

# 涡轮泵转子失稳故障分析

金路<sup>1,2</sup>, 王俨凯<sup>1</sup>, 王彤<sup>1</sup>, 廖明夫<sup>1</sup>, 黄红<sup>2</sup>

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 陕西 西安 710129;

2. 液体火箭发动机技术重点实验室, 陕西 西安 710100)

**摘要:**轴套结构作为液体火箭发动机涡轮泵中典型结构,在其高速运转的过程中,存在着振动失稳的风险,因此需要分析轴套结构失稳的原因。建立了轴套结构内摩擦的动力学模型,推导了轴套结构内摩擦力的表达式,解释了带轴套结构的转子失稳机理,仿真得到了带轴套转子发生内摩擦失稳的振动特征,探讨了各影响因素对失稳门槛转速及失稳振动特性的影响规律,开展了实验验证,并给出了带轴套结构的转子稳定性设计建议。通过上述研究,发现转轴跨距、轴套半径、转轴刚度、偏心距和轴套与轴之间的间隙等因素是引发失稳的关键参数,需在设计与装配的过程中进行稳定性校核。获得的影响因素对失稳振动的影响规律,能够为具有类似结构的转子稳定性设计提供技术支撑。

**关键词:**轴套结构;稳定性;内摩擦失稳;涡轮泵;转子

**中图分类号:**V434.21 **文献标识码:**A **文章编号:**1672-9374(2020)04-0023-08

## Analysis and diagnosis of turbine pump rotor instability

JIN Lu<sup>1,2</sup>, WANG Yankai<sup>1</sup>, WANG Tong<sup>1</sup>, LIAO Mingfu<sup>1</sup>, HUANG Hong<sup>2</sup>

(1. School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710129, China;

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

**Abstract:** As a typical structure of liquid rocket engine turbo pump, the sleeve structure has the risk of vibration instability during its high-speed operation. Therefore, it is necessary to dissect the failure mechanism of the sleeve structure and reveal the nature of instability. In this paper, the dynamic model of the inner friction of the sleeve structure was established, and the expression of the internal friction of the sleeve structure was derived. The dynamic model of the inner friction of the rotor with the sleeve was obtained, and the cause of the instability vibration was explained. The simulation was obtained. The vibration characteristics of internal friction instability of the sleeve rotor were summarized. The influences of various influencing factors on the instability threshold and the instability vibration characteristics were summarized, and the experimental verification was carried out. Through the above research, it is found that the factors such as the shaft span, the mating surface diameter, the shaft stiffness, the eccentricity and the fit clearance are the key parameters for the instability, and the stability check is required during the design and assembly process. The influence of the influencing factors on the instability vibration can pro-

收稿日期:2019-11-25;修回日期:2020-02-28

基金项目:国家自然科学基金(51775436);国防科技重点实验室基金(6142704180404)

作者简介:金路(1986—),男,博士,高级工程师,研究领域为涡轮泵转子动力学

vide technical support for rotor stability design with similar structure.

**Keywords:** sleeve structure; stability; internal friction instability; turbine pump; rotor

## 0 引言

在液体火箭发动机中,作为高压燃料输送装置,涡轮泵是其重要且复杂的部件之一<sup>[1]</sup>。目前火箭发动机涡轮泵往往在超临界转速的柔性轴状态下工作<sup>[2]</sup>,各种动力学问题尤其是次同步失稳故障时有发生。

1990 年日本 LE-7 发动机在进行地面实验过程中,发现当转速超过一阶临界转速后,出现了次同步振动,后经分析认为这次实验出现次同步振动的原因是一级叶轮、二级叶轮和转矩装置之间产生滑动,导致轴系阻尼不足。为此,采取了将装配件的轴向夹紧力由 88 kN 增大到 167 kN、增大弹性支承的刚度和阻尼、减小花键摩擦力等措施。经过修改后的轴系顺利通过了三阶临界转速,次同步振动消失<sup>[3,4]</sup>。美国的航天飞机主发动机在地面进行涡轮泵实验中,当高压液氢涡轮泵转速超过 19 000 r/min 时,由于涡轮泵轴承及支座刚度不足,对振动的抑制能力不够,再加上由于泵级间密封件承受液氢径向力和两级涡轮间发生的 Alford 效应过大,因而产生次同步进动,使振幅急剧增加甚至失稳<sup>[3,5]</sup>。

另外,针对次同步进动失稳现象,国内外相关专家对其故障机理及诱发因素也做了一些理论分析。白长青、许庆余等采用 Muszynska 密封力模型描述非线性密封流体激振力,建立实际火箭发动机液氢涡轮泵转子系统的非线性有限元模型。研究该系统在不同工况下各种对系统临界失稳角速度的影响。结果表明,密封长度对系统稳定性的影响最为显著,且在柔性支承下密封各参数的变化对系统稳定性的影响要明显大于刚性支承下的影响<sup>[6]</sup>;张小龙、何洪庆等从涡轮泵转子系统临界转速的计算模型着手,分析总结了涡轮泵次同步进动机理和诱发因素<sup>[7-10]</sup>;田爱梅、何立东等利用 Child D W 等提出的动力系数计算方法计算了环形密封引起的附加刚度和阻尼,采用整体传递矩阵法对考虑流体密封和 Alford 力引起的涡轮泵转子系统的稳定性进行了计算,结果表明,增加支承阻尼和进口反涡动可以有效提高涡轮泵转子系统的稳

定性<sup>[11-12]</sup>。

由于内摩擦失稳的机理多样,并且与结构密切相关,同时影响因素众多<sup>[13-15]</sup>,因此,到目前为止,涡轮泵轴套结构次同步进动失稳现象并未得到解决,振动超标及失稳现象仍时有发生,严重时将会造成巨大的经济损失和社会影响。

## 1 轴套结构内摩擦模型

轴套结构主要为一段套在轴外端的圆柱面,两者中间存在着间隙,一段由螺母压紧进行轴向定位<sup>[16]</sup>。主要影响参数包括圆柱面半径  $R_p$ ,转轴长度  $l$ ,轴套长度  $b$ ,以及转轴的刚度  $k$  等因素。当轴发生挠曲变形时,轴与轴套内径相互接触,当轴的挠曲变形进一步增加时,接触面间因相对滑动而产生内摩擦力,将所产生的摩擦力综合来看,可以得到如图 1 所示的结果。

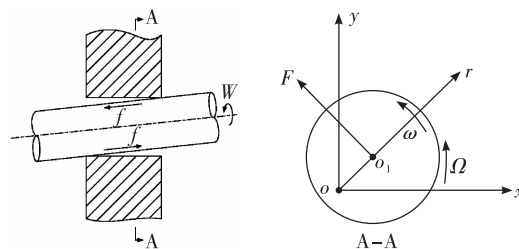


图 1 轴套接触产生的内摩擦

Fig. 1 Internal friction generated by the clearance of the cylindrical surface

$o_1$  点代表轴心,  $o$  点代表轴变形前盘心的位置, 转子以  $\zeta$  等角速度旋转。在轴心连线的左边半周内, 摩擦力的方向向前, 在其右边半周内, 摩擦力的方向向后。对于轴而言, 它将受到一个摩擦力偶的作用, 且这个力偶促进转子的正进动<sup>[17-18]</sup>。对于 Jeffcott 转子, 这一力偶可用分别作用于支座和轮盘盘心处的力等效。在轮盘盘心处力的方向与正进动的速度方向一致, 如图 1 中所示的力  $F$  为一激振力, 促进轮盘的正进动。轴套接触产生的内摩擦力的物理作用, 与材料迟滞产生的内摩擦力相似, 相当于一个附加内阻尼力, 摩擦力<sup>[13,19]</sup>的形式为

$$F_c = \frac{2\mu F_N r_p}{\pi} \frac{\dot{\zeta}_c}{|\dot{\zeta}_c|} = -c_i(\dot{\zeta}_c)\dot{\zeta}_c/|\dot{\zeta}_c| \quad (1)$$

式中  $\dot{\zeta}_c$  为相对滑动速度。摩擦系数  $\mu$  与相对滑动速度有关。

为了进一步确定  $F_N$  的值,对轴在某一瞬时的状态  $t$  进行受力分析,如图2所示。在固定坐标系  $x-y$  中,轴和盘以同一速度  $kr = F_N \cos \theta$  作正进动,图2中  $r$  为轴心的动挠度。

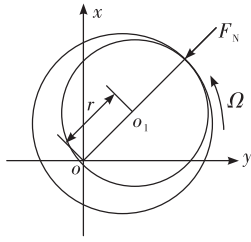


图2 轴的瞬时位置及受力

Fig. 2 Instantaneous position and force of the shaft

如图2所示,轴为不计质量的弹性轴,对轴进行受力分析可知,轴所受的弹性恢复力与盘对轴的正压力平衡,即  $kr = F_N \cos \theta$ 。同理,对盘进行受力分析可知,盘所受的离心力与轴对盘的正压力平衡,即  $F_N \cos \theta = m(r + e)\omega^2$ 。所以,接触面的正压力

$$F_N = kr / \cos \theta = m(r + e)\omega^2 / \cos \theta \quad (2)$$

式中:  $e$  为转盘的偏心距;  $m$  为转盘的质量;  $\theta$  为压力  $F_N$  与离心力之间的夹角,且  $\cos \theta = \frac{b}{\sqrt{b^2 + \sigma^2}}$ ,  $\sigma$  为轴套与轴之间的间隙。

轴心的动挠度<sup>[20]</sup>

$$r = |\mathbf{r}| = \frac{e\omega^2}{\sqrt{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta\omega_n\omega)^2}} \quad (3)$$

式中  $\zeta = \frac{c}{2\sqrt{km}}$  为相对阻尼系数。

根据力偶等效的原则,等价的横向集中力

$$\begin{aligned} F &= \frac{4\mu m(e + r)\omega^2 r_p \sqrt{b^2 + \sigma^2}}{lb} \frac{\dot{\zeta}_c}{|\dot{\zeta}_c|} \\ &= \frac{4\mu k r r_p \sqrt{b^2 + \sigma^2}}{lb} \frac{\dot{\zeta}_c}{|\dot{\zeta}_c|} \end{aligned} \quad (4)$$

各影响参数通过改变  $F$  来影响整个转子系统。考虑内摩擦力,在以角速度  $\omega$  旋转的坐标系中

列出转子运动方程

$$\ddot{\zeta} + 2i\omega\dot{\zeta} - \omega^2\zeta + d(\dot{\zeta} + i\omega\zeta) + \omega_n^2\zeta + d_i \frac{\dot{\zeta}}{|\dot{\zeta}|} = \varepsilon\omega^2 \quad (5)$$

其中

$$\zeta = \zeta + i\eta$$

$$d = c/m$$

$$d_i = c_i/m$$

$$\omega_n^2 = k/m$$

式中:  $c$  为外阻尼系数;  $c_i$  为内阻尼系数;  $\varepsilon$  为偏心距,  $d_i \frac{\dot{\zeta}}{|\dot{\zeta}|}$  即为内摩擦力。

将运动方程转换到固定坐标系中,转子在固定坐标系中的实变量方程组为

$$\begin{aligned} &\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} + \\ &\begin{bmatrix} c + \frac{c_i}{|(\dot{x} + \dot{y}i) - i\omega(x + yi)|} & 0 \\ 0 & c + \frac{c_i}{|(\dot{x} + \dot{y}i) - i\omega(x + yi)|} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} + \\ &\begin{bmatrix} k & \frac{\omega c_i}{|(\dot{x} + \dot{y}i) - i\omega(x + yi)|} \\ \frac{\omega c_i}{|(\dot{x} + \dot{y}i) - i\omega(x + yi)|} & k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} \\ &= \begin{cases} m\varepsilon\omega^2 \cos \omega t \\ m\varepsilon\omega^2 \sin \omega t \end{cases} \end{aligned} \quad (6)$$

## 2 仿真分析

对于建立的轴套间隙的内摩擦模型,通过数值仿真的方法来求解转子响应。

转子系统的初始计算参数如下:盘的质量  $m = 3.1567 \text{ kg}$ ,直径  $D = 0.016 \text{ m}$ ,厚度  $\Delta = 20 \text{ mm}$ ,刚度  $k = 1.33 \times 10^5 \text{ N/m}$ ;偏心距  $e = 0.1 \text{ mm}$ ;摩擦系数  $\mu = 0.20$ ,紧度  $p = 2 \times 10^5 \text{ Pa}$ ;轴套长度  $b = 20 \text{ mm}$ ,轴套半径  $R = 15 \text{ mm}$ ,转轴长度  $l = 0.60 \text{ m}$ ;假设外阻尼  $c = 100 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ 。通过 Riccati 传递矩阵法求解 Jeffcott 转子,可得以下计算结果:转子的一阶固有频率为  $32.3 \text{ Hz}$ ,失稳转速为  $4002 \text{ r/min}$ ,折合为频率约等于  $33 \text{ Hz}$ ,与转子的一阶固有频率十分接近。转子失稳时域波形如图3所示。转子的失稳转速与轴套

的结构参数有关,改变各参数,失稳转速相应地发生改变。各参数对转子失稳转速的影响如图 4 ~ 图 7 所示。

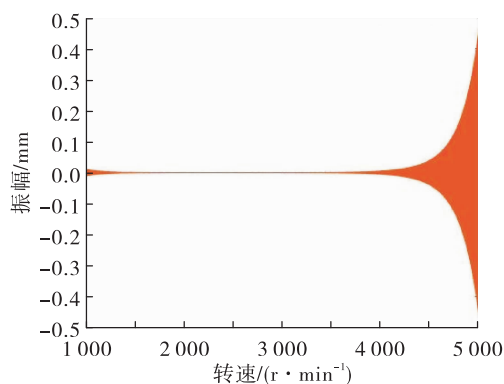


图 3 转子失稳时域波形

Fig. 3 Rotor instability time domain waveform

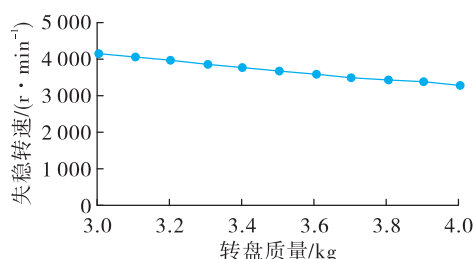


图 4 转盘质量对失稳转速的影响

Fig. 4 Effect of disk mass on the instability speed

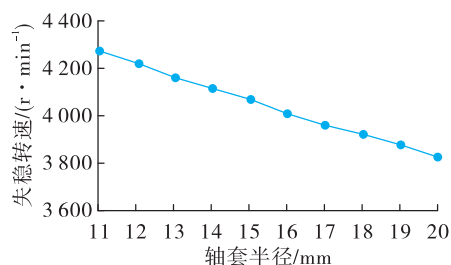


图 5 轴套半径对失稳转速的影响

Fig. 5 Effect of surface diameter on the instability speed

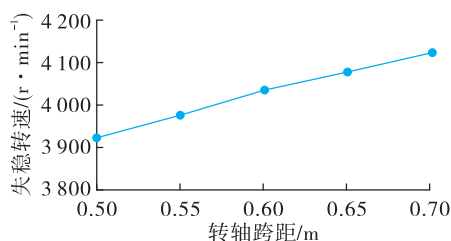


图 6 转轴跨距对失稳转速的影响

Fig. 6 Effect of the shaft span on the instability speed

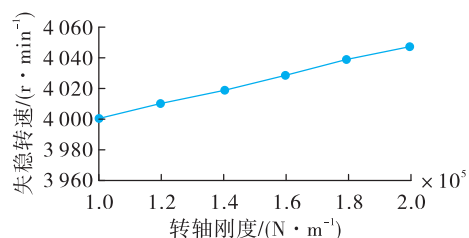


图 7 转轴刚度对失稳转速的影响

Fig. 7 Effect of shaft stiffness on the instability speed

图 4 ~ 图 8 分别为转盘质量、轴套半径、转轴跨长度、转轴刚度及转轴半径对失稳转速的影响。可以看出,失稳转速随着转盘质量的增大而减小,随着轴套半径的增大而减小,随转轴跨距的增大而增大,随转轴刚度的增大而增大,随着转轴半径增大而减小。从等效不稳定性力的公式中可以看出,与等效不稳定性力成正比例关系的参数增加,等效不稳定性力增加,失稳转速减小;与等效不稳定性力成反比例关系的参数增加,等效不稳定性力减小,失稳转速增加,计算结果与理论相吻合。

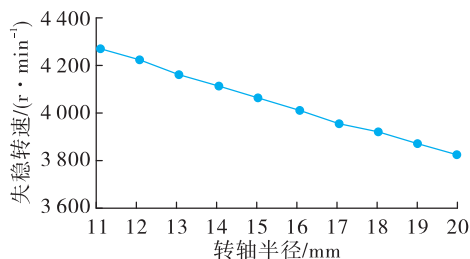


图 8 转轴半径对失稳转速的影响

Fig. 8 Effect of shaft radius on instability speed

上述参数都是零部件的设计参数(尺寸、质量和刚度)。但是对于转子稳定性来说,更重要的是转子系统的配合参数,即轴套的内径与转轴的外径之间的间隙。这个参数正是决定转子稳定性的关键。

当分析轴套与轴之间的间隙对转子稳定性的影响时,应该注意:在单边轴套间隙被变形填充之后,轴套内表面与转轴外表面相互接触,并存在相对滑动的情况下,转子才可能失稳。所以转子挠度大于间隙,轴套与轴相接触,并存在相对滑动是前提条件,应优先进行考虑。若转子的工作转速小于产生相对滑动所需要达到的转速,则转子系统是稳

定的。

首先讨论接触面的转速与轴套与轴的间隙之间的关系。偏心导致了转轴发生弯曲变形,挠度由不平衡力大小决定。中置盘的不平衡力  $F_{\Delta}$  在转轴上引发的挠度大小为  $r = \frac{F_{\Delta} l^3}{48EI}$ 。同时,考虑到不平衡力  $F_{\Delta}$  和转速  $\omega$  成平方关系,不妨近似认为,挠度的大小  $r$  和转速  $\omega$  满足平方关系,记为  $r = K\omega^2$ 。

当挠度  $r$  小于间隙  $\sigma$  时,没有摩擦力产生;当挠度  $r$  大于间隙  $\sigma$  时,摩擦力存在。摩擦力产生的门槛条件为  $r = \sigma$ ,其对应的门槛转速为  $\omega_c = \sqrt{r/K} = \sqrt{\sigma/K}$ ,绘制出门槛转速  $\omega_c$  随间隙  $\sigma$  的变化关系如图9所示。

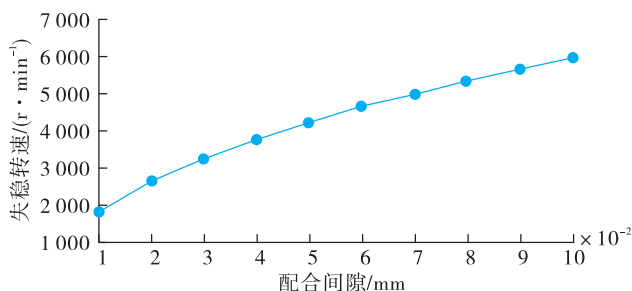


图9 门槛转速随间隙的变化关系

Fig.9 Relationship between the threshold speed and the clearance

由图9可以看出,对于仿真结果,当间隙达到一定值时,失稳转速随着间隙的增大而增大。当间隙从0.05 mm变化到0.1 mm时,失稳门槛转速增大了约1500 r/min。

### 3 实验分析

用图10所示的转子实验器进行实验。在实验中,使用了光电传感器(P-84)、位移传感器(In-085)。在左右两个盘上分别放置两支位移传感器,两个传感器采用  $x, y$  方向相差  $90^\circ$  的方式进行布置,用于测量盘处的振动位移;采用一支光电传感器置于转子轴与电机连接处,用于测量转子的转速。

图11中,红色框内的即为轴套结构,为本文中所研究的部分。



图10 实验器转子

Fig.10 Experiment rotor

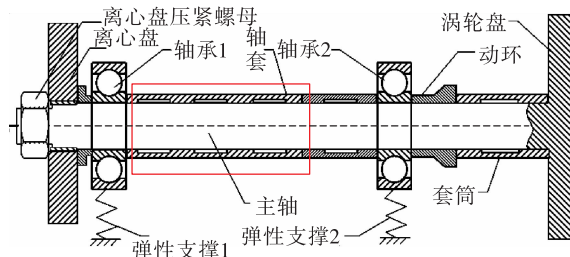


图11 轴套结构

Fig.11 The sleeve

通道1到通道4为位移传感器,监测离心盘和涡轮盘的振动幅值,通道5到通道8为速度传感器,监测两个轴承的振动情况,光电传感器安装在联轴器处,采集到转子的实时运转速度。施加大螺母拧紧力矩至  $80 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。图12为实验器从2000 r/min以下加速到转子失稳再到转子减速到2000 r/min以下整个过程速度变化曲线。在转子系统失稳后,幅值超出实验器可接受范围,与限幅器相撞,考虑到安全性,马上降低实验器转速。

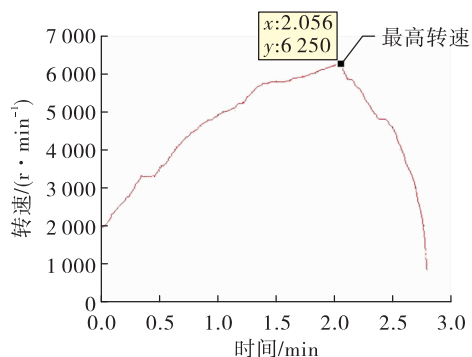


图12 速度变化曲线

Fig.12 Speed curve



失稳出现后,对离心盘上两通道的时域数据,选取 64 个周期进行频域分析。频谱如图 13 所示。

图 13 中左边部分为水平通道在失稳时的时域波形及倍频,右边部分为竖直通道在失稳时的时域波形及倍频。从图中可以看出,转子系统振动出现了 0.44 倍频,且该倍频幅值极大。在 6 249 r/min 转速下,0.44 倍频折合为 45.82 Hz。随着转子系统的转速升高,由于转盘的陀螺效应,转子系统自振频率会有所提高。因此该 45.82 Hz 频率成分为转子的一阶自振频率。即系统发生失稳的原因是系

统产生了强烈的一阶自振频率成分振动。

挑选频率特征比较典型的增速过程进行频谱分析,如图 14 所示。可以看出,除了正常的一、二、三倍频外,在加速过程中,全程一直存在轻微的水平一阶自振频率振动以及竖直一阶自振频率振动。由于外阻尼的存在,这两个频率成分一直处在被抑制的状态。通过二阶临界转速以后,在 6 200 r/min 附近水平一阶自振频率被激发,振动幅值突然增大,导致转子系统失稳。对盘增速过程进行进动分析,得到盘增速过程轴心进动瀑布图如图 15 所示。

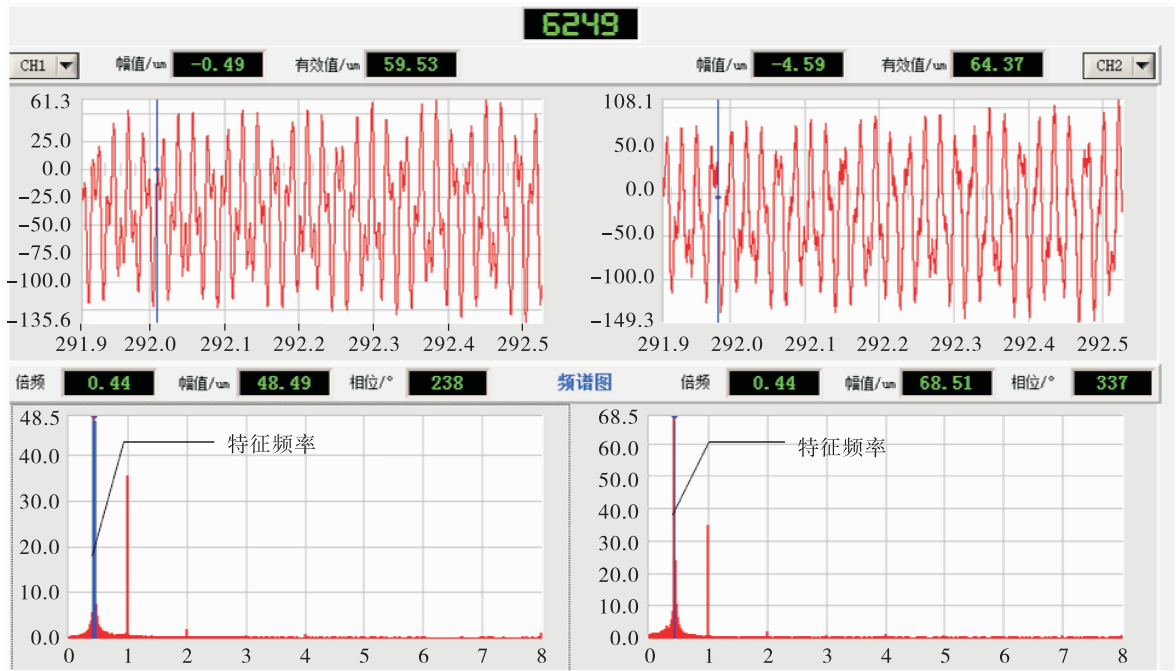


图 13 失稳出现后频谱分析  
Fig. 13 Spectrum analysis after instability occurs

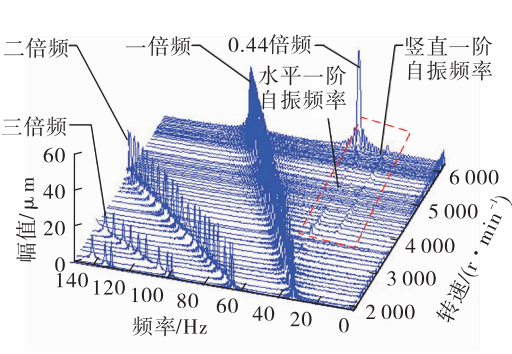


图 14 增速过程频谱分析  
Fig. 14 Spectrum analysis of speed increase process

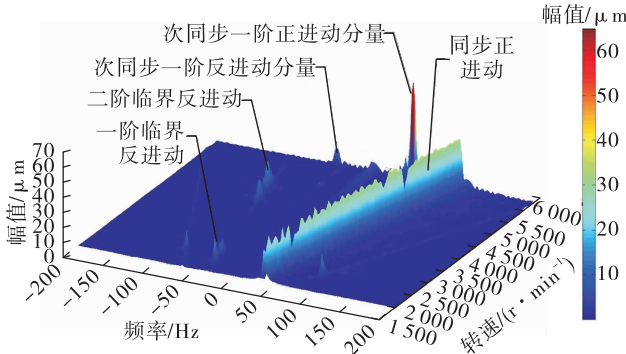


图 15 增速过程轴心进动瀑布图  
Fig. 15 Centrifugal speed increase process axis precession spectrum diagram

从盘轴心进动图可以看出,转子失稳的原因是系统出现次同步一阶正进动且该成分绝对占优。佐证了前面的理论分析。

与加速过程相同,由于转子系统的一阶次谐波频率成分超标,导致转子系统振动极大,系统发生失稳故障。从图16可以看出,转子系统在减速过程失稳现象消失后,依然存在幅值较小的一阶自振频率成分。

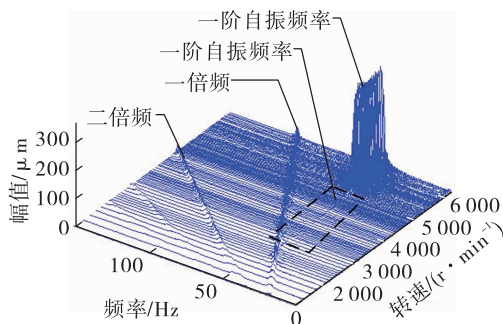


图16 减速过程频谱分析

Fig. 16 Spectrum analysis of deceleration process

从图17中可以看出,转子系统发生失稳后,即使转速降到门槛转速6200 r/min以下,一阶自振频率成分振动依然存在很大幅值。在转子速度降到二阶临界转速以下,一阶自振频率成分才变小。

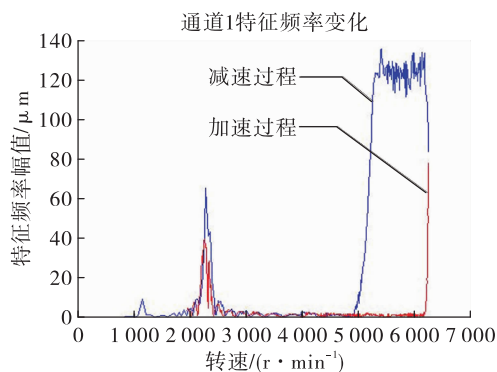


图17 通道1一阶自振频率成分变化

Fig. 17 Ch1 first-order natural vibration frequency component changes

## 4 结论

1)通过实验得出轴套内摩擦激起的转子失稳振动,失稳转速约为转子系统一阶临界转速的二倍

左右,失稳振动频率为转子系统的一阶固有频率,与理论结果一致。

2)通过建模仿真得到以下规律:转子系统的稳定性随转盘质量的增加而降低,随轴套直径的加大而降低,随外阻尼的增加而提高,随转轴刚度的增加而提高,随转轴跨距的增加而提高。

3)增减速过程,失稳门槛转速不同,其中原因有待进一步细化分析。需要考虑更多的非线性因素,这些非线性因素在增减速过程处于不同水平。

4)当间隙增大时,失稳门槛转速提高。当失稳门槛转速超过转子最高工作转速后,转子系统不会再次发生内摩擦失稳。

5)对于同一转子系统,采用过盈配合比轴套与轴之间存在间隙更加有利于增加转子系统的稳定性。减小轴套间隙处的挠曲变形量,可以有效提高由间隙引起的转子失稳振动的门槛转速。当然这样必然增加了工程中装配的难度。是否需要提高稳定裕度,提高多少,实际执行装配参数都需要根据型号研制的要求具体分析。

## 参考文献:

- [1] 程礼, 范家栋, 陈雪峰. 结构阻尼对发动机转子系统稳定性的影响[J]. 航空动力学报, 2009, 24(2): 360-364.
- [2] 何立东, 涂霆, 李宽, 等. 涡轮泵密封动力学特性和封严性能的分析与优化[J]. 中国科技论文, 2016, 11(22): 2568-2574.
- [3] 康丽霞, 曹义华, 梅庆. 直升机传动系统花键连接轴的动力失稳[J]. 北京航空航天大学学报, 2010, 36(6): 645-649.
- [4] 孟光. 转子动力学研究的回顾与展望[J]. 振动工程学报, 2002, 15(1): 1-9.
- [5] 冯琳. 高速轻载转子动力失稳关键原因分析与研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2008.
- [6] 白长青, 许庆余, 张小龙. 密封和内阻尼对火箭发动机液氢涡轮泵转子系统动力稳定性的影响[J]. 机械工程学, 2006, 42(3): 150-155.
- [7] 张小龙, 何洪庆. 涡轮泵转子次同步进动的机理[J]. 推进技术, 1999, 20(1): 41-45.
- [8] 何洪庆, 张小龙, 沈达宽, 等. 涡轮泵转子的临界转速研究(II)——非均匀支承转子临界转速的传递矩阵法[J]. 推进技术, 1999, 20(1): 38-40.

- [9] 张小龙,何洪庆. 涡轮泵转子的临界转速研究(IV)分布质量轴的传递矩阵法[J]. 推进技术,2000,21(2): 52-55.
- [10] 张小龙,何洪庆. 涡轮泵转子的临界转速研究(V)临界转速的有限元法[J]. 推进技术,2000,21(3):40-42.
- [11] 田爱梅,朱梓根. 涡轮泵转子稳定性计算[J]. 推进技术,2000,21(3):43-45.
- [12] 何立东,胡航领,涂霆. 涡轮泵密封对转子动力特性的影响[J]. 润滑与密封,2019,44(1):52-57.
- [13] 曾瑶,陈亮,蒋云帆,等. 圆柱面配合对柔性转子稳定性的影响[J]. 燃气涡轮试验与研究,2019,32(2):42-48.
- [14] CRANDALL S H. The influence of material creep on rotor dynamics [C]//Proceedings of the International Conference on Vibration Problems in Engineering. USA: [s. n. ]. 1986.
- [15] 谭大力,陈进,廖明夫,等. 圆柱面配合激起的转子失稳振动研究[J]. 机械科学与技术,2014,33(12): 1786-1790.
- [16] YADAV S K, RAJPUT A K, RAM N, et al. Stability analysis of a rigid rotor supported by two-lobe hydrodynamic journal bearings operating with a non-Newtonian lubricant [J]. Journal of Engineering Tribology, 2019, 233(6): 884-898.
- [17] AMOOZGAR M, SHAHVERDI H. Aeroelastic stability analysis of hingeless rotor blades in hover using fully intrinsic equations and dynamic wake model[J]. Aircraft Engineering and Aerospace Technology, 2019, 91(8): 1113-1121.
- [18] LEES A W. Misalignment in rigidly coupled rotors [J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 305(1/2): 261-271.
- [19] HE W F, CHEN J J, HAN D, et al. Numerical analysis from the rotational speed regulation within the fan array on the performance of an air-cooled steam condenser[J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 153: 352-360.
- [20] 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.