢气环境^[51]及航空气体透平发动机^[52]。王玉明等成功地将具有动压效应的干气密封广泛应用于工业生产装置上^[53~56]。

1981 年 Sedy 受螺旋槽气体润滑密封技术成功应用的启发, 将螺旋槽机械密封技术应用于液体介质, 由此获得了可用于苛刻密封工况的高压上游泵送密封专利技术^[57]。具体地说, 上游泵送机械密封是指通过密封端面开设的各种流体动压槽的旋转, 产生一种低流量、高压“泵送”效应, 把少量的隔离流体沿着密封端面输送到密封腔, 阻断密封腔的流体外泄技术。1984 年, Netzel 在第三届国际泵讨论会上明确解释了上游泵送密封的概念^[58]。1995 年 Netzel 等^[59]介绍了利用先进的计算机手段来进行液体润滑非接触机械密封优化设计的方法。国内, 彭建等于 1998 年采用有限元法对三种槽形(螺旋槽、“人”字槽和斜线槽)的上游泵送机械密封进行了理论分析和台架试验研究, 指出螺旋槽密封结构的综合性能比“人”字槽和斜线槽的好些^[60]。1999 年, 宋鹏云探讨了计算螺旋槽上游泵送机械密封性能的解析计算方法, 并对螺旋槽上游泵送机械密封性能的影响因素进行了分析^[61]。从 2000~2004 年, 石油大学的郝木明和胡丹梅等人采用解析法分析了上游泵送机械密封的特性并开发出了相应的产品, 已在工业上获得了应用^[62,63]。

(2) 流体静压效应 利用较高压力的流体从外部强制注入密封端面内, 用此压力与介质压力形成的推力相对抗, 使两端面分离而获得一层静压流体膜, 这就是所谓的流体静压效应。随着密封介质压力的增高, 流体静压效应对密封副的润滑与磨损以及对密封稳定性的影响益显重要。Etsion 对角偏置引起的非轴对称流体静压润滑模型进行了一系列研究后指出, 当机械密封外径侧为高压端时, 轴向力与角弯矩将不能回复, 密封处于不稳定状态; 当内径侧为高压端时, 密封组件处于稳定状态^[64]。Lebeck 考虑机械密封端面粗糙度、热变形锥度和磨损对密封性能的影响, 建立了流体静压模型, 并指出流体静压效应是形成流体膜压的主要因素^[65]。Doust 通过研究发现, 机械密封端面因力变形和热变形引起的锥度以及加工而成的各种流槽是流体静压效应形成的主要原因, 并利用雷诺方程计算了各种形状密封端面的流体静压的平均值^[66]。顾永泉在根据流体静压密封的力学特性, 以及保证摩擦副工作不接触的动力条件, 推导出了具有节流孔凹槽的流体静压密封、多孔性节流器的密封、径向台阶间隙密封、收敛间隙密封的泄漏量和刚度计算式^[67]。余建平、宋鹏云开展了静压气体润滑机械密封技术研究。在密封环上加工有提供气体的通道, 由外部气源或内部气源提供流体静压力, 当端面间气体静

压力形成的开启力与弹性元件和介质形成的闭合力相等时便可实现端面的非接触^[68]。

2. 混合摩擦工况

随着摩擦学研究的不断深入,人们认识到机械密封端面实际上都是凹凸不平的粗糙表面,而密封端面间的液膜极薄,基本上与表面粗糙度处于同一数量级,因此表面形貌中的高频表面粗糙度、低频波度和整体形状误差中的径向锥度对机械密封的性能都有很大影响。随着密封面波度的减小,密封间隙变小,会出现密封面上表面粗糙度的第一高峰的接触,即出现接触表面间同时存在几种摩擦状态的混合摩擦工况。对于处于混合摩擦状态的机械密封,弹簧压力和密封介质压力形成的外部总载荷由密封端面间的液膜压力和微凸体接触共同承担;总的摩擦力由润滑区的液膜黏性剪切引起的摩擦力和微凸体接触区的微凸体变形引起的摩擦力两部分组成。

戈卢别夫利用流体力学和传热学,考虑缝隙内的流体流动,分析流体膜层出现的流体动压,认为流体动压是由于摩擦副中一个环的局部变形所造成的,并提出了说明半液体摩擦(混合摩擦)的热流体动力楔理论^[69]。这一理论解决了在相同工况参数下为什么有些密封可以在摩擦磨损程度较低的摩擦状态下运转的问题。

但是,Summers-Smith等实验证明在一定条件下,端面不能运转于完全分离状态,而是处于混合摩擦状态^[70]。Lebeck则发现在水润滑条件下的普通机械密封端面间不能形成足够的流体动压承载能力^[71],并于1977年,首次提出了接触式机械密封中同时考虑一维纵向表面粗糙度和切向波度作用的混合摩擦模型^[35]。之后,利用新方法重新对试验数据进行分析与评价,导出了平行面混合摩擦和波度混合摩擦模型。研究结果表明,相关摩擦数据多数都处于无流体动压效应的混合摩擦模型与波度密封混合摩擦模型所预计的极限之间。也就是说,混合摩擦模型表达了常用密封设计的真实极限。

王汝美^[72]等也认为实际运行的普通机械密封一般处于混合润滑状态。杨惠霞、顾永泉基于接触承载的端面微凸体是弹性变形的假设,于1994年提出了同时考虑机械密封端面的径向锥度、环向波度、各向同性的表面粗糙度以及油膜发散区的空化作用的二维混合摩擦模型^[73]。在此模型基础上,1998年又提出了考虑微凸体塑性变形的接触式机械密封的二维混合摩擦模型^[74],这一模型更接近于常用的硬、软摩擦副配对的接触式机械密封的实际运转工况,能较好地预测接触式机械密封的工作特性。葛培琪等根据雷诺方程和弹性固体接触模型,提出了一个简单实用的机械密封混合摩擦计算模型,并给出了该模型的计算流程和计算实例^[75]。计算结果表明,机械密封端面压力分布呈凸抛物线状,增加密封端面锥度可降低摩擦

因数。

3. 边界摩擦工况

两密封端面摩擦时,其表面吸附着一种流体分子的边界膜。处于被极薄的分子膜隔开状态下的两密封端面的摩擦称为边界摩擦。边界摩擦中起润滑作用的是边界膜,但端面间测不出任何液体压力来^[22]。一般来说,边界膜的分子有3~4层,其厚度为20nm左右,且部分是不连续的,局部地方发生固体接触,载荷几乎都是由表面的高峰承担。液膜介质的黏度对摩擦性质没有太大影响,摩擦特性主要取决于膜的润滑性和摩擦副材料。

通过大量试验,Mayer发现普通机械密封的摩擦副之间,液膜之薄,使得牛顿型流体方程缺乏有效的应用条件,而是一种边界摩擦工况。处于边界摩擦工况下的机械密封,存在磨损,但磨损量不大,泄漏率很小。边界摩擦工况是机械密封较为理想的摩擦工况^[76]。基于边界摩擦学说,他提出了流体交换流动理论^[22],即在普通机械密封上,摩擦副端面间总是存在着接触,形成许多彼此间很少连通的空隙,当两环相对转动时,液体从一个空隙转移到另一个空隙中去,一直到液体质点达到缝隙的终端为止,密封端面处于边界润滑状态。这一理论解决了在较大接触压力下,为什么软质摩擦副无论在高黏度或低黏度介质中,以不同转速运转时,仍具有较长使用寿命的问题。Mayer认为黏性对泄漏没有显著的影响。只要进入和流出的液体量彼此相等,缝隙中就形成不了压力。如果摩擦副两个摩擦面的表面粗糙度彼此相等,在交换流动状态下,泄漏损失和摩擦面的宽度无关;但和摩擦表面的粗糙度、接触压力、滑动速度以及离心压力的大小与方向的关系极为密切。此外,液体进入和流出断面的大小对泄漏损失也有影响。

戈卢别夫认为:摩擦副的相对滑动速度高于5m/s,其间的单位压力小于0.98MPa时不会出现边界摩擦^[69]。李宝彦等在研究泵用机械密封端面摩擦过程后认为,端面摩擦副材料为石墨—硬质合金的泵用机械密封的工况参数 $\hat{G}$ 值应小于 10^{-6} ,此时,机械密封处于边界摩擦工况,端面摩擦因数不随端面比压及转速变化,泄漏量最小,呈稳定状态^[77]。

参考文献[78,79]对3602号邻二甲苯泵用机械密封进行了试验研究,并利用摩擦因数法、工况参数法和Mayer法分析了机械密封摩擦副间的摩擦工况。研究表明,浸渍石墨—碳化钨配对的机械密封处于边界摩擦工况,磨损导致粗糙度增大后,泄漏量明显增大。

端面摩擦特性是机械密封的基本性能之一,它同机械密封的负荷能力,可靠性、寿命、功耗及泄漏等特性密切相关。机械密封正常工作时,根据密封结构、介质性质和工作条件(压力、速度、温度等)的不同,可处于流体摩擦、边界摩