

# 涡轮泵滚动轴承-转子系统高速运行试验研究

黄金平, 王 璐, 黄道琼, 窦 昱

(液体火箭发动机技术重点实验室, 陕西 西安 710100)

**摘 要:** 针对涡轮泵转子的具体结构特点, 解决了高速运行试验过程中的支承、驱动、轴承润滑冷却、振动测量、转子高速动平衡及轴向力加载控制等问题。结合旋转机械故障诊断技术, 提出了高速动平衡效率、转子支承状态及轴向力加载状态的优化方法, 并在试验过程中对该优化方法进行了验证, 实现了涡轮泵转子的高速稳定运行。结果表明: 涡轮泵转子高速运行试验应采用刚性连接的柔性联轴器; 涡轮泵转子高速轴承需采用高压直喷式供油; 通过平衡效率优化可将非线性振动影响下的转子一次平衡效率由 30% 提高至 73.7%; 为避免高速运行时产生基础松动, 试验中滚动轴承外环应采用紧配合安装; 轴向力应沿轴承周向均匀加载, 其大小应根据轴承-转子系统具体结构及运行状态综合分析确定。

**关键词:** 涡轮泵; 转子; 滚动轴承; 转子动平衡; 轴向力

**中图分类号:** V433.9      **文献标识码:** A      **文章编号:** 1672-9374(2020)02-0050-07

## Experimental study on high-speed running of rolling bearing-rotor system of turbo-pump

HUANG Jinping, WANG Jun, HUANG Daoqiong, DOU Yu

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

**Abstract:** According to the specific structural characteristics of turbo pump rotor, the problems of supporting, driving, bearing lubrication and cooling, vibration measurement, high speed rotor dynamic balance, axial force loading and control of rolling bearing rotor system during high-speed operation test were solved. Combined with the fault diagnosis technology of rotating machinery, the optimization methods of high speed dynamic balancing efficiency, rotor supporting state and axial force loading sate have been put forward, and the experimental verification has also been carried out. Finally, the high speed and stable operation of turbo pump rotor has been achieved. The results show that flexible coupling with rigid connection should be used when turbine pump rotor runs at high speed. High-speed bearing of the turbo-pump rotor requires high pressure and direct injection oil supply. By optimizing the balance efficiency, the primary balance efficiency of the rotor under the influence of nonlinear vibration can be increased from 30% to 73.7%. In order to avoid loosening of the foundation during high speed, the outer ring of rolling bearing should be installed with a tight fit during the test. The axial force should be uniformly loaded a-

收稿日期: 2019-08-27; 修回日期: 2019-10-18

基金项目: 国家重大基础研究项目(613821)

作者简介: 黄金平(1977—), 男, 博士, 高级工程师, 研究领域为液体火箭发动机结构强度分析、转子动力学

long the bearing circumference, and its magnitude should be determined according to the comprehensive analysis of the specific bearing rotor system structure and the running state.

**Keywords:** turbo pump; rotor; rolling bearing; rotor dynamic balancing; axial force

## 0 引言

由于承载能力高、径向刚度大、能使起动及关机可靠以及与推进剂相容等诸多优点,液体火箭发动机涡轮泵一般采用滚动轴承<sup>[1]</sup>。工作过程中轴承承受复杂的交变载荷,轴承的受力状态和工况变化会引起不同的滚动偏移量,对转子动特性产生显著的影响。研究表明,以滚动轴承为支承的高速旋转系统动力学特性很大程度上取决于轴承的动力学特性<sup>[2]</sup>。滚动轴承的径向和轴向间隙对轴承刚度、阻尼有很大影响<sup>[3,4]</sup>,对于推力轴承,轴向力变化会引起轴承特性改变,不合理的轴向力一方面会导致转子的临界转速与实际值产生较大偏差,另一方面会造成转子的工作状态不稳定,出现非线性响应,使得高速下转子平衡精度较差,无法升至目标转速,不能有效开展转子动特性试验。不合理的轴向力还会恶化轴承工作状态,加速轴承磨损,降低涡轮泵工作的可靠性。

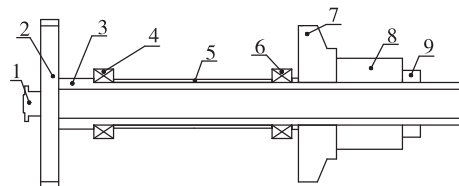
高速运行试验是研究涡轮泵轴系振动特性的重要手段<sup>[5]</sup>,通过运行试验研究涡轮泵滚动轴承-转子系统的振动特性,采取相应手段降低工作状态下的振动量级,为涡轮泵振动抑制提供技术支持,以提高发动机涡轮泵结构可靠性。

本文针对某大推力补燃循环液体火箭发动机涡轮泵轴系结构,在分析试验系统和试验方法的基础上,重点探索了非线性转子的高效动平衡、轴承-转子系统基础松动故障识别、轴向力对转子系统振动特性的影响等问题,并通过平衡效率、支承状态及轴向力加载状态等的优化设计,实现了该滚动轴承-转子系统的高速稳定运行。

## 1 涡轮泵轴系结构

某大推力补燃循环液体火箭发动机涡轮泵轴系为采用滚动轴承支承的两端悬臂串式结构,如图1所示。涡轮端为角接触球轴承,离心轮端为深沟球轴承,通过轴套对两轴承进行轴向精确定位。诱导轮压紧螺母对两轴承、轴套、离心轮及诱导轮等进行轴向压紧。涡轮盘中心安装有驱动转接法

兰,用于轴系高速运行试验时与联轴器连接为转子提供驱动力,该驱动转接法兰端部设计有定位凸台以确保转子和驱动联轴器的精确定位和对中。



1 - 驱动转接法兰; 2 - 涡轮盘; 3 - 涡轮泵轴; 4 - 角接触球轴承;  
5 - 轴套; 6 - 深沟球轴承; 7 - 离心轮; 8 - 诱导轮; 9 - 诱导轮压紧螺母。

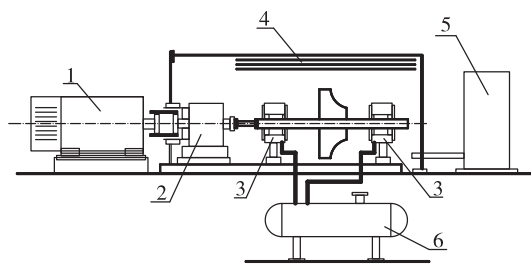
图1 涡轮泵轴系示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the turbo-pump shafting

## 2 试验系统及试验方法

### 2.1 试验系统

涡轮泵轴系运行试验在转子动力学试验系统上完成。整个系统由驱动系统(电机和齿轮箱)、支承系统(摆架)、真空仓和安全防护系统、抽真空系统、润滑系统及中央控制系统等6个单元组成,如图2所示。



1 - 驱动电机; 2 - 齿轮箱; 3 - 支承系统(摆架);  
4 - 真空仓和安全防护系统; 5 - 抽真空系统; 6 - 润滑系统。

图2 转子动力学试验系统组成

Fig. 2 Composition of the rotor dynamics test system

试验转子安装于支承系统上,并通过联轴器与齿轮箱输出端进行连接。为了减小运行过程中的气动阻力,轴系需在真空环境下运行。抽真空系统由多级真空泵组成,在抽真空的同时,起动润滑系统的供油泵为支承系统和齿轮箱提供润滑油。中央控制系统可对真空度、润滑油流量、温度、油压等

进行监测,各项监测参数满足要求后,对驱动系统发出起动指令开始运行试验。

## 2.2 试验方法

为有效开展涡轮泵转子运行试验,需解决以下问题:①试验件支承和驱动。结合涡轮泵转子运行工况设计、加工支承工装和驱动工装,对接试验件与试验台。②转子采用滚动轴承支承,高速运行时需考虑轴承的冷却和润滑。③试验件装配,根据需要设计和加工必要的装配工装。④合理布置转子振动位移、加速度以及轴承温度测点,试验中进行转子运行状态监测和数据记录。当实测振动值超过上限值时,需进行转子动平衡。⑤涡轮泵转子的角接触轴承必须施加合适的轴向力才能在高速下正常运行,试验中需解决轴向力的施加和精确控制问题。

为了模拟实际装机状态,试验转子通过自身轴承安装于刚性支承上并借助联轴器与齿轮箱高速输出端连接,联轴器须满足如下条件:其最大输出扭矩大于驱动试验转子的扭矩,且有一定的安全余量;质量小、平衡精度高,附加不平衡量较小;在实际安装状态下,联轴器在轴系最高工作转速范围内无临界转速;为了避免高速下连接状态的变化对平衡状态产生不可预知的影响,联轴器两端采用紧连接(刚性连接)<sup>[6]</sup>。基于以上原则,本试验采用钛合金材质的膜片联轴器,并设计为空心结构,两端均有精确的轴向及径向尺寸定位。

高速运行时,为避免部件连接面出现松动或错位,引起试验件动特性发生变化,支承部位的连接和安装均采用精确的定位配合。

良好的润滑和冷却是保证轴承正常运行的必要条件,它在增强轴承寿命的同时还能提高其承载能力,确保转子系统可靠有效地工作。合理选择和使用润滑剂,是保证轴承正常运行的重要措施。润滑剂包括润滑油、润滑脂和固体润滑剂,润滑剂需根据轴承温度、载荷及转速进行综合选择<sup>[7-8]</sup>。涡轮泵转子轴承为中高速滚动轴承,采用润滑油进行润滑。采用油润滑时,一般有油浴、喷油及油雾3种润滑方式可供选择<sup>[9-12]</sup>。由于搅动油液剧烈时要造成很大的能量损失,以致引起油液和轴承过热,因此油浴润滑适用于低速、轻载轴承;喷油润滑采用高压喷射的方法,将润滑油喷射至轴承内对其实施润滑,该润滑方式适用于中、高速轴系;油雾润滑是

利用压缩空气与少量的润滑油混合后形成油雾,然后输送到轴承润滑部位的一种润滑方式,其适用于高速场合。综合对比分析,涡轮泵转子运行试验两轴承均采用高压直喷式供油润滑。

在转子关键部位,如涡轮盘、离心轮及轴端等位置测量转子的径向振动,必要时测量某一截面两正交方向的振动,获得转子运动时的轴心轨迹,为转子的状态监测及故障诊断提供依据。试验中对两轴承的外环壁温进行实时监测,作为轴承运行状态判定的依据。结合涡轮泵转子实际工作过程中的测量结果,设定转子振动位移、轴承温度的最大允许值(警戒线),试验过程中监测数据超过警戒线需停机进行检查,分析数据并进行故障诊断。

## 3 涡轮泵转子高速运行状态优化

### 3.1 高速动平衡效率优化

转子升速过程中,若振动过大,且判别为转速一倍频振动(1f)占优,需进行转子动平衡。通过影响系数法开展转子平衡。

#### 3.1.1 影响系数平衡法

利用影响系数法,两平面平衡需运行转子3次,才能完成1次平衡过程<sup>[13-14]</sup>。

初次运行:使转子以转速 $\Omega$ 运行,在测点1和测点2处测得转子振动分别为 $A_{10}$ 和 $A_{20}$ 。

第2次运行:在第1校正面上加试重 $u_{T1}$ ,使转子仍以转速 $\Omega$ 运行,在测点1和测点2处测得转子振动分别为 $A_{11}$ 和 $A_{21}$ ,它们既包含了原始不平衡的影响,也包含了试重 $u_{T1}$ 的影响。试重的影响为

$$\Delta A_{11} = A_{11} - A_{10}, \Delta A_{21} = A_{21} - A_{20}$$

故影响系数为

$$a_{11} = \frac{A_{11} - A_{10}}{u_{T1}}, a_{21} = \frac{A_{21} - A_{20}}{u_{T1}}$$

第3次运行:去掉第1校正面上的试重 $u_{T1}$ ,在第2校正面上加试重 $u_{T2}$ ,再次使转子仍以转速 $\Omega$ 运行,测得转子振动分别为 $A_{12}$ 和 $A_{22}$ ,它们包含了原始不平衡及试重 $u_{T2}$ 的影响。试重 $u_{T2}$ 的影响系数为

$$a_{12} = \frac{A_{12} - A_{10}}{u_{T2}}, a_{22} = \frac{A_{22} - A_{20}}{u_{T2}}$$

求得影响系数后,就可由平衡条件

$$\begin{bmatrix} A_{10} \\ A_{20} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_{10} \\ u_{20} \end{bmatrix} = 0$$

求得平衡校正量  $u_{10}$  和  $u_{20}$  为

$$\begin{bmatrix} u_{10} \\ u_{20} \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} A_{10} \\ A_{20} \end{bmatrix}$$

由于涡轮泵转子系统在运行转速范围内属于刚性转子,仅需2个平衡校正面即可实现转子的平衡。转子系统预设平衡面为涡轮盘和离心轮,涡轮叶片围带及离心轮前突肩径向均布有平衡螺钉孔,通过加重方式进行转子平衡。

### 3.1.2 平衡效率优化

影响系数平衡法是建立在“转子1f响应与不平衡间线性关系”的基础上。滚动轴承-转子系统高速运行过程中,不可避免地存在一定的非线性(如轴承滚动体间的接触状态、润滑油黏性迟滞效应、轴承外环间隙、转子各装配零件间的内摩擦等引起的非线性),大多数情况下,在进行转子动特性分析时,与质量不平衡相比这些非线性因素的影响可忽略不计。但高速旋转时,这些非线性因素对转子平衡过程有着较大影响,因此必须加以考虑。

在转子高速动平衡过程中,平衡试重的选择对平衡精度有重要的影响。高速下若平衡试重过大,加试重后转子振动过大,不能升至平衡目标转速,无法实施动平衡;若平衡试重量过小,加试重前后转子的1f响应变化不明显,上述非线性因素将对加试重前后转子振动的变化量产生明显的影响,由3.1.1节可知,此时获得的影响系数误差较大,转子的平衡精度将严重降低。

在涡轮泵转子实际平衡操作中,为兼顾平衡精度和平衡效率,采取如下操作对平衡效率进行优化(图3)。施加较小的平衡试重  $u_T$  (一般小于1g),识别出相应的平衡校正量  $u_{01}$ 。然后将识别出的平衡校正量作为平衡试重,再次运行转子重新计算影响系数  $C$ ,进行平衡校正量识别,第二次识别的校正量为最终的平衡校正量  $u_0$ 。

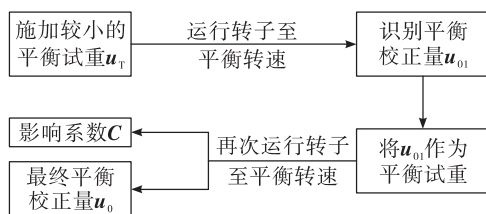


图3 平衡效率优化流程

Fig. 3 Optimization process of balance efficiency

图4为平衡效率优化前后平衡效果的对比结果。初次升速该涡轮泵转子至7000 r/min,涡轮端及离心轮端振动量级快速增大,需进行转子的动平衡。采用影响系数法平衡时,考虑到若加试重过大,可能存在振动增大后转子无法升速至目标转速7000 r/min的可能,因此分别在涡轮、离心轮处加较小的试重量,采取传统方法动平衡后转子振动位移有所减小,但减小幅度有限,并没有达到预期的平衡效果。改用图3所示的优化方法进行转子平衡,平衡效果明显,转子可稳定升速至11800 r/min。

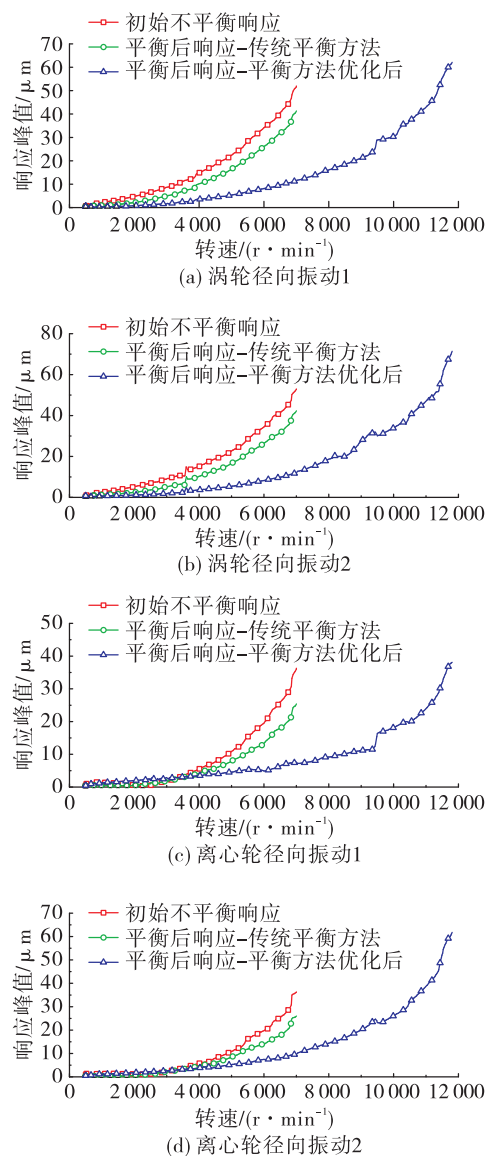


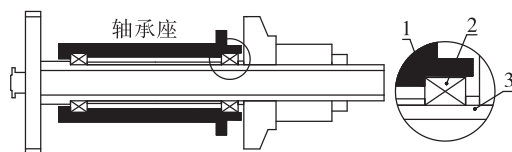
图4 平衡效率优化前后平衡效果对比曲线

Fig. 4 Comparison curves of balance effect before and after optimization of balance efficiency

7 000 r/min 时,采用传统平衡方法平衡后,各测点振动幅值减小率最大不超过 30%,而平衡效率优化后,一次平衡振动位移幅值减小率均大于 73.7%,平衡效率明显提高。

### 3.2 支承状态优化

在初期试验方案中,涡轮泵转子通过轴承座支承于试验台刚性支承(摆架)上,如图 5 所示。两轴承外环与轴承座径向为间隙配合。试验中分别在轴向、涡轮两正交方向及离心轮两正交测量转子的振动位移。



1 - 轴承座;2 - 涡轮泵转子滚动轴承;3 - 涡轮泵转子。

图 5 轴承座支承状态下转子系统示意图

Fig. 5 Schematic diagram of rotor system with the bearing pedestal

该支承状态下,在涡轮及离心轮处经过多轮次加重平衡后,转子最高升速至 12 500 r/min,振动位移主要表现为  $1f$  分量,如图 6 所示。可看出,0 ~ 7 000 r/min 转速范围内转子的平衡减振效果明显。9 000 r/min 附近,离心轮处振动位移突增,9 000 ~ 11 000 r/min 时振动位移较大但幅值基本保持稳定,转速高于 12 000 r/min 后,涡轮及离心轮处振动均急剧增大。后续经过多次运行和平衡,9 000 r/min 以上均不能有效平衡减振,在 12 500 r/min 附近无法继续升速。

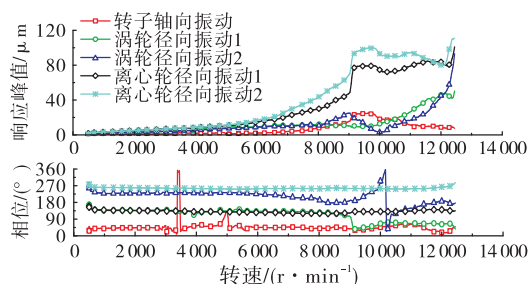


图 6 轴承座支承状态下转子  $1f$  振动位移变化曲线

Fig. 6 Displacement curve of rotor  $1f$  vibration

在保持转子结构状态及平衡状态不变的情况下,多次运行对振动位移的重复性进行对比。结果分别如图 7 和图 8 所示。

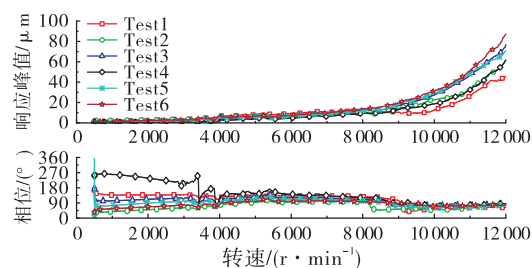


图 7 多次重复运行涡轮端径向振动位移 1 对比

Fig. 7 Comparison of radial vibration displacement of turbine end in repeated operation

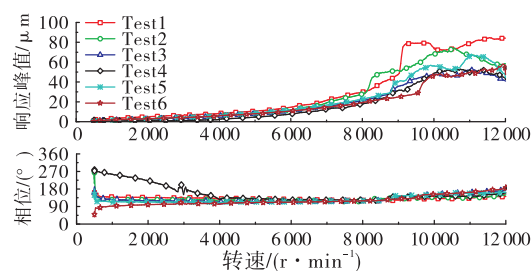


图 8 多次重复运行离心轮端径向振动位移 1 对比

Fig. 8 Comparison of radial vibration displacement of pump end in repeated operation

图 7 和图 8 的振动位移曲线对比分析表明:0 ~ 8 000 r/min 转速范围内,不同次重复运行转子的径向振动位移差异较小;8 000 ~ 9 000 r/min 范围内,不同次重复运行,涡轮端振动位移差异逐渐增大,但仍在可接受范围内,而离心轮处的振动差异已经较为明显;9 000 r/min 以后,随着转速升高,转子振动位移的差异越来越大,尤其是离心轮处,12 000 r/min 时,不同次运行振动位移幅值差异甚至超过了 100%,表明高速下转子的振动具有很强的随机因素影响,转子振动表现出很强的非线性特性。对于以线性系统为基础的影响系数法在此的应用自然会受到限制,平衡效率很低甚至出现平衡后某些振动增大的现象。

振动位移的频谱分析结果表明,在该支承状态下,转子振动位移的各阶倍频 ( $1f \sim 4f$ ) 均被激发出来。试后分解检查,发现离心轮端深沟球轴承外环有一整圈划痕,对应的测温传感器端部也有明显磨损痕迹,如图 9 所示。表明转子运行过程中该轴承外圈在爬动,轴承外圈安装间隙过大。结合以上现象,从故障诊断的角度分析,可知该状态下转子存



在基础松动的典型故障<sup>[15-18]</sup>。

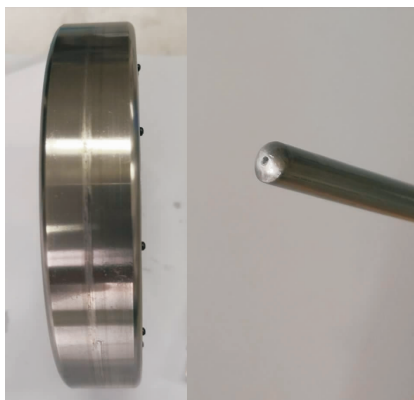
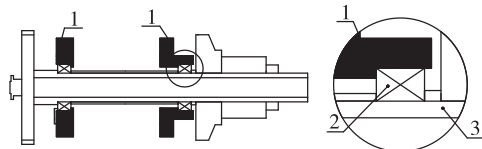


图9 轴承及温度传感器划痕

Fig. 9 Scratches of bearing and temperature sensor

为消除该故障,将整体式筒状结构的轴承座修改为两轴承分别独立的过渡环支承,过渡环与轴承外环小过盈配合,如图10所示。重新运行转子,最高升速至15 000 r/min,转子振动的重复性明显好转,完全消除了支承松动的影响。



1 - 轴承过渡环;2 - 涡轮泵转子滚动轴承;3 - 涡轮泵转子。

图10 支承状态优化结果示意图

Fig. 10 Schematic diagram of supporting state optimization results

### 3.3 轴向力加载状态优化

涡轮泵转子的角接触球轴承在工作过程中需承受一定的轴向力,否则该轴承的工作状态不稳定会诱发转子的非线性振动,造成高速下转子的平衡效率和平衡精度下降,影响转子进一步升速。在转子平衡效率及支承状态优化的基础上,轴向力最初通过两刚性支承(摆架)底部中心单点施加,当轴向力为100 kg时,经过平衡转子可升速至19 700 r/min。该状态下,0~19 500 r/min时转子的振动位移均在正常范围内变化,但转速高于19 500 r/min时,涡轮端振动位移急剧增大,多轮平衡后均无法有效进行减振,不能继续升速。将轴向力增大至160 kg,重新进

行转子平衡,可升速至22 000 r/min。继续增大轴向力,转子的运行状态并无明显改善。

将轴向力加载方式由刚性支承底部中心单点加载修改为刚性支承内孔三点均匀加载,两种轴向力加载方式对比示意图如图11所示。三点加载可确保两支承(摆架)轴向受载后与试验台基础的垂直度及两摆架之间的相互平行度,优化了两轴承的工作状态。每一点的轴向力通过力传感器两端的螺钉顶载实现,轴向力大小可通过螺钉的旋进量进行控制,通过力传感器进行精确测量。

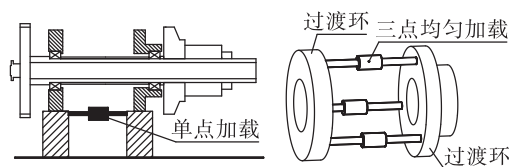


图11 两种轴向力加载方式对比

Fig. 11 Comparison of two axial force loading methods

在三点均匀加载状态下,调整轴向力至合适的大小,通过动平衡,转子最高可升速至25 000 r/min,达到了试验目的。振动位移曲线如图12所示。

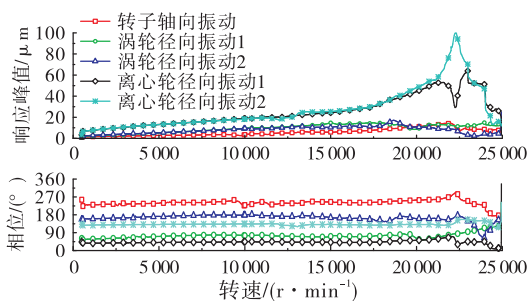


图12 0~25 000 r/min 升速过程中转子振动位移变化曲线

Fig. 12 Curves of rotor vibration displacement during 0~25 000 r/min run-up process

## 4 结论

本文通过涡轮泵滚动轴承-转子系统高速运行试验研究,得出以下结论:

1) 涡轮泵转子高速运行试验是一个复杂的动态过程,为确保试验顺利开展,需针对特定转子结构和具体试验需求解决试验件支承、驱动、轴承润滑冷却、试验件装配、转子振动及轴承温度监测、轴向力加载和控制等问题。

2) 为确保高速下轴系运行的可靠性和稳定性, 将联轴器对试验转子动特性的影响降到最小, 涡轮泵转子高速运行试验应采用刚性连接的柔性联轴器, 且要求该联轴器质量小、平衡精度高, 其两端应有精确的轴向及径向尺寸定位。

3) 涡轮泵转子高速轴承需采用高压直喷式供油, 该供油方式既可保证滚动轴承的润滑流量需求, 同时避免了轴承滚动体浸泡于润滑油内、高速下油温快速升高及轴承流阻增大的风险。

4) 高速下滚动轴承的非线性效应会对转子的平衡过程产生较大的影响, 造成转子的平衡效率和精度严重降低。采用本文提出的平衡效率优化方法可将一次平衡效率由 30% 提高至 73.7%。

5) 轴向力加载方式及轴向力大小对转子的振动有明显影响。为了实现涡轮泵转子的高速稳定运行, 轴向力应(沿轴承周向)均匀加载, 且应根据轴承-转子系统结构及运行状态确定大小合适的轴向力。

#### 参考文献:

- [1] 休泽尔 D K. 液体火箭发动机现代工程设计[M]. 朱宁昌, 译. 北京: 中国宇航出版社, 2004.
- [2] 吕运, 童大鹏, 田野, 等. 滚动轴承-转子系统动力学建模与仿真分析[J]. 机械强度, 2015, 37(6):1178-1185.
- [3] GUNDUZ A, DREYER J T, SINGH R. Effect of bearing preloads on the modal characteristics of a shaft-bearing assembly: Experiments on double row angular contact ball bearings[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2012, 31:176-195.
- [4] 蒋云帆, 廖明夫. 航空发动机高压转子前轴承刚度特性分析[J]. 推进技术, 2014, 35(8):1123-1130.
- [5] 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.
- [6] MUSZYNSKA A. Rotordynamics[M]. New York: CRC Press Taylor & Francis Group, 2005.
- [7] 苗旭升, 李斌, 黄智勇. 发动机涡轮泵流体动静压轴承应用分析[J]. 火箭推进, 2004, 30(6):1-4.  
MIAO X S, LI B, HUANG Z Y. Application analysis of liquid hybrid bearing for engine turbopump[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2004, 30(6):1-4.
- [8] 毛凯, 苗旭升, 陈晖, 等. 液体火箭发动机涡轮泵用轴承寿命试验研究[J]. 火箭推进, 2016, 42(5):24-27.  
MAO K, MIAO X S, CHEN H, et al. Experimental research on bearing life of turbopump in liquid rocket engine[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2016, 42(5):24-27.
- [9] 刘红彬, 王海洋, 张磊, 等. 高速滚动轴承喷油润滑油液穿透机理分析[J]. 航空动力学报, 2016, 31(7): 1766-1776.
- [10] PINEL S I, SIGNER H R, ZARETSKY E V. Comparison between oil-mist and oil-jet lubrication of high-speed, small-bore, angular-contact ball bearings[J]. Tribology Transactions, 2001, 44(3):327-338.
- [11] 李松生, 张钢, 陈晓阳, 等. 超高速电主轴轴承的润滑条件分析[J]. 润滑与密封, 2005, 30(5):162-165.
- [12] 郑龙席, 高晓果, 姜宏伟. 小型航空发动机油雾润滑技术实验与数值研究[J]. 机械科学与技术, 2011, 30(7):1133-1136.
- [13] 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.
- [14] BENTLY D E, CHARLES T H. Fundamentals of Rotating Machinery Diagnostics[M]. Minden, NV: Bently Pressurized Bearing Press, 2002.
- [15] 马辉, 孙伟, 王学军, 等. 转子系统松动故障特征分析[J]. 东北大学学报(自然科学版), 2009, 30(3): 400-404.
- [16] CHU F, TANG Y. Stability and non-linear responses of a rotor-bearing system with pedestal looseness[J]. Journal of Sound and Vibration, 2001, 241(5):879-893.
- [17] WU T, CHUNG Y, LIU C. Looseness diagnosis of rotating machinery via vibration analysis through Hilbert-Huang transform approach[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2010, 132(3):1-9.
- [18] 金路, 李爱民, 陈晖, 等. 配合间隙对涡轮泵转子低速动平衡的影响研究[J]. 火箭推进, 2017, 43(4): 14-17.  
JIN L, LI A M, CHEN H, et al. Effect of tolerance clearance on low-speed dynamic balance of turbopump rotor[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2017, 43(4):14-17.