

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2021.03.009

压力扰动下气膜浮环密封的瞬态稳定性研究^{*}

施任杰, 郑 娆^{*}, 李双喜, 陈潇竹, 马钰虎, 程天馥

(北京化工大学 机电工程学院, 北京 100029)

摘要:针对浮环密封容易因密封气压力的扰动导致性能不稳定,从而发生故障以致设备停产的问题,对受压力扰动下的浮环瞬态密封稳定性和上浮稳定性进行了研究。采用 UDF 编程以及 Fluent 软件,建立了浮环密封气膜瞬态研究模型;通过提取稳态运行时的结果,设定受扰瞬态模拟的初始值,采取调整时间步长的方法使迭代计算结果收敛,同时对比和分析了不同精度网格模拟结果验证其无关性;并进一步地研究了正弦压力扰动下浮环瞬态密封性能及瞬态上浮性能的变化规律,通过分析不同结构参数大小的浮环受扰结果,探究了浮环间隙及节流长度与瞬态稳定性的内在联系。研究表明:在正弦压力扰动下,浮环间隙越大瞬态密封稳定性越差,间隙为 0.013 mm 时,密封受扰瞬态稳定性最好;浮环节流长度增加,压力扰动下的瞬态泄漏量波动会减小,而瞬态上浮力波动会增大,但当节流长度超过 5 mm 后,稳定性基本不再劣化。设计时可尽量减小间隙并适当增加节流长度以增强浮环瞬态稳定性。

关键词:压力扰动;UDF 编程;瞬态研究;密封性能稳定性

中图分类号:TH133.3;TB42

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2021)03-0325-06

Transient stability of air film floating ring seal under pressure disturbance

SHI Ren-jie, ZHEN Rao, LI Shuang-xi, CHEN Xiao-zhu, MA Yu-hu, CHENG Tian-fu

(School of Mechanical and Electrical Engineering, Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029, China)

Abstract: Aiming at the problem that the performance of floating ring seal was unstable due to the disturbance of seal gas pressure, the transient sealing stability and floating stability of floating ring under pressure disturbance were studied. The transient research model of floating ring seal gas film was established by UDF programming and Fluent software. The initial value of the disturbed transient simulation was set by the results of steady-state operation, the method of adjusting the time step was adopted to make the iterative results converge, and the grid simulation results with different accuracy were compared and analyzed to verify its independence. The variation law of transient sealing performance and transient floating performance of floating ring under sinusoidal pressure disturbance was researched, and the internal relationships of the floating ring clearance, throttle length and transient stability were explored. The results indicate that under the sinusoidal pressure disturbance, the larger the gap of the floating ring is, the worse the stability of the transient seal of the floating ring is. When the clearance is 0.013 mm, the sealing transient stability under disturbance is the best. When the flow length of the floating link increases, the fluctuation of transient leakage under pressure disturbance can decrease, while the fluctuation of transient upper buoyancy can increase. However, when the throttling length exceeds 5 mm, the stability can not basically deteriorate. Therefore, the gap can be reduced and the throttling length can be increased to enhance the transient stability of the floating ring.

Key words: pressure disturbance; UDF programming; transient studies; sealing performance stability

收稿日期:2020-07-14

基金项目:国家重点研发计划重点专项基金资助项目(2018YFB2000800);中央高校基本科研业务费专项基金资助项目(BHYC1703A)

作者简介:施任杰(1997-),男,安徽合肥人,硕士研究生,主要从事流体密封技术方面的研究。E-mail:shirenjie0630@163.com

通信联系人:郑娆,女,博士,副教授,硕士生导师。E-mail:zhengrao@mail.buct.edu.cn

0 引 言

在现代化工业高速发展的时代,密封产品已作为稳定生产、提高效率、减少污染不可或缺的使用件。常见的密封有:(1)非接触型—浮环密封、干气密封等;(2)接触型—刷式密封、填料密封等^[1-4]。其中,浮环密封具有制造成本低、占用空间小、性能优良等特性,适用于许多工况复杂的场合,例如高、中压的离心压缩机、离心机、汽轮机及航空发动机的涡轮泵^[5,6]。

随着生产环境要求的提高,浮环密封在高转速、高压差等极端工况下的密封性能及稳定性面临极大挑战。浮环密封能否稳定运行取决于浮环与轴之间能否形成稳定流体膜,来获得缓冲、抗扰和持续运转的状态^[7]。浮环密封间隙受操作参数、结构参数及密封组件材料等多种因素的影响,而高速密封气压力扰动对小间隙浮环密封的稳定性会造成很大的破坏,进而会降低密封性能,甚至导致密封故障或失效^[8,9]。

国内外对于浮环密封扰动状况下的转子动力特性的研究较多。杨宝峰^[10]通过修正的 Bulk-Flow 模型和 CFD 准稳态法,得出大偏心下密封各动力学特性系数明显增大,而大扰动下,各系数与扰动量之间呈现出复杂的非线性关系;NGUYEN 和 NELSON 团队^[11]采用快速傅里叶变换法,获取了浮环密封动力学特性系数;ANDRES^[12]和 ARGHIR^[13]通过简化理论等数学优化的观念,计算得到了浮环动力学稳定性及泄漏量大小。

这些研究仅是集中于数学分析或动力特性层面,并未涉及扰动对密封性能及密封稳定性的影响^[14]。另外,目前关于机械密封的瞬态模拟分析主要集中于结构复杂的密封,例如阻尼密封^[15-18],而少见针对浮环密封扰动性能的研究。

鉴于浮环密封的抗扰稳定性是提高其综合性能的关键,本文建立气膜浮环密封瞬态分析模型,分析正弦压力扰动下的浮环的瞬态泄漏量和瞬态上浮力,并探讨浮环间隙及节流长度对浮环稳定性的影响,以期对浮环密封的稳定性研究与分析提供新的思路。

1 浮环密封结构及密封原理

本文所研究的是应用于某主轴承腔中的浮环密封,其工作图如图 1 所示。

图 1 中,浮环由外层金属环及内层石墨环过盈装配而成,密封气在浮环内的主要泄漏途径为沿间隙方向。

在轴具有很高的转速时,由于流体动压效应,间隙处形成一层很薄的流体薄膜^[19],该膜不仅能够承载起

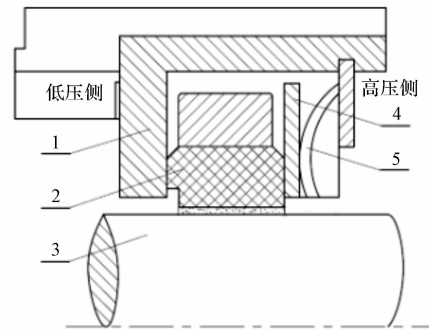


图 1 某主轴承腔中 Z 浮环密封工作图

1—浮环座;2—浮环;3—跑道;4—隔环;5—弹簧

浮环,使浮环绕轴做偏心随动运动,减少浮环与轴之间的磨损,还能提供润滑功能带走部分的热量^[20],最重要的是该流体膜还能有效地阻止密封流体进一步泄漏,实现浮环密封的效果^[21]。

密封的具体结构参数如表 1 所示。

表 1 结构参数

参数名称	数值
跑道外径 d/mm	66.118 7
浮环内径 D/mm	66.144 14, 66.198 7, 66.278 7
半径间隙 δ/mm	0.013, 0.04, 0.08
偏心距 e/mm	0.009 2, 0.035 2, 0.042, 0.038 54, 0.028
节流长度 l/mm	2, 5, 8

密封的操作参数如表 2 所示。

表 2 操作参数

操作参数	数值
入口压力(初始)/Pa	138 675
出口压力/Pa	90 000
常压/Pa	101 325
工作温度/ $^{\circ}\text{C}$	260
跑道转速/ $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	20 900

2 瞬态分析模型

2.1 扰动工况

本文采用一种典型的表征方法来设定工况变化,即假设浮环密封入口压力波动为正弦波动,即:

$$P = 138\ 675 + 100\ 000 \sin(6.28 t) \quad (1)$$

式中: P —浮环密封入口压力,Pa; t —从稳定态开始加载扰动后的时间,s。

这里采用编译型 UDF 函数,利用边界条件的自定义功能,采用 DEFINE_PROFILE 宏设计程序来给定随时间扰动的压力,即入口压力边界条件;

编写调试完程序后,在 Fluent 界面进行编译加载,继而进行后续的瞬态过程模拟。

2.2 瞬态模型建立

首先利用 Fluent 软件建立浮环与跑道之间的全气

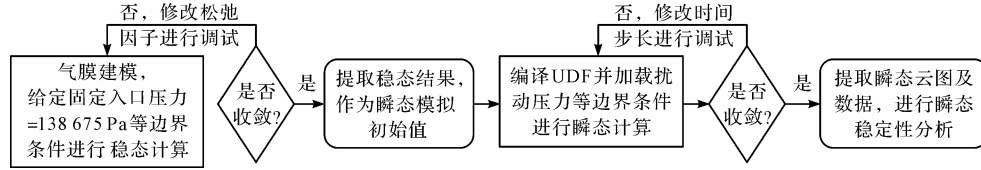


图2 浮环密封瞬态稳定性研究流程

扰动未开始加载时,浮环应该处于稳定状态,上浮力与上浮阻力相等,泄漏量和受力关系趋于稳定,形成稳定的气膜,取迭代残差结果各方程项小于 10^{-6} 时的稳态偏心率结果,作为瞬态计算的初始偏心率;

然后在气膜模型对应入口面施予压力扰动,如式(1)。则浮环与轴间的整个气膜内部流场均会发生变化,包括压力场及速度场,对浮环流场进行瞬态模拟,并进一步分析瞬态稳定性;设置当气膜受力满足周期性波动且进出口流量相差不超过 0.1% 时,瞬态计算结果收敛。

模型网格划分厚度方向取 5 等份,径向取 3 000 份。模型及网格划分状况如图 3 所示。

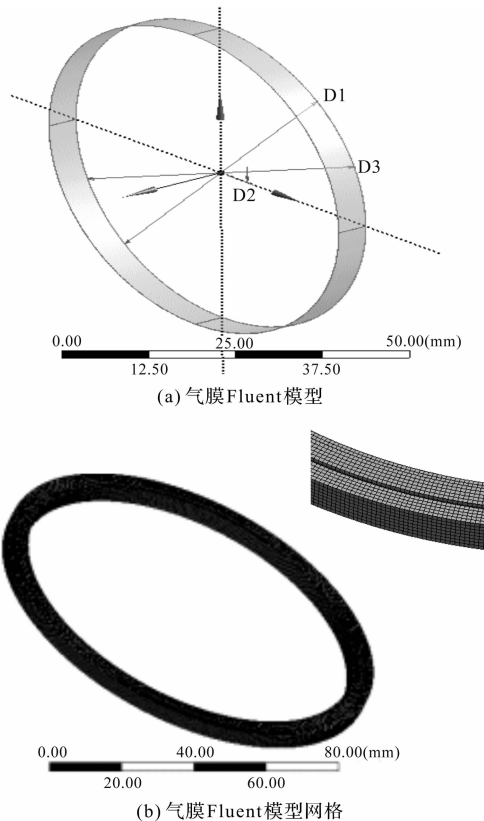


图3 气膜模型及网格划分

2.3 模型准确性验证

瞬态模拟分析时间步长取为 0.05 s,所算时间步为 200 步,即模拟压力扰动函数一个完整周期 1 s 的

膜流体膜模型,流体介质取理想空气。边界条件设置见如图 2 所示。

全过程,每步迭代次数为 100 次。模型建完后进行网格无关性验证。

统计网格边长分别 0.03 mm、0.05 mm、0.08 mm、0.1 mm 时的计算结果,如表 3 所示。

表3 模型网格无关性验证

网格平均边长/mm	网格节点数	网格单元数	泄漏量/ $g \cdot s^{-1}$	上浮力/N
0.1	141 013	114 784	1.961	5.759
0.08	159 512	132 478	1.957	5.762
0.05	189 240	165 324	1.955	5.765
0.03	305 641	298 675	1.955	5.765

综合考虑,既要节省计算时间,又要保证结果准确性,此处网格尺寸最终取 0.05 mm。为进一步验证模拟结果的准确性,笔者采用相同的方法对文献[22]中的浮环进行模拟。

对比两者泄漏量 Q 模拟结果^[23],如图 4 所示。

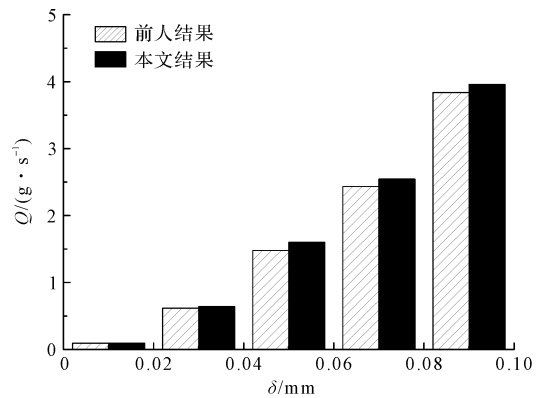


图4 模拟准确性验证

由图 4 可以看出:在间隙较小时二者基本一样,间隙变大时本文结果稍大于文献所得结果,偏差最大值为 4.62%。由此可以证明,本文采取的模拟方法的准确性。

3 瞬态稳定性分析

本文选取压力扰动为随时间做正弦变化的典型扰动,模拟所得不同时刻的瞬态压力与瞬态速度云图,如图 5 所示。

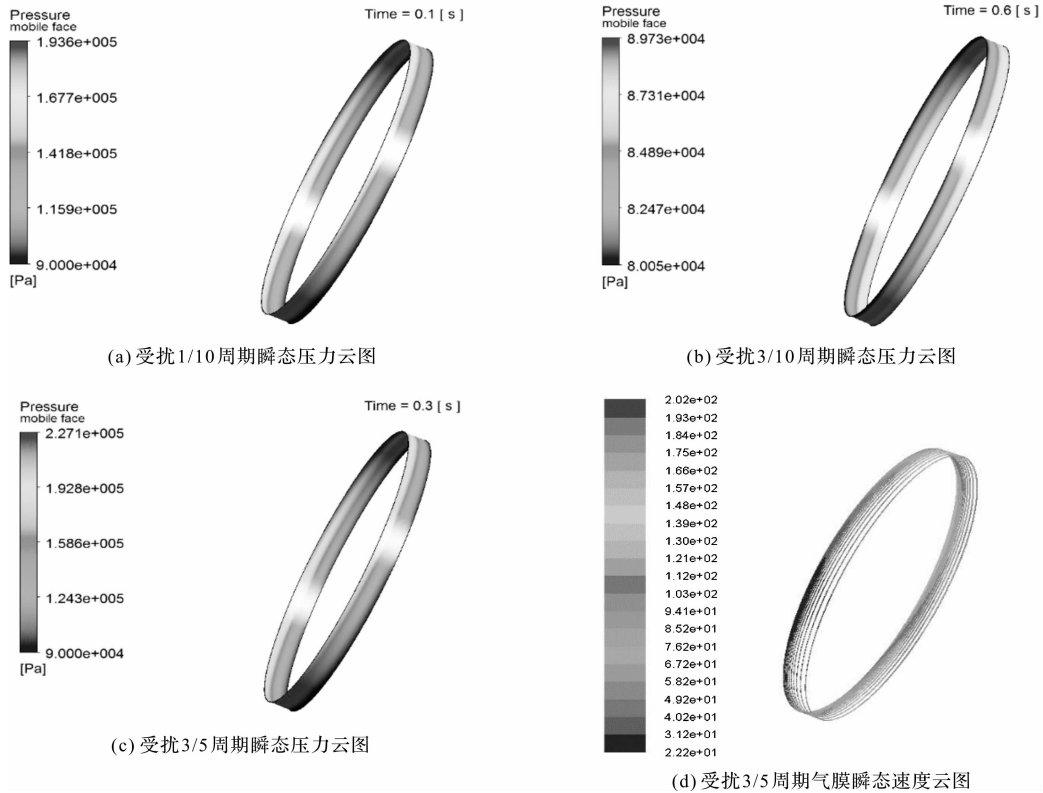


图 5 气膜瞬态云图(按扰动周期)

由图 5 可以看出:进口压力扰动导致整个气膜内压力也随时间波动;扰动使进出口压差相差较大时,浮环内部升压波动速度较慢,瞬态高压范围面积较小;扰动使进出口压差不明显时,浮环内部流场压力传递速度较快,变化较明显,低压力影响范围较大。

根据图 5(d)图瞬态速度云图,可以推断下一时刻的气膜变化状况及内部流场流动趋势。

下面分别从泄流量与上浮力两个角度,分析压力扰动下,浮环间隙与节流长度两个重要的浮环结构参数对浮环瞬态稳定性的影响。

其中,浮环间隙 δ 为工作状态下浮环与轴的半径间隙,与形成气膜厚度有着密切的关系;节流长度 l 为石墨环轴向长度大小,也是形成气膜的轴向长度。

3.1 不同间隙浮环密封受扰瞬态稳定性

其他条件相同的情况下,笔者分别针对浮环间隙 δ 为 0.013 mm,0.04 mm,0.08 mm 的模型,施加压力扰动并进行瞬态模拟。

设浮环密封入口压力 P (下同)在初始时刻为稳定状态,得到不同间隙下瞬态泄流量 Q 随时间 t 的变化曲线,如图 6 所示(图中无分散取值点光滑曲线代表入口压力的波动曲线,下同)。

图 6 中,小图代表间隙 δ 取 0.013 mm 时的泄流量放大图,可以看出:当压力做正弦扰动时,浮环密封的瞬态泄流量也呈现正弦形式的波动;前 0.6 s,即入口

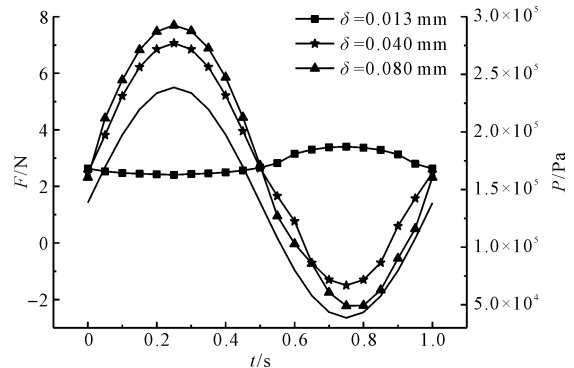


图 6 不同间隙瞬态泄流量波动

压力大于出口压力时,入口与出口压力值相隔越大,瞬态泄流量随入口压力的增加也越大;当入口压力值小于出口时,调换泄漏方向,此时泄流量为负值。由于各间隙稳定态的泄流量不同,其波动区间也不同,0.013 mm、0.04 mm、0.08 mm 间隙分别对应的泄流量为 0.03 g/s、0.78 g/s、2.6 g/s。

观察 3 条曲线可知:泄流量随压力扰动的波动频率基本相同,随着浮环间隙的增大,泄流量波动幅值也显著增大,浮环瞬态密封稳定性越来越差;在间隙为 0.08 mm 时,泄流量波动率相比于初始稳态达到了 192%,幅值达到 3.918 g/s,在工程实际中不可忽视;间隙为 0.013 mm 时,泄流量波动幅值只有 0.079 g/s,密封受扰瞬态稳定性最好。

仍采取间隙 δ 为 0.013 mm,0.04 mm,0.08 mm 施

加压力扰动并模拟,得到上浮力 F 随时间 t 的变化曲线,如图7所示。

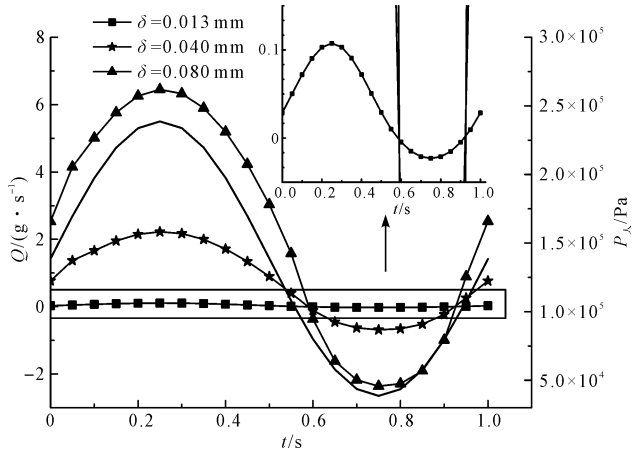


图7 不同瞬态间隙上浮力波动

图7中,在正弦压力扰动下,浮环密封所受的瞬态上浮力也呈现正弦形式的波动。上浮力主要是受外界压力、弹簧力及摩擦力的影响,与间隙值无关,故0 s稳定时三者的上浮力近似相等。0 s之后,间隙为0.013 mm的浮环瞬态上浮力随进口压力变大而变小,其余间隙浮环瞬态上浮力随进口压力变大而变大。考虑是因为间隙太小时流体进入环内的部分太少,压差过大导致对壁面摩擦力的增益比流体动压更甚,故瞬态上浮力减少。

从图7中还可以看出:间隙越大,瞬态上浮力随压力扰动的振幅越大,波动越剧烈,瞬态上浮稳定性越差;在间隙取0.08 mm时,上浮力波动率达到了255%,幅值为5.377 N;间隙为0.013 mm时,上浮力波动幅值只有0.221 N,密封受扰瞬态稳定性最好。

综合分析可知:浮环间隙对浮环密封受扰瞬态稳定性具有一定的影响,小间隙的浮环在压力波动工况下泄漏量和上浮力波动幅值小,具有显著的稳定性。

3.2 不同节流长度浮环密封受扰瞬态稳定性

在其他条件不变的条件下,笔者采用节流长度 l 为2 mm,5 mm,8 mm的模型进行扰动模拟,得到瞬态泄漏量 Q 随时间 t 的变化曲线,如图8所示。

图8中,在0 s时,三者稳定态泄漏量不同是因为其他条件一样下,节流长度与泄漏量成负相关。可以看出,不同节流长度的浮环瞬态泄漏量均随压力扰动而波动,波动频率基本相同;瞬态泄漏量出现负值是因为进口压力降到出口压力以下,泄漏方向调换。

从图8还可看出:节流长度小的浮环对入口压力扰动更为敏感,泄漏量波动幅值更大。在节流长度为2 mm时,压力扰动下泄漏量波动幅值为4.357 g/s,波动

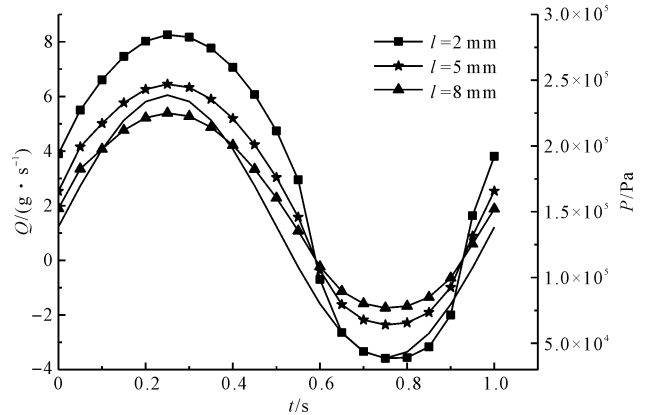


图8 不同节流长度泄漏量波动

率为95%;而取8 mm时,其波动幅值只有3.491 g/s,波动率为90%。

由此可知,不管泄漏方向如何改变,浮环节流长度越大,受密封气压力扰动的瞬态密封稳定性越好。

在其他条件相同时,笔者采用节流长度 l 为2 mm,5 mm,8 mm的浮环密封,得到受正弦形式压力扰动时的瞬态上浮力 F 随时间 t 变化曲线,如图9所示。

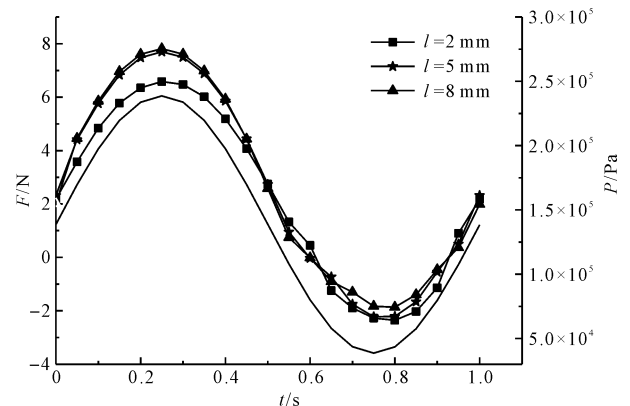


图9 不同节流长度上浮力波动

图9中,由于三者初始稳态平衡时进出口压力相同,弹簧力也一样,0 s时浮环浮起的阻力近似相等。又由平衡态上浮阻力 = 上浮力可知,0 s时上浮力近似相等。

由此可以看出,在压力扰动下,节流长度数值越大,上浮力波动幅值也越大,考虑这是由于轴向长度越长,流体动压效应的扰动影响更加显著,故波动加剧;节流长度为2 mm时,上浮力波动幅值为4.399 N,在超过5 mm后,波动增幅减小,瞬态上浮稳定性基本不再变化。

综上所述,在压力波动工况下,较大节流长度浮环的瞬态泄漏量小,且波动幅值也小,而其上浮力稳定性偏差;但当节流长度超过5 mm后,上浮力波动增幅明显减小,稳定性基本不再劣化。

故综合考虑泄漏量和上浮力,设计时可适当增加节流长度,以使浮环瞬态稳定性更佳。

4 结束语

本文采用的 UDF 入口压力边界条件编程与 CFD 气膜浮环密封瞬态建模相结合的方法,模拟了压力随时间为正弦扰动的浮环密封瞬态流场特性及密封性能,得到结论如下:

(1)在正弦压力扰动下,随着浮环间隙的增大,浮环瞬态密封稳定性能变差,其瞬态泄漏量与瞬态上浮力波动均越来越剧烈。间隙为 0.013 mm 时,泄漏量波动幅值为 0.079 g/s,上浮力波动幅值为 0.221 N,密封受扰瞬态稳定性最好。设计时可尽量减小间隙以增强瞬态稳定性;

(2)随着浮环节流长度增大,受密封气正弦压力扰动的泄漏量波动减小,而瞬态上浮力波动增大;但当节流长度超过 5 mm 后,上浮力波动减小,稳定性基本不再劣化。综合考虑泄漏量和上浮力,设计时可适当增加节流长度,浮环瞬态稳定性更佳。

该研究结果可为浮环密封的稳定性分析、结构设计及优化提供一定参考。

参考文献(References):

- [1] 马亚如,霍文浩,刘 婧,等. 迷宫密封磨损失效泄漏特性和防碰磨结构设计研究[J]. 风机技术,2019,61(5):64-71.
- [2] 薛米米,程 林. 轮盖密封和轮盘密封对离心压缩机级性能影响的数值研究[J]. 风机技术,2019,61(2):61-68.
- [3] 李国勤,孙 丹,焦忠泽,等. 多级低滞后型刷式密封流动传热特性数值研究[J]. 风机技术,2019,61(5):56-63.
- [4] 姚春峰,李 萌,高立超,等. O 形密封圈有限元分析[J]. 机械制造,2019,57(5):65-68.
- [5] HA T W, LEE Y B, KIM C H. Leakage and rotor dynamic analysis of high-pressure floating ring seal in the turbo pump unit of a liquid rocket engine[J]. *Tribology International*,2002,35(3):153-161.
- [6] MNLER H K, NAN B S, 程传庆,等译. 流体密封技术:原理与应用[M]. 1 版. 北京:机械工业出版社,2002.
- [7] PINKUS, OSCAR. The Reynolds centennial: a brief history of the theory of hydrodynamic lubrication[J]. *Transactions of the ASME, Journal of Tribology*, 1987,109(2):2-15.
- [8] GUPTA M K, SOULAS T A, CHILDS D W. New steps to improve rotor dynamic stability predictions of centrifugal compressors[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*,2008,130(2):1-8.

- [9] 夏 鹏,王祥和,刘占生,等. CFD 优化火箭涡轮泵间隙密封静动态特性计算模型[J]. 推进技术,2017,38(7):1603-1609.
- [10] 杨宝锋,贾少锋,李 斌,等. 大偏心及大扰动下涡轮泵密封转子动力特性[J]. 火箭推进,2019,45(6):1-9.
- [11] NELSON C C, NGUYEN D T. Analysis of eccentric annular incompressible seals; part 2-effects of eccentricity on rotor dynamic coefficients[J]. *Journal of Tribology*,1988,110(2):361-366.
- [12] ANDRES S, LUIS A. Analysis of variable fluid properties, turbulent annular seals[J]. *Journal of Tribology*, 1991,113(4):694-702.
- [13] ARGHIR M, FRENE J. A bulk-flow analysis of static and dynamic characteristics of eccentric circumferentially-grooved liquid annular seals[J]. *Journal of Tribology*, 2004,126(2):316-325.
- [14] 马利军,李双喜,马 也,等. 气膜浮环密封特性参数的影响因素分析[J]. 流体机械,2018,46(10):6-10,34.
- [15] WU D, JIANG X, LI S, et al. A new transient CFD method for determining the dynamic coefficients of liquid annular seals[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2016,30(8):3477-3486.
- [16] YAN X, HE K, LI J. Rotor dynamic performance prediction for surface rough end seal using transient computational fluid dynamics and elliptical orbit model[J]. *Journal of Power and Energy*,2012,226(2):975-988.
- [17] YAN X, LI J. Investigation on the rotor dynamic characteristics of a hole-pattern seal using transient CFD and periodic circular orbit model[J]. *Journal of Vibration and Acoustics*,2011,133(4):041007.
- [18] YAN X, HE K, LI J. A generalized prediction method for rotor dynamic coefficients of annular gas seals[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2015,137(9):092506.
- [19] 王 强,王 月. 国内、外浮环密封应用效果的比较[J]. 石油化工设备技术,2002,17(6):47-49.
- [20] DUAN W, CHU F, KIM C H, et al. A bulk-flow analysis of static and dynamic characteristics of floating ring seals[J]. *Tribology International*, 2007,40(3):470-478.
- [21] BAHETI S K, KIRK R G. Finite element thermo-hydrodynamic analysis of a circumferentially grooved floating oil ring seal[J]. *Tribology Transactions*, 1995,38(1):86-96.
- [22] 马利军. 高温整体式气膜浮环密封性能研究[D]. 北京:北京化工大学机电工程学院,2018.
- [23] 郑国运,刘 杰,姚黎明. 过盈配合公差对镶嵌式机械密封性能的影响研究[J]. 液气气动与密封,2019(3):57-61.

[编辑:雷 敏]

本文引用格式:

施任杰,郑 娆,李双喜,等. 压力扰动下气膜浮环密封的瞬态稳定性研究[J]. 机电工程,2021,38(3):325-330.

SHI Ren-jie, ZHEN Rao, LI Shuang-xi, et al. Transient stability of air film floating ring seal under pressure disturbance[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2021,38(3):325-330.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>