

液相和多相环境下环形动密封泄漏流动和转子动力特性的研究进展

李志刚, 方志, 李军

(西安交通大学叶轮机械研究所, 710049, 西安)

摘要: 为保证泵和压气机的全负荷、高效和稳定运行,针对运行在液相和多相环境下的环形动密封特殊的泄漏流动和流体激振转子动力特性,研究人员开展了大量的理论和实验研究。首先,对液相和多相环形动密封的应用背景、密封流体激振力产生机理和转子动力特性系数数学模型进行了分析;然后,分别对纯液相环境下的环形动密封技术性能分析方法和结构设计研究进展,气液两相环境下环形动密封的泄漏流动、转子耗功和动力特性的研究现状,以及湿气环境下环形动密封技术的泄漏流动和转子动力特性的实验测量和数值模拟方面的研究结论进行了综述;最后,基于目前液相和多相环境下环形动密封性能在实验测量、数值模拟和理论分析方面的研究结论,展望了环形动密封技术在多相环境下的泄漏流动和流体激振转子动力特性方面需要深入开展的研究课题。针对纯液相环形动密封,研究人员已开发了相应的实验测试方法和基于 BULK FLOW 模型和 CFD(computational fluid dynamics)的数值预测方法,还需进一步开展高效抑振方法和高阻尼液相动密封技术研究;针对气液两相环形动密封,研究人员主要通过实验测量方法获得气相组分和液相组分对密封泄漏和转子动力特性的影响规律,还需进一步开展气液两相密封高精度数值预测方法和密封微小间隙内两相流动机理研究。

关键词: 环形动密封;液相和多相环境;泄漏流动;转子动力特性;实验测量;数值模拟

中图分类号: TK421 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202009001 **文章编号:** 0253-987X(2020)09-0001-22



OSID 码

Review of the Leakage Flow and Rotordynamic Characteristics of the Annular Dynamic Seals in Liquid and Multiple Phases Conditions

LI Zhigang, FANG Zhi, LI Jun

(Institute of Turbomachinery, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To meet the requirements of the high efficiency and stability for compressors and pumps at full load operations, numerous theoretical and experimental studies have been conducted for annular dynamic seals working in pure liquid and multiphase environments, focusing on the special seal leakage and rotordynamic performance. Firstly, the application background in pure liquid and multiphase environments, as well as the fluid-induced excitation mechanism and the mathematical model of rotordynamic coefficients, is introduced for annular dynamic seals. Secondly, the recent advances in the performance analysis method and geometry design are summarized for the annular dynamic seals in pure liquid. The research status of the leakage flow, drag loss and rotordynamics is also introduced for the annular dynamic seals in gas-liquid two-

phase (gas in liquid) conditions. What is more, the main conclusions from the experimental measurements and numerical simulations on the leakage flow and rotordynamic coefficients are discussed for the annular dynamic seal in wet gas conditions. Finally, based on the summarized experimental, numerical and theoretical studies on the performance of the annular dynamic seals in pure liquid and multiphase fluids, further research topics are proposed for the annular dynamic seals in multiphase conditions. For the annular dynamic seal in pure fluid, the experimental measurement techniques have been developed, as well as numerous numerical methods based on the BULK FLOW model and CFD. Consequently, high-efficient vibration suppression method and advanced liquid damper seal need to be developed. For gas-liquid two-phase seals, the seal leakage and rotordynamic characteristics have been investigated on test rigs in laboratory, mainly focusing on the effects of gas volume factor and liquid volume factor. Therefore, high-accuracy numerical prediction method and two-phase flow mechanism in seal clearance need to be further researched.

Keywords: annular dynamic seal; liquid and multiple phases conditions; leakage flow; rotordynamics; experimental measurement; numerical simulation

环形动密封作为控制动静间隙泄漏流动技术而广泛应用于离心泵、压气机等各类透平机械中,同时环形动密封会产生转子系统的流体激振力,因此环形动密封技术对透平机械全负荷工况的安全稳定运行具有重要作用。针对纯气相环境下环形动密封技术,科研人员采用实验测量、数值模拟与理论分析的方法开展了运行工况参数(进口预旋、转速和压比)和几何结构参数(齿形、间隙和腔室形状)对其泄漏流动和转子动力特性影响的研究,为纯气相环境下透平机械环形动密封技术的研发提供了可靠的技术支撑^[1]。

泵与压气机等透平机械工作在润滑油、水、湿空气等液相或者含有液相组分的混合工质环境中,与纯气相工质相比,液相工质具有更大的密度、黏度和不可压缩性,液相环境下环形动密封的间隙泄漏流体产生的激振力和封严问题更加显著^[2]。同时,随着石油和天然气工业从陆地向近海平台和海底发展,含有液相组分的湿气(wet gas)压缩系统成为一项关键技术,尤其关注具有一定液相组分容忍度的高性能压气机技术的研发,这意味着压气机必须宽负荷安全高效运行在含有一定液相组分的湿气多相环境中。在湿气多相运行环境中,压气机动静间隙环形动密封的泄漏流动和转子动力特性相比于纯气相工质具有明显不同的特征。液相组分将从压气机临界转速(环形动密封刚度)和转子系统稳定性(环形动密封阻尼)方面影响环形动密封的转子动力特性。多相泵技术应用于海底和井下石油开采工业中,可省去输运泵上游的油气分离系统,降低约

30%的设备成本。高性能多相泵设计的关键技术之一是运行在具有一定气相组分的液-气两相环境中的环形动密封技术,及其泄漏流动和转子动力特性和相应变化规律与作用机制。运行在纯液相工质环境的离心泵中环形动密封由于泄漏工质的物性与纯气相的物性(密度、黏性和可压缩性)不同导致其具有特殊的转子动力特性,并直接影响离心泵的运行效率和稳定工况范围。因此,随着石油天然气工业对多相工质环境中运行的压气机和离心泵以及液相工质运行的透平泵性能要求的日益提高,作为压气机和离心泵动静间隙泄漏流动控制和为转子稳定性提供阻尼的关键核心技术,环形动密封技术在液相和多相环境下的泄漏流动和转子动力特性的研究得到了重视^[2-3]。表1列出了石油天然气工业中,多相泵和压气机等透平机械的运行环境及挑战。

本文综述了液相和多相环境下环形动密封技术的间隙泄漏流动、流体激振转子动力特性及其影响因素的研究进展。首先介绍了环形动密封流体激振力产生机理和转子动力特性系数数学模型;接着综述了纯液相环境下环形动密封技术性能分析方法和新结构设计研究进展;其次论述了石油开采工业中多相泵的环形动密封技术在气液环境下流动、转子耗功和动力特性系数及其变化规律方面的研究现状;然后针对应用于天然气工业中压气机环形动密封技术,概括了湿气运行环境中环形动密封的泄漏流动和转子动力特性及其影响机制;最后总结了液相和多相环境下环形动密封性能的研究结论,展望了液相和多相环境下环形动密封技术在性能分析方

法和结构设计方面需要深入开展的研究课题。本文工作可为液相和多相环境下高效稳定运行的透平机械动静间隙环形动密封技术研发提供参考。

表 1 多相流泵及压气机透平机械的运行环境及挑战^[2]

项目	多相泵	湿气压缩	水力透平(泵)
应用领域	海上、近海、海底和井下石油工业;混合工质的气相容积比为 0~100% ^[4]	海底和井下天然气工业;混合工质的液相容积比为 0~5% ^[5]	动力输出
优点	给过程流体增压,通过减少石油/天然气输送中气液分离设备,降低长距离管线系统成本约 30%		清洁能源
挑战	转子系统亚同步振动;气相容积比变化影响混合工质的物性参数——密度和黏度		转子亚同步振动影响(甚至在 0 转速工况) ^[6]

1 环形动密封的泄漏和转子动力特性

透平机械中的环形动密封部件根据安装位置和主要功能的不同可分为级间密封、叶轮凸肩密封、叶顶密封、隔板密封和轴端密封。目前在透平机械中广泛应用的环形动密封技术包括光滑直通密封(plain annular seal)、迷宫密封(labyrinth seal)、螺旋密封(spiral/helically-grooved seal)、蜂窝密封(honeycomb seal)、孔型密封(hole-pattern damper seal)和袋型阻尼密封(pocket damper seal)等非接触式环形动密封,以及刷式密封(brush seal)、指尖密封(finger seal)等接触式环形动密封^[1]。接触式动密封(目前密封材料多为金属)在高转速、高压差环境中易出现永久变形、摩擦热损和碰磨失效等问题,限制了其应用范围,目前主要应用于燃气轮机中。非接触式密封由于结构简单、成本低廉、安装替换方便、对热和压差以及工质物性变化具有较大容差等优点,目前在液体离心泵和压缩机、气体涡轮和压气机中均有广泛应用。

环形动密封的首要作用是控制透平机械动、静部件配合面间隙处由于压差而造成的工质泄漏流动,有效地减小泄漏量和泄漏流对主流的影响,提高透平机械运行效率。动密封在控制泄漏流动的同时,在动、静部件之间的微小通道内形成了压力场。

转子偏心涡动时,环形动密封内产生随时间变化的非轴对称分布间隙,导致密封内转子面附近的周向非均匀且随时间变化的压力和动量,进而产生动态流体作用力。在转子动力学领域,该流体作用力称为密封流体激振力或转子涡动响应力。当密封流体激振力满足一定条件时,就会使转子产生强烈的振动。密封内流体激振力诱发的自激振动为转子的正向进动,不能用动平衡的方法消除。根据产生机理的不同,密封流体激振力主要由 2 部分组成:①转子偏心涡动导致的流体周向压力不均匀分布形成的流体动压效应力——Thomas/Alford 力(如图 1a 所示);②转子偏心导致的流体轴向流阻(即进口和间隙内流动压损)周向不均匀分布而产生的径向作用力——Lomakin 力(如图 1b 所示)。

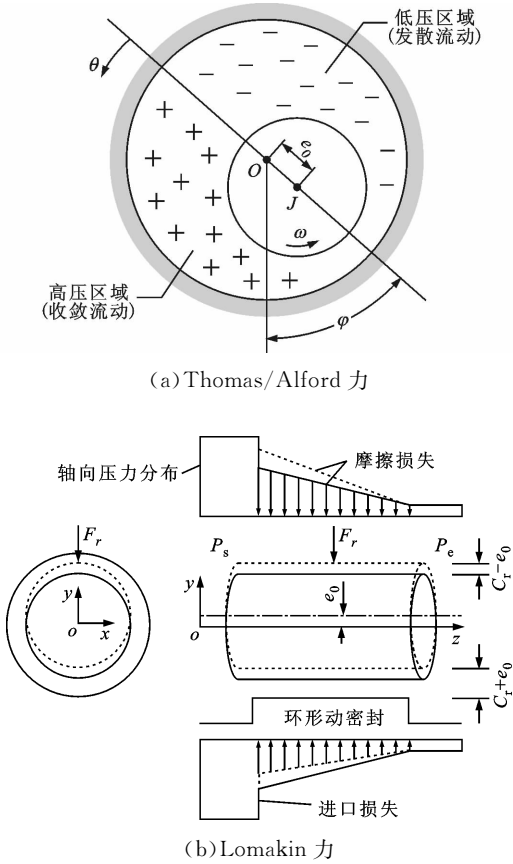


图 1 环形动密封的流体作用力示意图^[3]

如图 1a 所示,如同气体/液体动压轴承,环形动密封内也存在显著的动压效应,并受到转子旋转产生的周向剪切流动控制。转子偏心涡动时(转子中心 J 与静子中心 O 的偏心距为 e_0),密封间隙内流体在转子面黏性剪切力拖动下不断交替进行收敛流动(形成高压区)和发散流动(形成低压区),在转子表面形成周向非均匀的压力分布,进而产生流

体作用力——Thomas/Alford 力。与径向间隙很小(径向间隙与转子半径之比 $C_r/R=0.001$)的轴承不同,动密封具有较大的径向间隙($C_r/R=0.003\sim 0.005$)和较大的轴向压差,密封间隙中轴向流动显著;密封间隙内轴向流动导致密封进口局部加速的“进口损失”和间隙内壁面摩擦流阻的“摩擦损失”。如图 1b 所示,转子发生偏心涡动时,在 y 方向一侧密封间隙减小,而另一侧密封间隙增大,密封间隙周向分布不均匀。较大密封间隙(C_r+e_0)一侧泄漏流体具有更大的流量和雷诺数,壁面摩擦系数和摩擦损失减小,具有较大的流体压力;相反,较小密封间隙(C_r-e_0)一侧泄漏流体具有较小的流量和雷诺数,壁面摩擦系数和摩擦损失更大,具有较小的流体压力。这种周向间隙不均匀导致的轴向流阻在周向的差异,进而产生周向非均匀分布的流体压力的现象称为 Lomakin 效应,导致密封流体径向作用力——Lomakin 力。

转子小位移同心涡动(转子静态偏心为 0)时,环形动密封流体激振力通常简化采用力-位移线性模型描述,典型的气体和液体工质环形动密封流体激振力线性化模型^[3]有

$$-\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{xx}(\Omega) & K_{xy}(\Omega) \\ K_{yx}(\Omega) & K_{yy}(\Omega) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X \\ Y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx}(\Omega) & C_{xy}(\Omega) \\ C_{yx}(\Omega) & C_{yy}(\Omega) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \end{bmatrix} \quad (1)$$

$$-\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X \\ Y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} M_{xx} & M_{xy} \\ M_{yx} & M_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{X} \\ \ddot{Y} \end{bmatrix} \quad (2)$$

式中: K_{xx} 和 K_{yy} 为直接刚度系数; K_{xy} 和 K_{yx} 为交叉刚度系数; C_{xx} 和 C_{yy} 为直接阻尼系数; C_{xy} 和 C_{yx} 为交叉阻尼系数; M_{xx} 和 M_{yy} 为直接虚拟质量; M_{xy} 和 M_{yx} 为交叉虚拟质量; F_x 为密封 x 向作用力; F_y 为密封 y 向作用力; X 为密封转子相对静子在 x 向的相对位移; Y 为密封转子相对静子在 y 向的相对位移; $\dot{X}$ 为密封转子在 x 向的相对速度; $\dot{Y}$ 为密封转子在 y 向的相对速度; $\ddot{X}$ 为密封转子在 x 向的相对加速度; $\ddot{Y}$ 为密封转子在 y 向的相对加速度; Ω 为转子涡动角频率。不同于气体工质环形动密封,受液体工质不可压缩性和高密度特性影响,液体环形动密封力-位移方程中的虚拟质量项 M_{ij} 不可忽略,密封转子动力特性系数(K_{ij} , C_{ij} , M_{ij})具有频率无关特性。

静态偏心为 0、液体环形动密封转子小位移偏心涡动时,转子动力特性系数存在如下关系

$$\left. \begin{aligned} K_{xx} &= K_{yy} = K; K_{xy} = -K_{yx} = k \\ C_{xx} &= C_{yy} = C; C_{xy} = -C_{yx} = c \\ M_{xx} &= M_{yy} = M; M_{xy} = -M_{yx} = m \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

由式(3)转子动力特性系数的关系,式(2)可以变换为

$$-\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K & k \\ -k & K \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X \\ Y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C & c \\ -c & C \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} M & m \\ -m & M \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{X} \\ \ddot{Y} \end{bmatrix} \quad (4)$$

假设密封转子涡动轨迹为圆形,密封作用力 F_x 和 F_y 可分解为径向力 F_r 和周向力 F_θ 。径向力 F_r 是阻止转子径向偏心的中心恢复力,定义有效刚度系数为

$$K_{\text{eff}} = \frac{F_r}{r_0} = K + c\Omega - M\Omega^2 \quad (5)$$

周向力 F_θ 抑制转子周向进动,表征密封稳定性能,定义有效阻尼系数为

$$C_{\text{eff}} = \frac{F_\theta}{\Omega r_0} = -\frac{k}{\Omega} + C + m\Omega \quad (6)$$

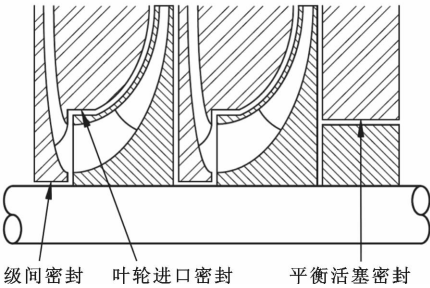
式中 r_0 为转子中心圆轨迹偏心涡动半径。

随着节能降耗、特种应用对高性能透平机械越来越高的技术经济性和安全稳定性要求推动透平机械向着高参数(高温、高压、高转速)、轻型化和精密化方向发展,环形动密封泄漏流动和转子动力特性对运行效率和轴系稳定性的影响日趋显著。尤其是石油天然气工业领域,液相和气液两相工质的压缩和输运对泵和压气机等透平机械的环形动密封性能提出了更为苛刻的要求,液相和多相环境下环形动密封的间隙泄漏流体产生的封严和流体激振轴系失稳问题更加显著。通过实验测量和数值预测方法获得动密封的泄漏量、转子动力特性系数及其变化规律,是判断密封泄漏对透平机械运行效率和密封流体激振力对转子系统稳定性影响的关键,也是考虑密封泄漏的透平机械经济性分析和考虑密封流体激振的透平机械转子动力学分析的前提。

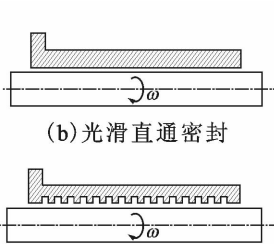
2 液相环境下环形动密封技术

液相环境下离心泵动静间隙的环形动密封,特别是安装在平衡活塞位置处,承受最大的压差和高密度的流体,对离心泵的间隙泄漏量、转子耗功损失和转子系统稳定性具有显著影响。目前多级离心压气机和燃气、蒸汽透平等气体工质透平机械中,先进的阻尼密封技术已广泛应用,如蜂窝密封、孔型密封和袋型阻尼密封,但离心泵和压缩机动静间隙的常

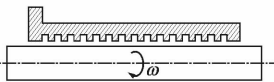
用液相工质环形动密封技术主要有光滑直通密封、迷宫密封、螺旋密封 3 种形式(如图 2 所示)。相比于光滑直通密封,迷宫密封通过迷宫齿间环形腔室形成能量耗散而具有较低的泄漏量,且能够减小动静碰磨对转子的损伤,防止工质中固体污染物对泄漏间隙的堵塞;迷宫密封转子面或静子面上的环形腔室使密封平均间隙增加(液膜厚度增大),导致液膜动态流体力减小和液膜周向旋流速度增大,进而使得迷宫密封具有较低的有效阻尼和较大的负直接刚度,液相环境下迷宫密封是导致离心泵转子失稳的主要原因之一。螺旋密封的转子面、静子面或二者同时具有螺旋槽,由于螺旋槽对液相流体工质产生反向泵送压头,在 3 种常用环形动密封技术中,螺旋密封具有最佳的封严性能,尤其在高速下^[2]。



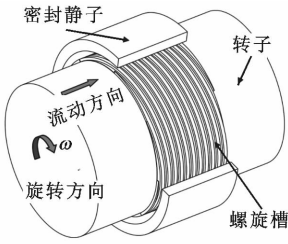
(a)多级离心泵环形动密封位置



(b)光滑直通密封



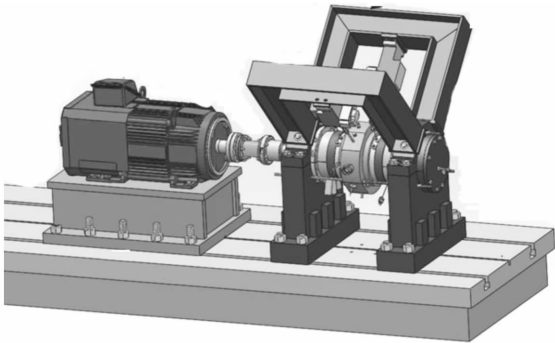
(c)迷宫密封
(环形槽位于静子面)



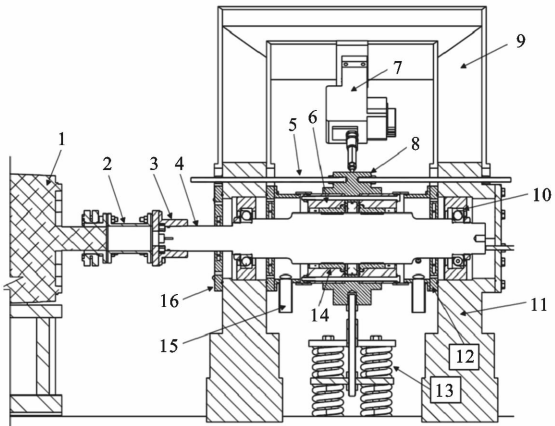
(d)螺旋密封
(螺旋槽位于转子面)

图 2 液相环境下环形动密封 3 种主要结构形式

科研人员采用实验测量,基于 BFM 方法和 CFD 方法开展液相环境下环形动密封泄漏、转子耗功和转子动力特性的研究。实验方面主要采用基于主动激振密封静子件的谐波激励机械阻抗方法开展环形动密封转子动力特性系数识别的测量研究。图 3 给出了美国德州农工大学设计建设的基于主动激振密封静子原理识别 12 个液体密封转子动力特性系数的环形动密封性能实验测量平台^[7]。该实验平台能够满足液体工质环形动密封不同运行工况(最大进口压力 1.0 MPa,最高转速 8 000 r/min,最大进口预旋比 0.8,最大偏心率 0.8)和不同几何参数(密封直径 102 mm,长径比 0.5)下泄漏量和转子动

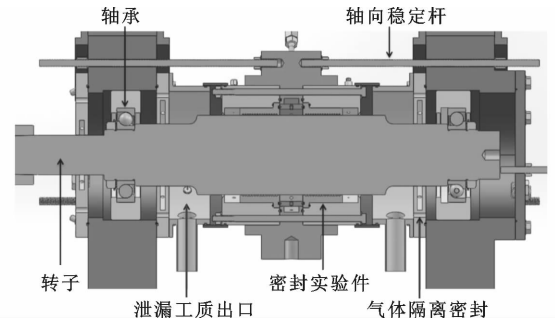


(a)实验台总体模型图



1—电机;2—联轴器;3—转子端盖;4—转子;5—轴向稳定杆;6—密封内衬;7—液力激振器;8—进液腔室;9—激振器支架;10—球轴承;11—轴承座;12—轴承座挡油环;13—垂直方向支撑;14—密封实验件;15—液体工质出口;16—轴承座挡油环。

(b)实验台整体纵剖面图



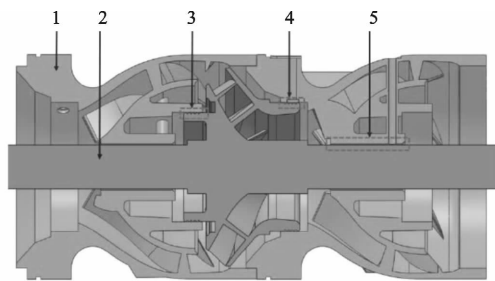
(c)实验段剖面图

图 3 基于主动激振密封静子原理的转子动力特性系数实验测量平台^[7]

力特性的实验测量研究。基于 BFM 方法是通过简化 Navier-Stokes(N-S)方程和小位移摄动模型进行环形动密封转子动力特性预测^[8]。基于 BFM 方法在预测密封泄漏流动和转子动力特性系数方面具有计算效率高的优点,但是 BFM 方法中流动系数、摩擦因子和进出口损失系数等关键参数依赖于实验数据和具体的密封几何结构。CFD 方法是通过求解

稳态或瞬态 Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS)方程的方法进行密封泄漏流动和转子动力特性系数的预测^[9]。基于 CFD 方法研究密封性能能够获得泄漏流动细节及可靠的密封气流激振力和转子动力特性系数,但是需要耗费较大的计算资源。

光滑直通密封广泛应用于液体离心泵的前后凸肩密封和级间密封处,显著影响离心泵的运行效率和转子稳定性。工业界已证明采用带进口防旋板结构的光滑直通密封代替迷宫密封能有效抑制多级离心泵亚同步涡动,解决转子失稳问题^[10-11]。随着全球对油气资源需求的不断增长和深海油气资源的不断勘探,深海油气开采的关键输送装备——电动潜水泵(electrical submersible pump, ESP)的研发越来越受到国际油气公司的重视。图4给出了电动潜水泵离心叶轮环形动密封安装位置图。电动潜水泵多级(20级叶轮)、超长的轴系结构使得密封间隙流体激振力对轴系稳定性具有更加显著的影响,密封流体激振诱发转子失稳是目前电动潜水泵故障停机的主要原因,因此离心泵液相环境下环形动密封转子动力特性研究受到重视。



1—外壳;2—转子/叶轮;3—后凸肩密封;
4—前凸肩密封;5—级间密封。

图4 电动潜水泵环形动密封位置^[14]

Iwatsubo 等和 Florjancic 等针对液相环境下光滑直通密封的泄漏量和转子动力特性系数开展了实验测量,证明了进口预旋在 0 至 0.17 范围内会引起密封有效阻尼显著减小,易诱发转子失稳^[12-13]。2017 年,Childs 团队采用图 3 所示的实验台(密封直径 102 mm,转速 0~8 000 r/min,压降 0~0.827 MPa,进口预旋 0~0.8),针对光滑直通密封性能开展了系统地研究,分析了进口预旋、压降、转速、转子偏心、工质黏度、密封间隙和进口防旋板等运行工况和几何参数对光滑直通密封泄漏量、转子动力特性系数和腔室旋流发展的影响特性^[14-16]。

相比光滑直通密封,在转子面和静子面开设环形槽的迷宫密封具有更优的封严性能。1990 年,

Kilgore 等针对液相水工质迷宫密封的泄漏量和转子动力特性开展了实验研究^[17]。Marquette 等实验测量了转子静态偏离率为 0~0.5 时,液相水工质静子面开设环形槽的迷宫密封和光滑直通密封的泄漏量和转子动力特性系数^[18]。结果表明:相比于光滑直通密封,迷宫密封静子面的环形槽结构能够提高密封的封严性能,但具有较大的负直接刚度和较小的有效阻尼。Moreland 等针对环形槽开在转子面和静子面的 2 种迷宫密封形式,采用 46.1℃ 的高压润滑油作为工质,基于图 3 所示的实验台^[7]测量了不同进口预旋、压降、转速和转子偏心下,2 种迷宫密封的泄漏量和转子动力特性系数,并与相同尺寸的光滑直通密封进行了对比^[19-22]。研究指出:相比于光滑直通密封,高压降和低转速时静子面光滑和转子面开设环形槽的迷宫密封在控制泄漏量方面具有明显优势,但由于具有负的直接刚度和低的有效阻尼性能而表现出较差的转子稳定性能;进口预旋比对静子面光滑和转子面迷宫齿密封的转子动力特性具有决定性影响,同时可降低其直接刚度,增加交叉刚度的幅值和增加涡动频率比;转子发生偏心时,迷宫密封泄漏量增加、直接刚度降低。

图 5 给出了螺旋密封结构图。螺旋密封根据螺旋槽位置的不同分为 3 种:①螺旋槽位于静子面;②螺旋槽位于转子面;③螺旋槽同时位于转子面和静子面。螺旋密封具有泵送效应,结构复杂,加工和实验测量难度大。Iwatsubo 等针对 3 种液相水工质螺旋密封开展了不同压降、转速和螺旋角下的泄漏量和转子动力特性系数的实验测量和数值预测研究^[23-24]。Kanki 等实验测量了液相水工质的静子面和转子面均具有螺旋槽(螺旋角 2.2°)的双螺旋密封的泄漏量、静态负荷、刚度和阻尼系数,并与光滑直通密封进行了对比,结果表明双螺旋密封在转速大于 1 000 r/min 时产生了负刚度,密封作用力系数受转速影响较大,但对压降不敏感^[25]。Childs 等实验研究了螺旋角为 0°~70°的静子面开设螺旋槽的螺旋密封的泄漏量和转子动力特性系数,结果表明随着螺旋角的增大,密封的刚度先减小再增大,在螺旋角 30°时具有良好的阻尼性能^[26]。Nagai 等实验测量了液相水工质静子面螺旋槽结构的螺旋密封静态和动态特性,对比了迷宫密封和光滑直通密封^[27-28]。研究表明:螺旋密封的泄漏量主要由螺旋角和转速决定,螺旋角决定间隙腔室结构影响泄漏流动的能量耗散,转速决定泵送效应。低转速时泄漏量主要由螺旋角决定,而高转速时主要由转速决

定。螺旋密封泄漏量对转子偏心比不敏感。相比于光滑直通密封,螺旋密封具有较低的交叉刚度和较小的主阻尼系数;螺旋角的增大导致交叉刚度降低,在大螺旋角时变为负值,并增加了主阻尼。

的摩擦因子,而不区分压力驱动和黏性剪切力驱动流动,仅适用于光滑直通密封泄漏量和动力特性系数的预测^[30],不能应用于具有局部腔室旋流的迷宫密封、蜂窝/孔型密封和螺旋密封。Marquette 等通过保留传输能量项和在密封齿腔室中引入扩散流动,发展了三控制体的 BFM 方法预测液相迷宫密封泄漏和转子动力特性^[31]。Arghir 等针对偏心液相迷宫密封静态和动态特性,发展了三控制体 BFM 方法,考虑了泄漏流动的压力场不连续和一阶导数不连续特性采用有限体积方法求解离散的 BFM 方程,在预测液相迷宫密封转子动力特性方面提高了精度^[32]。Kim 等基于 BFM,发展了粗糙度表征方法来处理环形动密封静子面和转子面的螺旋槽结构,采用表面剪切应力表征非均相齿形面流动,推导了基于 Hirs 湍流润滑理论和细化齿形结构的流动控制方程,预测了静子面或转子面带螺旋槽的螺旋密封的泄漏量和转子动力特性系数^[8]。Iwatsubo 等采用三控制体 BFM 将螺旋槽简化为迷宫环形槽,发展了液相螺旋密封泄漏量和转子动力特性预测方法,通过螺旋槽上下游压差考虑了泵送效应,但模型中没有考虑到螺旋间隙尺寸效应^[23-24,33]。Nagai 等通过引入周向和螺旋方向的非正交坐标系改进了 BFM,发展了静子面带螺旋槽结构的螺旋密封静态和动态特性预测方法,考虑了螺旋槽区域和间隙区域的流体惯性和能量耗散效应^[27-28]。翟璐璐将周向动量方程、周向速度摄动量及其随轴向坐标的变化加入到 Iwatsubo 等的 BFM 模型^[23]中,分析了不同工况参数、结构参数对螺旋密封泄漏和动力特性的影响^[34]。

基于 BFM 的方法在计算效率方面具有优势从而在工程分析设计中获得了广泛应用,然而其由于缺乏可靠的泄漏流场细节,严重依赖摩擦因子、损失系数和泄漏公式等经验系数,预测转子动力特性精度低而不能用于动密封精细化设计研究。自 2000 年以来,随着计算流体动力学和计算机技术的发展,BFM 方法的计算效率优势逐渐减弱,而计算精度问题日益凸显。结合 CFD 精细化流场的优点,科研人员发展了环形动密封泄漏量和转子动力特性 BFM/稳态 CFD 耦合分析方法,采用稳态 CFD 数值方法计算周期性动密封模型内的稳态泄漏流动,获得速度场、摩擦因子、腔室压力和泄漏量等稳态参数,然后采用 BFM 方法,获得小扰动下密封转子流体激励力和动力特性系数。

San Andres 等提出了改进的 BFM 方法预测液

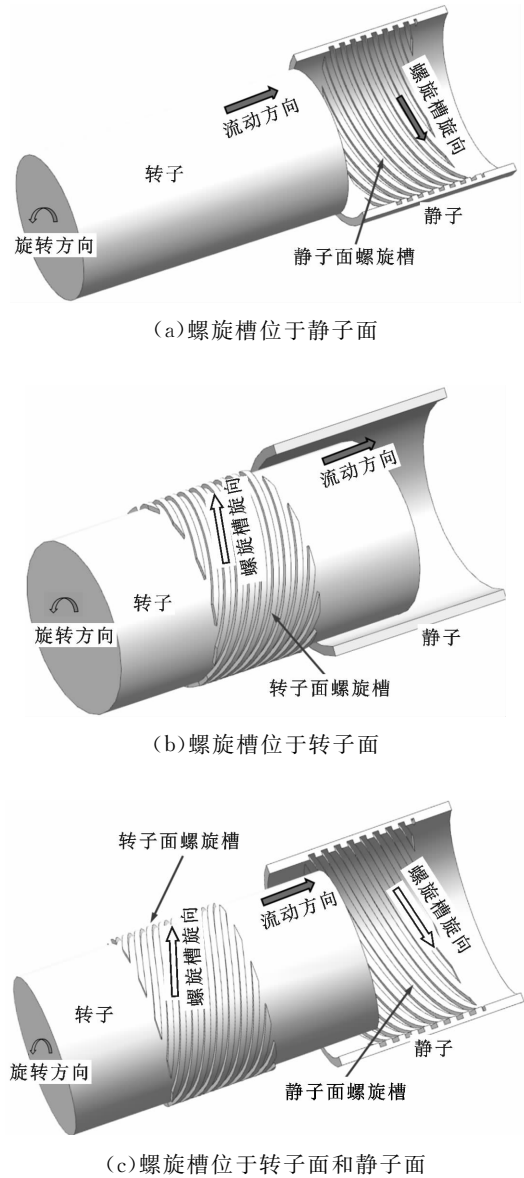


图 5 螺旋密封结构图

针对液体工质环形动密封,研究人员开发了计算泄漏量、转子耗功和动力特性系数的数值方法,包括 BFM 方法、准稳态 CFD 方法、BFM/稳态 CFD 耦合方法和非定常 CFD 方法。

BFM 基于整体流动理论,采用摄动分析方法求解简化的线性 N-S 方程获得密封动力特性系数,具有程序简单、计算速度快的优点,在工程领域的密封设计和轴系稳定性分析中应用较为广泛。BFM 方法最先由 Hirs 针对轴承湍流润滑液膜流动提出^[29]。Hirs 的 BFM 方法采用与当地雷诺数相关

相环境下迷宫密封转子动力特性系数^[35]。采用 CFD 方法可获得不同压降和转速下迷宫密封泄漏的速度场和摩擦因子。在密封齿顶间隙和环形腔室区域,泄漏流动分为间隙射流和回流区域。相比于 CFD 获得的密封转子动力特性系数,除交叉阻尼系数高估了约 14% 外,改进的 BFM 方法预测的转子动力特性系数误差均在 10% 以内。Wu 等发展了结合二维 CFD 和 BFM 数值方法来预测多级离心泵平衡活塞迷宫密封泄漏量和转子动力特性系数,采用二维 CFD 得到迷宫密封转子面和静子面的摩擦因子,表达成雷诺数函数,结合 BFM 分析密封的泄漏量和转子动力特性^[36]。文中还对比研究了液相水工质的矩形、扇形和三角形 3 种迷宫齿结构的密封性能,结果表明在压降 14.9 MPa、转速 5 588 r/min 工况下,三角形迷宫齿密封具有最大的泄漏量,与矩形迷宫齿相比泄漏量增大 41%,同时三角形迷宫齿密封具有最大的直接刚度和阻尼系数。扇形迷宫齿具有与矩形迷宫齿类似的转子动力特性,但是泄漏量相比于矩形迷宫齿结构增加约 13%。与三维 CFD 计算结果相比,改进的 BFM 预测 3 种结构的迷宫密封泄漏量相差小于 6%,密封刚度相差 13%,直接阻尼系数相差 18%。赵经明采用 BFM/稳态 CFD 耦合分析方法研究了静子面具有圆形、方形和菱形等织构结构(转子面光滑)的液氧涡轮泵密封的泄漏特性和动力特性,并与光滑直通密封进行了比较,结果表明静子密封织构结构能够减小泄漏量、增大密封阻尼^[37]。

随着数值方法的发展和环形动密封技术精细化设计的需求,准稳态 CFD 数值方法已应用于环形动密封泄漏流场细节和转子动力特性预测中。准稳态 CFD 方法相比于 BFM 方法具有更高的精度和可靠的流场细节。准稳态 CFD 数值模型的基本原理是通过坐标变换的方法将动密封内静止坐标系下的非定常泄漏流动转化为旋转坐标系下的稳态流动,进行转子偏心下的稳态流场求解;通过多次稳态 CFD 求解获得多个(3~5 个)涡动频率下密封流体激振力(F_r, F_θ);采用式(5)和(6)进行“激振力-涡动频率”的最小二乘法拟合,获得动力特性系数。该数值方法仅适用于静子面为回转面的光滑直通密封和迷宫密封,而不能用于静子面粗糙的阻尼密封动力特性系数的求解。这是因为蜂窝/孔型、袋型等阻尼密封结构的粗糙静子面不是周向回转面,无法设定为旋转坐标系下的旋转面。目前三维稳态 CFD 预测方法多用于液体迷宫密封动力特性系数的计算^[38-39]。

图 6 给出了李志刚等提出的动密封转子多频涡动模型。所提出的模型描述了密封转子发生涡动时的轴心位移和轨迹,并基于转子多频涡动模型、动网格技术和时域信号快速傅里叶变换(FFT)建立了环形动密封非定常流场、流体激振力的非定常 CFD 数值预测方法,以及纯气相工质环形动密封转子动力特性系数频域提取方法^[40-41]。该数值方法能够有效求解光滑直通密封、迷宫密封、蜂窝/孔型密封和袋型密封的非定常泄漏量和频率相关的刚度和阻尼系数,但其提出的密封动力特性系数频域提取方法是依据式(1)求解频率相关的刚度和阻尼,无法识别式(2)中液相工质动密封不可忽略的虚拟质量项。在气相工质动密封动力特性非定常 CFD 数值方法的基础上,Li 等提出了基于“密封阻抗-涡动频率”最小二乘法拟合的动力特性系数提取方法,能够获得液相工质动密封频率无关的刚度、阻尼和虚拟质量等动力特性系数^[42-43]。通过引入密封阻抗 H_{ij} 将式(2)改写为复数形式如下

$$-\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{xx} & H_{xy} \\ H_{yx} & H_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} D_x \\ D_y \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$H_{ij} = K_{ij} - \Omega^2 M_{ij} + j(\Omega C_{ij}) \quad (8)$$

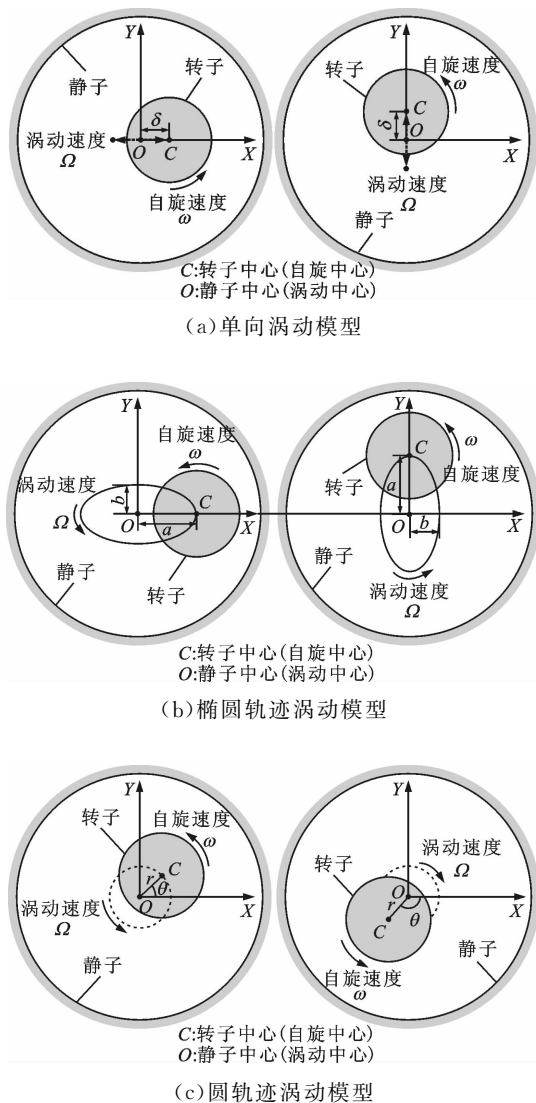
通过分别施加图 6 所示的 X、Y 两个方向的激励,进行两次独立的非定常 CFD 数值求解,可获得阻抗 H_{ij} 的求解矩阵

$$-\begin{bmatrix} F_{xx} & F_{yx} \\ F_{xy} & F_{yy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{xx} & H_{xy} \\ H_{yx} & H_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} D_{xx} & D_{yx} \\ D_{xy} & D_{yy} \end{bmatrix} \quad (9)$$

通过式(9)获得的阻抗 H_{ij} 的实部和虚部分别是涡动角频率 Ω 的二次和一次相关函数。依据式(10),采用最小二乘法拟合可获得刚度、阻尼和虚拟质量动力特性系数

$$\text{Re}H_{ij} = K_{ij} - \Omega^2 M_{ij}; \quad \text{Im}H_{ij} = \Omega C_{ij} \quad (10)$$

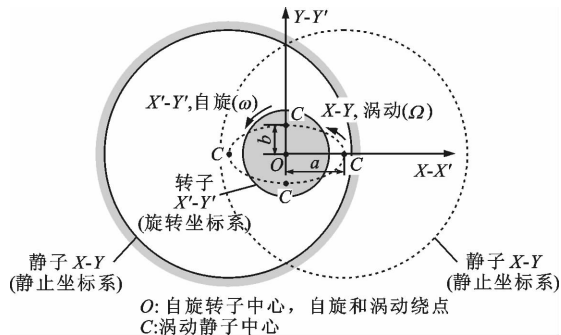
Li 等采用图 6b 所示的转子多频椭圆涡动模型、非定常 CFD 数值方法和基于密封阻抗-涡动频率最小二乘法拟合的动力特性系数提取方法,数值预测了 46.1℃ 润滑油液相环境下 2 种迷宫密封(环形槽静子面/光滑转子面、光滑静子面/环形槽转子面)在不同压降、转速和进口预旋下的泄漏量、转子耗功和转子动力特性系数,并与 Moreland 等和 Torres 等的实验数据^[19,21]进行比较验证了数值方法的准确性^[42]。结果表明:2 种结构的迷宫密封具有相近的泄漏量;光滑静子面/环形槽转子面迷宫密封转子耗功更大(2%~10%);液相环境下 2 种结构迷宫密封都具有负直接刚度和正直接阻尼系数;环形槽静子面/光滑转子面迷宫密封在所有涡动频率

图6 环形动密封转子多频涡动模型^[40]

下均产生了正的有效阻尼,而光滑静子面/环形槽转子面迷宫密封的有效阻尼随着转速的增加出现负值。周泽新采用基于图 6b 所示的转子椭圆涡动模型(涡动频率个数为 1,单频)的非定常 CFD 数值方法,研究了螺旋槽位于静子面的液氧涡轮泵螺旋密封泄漏特性和转子动力特性,动力特性系数提取中忽略了虚拟质量力,数值分析了密封间隙、转速、偏心率和压差对泄漏量和动力特性系数的影响规律^[44]。

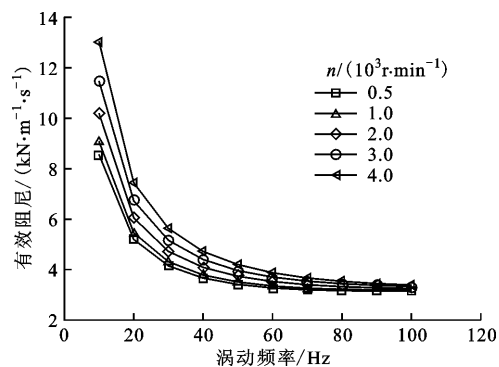
图 6 所示的转子多频涡动模型,适于转子-静子相对涡动的环形动密封(如光滑直通密封、迷宫密封、蜂窝/孔型密封和袋型密封,转子面为回转面),密封转子面绕轴心 C 旋转(自转),同时绕静子中心 O 涡动(公转);动密封内流场的非定常效应诱因为转子涡动,可采用动网格技术模拟随时间变化的流体域。然而,对于转子面开设螺旋槽的螺旋密封(如图 5 所示),动密封内流场的非定常效应诱因有转子

涡动和转子自旋。两个非定常效应诱因均会引起流体域随时间变化,而转子自旋无法采用动网格技术进行模拟。因此, Li 等针对螺旋密封等转子面为非回转面的密封动力特性系数的预测,提出了图 7 所示的多参考坐标系静子多频椭圆涡动模型^[43]。该涡动模型通过引入非定常分析的冻结转子法和瞬态混合平面方法,将动密封流体域分为静止域和旋转域,分别考虑转子涡动(静止域)和转子自旋(旋转域)非定常效应。

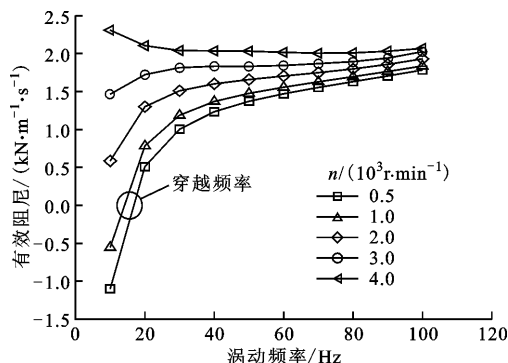
图7 多参考坐标系环形动密封静子多频椭圆涡动模型^[43]

Li 等采用图 5 所示的螺旋槽静子面、螺旋槽转子面和螺旋槽静子/转子面的 3 种液相环境下螺旋密封实验件^[23-24]的泄漏量和转子动力特性系数实验数据对图 7 所示的涡动模型和数值方法进行了验证,并对比了 3 种螺旋密封的有效刚度和有效阻尼系数(如图 8 所示)^[43]。结果表明:3 种结构螺旋密封的泄漏量随着转速的增加单调地降低;螺旋槽静子/转子面密封具有最佳的封严性能;螺旋槽静子面的密封具有最佳的刚度和阻尼性能。对多级离心泵的平衡活塞密封,从转子动力特性方面来看螺旋槽静子面是较好的设计方案。Yang 等采用 BFM 方法和瞬态 CFD 方法,对比研究了典型尖角进口设计结构和制造与运行过程中的磨损导致的圆角进口结构的 2 种液相光滑直通密封的转子动力特性系数^[45]。研究指出:进口截面偏离尖角设计导致进口压力系数迅速降低,密封长度和间隙对压力损失系数的影响小于进口结构,密封的转速和压降对进口压力损失系数没有影响;进口从尖角变到圆角结构,密封的直接刚度和直接阻尼系数降低,最大的圆角结构导致直接刚度和直接阻尼系数相比于尖角结构降低 10%。

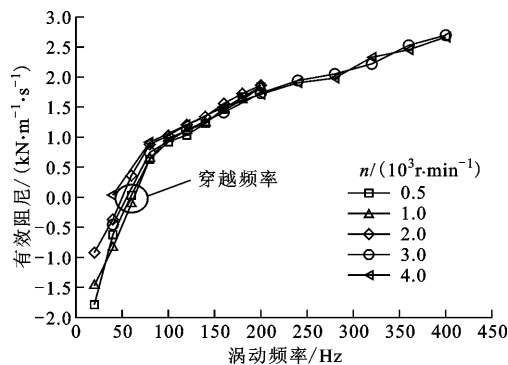
随着泵和压缩机等液相工质透平机械向高压头、高转速方向的发展,传统的液体环形动密封(如光滑直通密封、迷宫密封和螺旋密封)已无法满足高



(a) 螺旋槽静子面



(b) 螺旋槽转子面



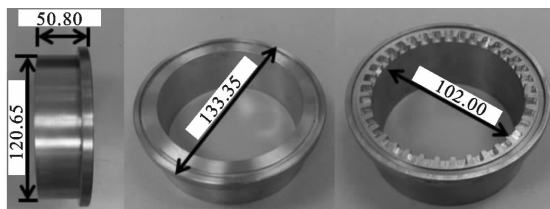
(c) 螺旋槽静子/转子面

图8 3种螺旋密封有效阻尼随涡动频率的变化曲线^[43]

性能泵和压缩机的封严和转子稳定性的需求。研究人员对已广泛应用于压气机等透平机械中的气相阻尼密封和防旋板技术(蜂窝/孔型密封、袋型密封)在液相环境下的泄漏和转子动力特性进行了评估。

Balke等采用实验测量和BFM方法研究了图9所示的进口防旋板结构对光滑直通密封泄漏量和转子动力特性的影响^[14-15]。液体工质是ISOVG 46油,实验中通过测量密封进口和出口的旋流速度证明了进口防旋板结构能够有效地减小密封腔室的旋流。对于127 μm 和254 μm 径向间隙,防旋板对光滑直通密封的转子动力系数没有影响;当密封径向间隙增大到381 μm 时,进口防旋板设计使正交方

向的交叉刚度系数具有相同的符号,均为正值,消除了交叉刚度诱发的密封失稳流体力。



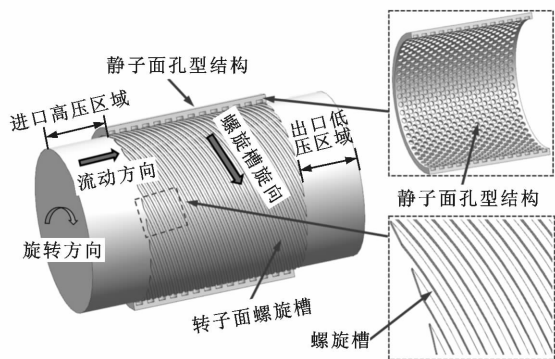
单位: mm

图9 光滑直通密封的进口防旋板结构^[14-15]

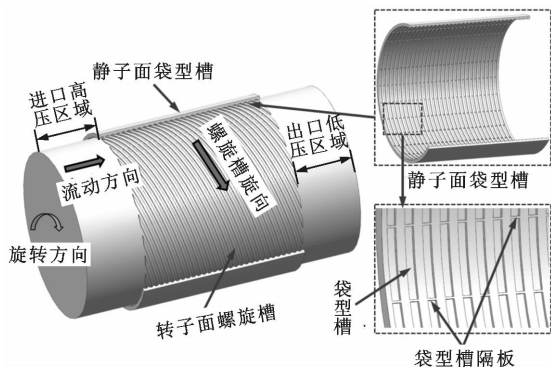
Kaneko等实验研究了液相水环境下收敛间隙蜂窝密封的泄漏量和转子动力特性,并对比了光滑直通密封和直通蜂窝密封结构^[46]。研究指出:相比于光滑直通密封,收敛间隙蜂窝密封和直通蜂窝密封具有较低的泄漏量和交叉刚度系数,较大的直接阻尼系数。收敛间隙蜂窝密封具有最大的主刚度系数,具有优良的封严性能和提高转子稳定性能力。Jolly等测量对比了光滑直通和孔型密封的转子动力特性系数^[47]。密封的工作介质是温度低于50 $^{\circ}\text{C}$ 的水。实验测量了2种深度的孔型密封转子动力特性系数,相比于光滑直通密封的结果表明:泄漏量降低;直接和交叉刚度绝对值降低;直接阻尼增加而交叉阻尼降低。Nagal等研究了部分静子面螺旋齿和部分直通结构的密封泄漏量和转子动力特性^[48],对比了Nagal等的全部螺旋齿密封^[27-28]。结果表明:部分静子面螺旋齿密封具有较低的泄漏量和更大的密封流体激振力,能够更有效地抑制离心泵转子涡动。

方志等提出了球凹孔腔、周向倾斜孔腔和轴向倾斜孔腔结构的新型液相孔型密封^[49]。研究指出:球凹孔腔在小于4 000 r/min转速时能够显著降低泄漏量,孔腔内部的动能耗散作用是影响孔型密封泄漏量的主要原因;孔腔形状对孔型密封转子耗功影响很小,轴向倾斜孔腔具有最低的转子耗功。Fang等针对螺旋密封低转速下封严性能差和高转速下密封有效阻尼小、稳定性差的问题,发明了如图10所示的2种新型螺旋阻尼密封结构:螺旋/孔型密封和螺旋/袋型密封^[50]。螺旋阻尼密封具有螺旋槽转子面和粗糙(蜂窝/孔型芯格、袋型腔室等)静子面。数值研究表明:相比于传统的迷宫密封、螺旋密封和阻尼密封,新型螺旋阻尼密封具有更优的封严性能(尤其在低转速下)和更大的有效阻尼(尤其在高速下)。

综上所述,针对液相环境下的环形动密封技术,科研人员已开发了基于BFM和CFD的数值预测



(a) 螺旋/孔型密封



(b) 螺旋/袋型密封

图10 2种新型螺旋阻尼密封^[50]

方法和基于谐波激励机械阻抗法的实验测试技术,开展了液相环境下环形动密封泄漏、转子耗功和转子动力特性的研究。研究对象主要是离心泵和压缩机中光滑直通密封、迷宫密封和螺旋密封,对蜂窝/孔型密封和袋型阻尼密封等先进动密封液相环境下泄漏和转子动力特性研究不足。研究结论多集中于运行工况(压差、转速、进口预旋、偏心率)和密封几何参数(间隙、螺旋角)对环形动密封泄漏量和动力特性系数的影响规律,初步探究了液相环境下环形动密封封严、流体激振机理及其作用机制,促进了一些增稳抑振方法(如防旋板)和新型液相环形动密封技术(如液体螺旋阻尼密封)的开发。相比于气体环形动密封技术,目前针对液相环形动密封技术的泄漏和转子动力特性,在高精度数值预测方法、高效增稳抑振方法和高阻尼液相动密封技术等方面的研究还不够深入,无法满足进一步提高离心泵和压缩机等透平机械的运行效率和转子稳定范围的需求。

3 气液两相环境下环形动密封技术

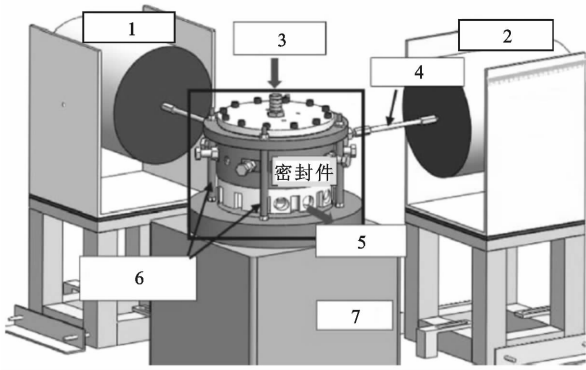
海底石油天然气工业中,多相泵能够实现长距离管道运输而不需要岸上的油气分离站。输送石油

中含有天然气的气液混合工质易引起多相泵的亚同步振动而降低其可靠性,这是多相泵运行面临的挑战性问题。多相泵依靠非接触的环形动密封技术减少叶轮前后凸肩、级间和轴端的泄漏量,保证其运行效率。多相混合工质中天然气的容积比变化范围可达0~100%,混合工质影响多相泵中环形动密封间隙泄漏流体的动态作用力,并会增加转子的横向和轴向振动。多相泵中环形动密封在减少泄漏量的同时,动静间隙中的流体会产生显著的作用力而影响转子临界转速,进而影响转子-轴承系统的同步非平衡响应和稳定性^[2,4]。

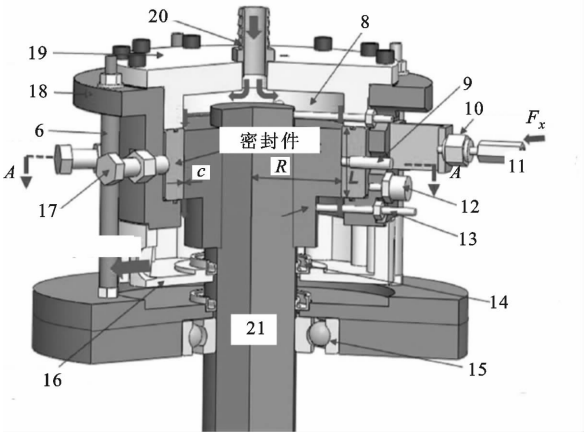
掌握气液两相环境下环形动密封静态和动态特性(包括泄漏量、转子耗功、流体激振力和转子动力特性系数)及其变化规律是多相泵高效稳定运行需要解决的核心技术。Arauz 等和 San Andres 等发展了基于 BFM 的气液混合工质环形动密封的泄漏量和转子动力特性的数值方法,能够预测气相、液相和气液混合等多相工质光滑直通密封和阻尼密封(孔型、菱形静子面)的泄漏量、转子耗功和动力特性系数^[51-53]。预测结果指出激振频率显著影响密封的作用力系数,泄漏流动的层流到湍流的转捩以及工质相变的预测是影响分析精度的关键。该数值方法采用气液均匀混合和热力学平衡假设,气相和液相工质具有相同的压力场、温度场和速度场。

图11给出了 San Andres 等设计搭建的基于主动激振密封静子件测量理论的多相泵中环形动密封泄漏量和转子动力特性系数实验测量平台^[2,54-57]。San Andres 等采用实验测量和 BFM 方法研究了气液两相环境下光滑直通密封的泄漏量、转子耗功损失和转子动力特性系数^[54]。光滑直通密封的径向间隙是 0.127 mm,密封轴向长径比是 0.36,气液混合介质(空气和 ISOVG10 油)的液相容积比 L_{vf} 最小是 10%,对应的是进口气体容积比 G_{vf} 在 0~90% 之间。图12给出了气液两相环境下光滑直通密封泄漏量随进口 G_{vf} 的变化曲线。研究表明:在进口压力 0.35 MPa 和最大转速 3 500 r/min 工况下,随着进口 G_{vf} 从 0 增加到 90%,泄漏量和转子耗功相比于纯液态工质分别降低了 25% 和 85%;对于进口压力 0.25 MPa 和转速 3 500 r/min 的工况,进口 G_{vf} 从 0 增加到 90% 时,光滑直通密封交叉刚度和直接阻尼系数降低约 75%。同时,还指出了基于均匀混合假设的 BFM 方法对进口 G_{vf} 大于 60% 时的密封动力特性系数预测精度较差。

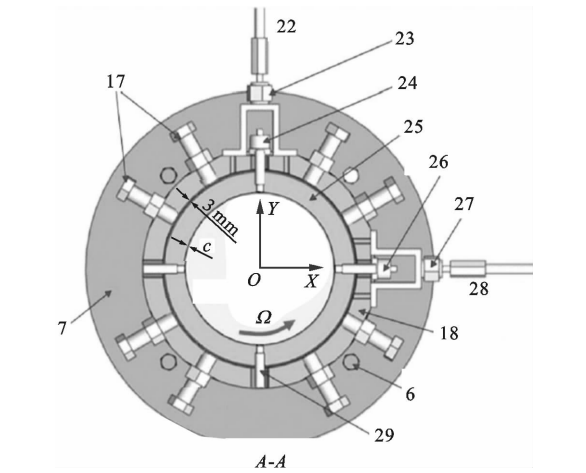
San Andres 等实验测量了气液两相光滑直通



(a) 实验台整体结构



(b) 实验段剖面图

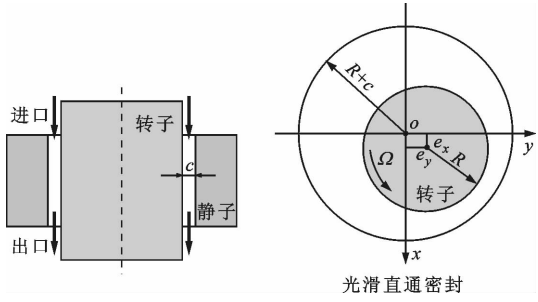


(c) 实验段 A-A 截面剖面图

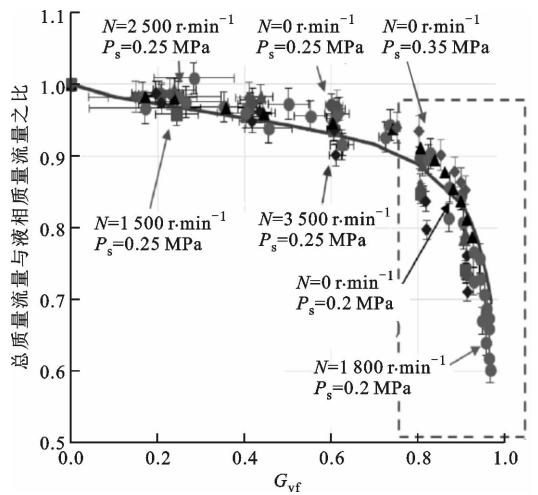
1—Y 向激振器;2—X 向激振器;3—流体进口;4—激振杆;5—流体出口;6—支撑杆;7—底座;8—进气室;9—压力传感器;10—测力传感器;11—振动探针;12—加速度计;13—位移传感器;14—唇形油封;15—上滚珠轴承;16—集油杯;17—中心螺栓;18—外壳;19—顶盖;20—进口口;21—转轴;22—Y 向振动探针;23—Y 向载荷单元;24—Y 向加速度计;25—密封件;26—X 向加速度计;27—X 向载荷单元;28—X 向振动探针;29—压力传感器。

图 11 气液两相环境下环形动密封泄漏量和转子动力特性实验测量平台^[54]

密封的进口 G_{vf} 从 0 增大到 90% 过程中的泄漏量、转子扭矩和转子动力特性,并对基于非均相欧拉模型的多相工质光滑直通密封转子动力特性的 CFD 数值预测方法进行了验证^[55]。结果表明:光滑直通密封的泄漏量、直接阻尼和有效阻尼随着进口 G_{vf} 的增加而逐渐降低;液体工质中引入少量的气体组分 ($G_{vf}=20\%$) 明显地增加了光滑直通密封的直接刚度,进而使得系统的临界转速偏离安全范围;相比于纯液相工质,气相组分使气液两相流体的声速减小,流体的可压缩性增强,增加了直接刚度。



(a) 实验密封示意图

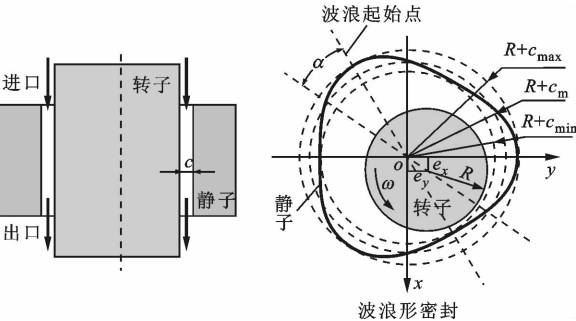


(b) 实验测量结果

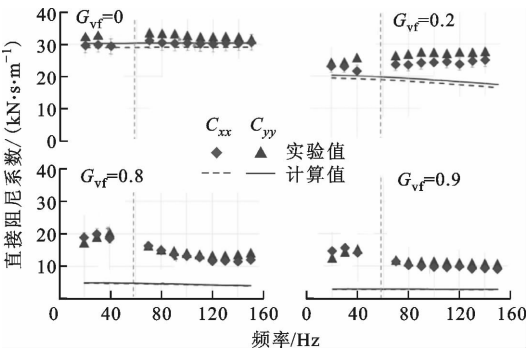
图 12 气液两相环境下光滑直通密封泄漏量随进口 G_{vf} 的变化曲线^[54]

Lu 等采用实验测量和基于 BFM 方法研究了进口 G_{vf} 对 3 种具有波浪形静子面的光滑直通密封(密封间隙沿周向按正弦曲线波动)泄漏量和转子动力特性系数的影响^[56]。图 13 给出了气液两相环境下波浪形光滑直通密封直接阻尼系数随进口 G_{vf} 的变化曲线。空气与 ISO VG 10 油作为混合工质,其中进口 G_{vf} 的范围在 0 和 0.9 之间,进口压力和温度分别是 0.25 MPa 和 37 ℃。结果表明:波浪形密封的混合工质的泄漏量随着进口 G_{vf} 的增加而持续降低,转速对其影响很小;纯液相工质的波浪形光滑直

通密封作用力系数是频率无关的;混合工质的波浪形密封的刚度是高度频率相关的,直接刚度随着涡动频率增大而增大;相比于圆柱面光滑直通密封,波浪形光滑直通密封能够产生更大的直接刚度和直接阻尼系数。研究还指出了基于均相模型的 BFM 预测纯液相和进口 G_{vf} 小于 0.2 的气液两相工质密封作用力系数与实验数据吻合良好,进口 G_{vf} 大于 0.2 时,预测不准确。San Andres 等的实验表明:ISO VG10 油中含有空气的气液两相环境下,波浪形光滑直通密封的动态刚度系数随着激振频率发生很大变化,涡动频率接近转速时直接刚度增大而交叉刚度减小;进口 G_{vf} 从 0.1 增加到 0.8 时,波浪形光滑直通密封能够产生更大的正直接刚度;进口 G_{vf} 从 0 增加到 1.0 时,波浪形密封的直接阻尼系数与频率无关,并连续减小^[57]。



(a)实验密封示意图



(b)实验测量结果

图 13 气液两相环境下波浪形密封直接阻尼系数随进口 G_{vf} 的变化曲线^[56]

San Andres 等指出对于层流流动(黏性较大的重油工质密封)和低压比下环形动密封结构,推荐采用波浪形光滑直通密封结构方案,因为其能够提供更大的恢复刚度系数;气体射流进入液相流体中会导致气液两相混合工质声速急剧降低,使得流动具有高可压缩性(如图 14 所示,34℃时液相声速为 1 470 m/s($G_{vf}=0$),气相声速为 353 m/s($G_{vf}=1$)),进而增大了环形动密封的直接刚度^[57]。

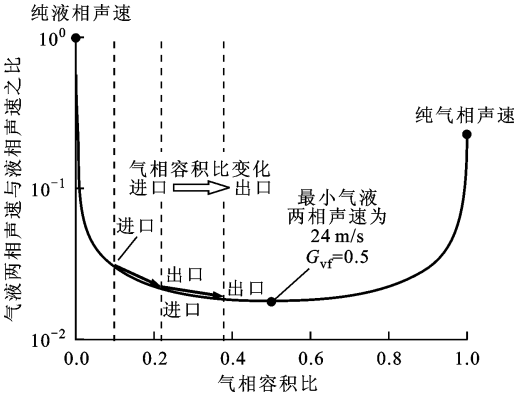


图 14 气液两相工质声速与进口 G_{vf} 的关系^[2]

Lu 等实验对比了锅炉给水泵叶轮凸肩处的迷宫密封(具有 14 个环形沟槽)和 3 种波浪形密封气液两相环境下的泄漏量和转子动力特性^[58]。结果表明:气液混合工质迷宫密封泄漏量随着进口 G_{vf} 的增加而持续降低;在进口 G_{vf} 小于 0.1 时,迷宫密封的刚度和直接阻尼系数是频率无关的;当进口 G_{vf} 在 0.2 到 0.5 范围内增加时,迷宫密封的直接刚度接近 0,可忽略,而交叉刚度随频率的增大而增大,随进口 G_{vf} 增大而减小;相比于 3 种波浪形光滑直通密封,迷宫密封的动力特性系数很小,尤其是阻尼系数。

Zhang 等实验研究了低黏度润滑油工质中存在空气($G_{vf}=0\sim10\%$)对光滑直通密封泄漏量和转子动力特性系数的影响,测量了 4 种转速、3 种压降和 6 种 G_{vf} 下密封的泄漏量和转子动力特性系数^[59]。结果表明:在层流两相流动条件下,增加进口 G_{vf} 对光滑直通密封的直接刚度、交叉刚度、直接阻尼和有效阻尼系数有负面效应,但是降低了密封泄漏量。Tran 等实验研究了预旋和气液两相组分对光滑直通密封泄漏量和转子动力特性的影响^[60]。气液两相混合工质是硅油和空气。密封的出口压力维持在 0.69 MPa,温度控制在 37.8~40.6℃。进口零预旋、中等预旋和高预旋 3 种预旋比分别在 0.10~0.18、0.30~0.65 和 0.65~1.40 范围内。实验测量了 6 种进口 G_{vf} 、4 种压降和 3 种转速下的密封泄漏量和转子动力特性系数。结果表明:预旋对密封泄漏量的影响很小,随着进口 G_{vf} 的增加,密封的泄漏量维持不变或者变化很小。密封的不稳定性是因为密封的直接刚度变为负值,同时随着进口 G_{vf} 的增加幅值增加。研究指出,基于改进的 BFM 预测的气液两相环境下的环形动密封的泄漏量和转子动力特性系数与实验数据误差较大。

综上所述,研究人员采用实验测量和基于 BFM

数值预测的方法研究了多相泵中环形动密封的泄漏量和转子动力特性系数及其影响因素。研究工作集中于美国德州农工大学的 San Andres 教授和 Childs 教授团队,研究方法以实验测量为主,面临气液两相难以实现均匀混合、 G_{vf} 实验测量难度大的问题;进口 G_{vf} 大于 20% 时,基于均匀混合假设的 BFM 方法无法获得可靠的泄漏量和转子动力特性系数的预测结果。研究对象主要是多相泵中光滑直通密封和迷宫密封,以及新型的波浪形密封,缺少螺旋密封、蜂窝/孔型密封和袋型阻尼密封等先进动密封气液两相环境下泄漏和转子动力特性数据。研究结论多集中于密封泄漏量和动力特性系数随进口 G_{vf} 的变化规律,虽初步探明了气液两相工质的 G_{vf} 改变了工质声速、可压缩性的物性,进而导致密封动力特性变化,但由于可视化测量方法、两相流数值预测方法的缺失,对气液两相工质对动密封泄漏和转子动力特性影响机制和两相流时空演化机理尚不清楚。因此,气液两相环境下环形动密封技术性能的研究需要在高精度气液两相流数值方法方面开展深入工作,阐明气液两相环境下环形动密封泄漏流动的细节和流体激振力的时空演化规律,研发设计具有低泄漏量和高转子稳定性的环形动密封技术,提升多相泵的高效稳定运行范围。

4 湿气环境下环形动密封技术

天然气采集和输运过程中不可避免携带少量液相工质。在传统陆地天然气压缩系统中,携带液相组分的天然气需要采用气液分离装置将液相工质分离出后再进入压气机中。然而,对于海上油气平台和海底油气采集系统,气液分离装置由于体积过大而无法采用,压气机必须在湿气环境下运行。作为一种新近发展的特殊离心压气机技术,湿气压缩技术已经成功实现了湿气环境下进行气液两相(压气机进口 L_{vf} 为 3%~5%)压缩,而不需要额外的气液分离装置。由于取消气液分离装置能够明显地降低压缩系统的尺寸、质量和成本,所以具有湿气压缩能力的湿气压气机在油气开采和输运工业中更具竞争力。然而,气体工质中液相组分的存在易引起轴系亚同步振动并影响压气机的气动性能^[3]。

Brenne 等实验研究了液相组分对碳氢化合物单级离心压气机热力和机械性能的影响^[61]。实验中液相组分为碳氢化合物的凝结成分, L_{vf} 为 0~3%。研究表明:进口 L_{vf} 增加到 3% 时,压气机出现了频率是 50% 转速的亚同步振动;进口 L_{vf} 减小到

2% 后,亚同步振动消失。Brenne 等认为湿气压缩过程中,液相组分会进入叶轮凸肩密封和平衡螺栓密封,进而可能诱发离心压气机转子失稳^[61]。

随着油气工业对湿气压缩不断增长的需求,为研究湿气压缩对离心压气机性能的影响,GE 公司联合美国西南研究院设计搭建了图 15 所示的单级离心压气机湿气压缩实验系统,并对湿气环境下的压气机气动、腐蚀和转子动力学等性能开展了实验研究^[62-64]。GE 公司针对该单级离心压气机,测量了进口为空气与水混合工质 (L_{vf} 为 0~3%) 下转子的振动位移和压气机热力性能。研究表明:压气机进口 L_{vf} 对转子临界转速没有影响;液相组分会降低临界转速下转子的同步响应振动幅值,转子系统对数衰减从纯气相工质的 0.5 增加到 L_{vf} 为 3% 的湿气混合工质的 0.68^[62-64]。

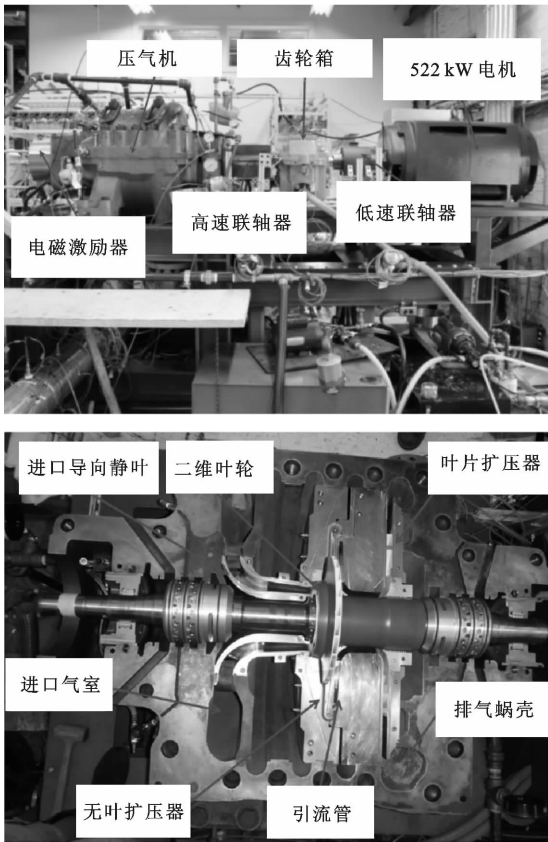


图 15 单级离心压气机湿气压缩性能实验台^[62-64]

为掌握环形动密封中液相组分对离心压气机转子动力特性的影响, Vanini 等直接将液相工质(水滴)喷射入叶轮凸肩密封、平衡螺栓密封和轴端密封,而压气机进口为干空气^[63-64]。研究表明:平衡螺栓密封处的液相组分对压气机亚同步振动具有不利影响;密封进口混合工质 L_{vf} 大于 0.5% 时,离心压气机出现 0.45 倍频的亚同步振动,亚同步振动幅值

随 L_{vf} 的变化显著, $L_{vf}=0.7\%$ 时, 振动幅值是临界转速下同步振动幅值的 1.8 倍; 离心压气机平衡活塞处环形动密封在湿气环境下转子动力特性对离心压气机亚同步涡动具有显著影响。GE 公司针对离心压气机的现场运行和实验测量均证明: 采用高压气体吹扫平衡螺栓密封或采用袋型阻尼密封代替传统迷宫密封, 均能够显著减小压气机亚同步振动幅值^[62-63]。

Vannini 等采用稳态与瞬态气液两相 CFD 数值方法研究了湿气环境下图 16 所示的迷宫和袋型阻尼密封 2 种平衡活塞密封的泄漏特性, 以及液相工质在密封腔室内的充实、排空等非定常两相流动特征^[64]。研究指出: 气体吹扫和袋型阻尼密封腔室内周向挡板均能有效减小液相组分的周向旋流动量。Vannini 等的研究证明了湿气环境下环形动密封转子动力特性将受到液相组分的影响, 进而影响透平机械的轴系稳定性。然而, 其研究并未获得湿气环境下环形动密封的转子动力特性系数, 很难从流动机理和转子动力学角度揭示湿气环境下, 气体吹扫和袋型阻尼密封降低转子亚同步振动幅值的作用机制^[63-64]。

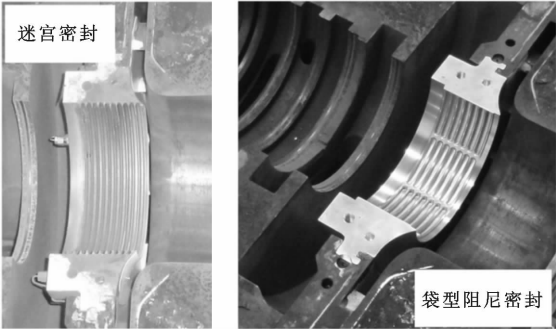
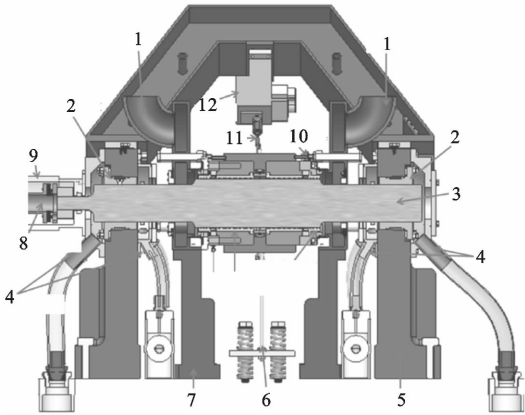


图 16 单级离心压气机平衡螺栓处密封结构^[64]

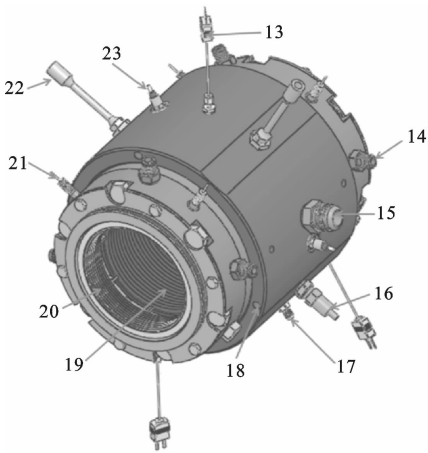
为掌握湿气环境下环形动密封的泄漏流动和转子动力特性的作用机理和影响机制, Zhang 等针对海底天然气输运系统的压气机典型运行工况 ($L_{vf}=3\%\sim5\%$) 设计改建了图 17 所示的大压差和高转速的 L_{vf} 达到 8% 的湿气环境下密封性能实验台^[3]。该实验台经过 30 多年持续不断的升级, 目前能够满足气体工质、液体工质和气液两相工质环形动密封在不同运行工况 (7.0 MPa, 20 000 r/min, $G_{vf}=0\sim15\%$, $L_{vf}=0\sim8\%$) 和不同几何参数 (密封直径 89 mm, 长径比 0.65) 下泄漏量和转子动力特性系数的实验测量研究。转子动力特性系数识别为原理为采用主动激振密封静子件的多频激励机械阻抗法测量理论。湿气混合工质采用空气和低黏度的硅油

(PSF-5cSt) 混合物, 转子转速最大是 20 000 r/min, 进口压力是 6.2 MPa, 出口压力可以在 2.67~3.54 MPa 之间变化。Zhang 等实验测量了光滑直通密封在 4 种进口 L_{vf} , 以及不同转速与压比时的泄漏量和转子动力特性系数^[65]。实验表明: 进口 L_{vf} 从 0 增加到 2% 时, 泄漏量略微降低, 进口 L_{vf} 大于 2% 时, 泄漏量随进口 L_{vf} 增大而增大; 进口 L_{vf} 从 0 增加到 8% 时, 直接刚度系数逐渐减小 (除了在压比 0.43、 L_{vf} 从 0 到 2% 的工况); 有效阻尼系数随涡动频率的增大而增大; 进口 L_{vf} 从 0 到 2% 时, 有效阻尼系数显著减小, 进口 L_{vf} 从 2% 继续增加到 8% 时, 有效阻尼系数略有增加。Zhang 等研究了湿气环境下径向间隙对光滑直通密封转子动力特性的影响特性。3 种径向间隙是 0.188、0.163 和 0.140 mm, 进出口压力分别是 6.21 和 3.1 MPa。结果表明: 径向间隙减小显著降低了光滑直通密封的泄漏量; 纯气相条件下, 密封直接刚度随密封间隙减小而增大; 工质中含有液相组分时, 密封直接刚度随密封间隙减小而减小。对于纯气相和气液两相工况, 减小径向间隙均增加了大于半转速涡动频率时的有效阻尼系数, 有利于密封的稳定^[66]。

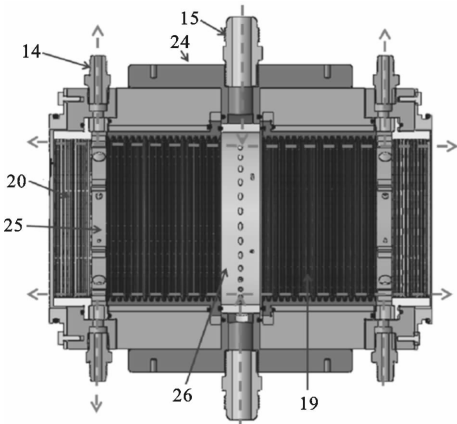
Shrestha 等基于图 17 所示的实验台^[3] 研究了硅油和空气的气液混合工质的迷宫密封 (密封直径 114.729 mm, 密封齿数 18) 转子动力特性, 测量了进口压力 6.2 MPa 下压比是 0.3、0.5 和 0.7 时, $L_{vf}=0\sim10\%$ 、3 种转速和 3 种进口预旋下迷宫密封的转子动力特性系数^[67]。研究指出: 进口零预旋条件下, L_{vf} 对密封有效阻尼影响较弱; 进口存在预旋时, 密封有效阻尼随 L_{vf} 的增大而增大, 且穿越频率减小; 在一定的涡动频率 (大于穿越频率) 下, 液相组分的存在使得具有高预旋的迷宫密封更加稳定。Zhang 等实验研究了 L_{vf} 更大的湿气环境 (空气和硅油混合工质的 $L_{vf}=0\sim15\%$) 下迷宫密封的泄漏量



(a) 实验台总体剖面图



(b)传感器安装位置



(c)密封实验件

1—排气管;2—静压轴承;3—转子;4—流体出口;5—轴承座;
6—垂直支撑杆;7—排气腔室支撑座;8—高速联轴器;9—联
轴器罩;10—减纵振器;11—振动探针;12—激振器;13—热电
偶;14—出口管;15—进口管;16—加速度计;17—皮托管;
18—减纵振器连接螺纹孔;19—实验密封件;20—背压迷宫密
封;21—探头;22—振动探针;23—压力传感器;24—静子;
25—止旋腔;26—预旋环。

图 17 湿气环境下环形动密封泄漏量和转子动力
特性系数实验测量平台^[3]

和转子动力特性系数^[68]。迷宫密封实验件具有与 Shrestha 等的密封实验件^[67]相同的齿形和长径比,较小的转子直径 89.256 mm 和较少的密封齿数 16。结果表明:密封泄漏量随着进口 L_{vf} 的增加而增加;气相和气液混合相工质下,迷宫密封直接刚度系数均为负值,且直接刚度系数的绝对值随着进口 L_{vf} 的增加而增大;液相组分的存在对迷宫密封在半转速涡动频率下的有效阻尼系数影响较小;纯气相和气液两相工质下,转速对泄漏量、直接刚度系数、交叉刚度系数、直接阻尼系数和有效阻尼系数影响均较小。Zhang 等测量了湿气环境下蜂窝密封在进口

压力 7.07 MPa,压比 0.35 和 0.25,进口 L_{vf} 分别是 0、3.5% 和 7%,以及转速为 10 000、15 000 和 20 000 r/min 条件下的泄漏量和转子动力特性系数^[69]。结果表明:蜂窝密封泄漏量随着进口 L_{vf} 的增加而增加;增加进口 L_{vf} 使得直接刚度系数随着涡动频率增大的趋势更加明显;增加进口 L_{vf} 在低频区对直接刚度影响微弱,而在高频区使直接刚度系数增大;增加进口 L_{vf} 增大了半转速涡动频率下的有效阻尼系数,能够降低轴系亚同步振动的幅值。

研究表明液相组分对环形动密封气流激振力特性具有显著影响,而环形动密封气流激振力影响着湿气压气机的轴系稳定性,因此湿气压气机平衡螺栓密封、级间密封和轴端密封的密封构型设计研究逐渐受到关注。Li 等提出了湿气环境下环形动密封泄漏流动和转子动力特性的三维非定常 CFD 数值方法,基于非均相欧拉-欧拉多相流动模型、网格变形技术和多频转子涡动模型,采用三维非定常 RANS 方程计算气相中存在液相的环形动密封的泄漏量和转子动力特性系数,对比分析了光滑直通密封、迷宫密封和袋型阻尼密封 3 种密封结构在进口 $L_{vf}=0,2\%,5\%,8\%$ 时的密封泄漏量和转子动力特性系数^[70]。研究表明:进口 L_{vf} 的增加导致 3 种环形动密封泄漏量增大,其中光滑直通密封的泄漏量最大,其次是袋型阻尼密封,迷宫密封泄漏量最小;进口 L_{vf} 增加显著降低了光滑直通密封的直接刚度,有效阻尼略有增加;迷宫密封具有绝对值较大的负直接刚度,亚同步涡动频率范围(0.4~0.6 倍频)内,随着进口 L_{vf} 的增加有效阻尼显著降低;袋型阻尼密封直接刚度和有效阻尼均随进口 L_{vf} 的增加而明显增大。这从流动机理上解释了 Vanini 等的湿气压压缩离心压气机^[63-64]采用迷宫密封平衡螺栓密封会发生 0.45 倍频亚同步涡动,而采用袋型阻尼密封平衡螺栓密封时亚同步涡动消失的现象。从转子动力特性角度出发,袋型阻尼密封具有最佳的液相容忍度,适合于在湿气运行环境中的离心压气机的平衡活塞密封和中心密封。

Yang 等实验测量和数值模拟了湿气环境下袋型阻尼密封的泄漏量和转子动力特性系数随 L_{vf} 的变化规律^[71]。工质是 ISO VG 10 油和空气混合物,最大 L_{vf} 是 2.2%。结果表明:纯气相环境($L_{vf}=0$)下,袋型阻尼密封泄漏量随着进气压力增加呈非线性增加;湿气环境($L_{vf}>0$)下,泄漏量随着进气压力的增加而迅速增加;纯气相环境($L_{vf}=0$)下,袋型阻尼密封的直接刚度系数随着涡动频率的增加而增

大,而直接阻尼系数和交叉刚度系数保持不变;在 $L_{vf}=0.4\%$ 时,直接刚度系数为负值,其绝对值随涡动频率的增大而减小;相比于干空气工况,交叉刚度系数和直接阻尼系数表现出更大的幅值。研究还指出,液相组分增加了湿气环境下袋型阻尼密封的阻尼。

针对湿气环境下环形动密封技术性能的研究,目前研究人员采用了空气和硅油混合工质模拟天然气工业中压气机的湿气运行环境,实验和数值研究了进口 L_{vf} 在 $0\sim 15\%$ 范围内的光滑直通密封、迷宫密封、蜂窝密封和袋型阻尼密封的泄漏流动和转子动力特性系数及其影响因素。研究工作集中于美国GE公司油气工业实验室(液相组分对压气机稳定性影响现场试验)、德州农工大学的San Andres教授和Childs教授团队(湿气条件下环形动密封动力特性系数实验室测量)。研究方法以实验测量和CFD数值模拟为主,其中实验测量面临密封进口液相组分无法精确测量的问题,CFD数值模拟面临密封微小间隙内液滴动力学模型缺失问题。在研究结论方面,虽已明确液滴在密封腔室内的周向旋流速度是造成转子失稳的主要诱因,采用蜂窝和袋型阻尼密封通过减小液相旋流速度可提高密封阻尼和转子稳定性,但对液相组分对密封动力特性影响的内在机理不清。

5 结语与展望

5.1 结语

多相泵和压气机中叶轮凸肩密封、平衡螺栓密封、级间密封和轴端密封等动静间隙处需采用环形动密封技术控制泄漏流动。环形动密封在控制泄漏流动的同时会产生显著的流体激振力,易引起机组的亚同步振动,降低机组的运行效率与稳定性。当多相泵和压气机在液相和气液混合多相环境下运行时,环形动密封流体激振诱发轴系亚同步涡动失稳的问题尤为严重。为掌握液相和多相环境下环形动密封泄漏流动和转子动力特性的作用机理和影响机制,提高环形动密封技术的封严性能和转子稳定性,科研人员采用实验测量和数值模拟的方法开展了相应的研究。

(1)建立了水或润滑油工质的液相环境下环形动密封泄漏量和转子动力特性系数实验测量平台,改进了基于BFM的适用于工程分析的快速液相环形动密封性能预测方法;发展了高精度CFD数值分析方法,结合实验测量数据,阐明了主要运行工况和

密封几何参数对液相环境下光滑直通密封、迷宫密封和螺旋齿密封3种主要环形动密封结构的泄漏量和转子动力行为的影响规律,但对蜂窝/孔型密封和袋型阻尼密封等先进动密封液相环境下泄漏和转子动力特性研究不足。提出了提高封严能力和转子动力特性的液相异性孔蜂窝/孔型密封、螺旋/袋型和螺旋/孔型混合密封等环形动密封新构型。相比于气体环形动密封技术,目前针对液相环形动密封技术的泄漏和转子动力特性,在高精度数值预测方法、高效增稳抑振方法和高阻尼液相动密封技术等方面的研究还不够深入,无法满足进一步提高离心泵和压缩机等透平机械的运行效率和转子稳定范围的需求。

(2)基于气液两相环境下环形动密封性能实验测量平台,结合改进的BFM预测方法,完成了空气容积比在 $0\sim 100\%$ 范围的空气和ISO VG 10油混合工质的光滑直通密封、波浪形密封、迷宫密封和凸台间隙密封的泄漏量和转子动力特性的研究,验证了气液两相环境下环形动密封具有频率相关的转子动力特性系数。气液两相混合工质由于气相组分的存在显著降低了声速而使得混合工质具有明显的可压缩性,明晰了气液两相环境下环形动密封的直接刚度系数表现出不同于液相环境下的特性的物理机制。针对气液两相环境下环形动密封,目前缺少螺旋密封、蜂窝/孔型密封和袋型阻尼密封等先进动密封气液两相环境下泄漏和转子动力特性数据。由于可视化测量方法、两相流数值预测方法的缺失,对气液两相工质对动密封泄漏和转子动力特性影响机制和两相流时空演化机理尚不清楚。因此,气液两相环境下环形动密封技术性能的研究需要在高精度气液两相流数值方法方面开展深入工作,阐明气液两相环境下环形动密封泄漏流动的细节和流体激振力的时空演化规律,研发设计具有低泄漏量和高转子稳定性的环形动密封技术,提升多相泵的高效稳定运行范围。

(3)设计搭建了基于硅油和空气混合工质的高压降和高转速的湿气环境下环形动密封的泄漏量和转子动力特性系数实验测量平台,测量了进口液相容积比在 $0\sim 15\%$ 范围内的光滑直通密封、迷宫密封、蜂窝密封和袋型密封的泄漏量和转子动力特性系数,实验测量中面临密封进口液相组分无法精确测量的问题,多采用气液混合器中液相组分作为密封进口数值。发展了非均相的CFD数值方法,获得了湿气环境下环形动密封泄漏流动细节和转子动力

特性系数的变化规律,CFD数值模拟中面临密封微小间隙内液滴动力学模型缺失问题,无法准确模拟液滴在微小间隙内的运动。针对湿气环境下的环形动密封,虽已明确液滴在密封腔室内的周向旋流速度是造成转子失稳的主要诱因,采用蜂窝和袋型阻尼密封通过减小液相旋流速度可提高密封阻尼和转子稳定性,但对液相组分对密封动力特性影响的内在机理不清。

5.2 展望

5.2.1 实验测量平台和测试技术 目前的实验测量平台不能精细化测量密封间隙泄漏流动参数,很难为新密封结构设计和参数优化提供可靠的实验数据。为提升中国石油天然气工业应用的透平机械关键装备研发能力,需要自主设计建设针对多相泵和离心压缩机中平衡活塞密封、级间密封、轴端密封等环形动密封多相环境下的泄漏流动和转子动力特性综合实验测量平台,采用压力、温度、流量以及可视化光学测试技术,不仅能够实验测量流体激振转子动力特性系数,而且能够得到密封间隙泄漏流动参数和流场形态,以探究多相组分变化下环形动密封性能的时空演化规律和作用机制,为发明低泄漏和高动力特性的多相环境下环形动密封技术提供实验研究和验证平台。

5.2.2 多相环境下密封性能数值预测方法 基于BFM的数值方法在预测纯气相和液相环境下的环形动密封泄漏量具有较高的精度,在流体激振转子动力特性系数预测精度上能够满足工程分析,但是在气液和湿气两相环境下的预测精度由于多相流模型、阻力系数模型等方面的近似而不能满足预测精度的要求。基于非定常CFD的数值方法在多相环境下密封性能分析中采用了欧拉-欧拉非均相模型,但忽略了微小空间尺度内气液两相界面耦合效应,不能真实反映油气混合工质间隙流动特性而降低了预测密封性能的精度。同时,采用求解非定常RANS方程和湍流模型方法,需要较大的计算资源和时间。因此,为提供适用于高性能多相环境下环形动密封技术的工程设计和性能分析的工具,应结合实验测量数据,发展满足精度要求的多相流模型和损失系数关联式,提高BFM的预测精度。还应发展和完善基于多频涡动模型的动网格技术和多相流动模型的瞬态CFD数值方法,提高多相环境下环形动密封性能的预测精度,并提高非定常流体激振力的转子动力特性系数的计算效率。

5.2.3 低温流体环形动密封技术 航天推进技术

涡轮泵和制冷行业中的低温流体工质的环形动密封中同样存在两相流动。低温流体环境下密封运行工况接近饱和状态,低温流体在密封间隙流动过程中压力下降和焓值升高导致其接近或者高于饱和点。环形动密封间隙的低温流体在流动过程中的压力降低和温度升高会引起空化或者蒸发而导致相变,低温流体的相变明显地改变流体的热力学参数,同时气相的存在显著地改变了流体的压缩性,进而引起不同的流动状态,如可压缩亚声速流动、阻塞流动甚至超声速流动。低温流体环形动密封技术的静态和动态特性会因相变的发生而改变,进而影响机组的运行效率和转子稳定性^[3,72]。为掌握低温流体环形动密封性能及其影响规律,在多相环境下密封性能实验测量理论和平台的基础上,需要发展环形动密封微小间隙中低温流体流动过程中的空化模型,提出低温流体相变过程中的物性参数变化预测数学模型,建立可靠预测低温流体环形动密封泄漏流动和转子动力特性系数的CFD数值分析体系,揭示低温流体相变过程中的密封性能变化规律和物理机理,实现高性能低温流体环形动密封技术的自主研发。

参考文献:

- [1] 李军, 晏鑫, 李志刚. 热力透平密封技术 [M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2015.
- [2] SAN ANDRÉS L, LU X, ZHU J. Leakage and force coefficients for pump annular seals operating with air/oil mixtures: measurements vs predictions and air injection to increase seal dynamic stiffness [C/OL] // Proceedings of the 47th Turbomachinery and 34th Pump Symposia, 17-20 Sept. 2018, Houston, Texas, USA. [2020-03-15]. <https://oaktrust.library.tamu.edu/handle/1969.1/175007>.
- [3] ZHANG M. Experimental study of the static and dynamic characteristics of a long ($L/D=0.65$) smooth annular seal operating under two-phase (liquid/gas) conditions [D]. Texas, USA: Texas T&M University. College Station, 2017.
- [4] GONG H, FALCONE S G, TEODORIU C, et al. Comparison of multiphase pumping technologies for subsea and downhole applications [J]. Oil and Gas Facilities, 2020, 1(1): 36-46.
- [5] MUSGROVE G O, POEMER M A, CIRRI M, et al. Overview of important considerations in wet gas compression testing and analysis [C/OL] // Proceedings of the 43th Turbomachinery & 30th Pump User Symposium, 23-25 Sept. 2014. Houston, Texas, USA. [2020-

- 03-15]. <https://oaktrust.library.tamu.edu/handle/1969.1/162717>.
- [6] SMITH D R, PRICE S M, KUNZ F K. Centrifugal pump vibration caused by supersynchronous shaft instability use of pumpout vanes to increase pump shaft stability [C/OL] // Proceedings of the 13th International Pump Users Symposium, 5-7 Mar. 1996, Houston, Texas, USA. [2020-03-15]. <https://oaktrust.library.tamu.edu/handle/1969.1/164164>.
- [7] CHILDS D W, NELSON C, NICKS C, et al. Theory versus experiment for the rotordynamic coefficients of annular gas seals; part 1 Test facility and apparatus [J]. ASME Journal of Tribology, 1986, 108(3): 426-431.
- [8] KIM C H, CHILDS D W. Analysis for rotordynamic coefficients of helically-grooved turbulent annular seals [J]. ASME Journal of Tribology, 1987, 109(1): 136-143.
- [9] LI Z, LI J, YAN X. Multiple frequencies elliptical whirling orbit model and transient RANS solution approach to rotordynamic coefficients of annual gas seals prediction [J]. ASME Journal of Vibration and Acoustics, 2013, 135(3): 031005.
- [10] CHILDS D W. Turbomachinery rotordynamics with case studies [M]. Wellborn, TX, USA: Minter Spring Publishing, 2013.
- [11] MASSEY I. Subsynchronous vibration problems in high-speed multistage centrifugal pumps [C/OL] // 14th Turbomachinery and Pump Symposium. [2020-03-15]. <https://oaktrust.library.tamu.edu/handle/1969.1/163638>.
- [12] IWATSUBO T, SHENG B, MATSUMOTO T. An experimental study on the static and dynamic characteristics of pump annular seals; technical report N89-22904 [R]. Washington DC, USA: National Aeronautics and Space Administration, 1989.
- [13] FLORJANCIC S, MCCLOSKEY T. Measurement and prediction of full scale annular seal coefficients [C/OL] // Proceedings of the 8th International Pump Users Symposium. [2020-03-15]. <https://oaktrust.library.tamu.edu/handle/1969.1/164259>.
- [14] BALKE N E. Analyzing the influence of a swirl brake on a smooth liquid annular seal through measuring static and rotordynamic characteristics [D]. Texas, USA: Texas A&M University. College Station, 2017.
- [15] NAJEEB O A. Static and rotordynamic analysis of a plain annular (liquid) seal in the laminar regime with a swirl brake for three clearances [D]. Texas, USA: Texas A&M University. College Station, 2017.
- [16] BULLOCK J T. The effects of imposed pre-swirl on the static and rotordynamic performance for smooth annular liquid seals [D]. Texas, USA: Texas A&M University. College Station, 2017.
- [17] KILGORE J J, CHILDS D W. Rotordynamic coefficients and leakage flow of circumferentially grooved liquid-seals [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1990, 112(3): 250-256.
- [18] MARQUETTE O, CHILDS D W, SAN ANDRÉS L. Eccentricity effects on the rotordynamic coefficients of plain annular seals; theory versus experiment [J]. ASME Journal of Tribology, 1997, 119(3): 443-447.
- [19] MORELAND J. Influence of pre-swirl and eccentricity in smooth stator/grooved rotor liquid annular seals, static and rotordynamic characteristics [D]. Texas, USA: Texas A&M University. College Station, 2016.
- [20] MORELAND A J, CHILDS D W, BULLOCK J. Measured static and rotordynamic characteristics of a smooth-stator/grooved-rotor liquid annular seal [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2018, 140(10): 101109.
- [21] TORRES J M. Static and rotordynamic characteristics of liquid annular seals with a circumferentially-grooved stator and smooth rotor using three levels of circumferential inlet-fluid rotation [D]. Texas, USA: Texas A&M University. College Station, 2016.
- [22] CHILDS D W, TORRES J M, BULLOCK J T. Static and rotordynamic characteristics of liquid annular seals with a circumferentially-grooved stator and smooth rotor using three levels of circumferential inlet-fluid rotation [C] // Proceedings of ASME Conference on ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2018: GT2018-75325.
- [23] IWATSUBO H, SHENG B C, ONO M. Experiment of static and dynamic characteristics of spiral grooved seals; NASA CP-3122 [R]. Washington DC, USA: National Aeronautics and Space Administration, 1990: 223-233.
- [24] IWATSUBO H, NISHINO T, ISHIMARU H. A study on dynamic characteristics of double spiral grooved seals; NASA CP-3344 [R]. Washington DC, USA: National Aeronautics and Space Administration, 1996: 113-134.
- [25] KANKI H, KAWAKAMI T. Experimental study on

- the static and dynamic characteristics of screw grooved seals [J]. *ASME Journal of Vibration and Acoustics*, 1988, 110(3): 326-331.
- [26] CHILDS D W, NOLAN S A, KILGORE J J. Test results for turbulent annular seals, using smooth rotors and helically grooved stators [J]. *ASME Journal of Tribology*, 1990, 112(2): 254-258.
- [27] NAGAI K, KANEKO S, TAURA H, et al. Numerical and experimental analyses of static characteristics for liquid annular seals with helical grooves in seal stator [J]. *ASME Journal of Tribology*, 2018, 140(5): 032201.
- [28] NAGAI K, KANEKO S, TAURA H, et al. Numerical and experimental analyses of dynamic characteristics for liquid annular seals with helical grooves in seal stator [J]. *ASME Journal of Tribology*, 2018, 140(9): 052201.
- [29] HIRS G. A bulk-flow theory for turbulence in lubricant films [J]. *ASME Journal of Tribology*, 1973, 95(2): 137-145.
- [30] NORDMANN R, DIETZEN F, WEISER H. Calculation of rotordynamic coefficients and leakage for annular gas seals by means of finite difference techniques [J]. *ASME Journal of Tribology*, 1989, 111(3): 545-552.
- [31] MARQUETTE O, CHILDS D W. An extended three-control-volume theory for circumferentially-grooved liquid seals [J]. *ASME Journal of Tribology*, 1996, 118(2): 276-285.
- [32] ARGHIR M, FRENE J. A bulk-flow analysis of static and dynamic characteristics of eccentric circumferentially-grooved liquid annular seals [J]. *ASME Journal of Tribology*, 2004, 126(1): 316-325.
- [33] IWATSUBO T, ISHIMARU H, UCHIDA T. A study on static and dynamic characteristics of spiral-grooved seals [J]. *Transactions of Japan Society Mechanical Engineering: Series C*, 1999, 65(632): 1395-1402.
- [34] 翟璐璐. 离心泵人型槽环流迷宫密封动力学特性数值模拟与试验研究 [D]. 杭州: 浙江大学, 2015.
- [35] SAN ANDRÉS L, WU T, MAEDA H, et al. A computational fluid dynamics modified bulk flow analysis for circumferentially shallow grooved liquid seals [J]. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2018, 140(1): 012504.
- [36] WU T, SAN ANDRÉS L. Pump grooved seals: a computational fluid dynamics approach to improve bulk-flow model predictions [J]. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2019, 141(10): 101005.
- [37] 赵经明. 涡轮泵表面织构间隙密封-转子系统动力学特性研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2018.
- [38] KIM S H, HA T W. Prediction of leakage and rotor-dynamic coefficients for the circumferential-groove-pump seal using CFD analysis [J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2016, 30(5): 2037-2043.
- [39] MORTAZAVI F, PALAZZOLO A. Prediction of rotordynamic performance of smooth stator-grooved rotor liquid annular seals utilizing computational fluid dynamics [J]. *ASME Journal of Vibration and Acoustics*, 2018, 140(6): 031002.
- [40] 李志刚. 袋型阻尼密封泄漏特性和转子动力特性研究 [D]. 西安: 西安交通大学, 2013.
- [41] LI Z, LI J, FENG Z. Comparison of rotordynamic characteristics predictions for annular gas seals using the transient computational fluid dynamic method based on different single-frequency and multi-frequency rotor whirling models [J]. *ASME Journal of Tribology*, 2016, 138(1): 011701.
- [42] LI Z, FANG Z, LI J, et al. Influence of annular/pocket groove on the static and rotordynamic characteristics of hole-pattern seals [J]. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2020, 142(6): 061013.
- [43] LI Z, FANG Z, LI J, et al. Numerical modelling of static and rotordynamic characteristics for three types of helically-grooved liquid annular seals [J]. *ASME Journal of Vibration and Acoustics*, 2020, 142(8): 041001.
- [44] 周泽新. 火箭液氧涡轮泵螺旋密封-转子系统动力学特性研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2019.
- [45] YANG J, SAN ANDRÉS L. On the influence of the entrance section on the rotordynamic performance of a pump seal with uniform clearance: a sharp edge versus a round inlet [J]. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2019, 141(3): 031029.
- [46] KANEKO S, IKEDA T, SAITO T, et al. Experimental study on static and dynamic characteristics of liquid annular convergent-tapered damper seals with honeycomb roughness pattern [J]. *ASME Journal of Tribology*, 2003, 125(3): 592-599.
- [47] JOLLY P, ARGHIR M, BONNEAU O, et al. Experimental and theoretical rotordynamic coefficients of smooth and round-hole pattern water-fed annular seals [J]. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines*

- and Power, 2018, 140(11): 112501.
- [48] NAGAL K, KOISO K, KANEKO S, et al. Numerical and experimental analyses of static and dynamic characteristics for partially helically grooved liquid annular seals [J]. ASME Journal of Tribology, 2019, 141(2): 022201.
- [49] 方志, 李志刚, 李军. 异形孔腔结构对液体孔型密封泄漏特性及转子耗功的影响 [J]. 西安交通大学学报, 2020, 54(1): 143-149.
- FANG Zhi, LI Zhigang, LI Jun. Investigations on the effect of odd-shaped hole geometries on the leakage performance of liquid hole-pattern seals and rotor power loss [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2020, 54(1): 143-149.
- [50] FANG Z, LI Z, LI J. Numerical investigation on the static and rotordynamic characteristics for two types of novel mixed helical groove seals [C]// Proceedings of ASME Conference on ASME Turbo Expo 2020. New York, USA: ASME, 2020: GT2020-14656.
- [51] ARAUZ G L, SAN ANDRÉS L. Analysis of two phase flow in cryogenic damper seals; part 1 Theoretical model [J]. ASME Journal of Tribology, 1998, 120(2): 221-227.
- [52] ARAUZ G L, SAN ANDRÉS L. Analysis of two phase flow in cryogenic damper seals; part 2 Model validation and predictions [J]. ASME Journal of Tribology, 1998, 120(2): 228-233.
- [53] SAN ANDRÉS L. Rotordynamic force coefficients of bubbly mixture annular pressure seals [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2012, 134(2): 022503.
- [54] SAN ANDRÉS L, LU X. Leakage, drag power, and rotordynamic force coefficients of an air in oil (wet) annular seal [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2018, 140(1): 012505.
- [55] SAN ANDRÉS L, YANG J, LU X. On the leakage, torque, and dynamic force coefficients of air in oil (wet) annular seal: a computational fluid dynamics analysis anchored to test data [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2019, 141(2): 021008.
- [56] LU X, SAN ANDRÉS L. Leakage and rotordynamic force coefficients of a three-wave (air in oil) wet annular seal: measurements and predictions [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2019, 141(3): 032503.
- [57] SAN ANDRÉS L, LU X, WU T. On the influence of gas content on the rotordynamic force coefficients of a three-wave (air in oil) annular seal for multiple phase pumps [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2020, 142(3): 031102.
- [58] LU X, SAN ANDRÉS L, WU T. Leakage and force coefficients of a grooved wet (bubbly liquid) seal for multiphase pumps and comparisons with prior test results for a three wave seal [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2020, 142(1): 011011.
- [59] ZHANG M, CHILDS D W, TRAN D L, et al. A study on the leakage and rotordynamic coefficients of a long-smooth seal with laminar-two-phase, mainly-oil mixtures [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2020, 142(1): 011020.
- [60] TRAN D L, CHILDS D W, SHRESTHA H, et al. Preswirl and mixed-flow (mainly liquid) effects on rotordynamics performance of a long ($L/D = 0.75$) smooth seal [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2020, 142(3): 031012.
- [61] BRENNE L, GILARRANZ J, KOCH J M. Performance evaluation of a centrifugal compressor operating under wet gas conditions [C/OL]// 34th Turbomachinery Symposium. [2020-03-15]. <https://oaktrust.library.tamu.edu/handle/1969.1/163233>.
- [62] BERTONERI M, WILCOX M, TONI L, et al. Development of test stand for measuring aerodynamic, erosion, and rotordynamic performance of a centrifugal compressor under wet gas conditions [C]// Proceedings of ASME Conference on ASME Turbo Expo 2014. New York, USA: ASME, 2014: GT2014-25349.
- [63] VANNINI G, BERTONERI M, DELVESCOVO G, et al. Centrifugal compressor rotordynamics in wet gas conditions [C/OL]// Proceedings of the 43th Turbomachinery & 30th Pump User Symposia, 23-25 Sept. 2014, Houston, TX. [2020-03-15]. <https://oaktrust.library.tamu.edu/handle/1969.1/162697>.
- [64] VANNINI G, BERTONERI M, NIELSEN K K, et al. Experimental results and CFD simulations of labyrinth and pocket damper seals for wet gas compression [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2016, 138(5): 052501.
- [65] ZHANG M, MCLEAN J E, CHILDS D W. Experimental study of the static and dynamic characteristics of a long smooth seal with two-phase, mainly air mixtures [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2017, 139(12): 122504.
- [66] ZHANG M, CHILDS D W, TRAN D L, et al. Clear-

- ance effects on rotordynamic performance of a long smooth seal with two-phase, mainly-air mixtures [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2019, 141(1): 012502.
- [67] SHRESTHA H, CHILDS D W, TRAN D L, et al. Experimental study of the static and dynamic characteristics of a long ($L/D=0.75$) labyrinth annular seal operation under two-phase (liquid/gas) conditions [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2019, 141(11): 111002.
- [68] ZHANG M, CHILDS D W. A study on the leakage and rotordynamic performance of a long labyrinth seal under mainly air conditions [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2019, 141(12): 121024.
- [69] ZHANG M, CHILDS D W. A study for rotordynamic and leakage characteristics of a long-honeycomb seal with two-phase, mainly air mixtures [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2020, 142(1): 011021.
- [70] LI Z, FANG Z, LI J. Numerical investigation on the leakage and rotordynamic characteristics for three types of annular gas seals in wet gas conditions [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2019, 141(3): 032504.
- [71] YANG J, SAN ANDRÉS L, LU X. Leakage and dynamic force coefficients of a pocket damper seal operating under a wet gas condition: tests versus predictions [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2019, 141(11): 111001.
- [72] HASSINI M A, ARGHIR M. Phase change and choked flow effects on rotordynamic coefficients of cryogenic annular seals [J]. ASME Journal of Tribology, 2013, 135(10): 042201.
- [本刊相关文献链接]
- 夏博阳,邵卫东,李军.三维间断伽辽金玻尔兹曼方法的完全匹配层吸收边界条件研究. 2020, 54(7): 113-120. [doi:10.7652/xjtuxb202007014]
- 薛文松,李军,陈阳,等.横向间距和截面形状对汽轮机切向进气蜗壳气动性能的影响. 2020, 54(7): 94-103. [doi:10.7652/xjtuxb202007012]
- 白波,李志刚,李军.上游台阶结构对跨声速透平叶栅端壁气膜冷却性能的影响. 2020, 54(5): 1-8. [doi:10.7652/xjtuxb202005001]
- 曹润,李志刚,邓清华,等.超临界二氧化碳离心压气机设计和气动性能研究. 2020, 54(4): 44-52. [doi:10.7652/xjtuxb202004006]
- 李健武,符阳春,张志伟,等.进口雷诺数和湿空气含湿量对冲击冷却流动和传热特性的影响. 2020, 54(5): 170-178. [doi:10.7652/xjtuxb202005022]
- 董雨轩,李志刚,李军.预旋对燃气涡轮排气蜗壳气动性能影响的数值研究. 2020, 54(1): 116-124. [doi:10.7652/xjtuxb202001015]
- 薛文松,陈阳,李军,等.汽轮机切向进气蜗壳气动性能研究. 2020, 54(1): 125-134. [doi:10.7652/xjtuxb202001016]
- 方志,李志刚,李军.异形孔腔结构对液体孔型密封泄漏特性及转子耗功的影响. 2020, 54(1): 143-149. [doi:10.7652/xjtuxb202001018]
- 姜世杰,李志刚,李军.凹槽状小翼对涡轮动叶叶顶气动和传热性能的影响. 2019, 53(9): 7-14. [doi:10.7652/xjtuxb201909002]
- 马登骞,张元桥,李军,等.动叶叶顶迷宫刷式密封的透平级气动性能研究. 2019, 53(11): 10-19. [doi:10.7652/xjtuxb201911002]
- 方志,李志刚,李军.孔型几何参数对孔型密封泄漏和鼓风加热特性影响研究. 2019, 53(1): 135-141. [doi:10.7652/xjtuxb201901018]

(编辑 荆树蓉)