

## 航空发动机盘腔积液的故障识别\*

王俨凯, 邵增德, 廖明夫, 王鑫

(西北工业大学 动力与能源学院, 陕西 西安 710072)

**摘要:** 针对航空发动机盘腔积液故障难于监测和诊断的问题, 将积液问题分为早期积液和严重积液, 分别进行振动特征提取。研究了不平衡量和早期积液对转子振动的影响规律, 基于幅频特性曲线区域面积分布特点, 提出一个早期积液故障识别准则; 分析了严重积液转子失稳振动特征, 发现积液转子在发生失稳时会出现振动幅值突增、次谐波分量突增和拍振, 基于振动特征提出三个严重积液故障识别准则。结合航空发动机实际工况, 提出一套完整的积液故障监测方法和诊断流程, 能够实现在转子失稳前发出预警, 避免故障升级。通过30组实验数据进行验证, 所提出的积液故障识别方法准确率达96%, 具备工程应用价值。

**关键词:** 航空发动机; 盘腔积液; 振动特征; 监测方法; 识别准则; 诊断流程

**中图分类号:** V231.96      **文献标识码:** A      **文章编号:** 1001-4055 (2020) 06-1371-08

**DOI:** 10.13675/j.cnki.tjjs.190187

## Fault Identification of Rotor Partly Filled with Liquid on Aero-Engine

WANG Yan-kai, SHAO Zeng-de, LIAO Ming-fu, WANG Xin

(School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

**Abstract:** For the difficulties in monitoring and diagnosing the aero-engine liquid fault, this paper divided the liquid fault into early liquid fault and serious liquid fault and analyzed the vibrations features respectively. Firstly, the influence law of unbalanced quantity and early liquid on rotor vibration was studied. Based on the area distribution characteristics of the amplitude-frequency characteristic curve, one identification criterion for early liquid was proposed. Then, the instability vibration characteristics of serious liquid rotor was analyzed. It was found that the instability due to serious liquid occurred, there would be a sudden increase of vibration amplitude and sub-harmonic even beat vibration. Based on the characteristics, three identification criteria for serious liquid were proposed. Finally, a complete monitoring method and diagnostic process of liquid fault was proposed, which could provide early warning before instability and avoid fault from getting worse. 30 sets of experimental data were selected for verification. The results show that the accuracy of the method proposed is 96%, which has engineering application value.

**Key words:** Aero-engine; Rotor partly filled with liquid; Vibration characteristics; Monitoring method; Identification criteria; Diagnostic process

\* 收稿日期: 2019-03-29; 修订日期: 2019-05-30。

基金项目: 国家自然科学基金 (51775436)。

通讯作者: 王俨凯, 博士, 副教授, 研究领域为航空发动机故障诊断。E-mail: 1245039670@qq.com

引用格式: 王俨凯, 邵增德, 廖明夫, 等. 航空发动机盘腔积液的故障识别[J]. 推进技术, 2020, 41(6): 1371-1378. (WANG Yan-kai, SHAO Zeng-de, LIAO Ming-fu, et al. Fault Identification of Rotor Partly Filled with Liquid on Aero-Engine[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2020, 41(6): 1371-1378.)

## 1 引言

航空发动机轴承腔的滑油在高温工作下发生汽化,经由封严结构泄漏到盘鼓腔内被冷却凝结形成积液,会导致转子振动异常<sup>[1-2]</sup>甚至发生自激失稳振动<sup>[3]</sup>。航空发动机采用甩油孔将积聚的滑油清除,郑旭东等<sup>[4]</sup>在发动机改装过程中,将内孔积油槽处的斜甩油孔(图1(a))更改为直甩油孔(图1(b)),并且改变了位置,这使积油无法全部甩出,最终导致转子发生失稳。由于发动机结构存在差异,对甩油孔的设计要求不同,这极易导致甩油孔形式和位置设计的不合理,积油大量积聚,从而发生积液故障。随着航空发动机向高性能参数发展,盘腔积液故障的监测与识别越来越重要。

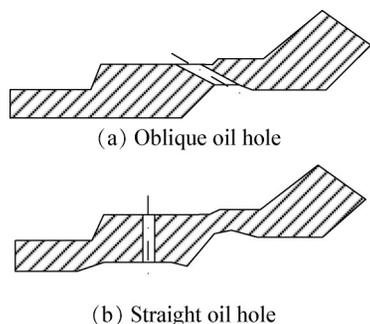


Fig. 1 Two forms of oil holes

自从 Kollmann 在实验中第一次发现带有积液的转子在一定转速范围会产生失稳,国内外便开始不断地从各层面对积液现象的失稳机理和识别判据进行研究。Wolf 认为不能实现平行涡动的条件是积液诱发转子失稳的判据,陶明德等<sup>[5]</sup>发展了 Wolf 的理论模型,改善了计算方法并给出新的失稳判据。张其显等<sup>[6]</sup>对汽轮机充液转子发生异常振动进行诊断,发现特征表现为一倍频增大、振动相位发生变化,与碰摩故障相类似。姜广义等<sup>[1,7]</sup>在试车过程中发现,发动机发生积油故障时,振动总量会发生突增并伴随一种翁鸣声。祝长生<sup>[8]</sup>进行了立式柔性转子积液故障模拟实验,观察了盘腔中积液的流动情况,并研究了部分充液柔性转子系统不稳定产生的过程。Nikiforov<sup>[9]</sup>也进行了含积液的转子振动响应实验,研究表明,转子发生失稳的条件主要取决于转子的临界转速、积液的黏度和积液的体积等因素。而 Firouz-Abadi 等<sup>[10]</sup>通过建立无粘二维模型,结合哈密顿原理,求解线性 N-S 方程,得出积液量的增加有助于增强转子系统的稳定性,液体粘度在一定范围内减小时,转速稳定区域的范围将会缩小。许涛等<sup>[11]</sup>采用

数值方法分析了积液转子的动力学特性,研究表明,当积液转子在临界转速以下运行时,系统的振动主要为基频振动,在临界转速之后运行时,转子系统会出现共振锁频现象,导致振动异常,在临界转速附近存在最大振幅,并包含一定幅值的基频振动,这为转子积液故障的监测和识别提供了有力的理论支撑。

研究人员从理论、实验及实践层面对积液故障问题进行了研究<sup>[12-16]</sup>,但是由于影响积液转子动力学特性的因素较多,振动机理与特征较复杂,所以尚未形成盘腔积液故障监测的流程和故障诊断的准则。本文通过理论分析,建立积液转子的运动方程,讨论积液转子的受力情况,分阶段研究积液对转子的影响规律,并基于积液故障模拟实验数据,研究对应阶段的积液故障的监测和诊断策略。

## 2 积液故障分析与实验研究

航空发动机轴承腔处采用非接触式的封严结构。在工作过程中,由于密封件振动和磨损<sup>[17]</sup>的影响,密封间隙将随时间变化。因此,滑油泄漏量随时间增加越来越快。较大的泄漏量将导致积液量随时间不断增多,对转子动力学特性的影响不断变化,积液故障的特征也随积液量的不同存在差异,使得盘腔积液故障难于监测。

假设积液轴向速度与发动机飞行速度相同,不考虑轴向速度的影响,可在二维坐标系下分析转子运动情况。以积液转子系统为研究对象,建立积液转子动力学模型(如图2所示)。

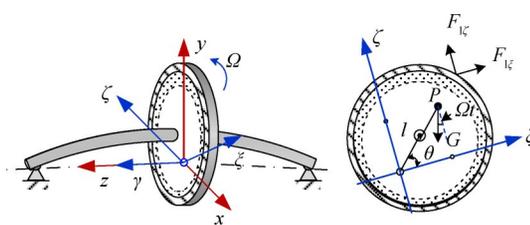


Fig. 2 Dynamic model of liquid rotor

在旋转坐标系下,积液转子运动方程可表述为

$$\begin{cases} m_1(\ddot{\xi} - 2\Omega\dot{\zeta} - \Omega^2\xi) + d(\dot{\xi} - \Omega d\zeta) + K\xi = \\ m_1\Omega^2 l \cos\theta + F_{l\xi} - m_1 g \sin(\Omega t) \\ m_1(\ddot{\zeta} + 2\Omega\dot{\xi} - \Omega^2\zeta) + d(\dot{\zeta} - \Omega\xi) + K\zeta = \\ m_1\Omega^2 l \sin\theta + F_{l\zeta} - m_1 g \cos(\Omega t) \end{cases} \quad (1)$$

式中  $m_1$  为转子系统质量,  $d$  为转子阻尼系数,  $K$  为转子刚度系数,  $\Omega$  为转子基频,  $l$  为质心距离原点距离,  $F_l$  为积液对转子作用力。

以盘腔内的流体微团为研究对象,其受到的力

包括体积力和表面力。体积力主要有重力和离心力,分别表示为

$$\begin{cases} G = m_2 g \\ F_{\text{centrifugal}} = m_2 \Omega^2 l_{\text{rotation}} \end{cases} \quad (2)$$

式中  $m_2$  为流体微团质量,  $l_{\text{rotation}}$  为流体微团的质心与旋转中心距离,  $g$  为重力加速度。

表面力为粘性摩擦力,表示为

$$f = \mu \frac{dv}{dh} \quad (3)$$

式中  $v$  为积液速度,  $h$  为积液径向厚度,  $\mu$  为粘性系数。

上述体积力和表面力综合作用,满足流体微团的连续性方程和动量守恒方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v_y)}{\partial y} = 0 \quad (4)$$

$$\rho \left( \frac{\partial v_x}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} \right) = \rho f_x + \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial y} \quad (5)$$

$$\rho \left( \frac{\partial v_y}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} \right) = \rho f_y + \frac{\partial \sigma_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y}$$

式中  $v_y, v_x$  分别为流体微团在两个方向上的速度分布;  $\rho f_x, \rho f_y$  为单位体积的质量力;  $\sigma_{xy}$  为单位体积上的应力,即流体压力的作用。

在盘鼓边界上,压力分布为

$$p(R) = \frac{1}{2} \rho \Omega^2 h (2R - h) \quad (6)$$

则积液作用在转子上的径向力  $F_{l,\text{radial}}$  及切向力  $F_{l,\text{tangential}}$  为

$$F_{l,\text{radial}} = 2\pi RL \int_0^{2\pi} p(R) \cos\theta d\theta \quad (7)$$

$$F_{l,\text{tangential}} = 2\pi RL \int_0^{2\pi} p(R) \sin\theta d\theta$$

通过推导径向力和切向力得到其数学表达式<sup>[18]</sup>为

$$\begin{aligned} F_{l,\text{radial}} &= \rho \Omega^2 \pi^2 L R l_{\text{rotation}} + 2\rho g \pi^2 L R h \\ F_{l,\text{tangential}} &= \frac{\rho^2 \Omega^3 \pi^2 L R^3 h}{2\mu} l_{\text{rotation}} \left( 1 - \frac{\omega}{\Omega} \right) + \\ &\quad \frac{\rho^2 g \pi^2 L R h}{2\mu} \left( \frac{R}{h} \Delta + \omega \right) (2R - h) \end{aligned} \quad (8)$$

式中  $R$  为盘腔半径,  $L$  为盘腔宽度,  $\omega$  为转子涡动频率,  $\Delta$  为自转频率与涡动频率的差。

可以看出,当积液量较少时,积液厚度  $h$  很小,切向力可简化为零,则径向力表达式简化为

$$F_{l,\text{radial}} = \rho \Omega^2 \pi^2 L R l_{\text{rotation}} \quad (9)$$

此时高速运转的积液转子,主要承受离心力,故障的特征和转子不平衡故障十分类似。当积液量达到一定程度,  $h$  厚度增加到不可忽略时,粘性力的影

响逐渐增大。在粘性力的作用下,积液随转子旋转,其自由液面极易引起转子发生自激振荡。此时积液转子的振动特征将明显不同于低积液量的转子。

因此,为了研究不同阶段内,转子振动特征的差异,本文将盘腔积液划分为早期积液和严重积液。存在一个失稳门槛积液量,使得在门槛积液量以下,无论转子转速如何变化,转子都不发生失稳,当积液量超过门槛积液量,转子转速达到一定区间内,系统会出现失稳现象。把积液量低于门槛积液量的情况称为早期积液故障,把积液量高于门槛积液量的情况称为严重积液故障。

为了探究积液转子的故障特征,开展积液故障模拟实验,设计并搭建了如图3所示的单跨双盘卧式转子实验器。实验采用的积液分别为水、植物油和滑油,其具体物性参数如表1所示。实验过程为根据实验现象改变积液添加的步长,直至转子发生失稳振动,确定失稳门槛积液量。改变积液类型,重复试验,获得无积液、早期积液和严重积液情况下,积液转子的振动状态数据。

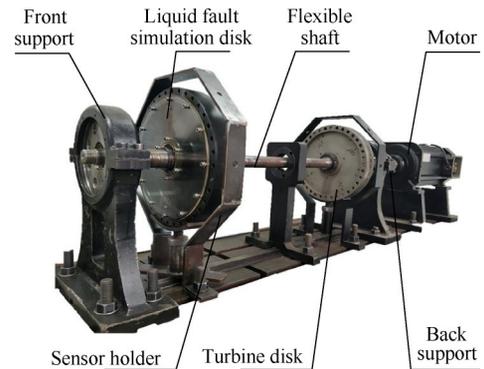


Fig.3 Simulated liquid fault rotor experimenter

Table 1 Liquid parameters

Liquid type	Density/ (kg/m <sup>3</sup> )	Viscosity coefficient/ (kg/(m·s))	Dynamic viscosity/(m <sup>2</sup> /s)
Water	1000	1.0 × 10 <sup>-3</sup>	1.0 × 10 <sup>-6</sup>
Vegetable oil	925	7.8 × 10 <sup>-3</sup>	8.5 × 10 <sup>-6</sup>
Lubricating oil	885	1.3 × 10 <sup>-2</sup>	1.45 × 10 <sup>-7</sup>

### 3 早期与严重积液故障的识别方法

#### 3.1 早期积液转子故障分析

##### 3.1.1 振动特征

图4为不同早期积液量和不平衡量对转子振动幅值的影响规律。可以看出,转子早期积液故障与不平衡故障振动特征相似,都以旋转基频为主。

由频谱图知,早期积液故障和不平衡故障对转

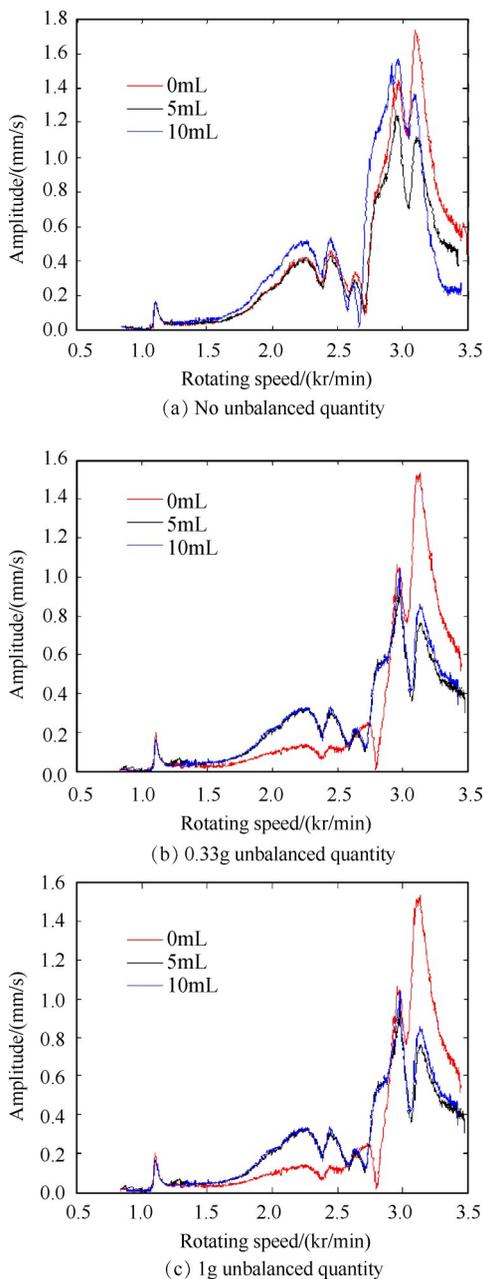
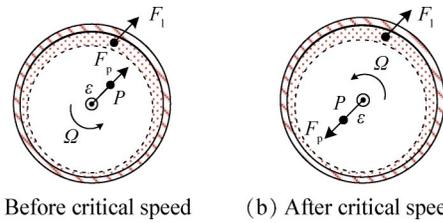


Fig. 4 Amplitude-frequency characteristic curve of rotor under different volume of liquid and unbalanced quantity

子振动的影响区别在于:当转子系统无不平衡量影响时,积液转子振动幅值在转速达到一阶临界转速之前普遍高于健康转子,在一阶临界转速之后,出现振动幅值低于健康转子的情况;当转子系统不平衡量逐渐增加时,积液转子振动幅值在一阶临界转速之前普遍高于只有不平衡量的转子,在一阶临界转速之后,振动幅值低于只有不平衡量的转子。

由于转子质心存在偏心距,当转速未达到一阶临界转速,积液与不平衡量位于同侧,与转子作协调进动(如图5(a)所示)积液促进了由不平衡量引起的转子振动;当转速越过一阶临界转速,由于质心发生偏转<sup>[19]</sup>,不平衡量与积液对转子作用力相反(如图5

(b)所示),积液将抑制由于不平衡量引起的转子振动。



(a) Before critical speed (b) After critical speed  
Fig. 5 Influence of centroid deflection on liquid rotor

图5中 $F_p$ 为转子由于偏心受到的离心力, $F_l$ 为积液对转子的力。可得积液转子在过临界转速前后的响应为

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x} + d\dot{x} + Kx = m_1 l \Omega^2 \cos(\Omega t) + m_2 \Omega^2 l_{\text{rotation}} \cos(\Omega t) \\ (\Omega < \Omega_{\text{cr}}) \\ m_1 \ddot{x} + d\dot{x} + Kx = m_1 l \Omega^2 \cos(\Omega t) - m_2 \Omega^2 l_{\text{rotation}} \cos(\Omega t) \\ (\Omega > \Omega_{\text{cr}}) \end{cases} \quad (10)$$

式中 $\Omega_{\text{cr}}$ 为转子临界转速。由此,可以通过计算待识别转子幅频特性曲线与健康转子幅频特性曲线各个分区上积分面积差,建立早期积液故障识别准则<sup>[20]</sup>。

### 3.1.2 识别准则

基于振动特征归纳转子早期积液故障的特征提取方法和识别准则:

对待识别转子振动数据与健康转子振动数据进行频谱分析,绘制幅频特性曲线。确定临界转速前后的两个半功率点,则认为低转速状态到临界转速前的半功率点为左半积分区域 $S_L$ ,临界转速后的半功率点到曲线最大转速时为右半积分区域 $S_R$ 。分别进行面积积分,并用待识别转子的积分面积减去健康转子的积分面积得到面积差。归纳出识别准则:

准则一:对待识别转子和健康转子幅频特性曲线的对应分区积分面积差 $S_L^*$ , $S_R^*$ 进行符号识别,若满足式(11)则转子系统为早期积液故障;若满足式(12)则转子系统为不平衡故障。

$$\text{sign}(S_L^*) \times \text{sign}(S_R^*) = -1 \quad (11)$$

$$\text{sign}(S_L^*) \times \text{sign}(S_R^*) = 1 \quad (12)$$

## 3.2 严重积液转子故障分析

### 3.2.1 振动特征

当积液量超过门槛积液量时,达到失稳转速,转子系统发生失稳振动。图6(a)为积液量为36mL时,振动响应随转子转速变化规律的阶次图。为了直观了解各阶次分量的变化情况,绘制二维阶次图如图6(b)所示。

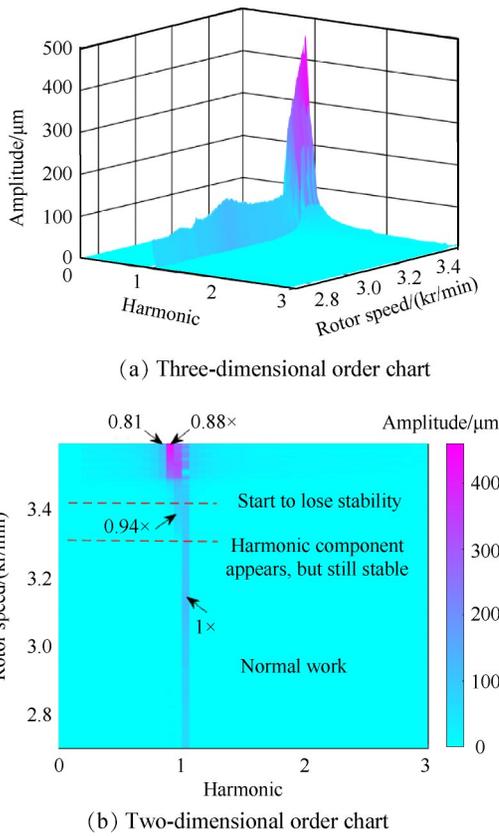


Fig. 6 Order chart of 36mL water

可见,转子在低转速运行时,振动依然以旋转基频为主。随着转速的增加,在接近失稳转速时,振动出现了明显的次谐波频带,其幅值迅速增大,频带也逐渐变宽,由0.94倍频~1倍频扩大到0.81倍频~1倍频,幅值占优频率也由0.94倍频发展为0.88倍频。积液转子在发生失稳振动之后,振动的0.88倍频幅值明显大于1倍频幅值。

绘制失稳积液转子次谐波幅值和1倍频幅值随转速的变化如图7所示。可见,转速升至失稳转速后,转子越过一阶临界转速,1倍频幅值出现明显的波动。占优的次谐波频率幅值出现了明显的突增现象,幅值迅速增大,明显大于转子的1倍频幅值,最大接近500μm,且仍呈上升趋势。

对积液转子进入失稳振动时域波形数据分析,并对局部进行放大,如图8所示,可见,积液转子发生失稳时产生了明显的拍振现象,且随着转速增加,拍振振幅持续增加。

通过上述积液转子的振动分析与对比,总结失稳振动特征如下:

- (1) 转子越过一阶临界转速后,积液转子进入失稳状态时会引起振动幅值突增。
- (2) 积液转子进入失稳状态时,在转子振动的0.5

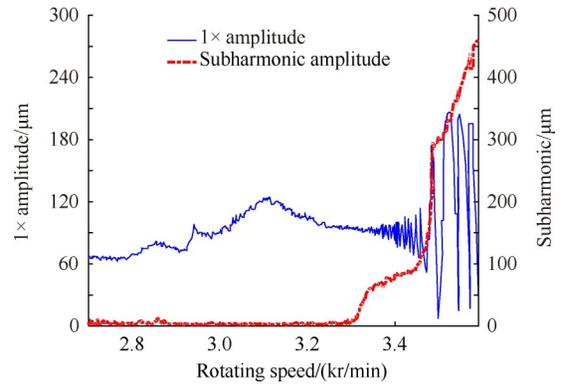


Fig. 7 Law of 1x and subharmonic amplitude with rotation speed

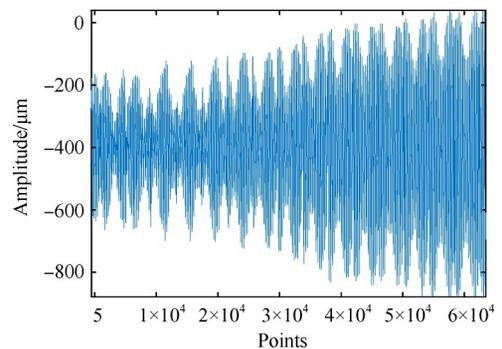


Fig. 8 Time domain waveform where the beat occurs

倍频~1倍频内次谐波分量发生突增。

(3) 积液转子进入失稳状态时,转子振动的时域波形会出现明显的拍振现象,同时转子的1倍频幅值出现波动。

### 3.2.2 识别准则

基于振动数据及以上振动特征,可以归纳转子进入失稳状态的识别准则。

准则二:根据ISO10816标准,转子越过一阶临界转速后,若监测得到转速变化范围在50r/min以内,转子振动总量幅值增加量超过25%时,认为转子幅值发生突增,即

$$((\Omega_2 - \Omega_1) \leq 50) \cap \left( \frac{A_2 - A_1}{A_1} \geq 25\% \right) \quad (13)$$

式中 $\Omega_1, A_1$ 分别为正常振动时的转子转速与监测振动总量幅值; $\Omega_2, A_2$ 分别为发生幅值突增时的转子转速与监测振动总量幅值。

准则三:转子振动的0.5倍频~1倍频内次谐波分量 $A_{(0.5 \times, 1 \times)}$ 大于两倍背景噪声幅值 $A_{noise}$ 。

$$A_{(0.5 \times, 1 \times)} \geq 2A_{noise} \quad (14)$$

式中 $A_{(0.5 \times, 1 \times)}$ 通过提取振动0.5倍频~1倍频内频率分量的次谐波占优幅值得到。背景噪声幅值 $A_{noise}$ 取转子正常振动时0.5倍频~1倍频内次谐波分量占

优幅值的均值,近似可取一阶临界转速前振动幅值。

准则四:以转速信号为基准,连续监测转子振动时域波形峰峰值。取连续8个周期为一组,每组内峰峰值最大值记为 $A_{\max p-p}$ ,峰峰值最小值记为 $A_{\min p-p}$ 。以连续4组为分析周期,若4组内 $A_{\max p-p}-A_{\min p-p}$ 均超过正常振动峰峰值 $A_{\text{normal } p-p}$ 的25%,认为转子发生拍振。

$$\frac{(A_{\max p-p})_i - (A_{\min p-p})_i}{A_{\text{normal } p-p}} \geq 25\% \quad (i=1\sim 4) \quad (15)$$

### 3.3 失稳振动预警

图9展示了不同积液类型在积液量接近失稳门槛积液量时,1倍频和次谐波幅值随转速变化情况。可以看出,积液转子接近失稳时,能够监测到次谐波频率幅值异常增加,针对这一现象能够及时在积液转子发生失稳振动前进行预警,避免转子发生失稳振动,造成严重破坏。

对实验结果拟合得到积液转子的失稳风险预警边界和失稳振动边界,如图10所示。当积液量大于失稳振动边界时,积液转子发生失稳振动;当积液量小于失稳风险预警边界时,积液转子正常运行;当积液量处于失稳振动边界和失稳风险预警边界之间时,此时转子处于失稳预警区,积液转子存在失稳振动的风险,若积液量继续增加,积液转子很快将会发生失稳振动。

### 3.4 积液故障识别流程及验证

#### 3.4.1 识别流程

基于上述积液故障的四个识别准则,提出以下关于航空发动机盘腔积液故障识别流程:

(1)对待识别转子振动信号进行监测,若运行过程中始终未监测到次谐波频率幅值超限,即不满足准则三,则转子正常运行,无积液引起的失稳振动风险。

(2)对满足(1)的转子进行振动信号频谱分析,计算待识别转子和健康转子频谱特性曲线上对应分区积分面积差,根据准则一判断该转子为早期积液故障或不平衡故障。

(3)若转子运行过程中监测到次谐波频率幅值超限,但未出现振动总量幅值突增或出现拍振现象,即满足准则三但不满足准则二和准则四,则转子存在积液引起的失稳振动风险。

(4)若转子运行过程中监测到次谐波频率幅值超限,同时出现振动总量幅值突增和拍振现象,即满足准则三同时满足准则二或准则四,则转子已经进入积液引起的失稳振动状态,此时应立即减速,使转子退出失稳振动区域。

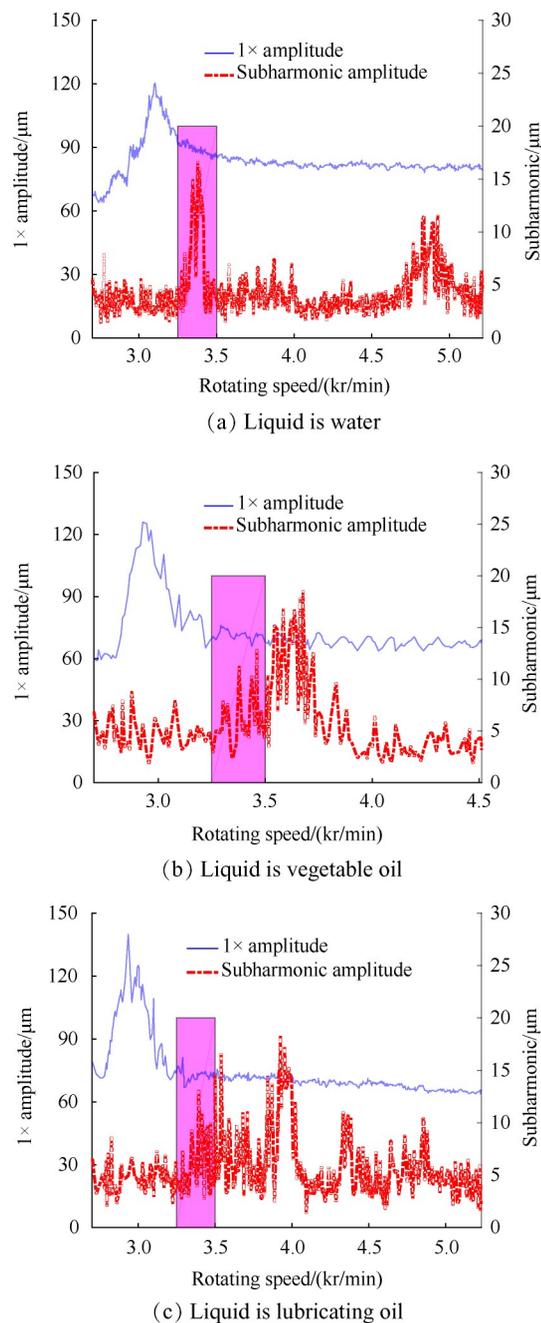


Fig. 9 Subharmonic variation law when the rotor is close to instability

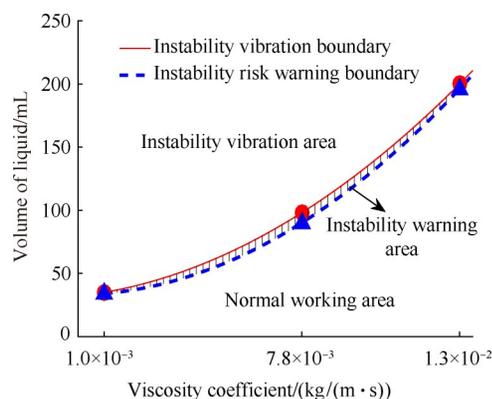
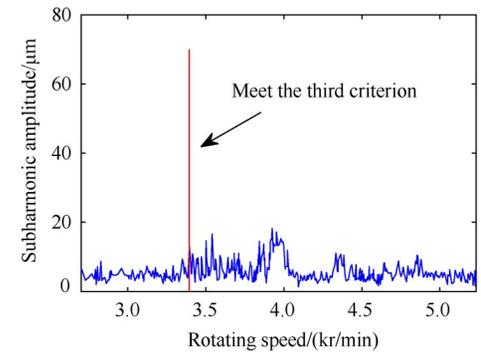


Fig. 10 Working range of rotor with liquid

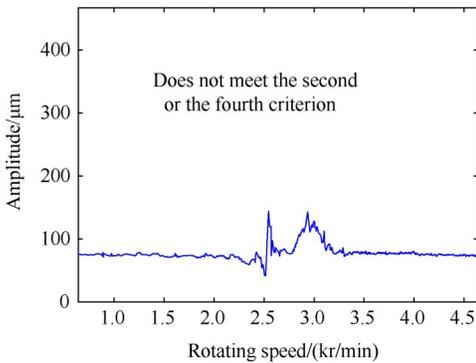
3.4.2 验证

为了验证上述积液故障识别流程,利用第2节介绍的实验器在早期积液区间、预警区间和严重积液区间再次进行多组实验。最终选取30组实验数据(12组水实验、8组植物油实验和10组滑油实验)进行验证。

将积液故障识别流程以MATLAB编程实现。现以两组积液为滑油的实验为例,其中图11为对积液量处于预警区内进行故障识别,图12为对积液量处于失稳振动区内进行故障识别。



(a) Subharmonic amplitude varies with speed



(b) Total amount of vibration varies with the speed

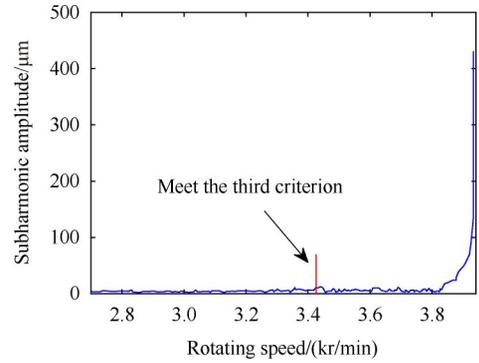
Fig. 11 196mL lubricating oil (no instability)

图11(a)中识别到次谐波幅值发生突增,用红线标记位置,但是图11(b)显示未识别到拍振和振动总量幅值突增现象(拍振现象是在时域波形中判断的,现将判断结果同时显示在图11(b)中),即此时转子并未发生失稳振动,但是已经发出失稳预警,与实验现象相符。

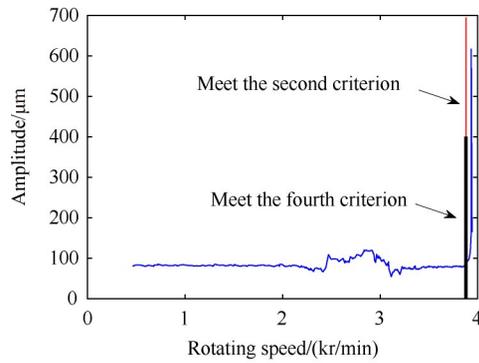
同样地,图12(a)中也识别到次谐波幅值发生突增,并且在图12(b)中显示识别到了拍振和振动总量幅值突增现象(分别用黑线和红线标定),即此时转子已经发生由积液故障引发的失稳振动,与实验现象相符。

验证结果如表2所示。经验证,本文提出的积液故障识别流程的识别准确率为96%。其中对积水35mL时的振动特征不能正确识别,这是由于该积液量非常接近失稳门槛积液量,所以从振动特征上看,

转子已经发生失稳,但实际过程却保持稳定。这对该识别方法的准确性判断影响不大,因此本文所提出的积液故障识别方法依然基本具备工程应用的价值。



(a) Subharmonic amplitude varies with speed



(b) Total amount of vibration varies with the speed

Fig. 12 200mL lubricating oil (instability)

Table 2 Verification result

Type	Volume/mL	Result	Volume/mL	Result
Water	0	T	36	T
	5	T	37	T
	23	T	40	T
	33	T	50	T
	34	T	60	T
	35	F	70	T
Vegetable oil	20	T	94	T
	60	T	96	T
	80	T	98	T
Lubricating oil	90	T	100	T
	10	T	192	T
	50	T	194	T
	100	T	196	T
	150	T	198	T
	190	T	200	T

T—Truth; F—Fault.

## 4 结 论

(1) 早期积液故障的振动特征和不平衡故障很相似, 表现为旋转基频。提出了区分早期盘腔积液和不平衡故障的准则: 待识别转子和健康转子幅频特性曲线的对应分区积分面积差异号时, 转子系统为早期积液故障; 同号时, 转子系统为不平衡故障。

(2) 提出了严重积液故障的三个识别准则, 包括: 当转子振动总量幅值增加量超过 25% 时, 认为转子振动幅值发生突增; 当转子振动的次谐波分量大于两倍的背景噪声幅值, 认为转子振动次谐波幅值发生突增; 转子系统发生拍振。上述三条准则构成的稳定性判据, 能够准确识别严重积液故障。

(3) 提出了航空发动机盘腔积液故障诊断和监测的流程。能够有效通过监测振动特征, 识别早期积液故障和严重积液故障, 并且能够在转子发生失稳前, 发出预警。经验证, 其准确率达到 96%, 能够有效避免盘腔积液所引起的失稳振动对发动机转子结构带来的巨大危害。

致 谢: 感谢国家自然科学基金资助。

## 参 考 文 献

- [ 1 ] 姜广义, 武 鹏, 张 洁. 航空发动机腔内积油引发振动故障分析[J]. 航空发动机, 2013, 39(2): 75-78.
- [ 2 ] 祝长生. 支承刚度各向异性部分充液转子系统的稳定性[J]. 航空动力学报, 2000, 15(4): 431-434.
- [ 3 ] Han Q, Wang M, Chu H. Nonsynchronous Vibrations of Rotor System with an Oil-Block Inside the Rotating Drum [J]. *Advances in Vibration Engineering*, 2013, 12(2): 165-178.
- [ 4 ] 郑旭东, 张连祥. 航空发动机整机振动典型故障分析 [J]. 航空发动机, 2013, 39(1): 34-37.
- [ 5 ] 陶明德, 张 文. 部分充液柔性转轴的动力稳定性 [J]. 复旦学报(自然科学版), 1999, (2): 5-9.
- [ 6 ] 张其显, 刘晓锋. 汽轮机转子中心孔进油诱发异常振动故障分析诊断[J]. 汽轮机技术, 2007, 49(1): 57-59.
- [ 7 ] 姜广义. 部分积液的带腔转子振动特征试验研究[D]. 西安:西北工业大学, 2010.
- [ 8 ] 祝长生. 部分充有两种不相溶流体转子系统振动和稳定性的实验研究[J]. 振动工程学报, 2004, 17(2): 175-179.
- [ 9 ] Nikiforov A N. Self-Excitation of an Experimental Rotor with Radial Walls and Filled Partially with Liquid [J]. *Journal of Machinery Manufacture & Reliability*, 2015, 44(3): 200-203.
- [ 10 ] Firouz-Abadi R D, Permoon M R. Effect of Liquid Viscosity on Instability of High-Spinning Partially-Filled Shell Rotors [J]. *International Journal of Structural Stability and Dynamics*, 2013, 13(6).
- [ 11 ] 许 涛, 王美令, 张兆丰, 等. 基于拉格朗日方程的积油转子系统力学建模和数值仿真[J]. 机电工程技术, 2015, 44(10): 55-60.
- [ 12 ] Cheng De. Dynamic Effect of Annular Flow with Finite Axial Length on the Rotor [J]. *Journal of Vibro Engineering*, 2016, 18(1): 56-69.
- [ 13 ] Firouz-Abadi R D, Haddadpour H. Flexural Instability of Viscoelastic Spinning Cylinders Partially Filled with Liquid [J]. *International Journal of Structural Stability and Dynamics*, 2009, 9(1): 45-60.
- [ 14 ] Zhu C S. Experimental Investigation into the Effect of Fluid Viscosity on Instability of an Over-Hung Flexible Rotor Partially Filled with Fluid [J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2006, 128(3): 392-401.
- [ 15 ] Firouz-Abadi R D, Haddadpour H. The Flexural Instability of Spinning Flexible Cylinder Partially Filled with Viscous Liquid [J]. *Journal of Applied Mechanics*, 2010, 77(1).
- [ 16 ] 金业壮. 积油转子系统的仿真[J]. 中国工程机械学报, 2015, 13(2): 109-113.
- [ 17 ] 袁晓静, 查柏林, 陈小虎, 等. 微弧等离子堆焊沉积 Ni/硅藻土高温封严涂层的腐蚀磨损特性[J]. 推进技术, 2017, 38(2): 457-462. (YUAN Xiao-jing, ZHA Bai-lin, CHEN Xiao-hu, et al. Corrosion and Wear Characteristics of High Temperature Sealing Coating of Ni/Diatomite Deposited by Micro-Arc Plasma Surfacing [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2017, 38(2): 457-462.)
- [ 18 ] 王 鑫. 航空发动机转子盘腔积液理论与实验研究 [D]. 西安:西北工业大学, 2019.
- [ 19 ] 廖明夫. 航空发动机转子动力学[M]. 西安:西北工业大学出版社, 2015.
- [ 20 ] 王俨割, 廖明夫, 史鲁杰, 等. 航空发动机转子早期积液故障识别方法[P]. 中国专利:107025348, 2017-08-08.

(编辑:史亚红)