

考虑密封耦合效应的涡轮泵转子动力学特性

杨宝锋¹, 金 路¹, 许开富¹, 陈 晖^{1,2}, 黄金平^{1,2}

(1. 西安航天动力研究所, 陕西 西安 710100;

2. 液体火箭发动机技术重点实验室, 陕西 西安 710100)

摘 要:液体火箭发动机涡轮泵中, 环形小间隙密封引入的刚度、阻尼系数会随转子运行转速发生变化, 体现为弱耦合效应, 进而对转子系统的动力学特性产生影响。为获得密封耦合效应对涡轮泵转子系统动力学特性的影响, 基于有限单元法及矩阵运算方法推导了转子-密封耦合系统动力学方程, 提出了考虑密封动力学系数随涡轮泵运行工况变化的耦合计算方法, 获得了密封耦合效应对转子系统临界转速以及不平衡响应的影响。结果表明: 考虑密封后, 转子系统前两阶临界转速显著增大, 其中二阶转速增大幅度更为显著; 随着涡轮端支承刚度的增加, 密封对一阶转速的影响增强, 一阶转速增大幅度由 8.13% 增加到 37.42%; 密封阻尼的引入使得转子系统各关键部件不平衡响应显著降低, 降低幅度达到 50% 以上。

关键词: 涡轮泵; 转子动力学; 密封; 耦合; 临界转速; 不平衡响应

中图分类号: V434.21 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374(2022)03-0016-09

Analysis on rotor dynamic of a turbopump considering seal coupling effect

YANG Baofeng¹, JIN Lu¹, XU Kaifu¹, CHEN Hui^{1,2}, HUANG Jinping^{1,2}

(1. Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xi'an 710100, China;

2. Science and Technology on Liquid Rocket Engine Laboratory, Xi'an 710100, China)

Abstract: In the turbopump of a liquid rocket engine, the stiffness coefficient and the damping coefficient introduced by the annular seal with small gap vary with the rotating speed of the rotor, showing as the weak coupling effect, and then it has further impacts on dynamic characteristics of the rotor system. To obtain the influence of the seal coupling effects on the rotordynamic characteristics of turbopump, the dynamic equations of the rotor-seal system were derived based on the finite element method and the matrix operation method. A coupling solving method considering the variation of seal dynamic coefficient with the operating conditions of turbopump was proposed, and the influence of the seal coupling effect on the critical speed and unbalance response of the rotor system was achieved. The results show that the first-order and the second-order critical speeds of the rotor system increase obviously when considering the seal effects, and the second-order critical speed increases more significantly. With the increase of the support

收稿日期: 2021-09-03; 修回日期: 2021-10-24

基金项目: 国家重点基础研究发展计划(613321)

作者简介: 杨宝锋(1989—), 男, 博士, 工程师, 研究领域为液体火箭发动机涡轮泵技术。

stiffness of the turbine end, the effect of seal on the first-order critical speed is enhanced, and the variation amplitude increases from 8.13% to 37.42%. The unbalanced response of the key components in turbopump rotor system dramatically reduces due to the introduction of seal damping, and the reduction can be more than 50%.

Keywords: turbopump; rotor dynamics; seal; coupling; critical speed; unbalanced response

0 引言

涡轮泵是液体火箭发动机推进剂供应系统的核心关键组件,素有发动机“心脏”之称,其运行稳定性直接关系到发动机乃至整个火箭飞行过程的安全可靠性。非接触式环形密封通常被用于涡轮泵中来控制转子与静子之间的泄漏,以提高涡轮泵效率。然而密封在减小泄漏量的同时,还会与转子发生耦合,引入相应的刚度阻尼,该刚度阻尼大小会随转子运行工况发生变化,同时又对转子的动力学行为产生影响。随着我国新一代大推力补燃循环火箭发动机的研制成功,高压差、高转速等特点使得涡轮泵内密封引入的刚度、阻尼效应非常显著^[1],其对转子系统动力学特性的影响不应被忽略。

转子动力学学科的诞生至今已有一个世纪之久,其中在以燃气轮机以及航空发动机等为代表的领域取得了丰硕的研究成果^[2-7]。然而在火箭发动机涡轮泵转子动力学方面的研究相对较少。20 世纪 70 年代末期, NASA 在研制航天飞机主发动机(SSME)高压氢燃料涡轮泵时,就遇到严重的转子失稳问题,造成涡轮泵破坏甚至爆炸等事故^[8]。此后,以 Childs 等为代表的学者对涡轮泵转子动力学问题进行了大量的理论及试验研究,取得了一系列研究成果。Childs 等指出小间隙密封结构引入的交叉刚度是引起转子系统失稳的主要原因,并且通过增加预旋装置以及引入阻尼密封等方式成功解决了氢燃料泵转子失稳问题^[9-11]。韩国学者对 30 t 煤油燃料涡轮泵壳体柔性以及密封效应对转子系统临界转速、稳定性进行了研究,结果表明壳体柔性能够降低转子系统临界转速,且密封的存在能够提高转子系统的临界转速以及失稳转速^[12-13]。此外,国内学者也在涡轮泵转子动力学方面开展了一定的工作。窦唯等针对低温火箭发动机涡轮泵转子非线性系统,研究了轴承支承总刚度对动力稳定性的影响,其中将间隙密封当做滑动轴承处理;之后

其又针对某型发动机氢涡轮泵转子系统,考虑结构过盈配合与压紧力矩对轴系刚度的影响,给出轴系弹性模量的等效方法,获得转子系统临界转速^[14-15]。夏德新对某型高压多级氢涡轮泵转子动力学特性进行了仿真与试验研究,给出了转子系统临界转速以及动态稳定性分析^[16]。郑继坤等针对氢氧发动机氧涡轮泵转子结构设计、临界转速计算以及转子动态特性试验进行了研究^[17]。但上述研究均未考虑密封耦合作用对转子动力学特性的影响。实际上,在民用多级离心泵领域,虽然密封进出口压差较小,但由于密封数量多,其对转子动力学特性的影响也受到了关注。文献[18-21]针对多级离心泵转子系统,建立了考虑密封耦合效应的计算方法,获得了转子系统的临界转速等,并与试验结果进行了对比,结果表明考虑密封耦合效应能够显著提升临界转速的计算精度。

目前,针对我国大推力高压补燃循环发动机性能提升的需求,涡轮泵转子提速势在必行,为获得更为精确的转子系统临界转速,必须考虑泵端环形密封的耦合效应。针对此,本文建立了考虑密封耦合效应的转子系统动力学模型及求解方法,并以我国某型液体火箭发动机氧涡轮泵转子系统为研究对象,研究了密封耦合效应对转子临界转速及不平衡响应的影响作用。

1 模型与方法

1.1 密封流体力模型

转子偏心小扰动时,同心环形密封内产生的流体激励力可用如下密封力模型表示。

$$-\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K & k \\ -k & K \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C & c \\ -c & C \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} M & \\ & M \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中: F_x 和 F_y 分别为密封在笛卡尔坐标系 x 、 y 方向所受的径向流体力; K 为密封直接刚度系数; k 为交

叉刚度系数; C 为直接阻尼系数; c 为交叉阻尼系数; M 为主惯性系数。

目前,针对上述密封动力特性系数的求解方法主要有 3 种:基于二维整体流动理论(bulk-flow theory)的求解方法、三维 CFD 准稳态法以及三维 CFD 瞬态法^[22]。其中整体流动理论基于薄膜假设,其忽略了密封径向速度的变化情况,通过试验结果建立了壁面剪切力与平均流速之间的关系,极大地简化了求解过程。该方法因求解速度快,在一定条件下可获得较为可靠的结果,因此在工程上得到了广泛的应用。三维 CFD 准稳态法以及瞬态法能够有效模拟真实密封结构,求解精度更高,但其求解时间较长,不便进行转子动力学耦合计算。因此,本文采用修正的二维整体流动理论的求解方法对密封动特性系数进行求解,具体求解方法及求解精度见文献[1]。

1.2 转子-密封耦合系统动力学模型

为考虑密封耦合效应,基于有限元方法,利用矩阵运算将密封动特性系数整合进转子运动方程中,建立转子-密封耦合系统动力学模型。

经典的转子运动方程为

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku = Q \quad (2)$$

式中: M 、 C 、 K 分别为转子的质量矩阵、阻尼矩阵、刚度矩阵; Q 为转子所受的外载荷向量; $u = [x_1, y_1, \theta_{x1}, \theta_{y1}, x_2, y_2, \theta_{x2}, \theta_{y2}, \dots, x_n, y_n, \theta_{xn}, \theta_{yn}]^T$ 为广义坐标,对于 n 个节点的转子,具有 $4n$ 个自由度。

可以看出,式(1)所示的密封流体力模型与转子运动方程具有相似的结构。对此,可引入 $2 \times 4n$ 阶转换矩阵 T_j ,使该转换矩阵第 1 行第 $4j+1$ 列及第 2 行第 $4j+2$ 列元素为 1,其余元素为 0。现以 3 节点转子系统为例,当密封位于节点 2 处时,转换矩阵 T_2 为

$$T_2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3)$$

则有

$$T_2 u = \begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \end{bmatrix} \quad (4)$$

将式(4)代入式(1),则密封流体力可表达为

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = -\tilde{K} T_2 u - \tilde{C} T_2 \dot{u} - \tilde{M} T_2 \ddot{u} \quad (5)$$

式中 \tilde{K} 、 \tilde{C} 、 \tilde{M} 分别为密封刚度系数矩阵、阻尼系数矩阵、惯性系数矩阵。

考虑到密封流体力矩阵与转子系统矩阵存在维度差异,利用转换矩阵对其进行扩维处理,获得扩维后的密封流体力 Q^s ,即

$$Q^s = T_2^T \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} \quad (6)$$

由式(5)、式(6)可得

$$Q^s = -T_2^T \tilde{K} T_2 u - T_2^T \tilde{C} T_2 \dot{u} - T_2^T \tilde{M} T_2 \ddot{u} \quad (7)$$

考虑密封力时,转子系统运动方程为

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku = Q + Q^s \quad (8)$$

利用式(7)、式(8)将密封力直接耦合进转子系统刚度、阻尼以及惯性矩阵中,获得转子-密封耦合系统动力学模型为

$$(M + T_2^T \tilde{M} T_2) \ddot{u} + (C + T_2^T \tilde{C} T_2) \dot{u} + (K + T_2^T \tilde{K} T_2) u = Q \quad (9)$$

将此推导扩展到一般情况,即当节点 j 处存在密封时,转子-密封耦合系统动力学模型为

$$(M + T_j^T \tilde{M} T_j) \ddot{u} + (C + T_j^T \tilde{C} T_j) \dot{u} + (K + T_j^T \tilde{K} T_j) u = Q \quad (10)$$

1.3 耦合求解方法

为完成转子-密封系统的耦合求解,密封动力特性系数和转子耦合系统运动方程应分别进行求解,在求解运动方程的每一时间步内将所求解的密封动力特性系数引入转子运动方程中。图 1 给出了相应的求解流程,具体步骤如下:

- 1) 确定初始参数,如转速、密封压力等;
- 2) 基于有限单元法建立转子系统运动方程,即式(2);
- 3) 计算当前转速及压差下的密封动力特性系数;
- 4) 将计算获得的动特性系数引入式(2)形成转子耦合系统运动方程,即式(10);
- 5) 求解式(10)获得当前工况下转子的响应及固有频率,并保存数据;
- 6) 增加转子转速,重复前述步骤 3) ~ 步骤 5),直至转速达到最大给定值,结束。

当完成所有时间步的求解之后,即可获得转子系统的坎贝尔图及相应的响应曲线。

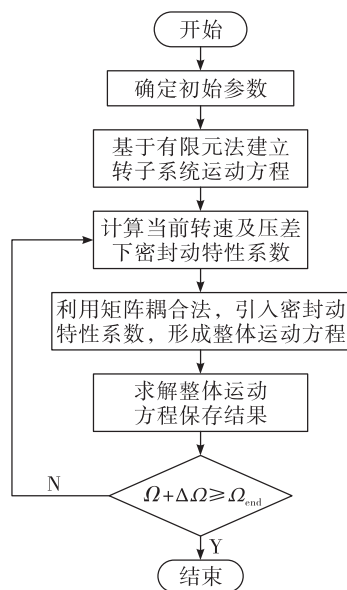


图1 耦合求解流程图

Fig.1 Flow chart of the coupled solving method

2 转子有限元模型及验证

本文所研究的涡轮泵转子系统主要由诱导轮、离心轮、环形密封、轴承、涡轮以及其他转动附件组成。基于 Timoshenko 梁单元对转子结构进行离散,诱导轮、离心轮以及涡轮简化为集中质量单元,将其附加质量及附加转动惯量施加在相应节点处,轴承简化为弹簧单元。建模过程中考虑压紧螺母预紧力的影响,对模型进行修正,以提高模型预测精度。图2给出了所建立涡轮泵转子系统有限元模型。

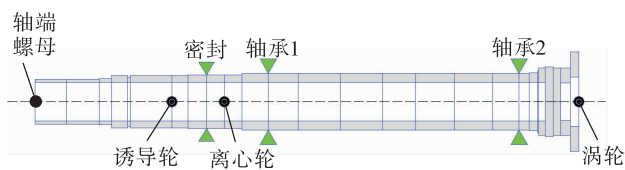


图2 涡轮泵转子系统有限元模型

Fig.2 Finite element model of turbopump rotor system

为对所建立的涡轮泵转子系统有限元模型进行验证,在西安航天动力研究所力学与环境研究中心开展了涡轮泵真实转子的自由模态试验以及转子运转试验。图3给出了涡轮泵转子运转试验系统图。

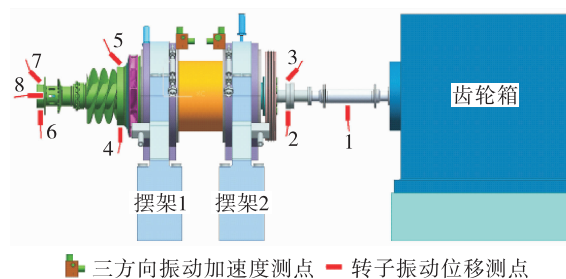


图3 转子动力学试验系统

Fig.3 Dynamic test system of the rotor

表1给出了仿真获得的转子一阶自由模态频率及临界转速结果对比。可以看出,仿真与试验结果吻合较好,模态试验获得的一阶固有频率与仿真结果误差为2.01%,转子运转试验获得的一阶临界转速与仿真误差为1.97%,这表明所建立的转子有限元模型以及求解程序的可靠性。

表1 仿真与试验结果对比

Tab.1 Comparison between simulation results and test results

结果	模态频率	临界转速
试验结果	561.7 Hz	21 565 r/min
仿真结果	550.4 Hz	21 140 r/min
误差/%	2.01	1.97

3 结果与讨论

3.1 密封动力学特性随泵运行工况的变化

涡轮泵实际运行过程中,密封两端压差会随转子运行转速变化而改变。因此,其引入的刚度阻尼系数也会随之发生变化,进而对转子系统动力学特性产生影响。

涡轮泵工作时,密封两端压差与离心泵扬程关系近似成正比^[23]。因此,基于离心泵相似定律,可认为不同转速下密封两端压差关系为

$$\frac{\Delta p}{\Delta p_d} = \left(\frac{n}{n_d} \right)^2 \quad (11)$$

式中: Δp 和 n 分别为任意工况下密封两端压差及转速; Δp_d 和 n_d 分别为额定工况时密封两端压差和转速。

本文研究的密封几何尺寸及运行参数如表2所示。

表 2 密封几何尺寸及运行参数

Tab. 2 Seal geometry and operating parameters

长度/ mm	半径/ mm	半径间隙/ mm	额定转速/ ($r \cdot \min^{-1}$)	额定压差/ MPa
20	48	0.15	17 300	17.25

图4、图5分别给出了涡轮泵运行时密封刚度系数以及阻尼系数随工作转速的变化关系。可以看出,涡轮泵升速过程中,由于转速以及压差的共同作用,密封主刚度以及交叉刚度系数显著增大,并且随转速增大呈现近似二次曲线增大的趋势;而主阻尼以及交叉阻尼系数随转速增大呈现线性增长的趋势。由此可知,对于高压高速涡轮泵,密封耦合效应应当受到重视。

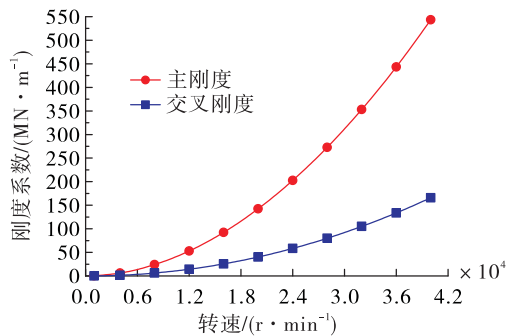


图 4 不同转速下的密封刚度系数

Fig. 4 Seal stiffness coefficient at different working speeds

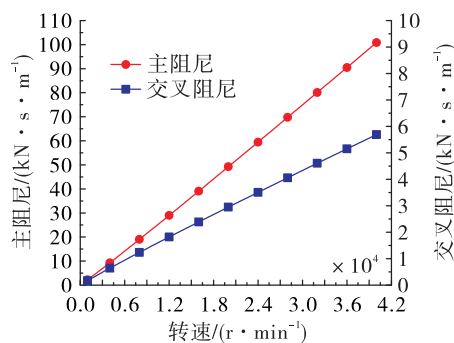


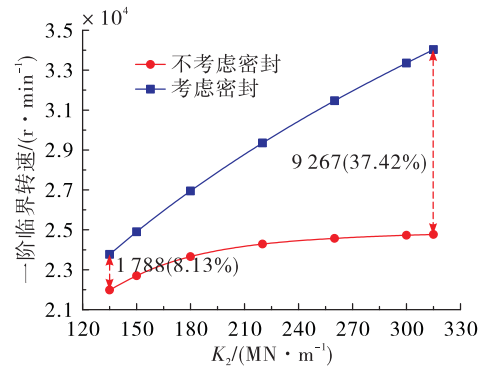
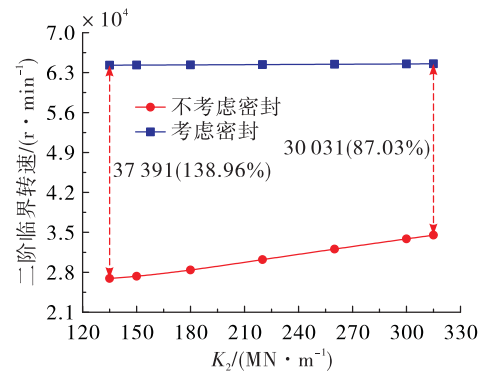
图 5 不同转速下的密封阻尼系数

Fig. 5 Seal damping coefficient at different working speeds

3.2 密封效应对临界转速的影响

在进行转子系统动力学求解时,泵端轴承支承刚度取 $K_1 = 2.84 \times 10^8$ N/m。考虑到涡轮端轴承座为柔性结构,选取涡轮端总支承刚度 K_2 范围 $1.35 \times 10^8 \sim 3.15 \times 10^8$ N/m 进行分析。

图6、图7分别给出了考虑密封耦合前后转子系统一阶、二阶临界转速随涡轮端支承刚度 K_2 的变化曲线。可以看出,密封流体作用对转子临界转速影响非常显著。未考虑密封时,一阶转速随 K_2 增加先增大后趋于稳定,二阶转速则呈现出线性增长的趋势。考虑密封后,由于密封辅助支承的影响,转子各阶临界转速均明显上升。

图 6 不同 K_2 下转子一阶临界转速Fig. 6 First-order critical speed of rotor at different K_2 values图 7 不同 K_2 下转子二阶临界转速Fig. 7 Second-order critical speed of rotor at different K_2 values

对于一阶转速,随着 K_2 增大,密封影响作用显著增强。当 $K_2 = 1.35 \times 10^8$ N/m 时,一阶转速增加 1 788 r/min (增幅 8.13%);而当 K_2 增大到 3.15×10^8 N/m 时,一阶转速上升 9 267 r/min (增幅 37.42%);对于二阶转速,考虑密封后临界转速显著上升,增加幅度近一倍之多,但随着 K_2 的增加,其值基本保持不变。

为对上述密封影响作用进行解释,选取两种刚

度方案(K_2 分别为 1.35×10^8 N/m、 3.15×10^8 N/m)进行分析。图8、图9分别为两种方案下有无密封时的转子系统坎贝尔图。可以看出,未考虑密封时,由于转子系统陀螺效应,正、反进动曲线呈现出平稳的增加、减小趋势,临界转速即为正进动曲线与1倍转频线的交点。考虑密封后,正反进动一、二阶涡动频率均发生了变化。由于零转速时,密封两端压差为0,辅助支承作用消失,此时转子涡动频率与未考虑密封时相同;随着转速的增加,密封效应逐渐增强,此时在转子陀螺效应以及密封效应的共同作用下,正、反进动曲线不再呈现出平稳的增加、减小趋势。

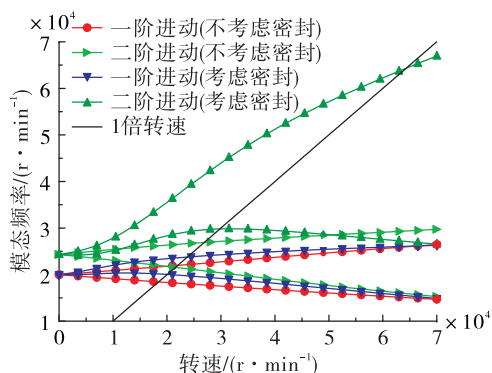


图8 $K_2 = 1.35 \times 10^8$ N/m 时坎贝尔图

Fig. 8 Campbell diagram with $K_2 = 1.35 \times 10^8$ N/m

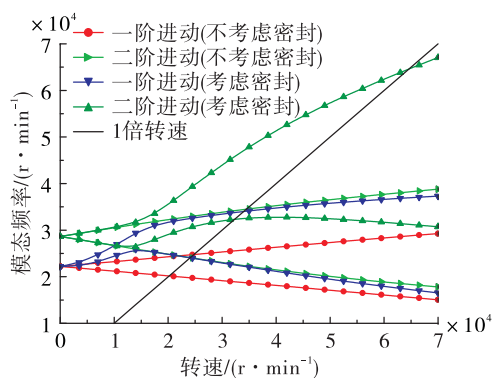


图9 $K_2 = 3.15 \times 10^8$ N/m 时坎贝尔图

Fig. 9 Campbell diagram with $K_2 = 3.15 \times 10^8$ N/m

由图8可以看出, $K_2 = 1.35 \times 10^8$ N/m 时,密封耦合作用对一阶正反进动曲线均有一定的影响。随着转速的增加,一阶正进动频率有所增加,但增加幅度不大,由此导致一阶转速上升1788 r/min,增幅约8.13%。然而,密封对二阶正反进动曲线的

影响非常显著,随着转速增加,二阶正进动频率迅速增大,从而导致二阶临界转速大幅上升,增加幅度达138.96%。

由图9可以看出, $K_2 = 3.15 \times 10^8$ N/m 时,密封耦合作用对一、二阶进动曲线均有明显的影响。与图8相比,密封对一阶涡动频率的影响显著增强。随转速增加,一阶正进动频率迅速增大,从而导致一阶转速增加9267 r/min,增幅达37.42%。由于该型涡轮泵工作转速位于一阶转速附近,这一研究结果对于后续涡轮泵提速以及发动机性能提升至关重要。此外,与图8相似,密封影响下二阶涡动频率迅速上升,且上升的趋势相当,从而导致两种刚度方案下的二阶临界转速基本一致。

图10、图11分别给出了两种刚度方案下转子系统前两阶振型。由图10可知,不考虑密封时,转子一阶振型为前后摆动,其中泵端摆幅较大,即密封处幅值较大。考虑密封后,振型发生变化,泵端摆幅减小,涡轮端摆幅增大,对应的一阶临界转速有所增加。此外可以看出二阶振型为弯曲振型,不考虑密封时,该振型的节点数目为0,而考虑密封后,节点数目变为2,对应的二阶临界转速显著增大。

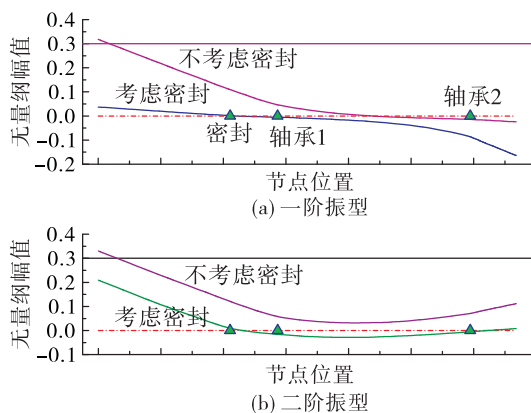


图10 $K_2 = 1.35 \times 10^8$ N/m 时的振型图

Fig. 10 Modal shape with $K_2 = 1.35 \times 10^8$ N/m

由图11可知,当涡轮端支承刚度 K_2 增大到 3.15×10^8 N/m 时,不考虑密封时,由于涡轮端刚度的增大,使得一阶振型为泵端摆动,而考虑密封后,泵端刚度的增大导致振型发生显著变化,成为涡轮端摆动,对应的一阶临界转速显著增大。而二阶振型变化情况与图10相似,且考虑密封后的二阶振型

与图 10 一致,这也解释了考虑密封后二阶转速不随 K_2 变化的原因。

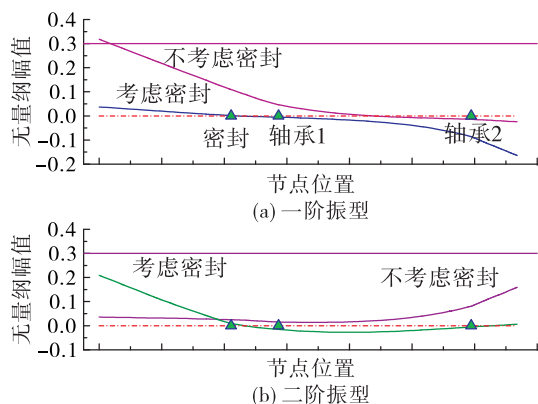


图 11 $K_2 = 3.15 \times 10^8$ N/m 时的振型图

Fig. 11 Modal shape with $K_2 = 3.15 \times 10^8$ N/m

3.3 密封效应对不平衡响应的影响

为确定密封效应对转子系统不平衡响应的影响,表 3、表 4 分别给出了两种刚度方案下涡轮增压稳定工作时轴端螺母、密封以及轴承处的不平衡响应。其中不平衡量按照 ISO1940 中 G2.5 平衡等级进行选取,并同相平均施加在诱导轮、离心轮和涡轮上。

表 3 $K_2 = 1.35 \times 10^8$ N/m 时不平衡响应

Tab. 3 Unbalanced response with $K_2 = 1.35 \times 10^8$ N/m

项目	轴端螺母	密封	轴承 1	轴承 2
不考虑密封/ μm	6.13	2.11	0.76	0.81
考虑密封后/ μm	1.65	0.48	0.22	0.34
差别/%	73.08	77.25	71.05	58.02

表 4 $K_2 = 3.15 \times 10^8$ N/m 时不平衡响应

Tab. 4 Unbalanced response with $K_2 = 3.15 \times 10^8$ N/m

项目	轴端螺母	密封	轴承 1	轴承 2
不考虑密封/ μm	6.49	2.24	0.80	0.23
考虑密封后/ μm	2.08	0.58	0.22	0.10
差别/%	67.95	74.11	72.50	56.52

可以看出,两种方案下,考虑密封后各部件的不平衡响应均大幅减小,降幅可达 50% 以上。此外,当涡轮端支承刚度增大时,轴端螺母、密封处以及轴承 1 处的响应均有所增加,这是由于涡轮端支承

刚度增大,泵端的相对刚度减小,而上述部件均位于泵端,因此不平衡响应值变大。

为了确定密封刚度以及密封阻尼对转子不平衡响应降低的贡献程度,对 $K_2 = 1.35 \times 10^8$ N/m 时不同密封刚度及不同密封阻尼下转子各关键部位不平衡响应进行了研究。

图 12 给出了不考虑密封阻尼时转子各关键部位不平衡响应随密封刚度的变化曲线。可以看出,密封刚度对不平衡响应有一定的影响,随着刚度的增大,不平衡响应值降低,并呈现线性变化趋势,但变化程度并不显著。

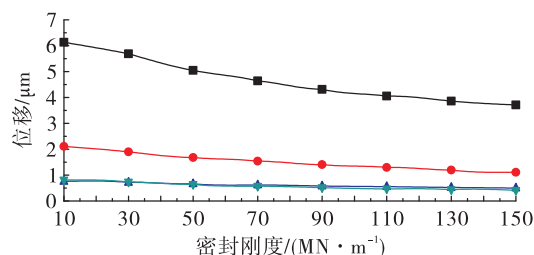


图 12 不平衡响应随密封刚度的变化

Fig. 12 Unbalanced response vs. seal stiffness

图 13 给出了不考虑密封刚度时转子各关键部位不平衡响应随密封阻尼的变化曲线。可以看出,密封阻尼对不平衡响应影响非常显著,随密封阻尼的增大,不平衡响应迅速降低,而后逐渐趋近于 0。

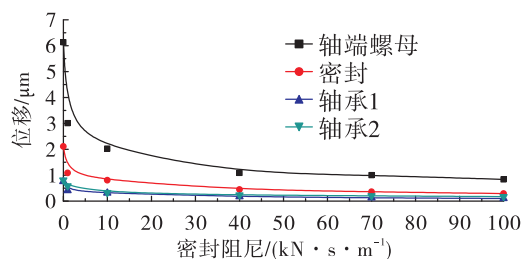


图 13 不平衡响应随密封阻尼的变化

Fig. 13 Unbalanced response vs. seal damping

综上所述,密封效应对转子不平衡响应的影响是由密封引入的刚度阻尼效应共同所致,其中密封阻尼的影响起主导作用。

此外,由前面分析可以看出,上述各关键部件中,轴端螺母处的不平衡响应幅值最大。考虑到轴端振动关系到泵内端面密封的工作环境,因此选取该处的不平衡响应进行分析。

图14、图15分别给出了两种刚度方案下轴端螺母处的不平衡响应曲线。可以看出,随着转速增加,不平衡响应分别在各阶临界转速附近达到最大值。当不考虑密封时,由于转子系统阻尼较小,理论上在临界转速处不平衡响应将达到无穷大。当考虑密封后,由于密封阻尼的引入,临界转速处不平衡响应幅值大幅降低。但由于密封刚度对临界转速的影响,不平衡响应最大值的位置也出现了明显偏移。此外,刚度方案二下一阶转速处的不平衡响应较方案一明显增大,可能的原因:一是由于方案二临界转速更高,由此引起的不平衡力更大;二是该方案下轴端螺母处等效阻尼系数较小所导致。

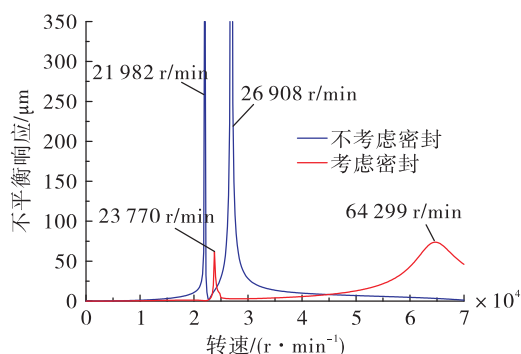


图14 $K_2 = 1.35 \times 10^8$ N/m 时轴端螺母不平衡响应

Fig. 14 Unbalanced response of the nut at shaft end with $K_2 = 1.35 \times 10^8$ N/m

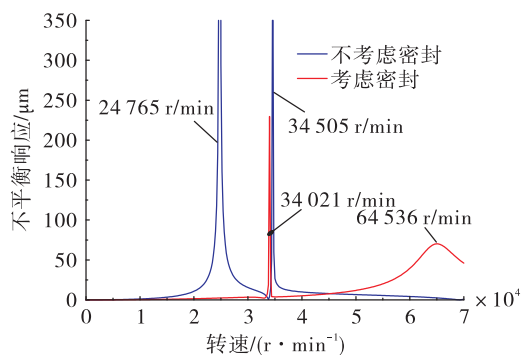


图15 $K_2 = 3.15 \times 10^8$ N/m 时轴端螺母不平衡响应

Fig. 15 Unbalanced response of the nut at shaft end with $K_2 = 3.15 \times 10^8$ N/m

4 结论

本文基于有限元法及矩阵运算法推导获得了

涡轮泵转子-密封耦合系统动力学模型,提出了考虑密封动特性系数随涡轮泵运行工况变化的耦合求解方法,利用该方法对密封耦合作用下转子系统动力学特性进行了研究,主要结论如下。

1) 涡轮泵启动过程中,随着转速压差的改变,密封动特性系数迅速增加。其中密封刚度系数随转速增加呈二次曲线增大趋势,阻尼系数随转速呈线性增大趋势。

2) 密封耦合效应对转子系统临界转速影响显著。考虑密封后,转子前两阶临界转速明显增大,其中二阶临界转速变化幅度更大。这是由于不同转速下密封刚度动态变化导致转子前两阶进动频率曲线发生改变所导致。

3) 随着涡轮端支承刚度 K_2 的增加,密封对转子一阶临界转速的影响显著增强。当 K_2 由 1.35×10^8 N/m 增大到 3.15×10^8 N/m 时,一阶转速的增加幅度由 1788 r/min (增幅 8.13%) 提升到 9267 r/min (增幅 37.42%)。但 K_2 对转子二阶临界转速的影响较小。

4) 密封耦合效应对转子系统不平衡响应影响显著。考虑密封后,转子各关键部件的不平衡响应大幅减小,降低幅度可达 50% 以上。该影响作用由密封引入的刚度、阻尼效应共同所致,其中密封阻尼的影响起主导作用。

参考文献:

- [1] 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.
YANG B F, JIA S F, LI B, et al. Investigation on rotordynamic characteristics of a turbopump seal under large eccentricities and disturbances[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2019, 45(6):1-9.
- [2] 王正. 转动机械的转子动力学设计[M]. 北京:清华大学出版社,2015.
- [3] 杨永锋,任兴民,徐斌. 国外转子动力学研究综述[J]. 机械科学与技术,2011,30(10):1775-1780.
- [4] 张大义,刘烨辉,洪杰,等. 航空发动机整机动力学模型建立与振动特性分析[J]. 推进技术,2015,36(5):768-773.
- [5] 张大义,刘烨辉,梁智超,等. 航空发动机双转子系统临

- 界转速求解方法[J]. 推进技术, 2015, 36(2): 292-298.
- [6] 金路, 朱东华, 王伟, 等. 基于转子动力学特性分析的局部共振诊断研究[J]. 火箭推进, 2017, 43(3): 6-9.
- JIN L, ZHU D H, WANG W, et al. Fault diagnosis of local resonance based on rotordynamic analysis[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2017, 43(3): 6-9.
- [7] 黄金平, 张峥岳, 黄道琼, 等. 高速永磁电机转子动力学特性研究[J]. 火箭推进, 2019, 45(3): 20-25.
- HUANG J P, ZHANG Z Y, HUANG D Q, et al. Research on rotordynamic characteristics of high speed permanent magnet motor[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2019, 45(3): 20-25.
- [8] 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.
- [9] CHILDS D W. The space shuttle main engine high-pressure fuel turbopump rotordynamic instability problem[J]. Journal of Engineering for Power, 1978, 100(1): 48-57.
- [10] CHILDS D. SSME turbopump technology improvements via transient rotordynamic analysis [EB/OL]. <https://www.semanticscholar.org/paper/SSME-turbopump-technology-improvements-via-analysis-Childs/e66c56ba9fd2b1df3f2f97b01d7943f546d9bb02>, 1975.
- [11] EK M C. Solving subsynchronous whirl in the high-pressure hydrogen turbomachinery of the SSME[J]. Journal of Spacecraft and Rockets, 1980, 17(3): 208-218.
- [12] JEON S M, KWAK H D, YOON S H, et al. Rotordynamic analysis of a turbopump with the casing structural flexibility[J]. Journal of Propulsion and Power, 2008, 24(3): 433-436.
- [13] JEON S M, KWAK H D, YOON S H, et al. Rotordynamic analysis of a high thrust liquid rocket engine fuel (Kerosene) turbopump[J]. Aerospace Science and Technology, 2013, 26(1): 169-175.
- [14] 窦唯, 褚宝鑫, 刘占生. 轴承支承总刚度对液体火箭发动机涡轮泵转子系统稳定性影响研究[J]. 推进技术, 2013, 34(2): 254-262.
- [15] 窦唯, 叶志明, 闫宇龙. 液体火箭发动机氢涡轮泵转子动力学特性研究[J]. 导弹与航天运载技术, 2016(4): 17-21.
- [16] 夏德新. 高压多级氢涡轮泵转子动力学设计与试验研究[J]. 导弹与航天运载技术, 2001(6): 21-26.
- [17] 郑继坤, 吴建军. 氢氧火箭发动机高速氧涡轮泵转子动力学特性研究[J]. 导弹与航天运载技术, 2005(5): 5-9.
- [18] 蒋庆磊. 环形密封和多级转子系统耦合动力学数值及实验研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2012.
- [19] JIANG Q L, ZHAI L L, WANG L Q, et al. Fluid-structure interaction analysis of annular seals and rotor systems in multi-stage pumps[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2013, 27(7): 1893-1902.
- [20] 周文杰. 多级离心泵转子耦合系统动力学特性研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2016.
- [21] WANG L Q, ZHOU W J, WEI X S, et al. A coupling vibration model of multi-stage pump rotor system based on FEM[J]. Mechanics, 2016, 22(1): 31-37.
- [22] 姜新阔. 环形密封瞬态流场模拟及其动力学特性研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2016.
- [23] 关醒凡. 泵的理论设计与设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1987.