

涡轮泵准刚性转子的临界转速识别

黄金平, 薛 杰, 窦 昱, 秦 洁, 雷党彬

(西安航天动力研究所 液体火箭发动机技术重点实验室, 陕西 西安 710100)

摘 要:以 Jeffcott 转子为对象, 从理论上介绍了重力副临界现象。在转轴有限元模型及轴承支承刚度修正的基础上, 对某大推力补燃循环液体火箭发动机涡轮泵转子的前两阶临界转速和振型进行了仿真分析。通过高速运行试验, 借助重力副临界识别出了转子的前两阶临界转速, 并与全转速运行的识别结果及仿真结果进行了对比, 1、2 阶临界转速识别结果误差分别小于 4.74% 和 6.74%。结果表明, 高速运行时角接触轴承滚动体接触状态的轻微变化会引起支承刚度及转子系统动态响应发生变化, 导致转子的运行状态波动, 因此难以通过全转速范围内的响应数据来精确识别转子的临界转速; 低速下滚动轴承-转子系统的运行稳定性较好, 采用重力副临界方法通过低速下的运行数据进行转子临界转速的识别(尤其是 1 阶临界转速识别)具有足够的精度。

关键词: 涡轮泵; 转子; 重力副临界; 临界转速

中图分类号: V43 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374(2022)03-0025-07

Critical speed identification of quasi-rigid rotor for turbo-pump

HUANG Jinping, XUE Jie, DOU Yu, QIN Jie, LEI Dangbin

(Science and Technology on Liquid Rocket Engine Laboratory,

Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: Taking the Jeffcott rotor system as the study object, the phenomenon of gravity subcriticality is introduced theoretically. On the basis of the finite element model of rotating shaft and the correction of bearing support stiffness, the first two critical speeds and modes of the turbo-pump of a large thrust liquid rocket engine with staged combustion cycle are simulated. Through the high speed operation test, the first two critical speeds of the rotor have been identified with the help of gravity subcriticality, and compared with the identification results and simulation results of full speed operation, the errors of the first-order and the second-order critical speed identification results were less than 4.74% and 6.74%, respectively. The results show that the slight change of rolling body contacting state of angular contact bearing will change the bearing stiffness and the rotor system response at high speed, so it is difficult to accurately identify the critical speed from the response data in the full speed range. The running stability of the rolling bearing-rotor is good at low speed and the identification of rotor critical speed (especially the first-order critical speed identification) using the gravity subcritical method based on the data of low speed operation has a high accuracy.

收稿日期: 2021-04-29; 修回日期: 2021-09-09

基金项目: 科工局稳定支持项目 (HTKJ2020KL011007); 基础研究项目 (11S2020KT12)

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

Keywords: turbo-pump; rotor; gravity sub-criticality; critical speed

0 引言

临界转速是表征转子动特性最重要的一个参数,对临界转速进行分析是转子系统设计、运行状态优化及故障诊断的重要内容^[1-3]。在有限的结构尺寸和质量限定范围内获得尽可能大的推力,要求液体火箭发动机涡轮泵的转速尽可能高,但工作过程中恶劣的力热环境限制了某大推力液体火箭发动机涡轮泵转子需设计为准刚性结构。对于该准刚性转子^[4-5],其工作转速距离临界转速的裕度较低,大范围推力调节过程中转子存在落入共振区内的风险,为了获得该涡轮泵转子的可靠性工作边界,对其临界转速进行分析十分必要。

临界转速的分析和确定可以通过仿真和实测两种途径^[6-7]。由于涡轮泵转子结构及装配状态复杂,仿真不可能完全精确模拟实际情况,误差不可避免。通过运行实测获得临界转速的方法最为可靠^[8-9],由于涡轮泵转子为准刚性转子,其工作转速低于 1 阶临界转速,传统通过运行 Bode 图识别临界转速的方法^[10-11]要求运行转速必须高于工作转速,存在过试验的风险。本文在理论分析的基础上,结合仿真研究,通过重力副临界的方法识别了涡轮泵转子的前两阶临界转速,并与传统全转速运行试验获得的临界转速进行了对比,结果表明重力副临界方法识别临界转速具有足够的精度。

1 重力副临界

图 1 所示的无阻尼水平安装 Jeffcott 转子,位于跨中质量为 m 的圆盘只在自身平面内运动,不产生回转效应。假定在 t 瞬时圆盘的状态如图 2 所示,因为无阻尼,两支承中心连线与圆盘的交点 o_1 、圆盘几何中心 o' 及质心 c 点总在一直线上。根据质心运动定理,圆盘质心 c 的运动微分方程为

$$\begin{cases} m\ddot{x}_c + kx_c = ke \cos \varphi - mg \\ m\ddot{y}_c + ky_c = ke \sin \varphi \end{cases} \quad (1)$$

式中: k 为轴的横向弯曲刚度; e 为偏心距; φ 为圆盘转动角度; x_c, y_c 为圆盘质心坐标; g 为重力加速度。

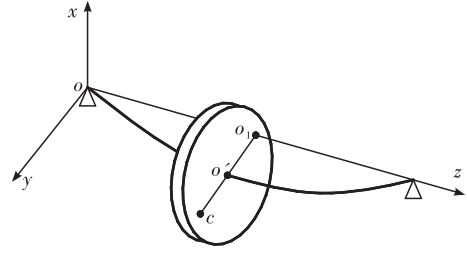


图 1 水平 Jeffcott 转子简图

Fig. 1 Schematic diagram of horizontal Jeffcott rotor

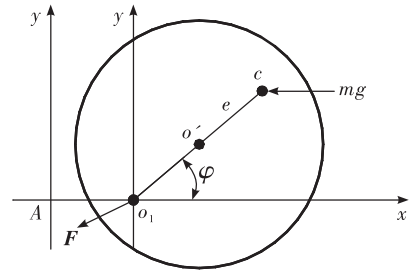


图 2 圆盘的瞬时位置及其所受的力

Fig. 2 Instantaneous position of the disk and the forces acting on it

对于 oz 轴,由动量矩定理可得

$$m\rho^2\ddot{\varphi} + m(x_c\ddot{y}_c - y_c\ddot{x}_c) = mgy_c \quad (2)$$

式中 ρ 为圆盘回转半径。

为简化方程,作坐标变换,把原点从 o_1 移到 A , 并令 $x_{cA} = x_c + mg/k$, 得到新坐标系中的运动微分方程为

$$\begin{cases} m\ddot{x}_{cA} + kx_{cA} = ke \cos \varphi \\ m\ddot{y}_c + ky_c = ke \sin \varphi \\ m\rho^2\ddot{\varphi} + m(x_{cA}\ddot{y}_c - y_c\ddot{x}_{cA}) = mge \sin \varphi \end{cases} \quad (3)$$

若转子的临界转速为 ω_{cr} ,当转子在副临界转速 $\dot{\varphi} = \omega_{cr}/2$ 下做等角速度自转时, $\ddot{\varphi} = 0$,并令 φ 的初始值为 0,则 $\varphi = \omega_{cr}t/2$ 。把上述假定代入式(3)的第三式,得到

$$m(x_{cA}\ddot{y}_c - y_c\ddot{x}_{cA}) = mge \sin \frac{\omega_{cr}t}{2} \quad (4)$$

可以求出同时满足式(3)和式(4)的解为^[12]

$$x_{cA} = -\delta_r \cos \omega_{cr}t + \frac{4e}{3} \cos \frac{\omega_{cr}t}{2} \quad (5)$$

$$y_c = -\delta_r \sin \omega_{cr} t + \frac{4e}{3} \sin \frac{\omega_{cr}}{2} t \quad (6)$$

式中 δ_r 为圆盘重力作用下弹性轴在跨中产生的静挠度, $\delta_r = mg/k$ 。

利用图2所示的几何关系,圆盘中心的运动方程为

$$x = -\delta_r (1 + \cos \omega_{cr} t) + \frac{e}{3} \cos \frac{\omega_{cr}}{2} t \quad (7)$$

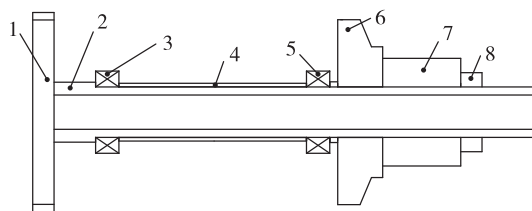
$$y = -\delta_r \sin \omega_{cr} t + \frac{e}{3} \sin \frac{\omega_{cr}}{2} t \quad (8)$$

可见,圆盘中心 o' 点在副临界时的进动由两个分量组成:与偏心距 e 有关的基频分量 ($\omega_{cr}/2$), 以及与重力引起的静挠度 δ_r 有关的倍频分量 (ω_{cr})。倍频分量的频率等于临界转速频率,转子在此转速下运行必然会产生与临界转速相关的共振峰。因此,可利用转子的这种响应特性,在副临界转速 ($\omega_{cr}/2$) 下对转子的临界转速进行识别。

2 临界转速仿真分析

2.1 涡轮泵转子结构

某大推力补燃循环液体火箭发动机涡轮泵转子为采用滚动轴承支承的两端悬臂串式结构,如图3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。



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

图3 涡轮泵轴系示意图

Fig.3 Schematic diagram of turbo-pump shafting

2.2 转子有限元建模及模型修正

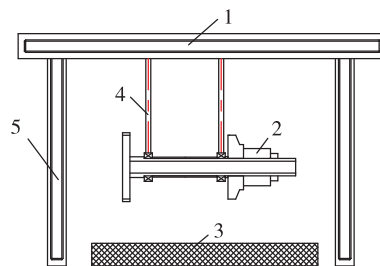
在涡轮泵转子系统有限元建模过程中,首先将转子结构进行离散,诱导轮、离心轮及涡轮盘简化

为集中质量,轴段简化为 Timoshenko 梁,轴承简化为弹性支承。综合轮盘、轴段及轴承等3类典型结构的分析结果得到转子系统运动方程^[13]为

$$M\ddot{U} + C\dot{U} + KU = Q \quad (9)$$

式中 M 、 C 、 K 、 Q 分别表示广义质量、阻尼、刚度和力矩阵。广义阻尼矩阵考虑了结构的实际阻尼和陀螺效应。

采用弹性绳在两轴承处将转子进行悬挂,通过锤击法开展自由模态试验,如图4所示。



1-横梁;2-涡轮泵转子;3-海绵垫;4-弹性绳;5-立柱。

图4 涡轮泵转子自由模态试验

Fig.4 Free mode test of turbo-pump rotor

模态试验与仿真结果的对比列于表1中,可看出前两阶自由模态频率的仿真和试验结果误差不超过1.39%,表明转子有较高的建模精度。

表1 涡轮泵转子前两阶模态修正结果

Tab.1 Correction results of the first two modes of turbo-pump rotor

阶数	模态试验结果/Hz	仿真结果/Hz	误差/%
1	560.6	552.8	-1.39
2	1126.6	1137.9	1.00

试验安装状态下,转子的支承刚度由轴承刚度及支承摆架的刚度决定。摆架的刚度可在精确建模基础上通过仿真获得,工作过程中的边界条件(摆架底部连接状态)对其结果影响较大,为此,在几何尺寸确定的前提下,通过模态试验对摆架的边界条件进行修正。摆架的前三阶模态修正结果列于表2中,试验和仿真振型对比如图5所示。摆架前三阶模态(频率及振型)的仿真与试验结果吻合度较高,表明摆架的修正模型合理有效。

表 2 刚性摆架前三阶模态修正结果

Tab. 2 Correction results of the first three modes of rigid pedestal

阶数	模态试验结果/Hz	仿真结果/Hz	误差/%
1	256.7	251.9	-1.87
2	562.6	554.4	-1.46
3	608.6	628.6	3.29

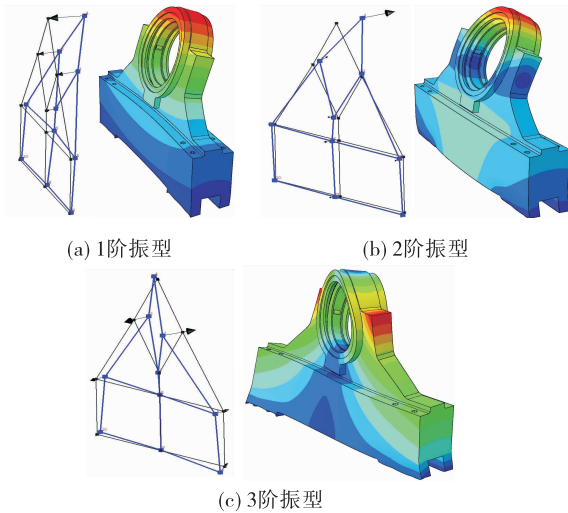


图 5 刚性摆架前三阶振型试验和仿真结果对比

Fig. 5 Comparison of experimental and simulating results of the first third vibration modes of rigid pedestal

采用修正后的摆架模型,在摆架内环建立一刚性环模拟轴承外环,在轴承外环与刚性环配合面建立接触对,由刚性环参考点上的作用力 F_i 及参考点沿力作用方向的位移 D_i 可得摆架沿不同方向的刚度^[14-15]为

$$K_i = \frac{F_i}{D_i} \quad i = x, y, z \quad (10)$$

轴承刚度的计算表达式为^[16]

$$K_x = 1170 \sqrt[3]{F_x d n^2 \cos^5 \beta} \quad (11)$$

式中: F_x 为轴承所受径向力; d 、 n 分别为滚珠直径和数目; β 为接触角。 F_x 、 β 与转子的平衡状态及运行状态(转速变化、轴向力大小)等密切相关,其值难以精确给出。为分析问题方便,本文通过力的平衡关系将转子的重力及额定工作转速下的剩余不平衡力进行分解获得两轴承的径向力 F_x ,接触角取公称接触角。通过式(11)获得涡轮泵两轴承的径

向支承刚度,与摆架的支承刚度串联合成为转子系统试验状态下的总支承刚度;离心轮端总支承刚度为 2.67×10^8 N/m,涡轮端总支承刚度为 1.55×10^8 N/m。

2.3 临界转速分析结果

在同步正进动,即自转角速度 Ω 与进动角速度 ω 满足 $\omega = \Omega$ 的情况下,求出式(9)的特征频率 $\tilde{\omega}$ 随转速 Ω 的变化曲线, $\tilde{\omega} = \Omega$ 时对应的转速即为转子系统临界转速 ω_{cr} 。仿真获得转子(试验状态)前两阶临界转速列于表3中,对应的振型见图6。

表 3 涡轮泵转子前两阶临界转速分析结果

Tab. 3 Analysis results of the first two critical speeds of turbo-pump rotor

阶数	仿真结果/(r · min ⁻¹)
1	21 863
2	26 728

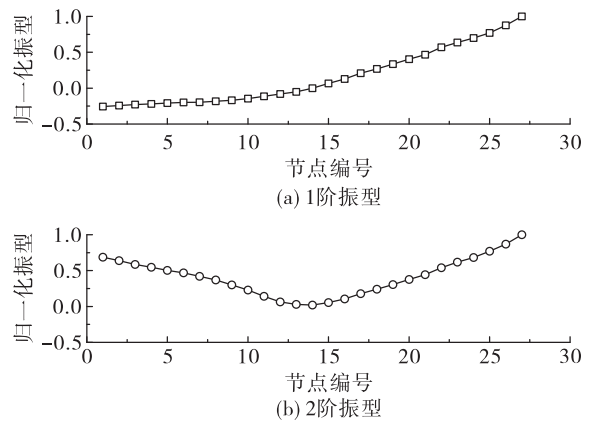


图 6 涡轮泵转子前两阶振型

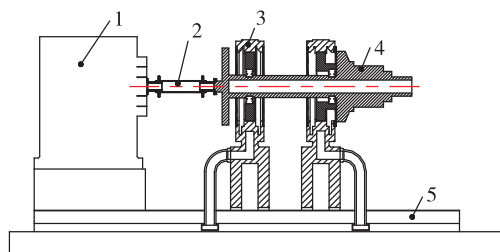
Fig. 6 The first two mode shape of turbo-pump rotor

3 临界转速的运行识别

升高速稳定运行是转子系统临界转速运行识别的必要条件,影响涡轮泵滚动轴承-转子系统平稳运行升高速的主要因素有安装状态、平衡状态及轴向力加载状态。安装状态包括转子自身安装、转子与试验台驱动/支承的安装对接、转子与驱动轴的对中以及轴承润滑等,其必须满足转子设计、运行的相关要求;在安装状态满足要求的同时,绝大

多数转子必须经过动平衡才能平稳升速至目标转速,动平衡是转速高速运行试验的一项主要工作。另外,对于该涡轮泵转子系统,由于其轴承结构的特殊性,转子系统需承受合适的轴向力才能稳定运行,研制经验表明该转子实际运行时的轴向力在1 000~5 000 N之间。试验过程中,对安装状态、平衡状态及轴向力大小不断调整优化,最终实现转子的高速运行。

涡轮泵转子高速运行试验系统如图7所示。试验转子通过自身轴承安装于刚性支承(摆架)上,刚性摆架底部与试验台基础紧固,采用轻质柔性联轴器连接试验转子与齿轮箱高速输出端,通过高压直喷式供油对涡轮泵转子滚动轴承进行润滑和冷却,在涡轮盘和离心轮处两正交方向测量转子的径向振动位移,为转子的运行状态监测提供依据。



1-驱动齿轮箱;2-柔性联轴器;3-刚性支承系统(摆架);
4-涡轮泵转子;5-基础。

图7 涡轮泵转子运行现场示意图

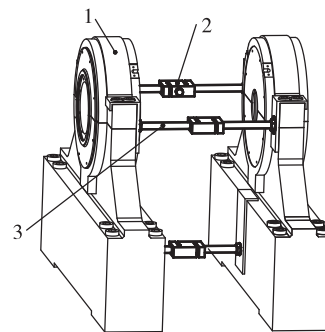
Fig.7 Schematic diagram of turbo-pump rotor operation

涡轮泵转子高速运行过程中,角接触轴承的轴向受力变化会引起不同的滚动体偏移量,导致接触角发生变化,对轴承支承刚度及转子动特性产生影响^[17-19],不合理的轴向力甚至会引起转子振动量级超标而无法升至目标转速。为精确模拟转子的实际运行工况,采取图8所示的方式进行轴向力的加载:通过周向三点均匀加载,每一加载点采用力传感器两端连接顶载螺栓实现。

转子升速过程中,若振动过大,且判别为1倍频振动(1f)占优,需进行转子动平衡。通过影响系数法^[20]在涡轮盘和离心轮处进行加重平衡。

开展多次高速运行对比试验,发现在不同轴向力加载状态下,涡轮泵转子高速(本文转速大于

20 000 r/min)时的振动具有一定的差异,共振峰值对应的转速也存在差异。分析可能的原因如下:由于高速下角接触轴承的滚动体接触状态会发生轻微变化,从而引起轴承支承刚度、轴承-转子系统动态响应发生改变,导致不同次运行转子响应峰值对应的转速会发生小量变化。由于轴向力对转子动特性的这种影响,因此难以通过全转速范围内的响应数据来精确识别转子的临界转速。但运行试验表明,低速下(转速小于15 000 r/min)该滚动轴承-转子系统的运行稳定性(振动状态一致性)明显趋于好转,基于此,本文采用重力副临界的方法仅通过低速下的运行数据识别转子的临界转速,并通过仿真结果及全转速范围内的运行数据对临界转速的识别结果进行验证。



1-支承系统(摆架);2-轴向力传感器;3-顶载螺栓。

图8 轴向力加载示意图

Fig.8 Schematic diagram of axial force loading

通过多次调试运行,将轴向力大小调整为2 000 N,转子最高可升速至25 000 r/min,振动位移变化曲线如图9所示。

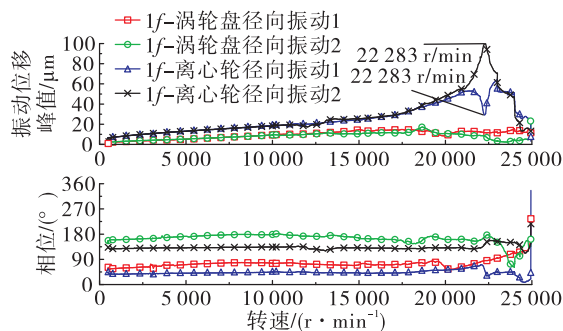


图9 0~25 000 r/min运行时涡轮泵转子振动位移变化曲线

Fig.9 Variation curve of rotor vibration displacement during 0~25 000 r/min operation

涡轮盘径向振动位移在0~25 000 r/min内突峰不明显,而离心轮的径向振动位移在22 283 r/min时出现明显的突峰。由于该涡轮泵转子最高工作转速不超过19 000 r/min,试验最高运行转速25 000 r/min已超最高工作转速31.6%,属于典型的过试验,在25 000 r/min时轴承温度已远超安全上限,存在很大的失效风险(试后分解检查该轴承保持架已出现磨损),因此未能开展重复性试验。

为确定图9中临界转速识别结果的有效性,结合重力副临界对转子的临界转速进行识别确认。图10为图9对应的振动位移 $2f$ 曲线,该曲线中,离心轮振动分别在11 450 r/min、12 520 r/min出现突峰。通过重力副临界分析可知,在试验的安装状态及轴向力加载状态下,转子系统的前两阶临界转速分别在22 900 r/min及25 040 r/min附近。

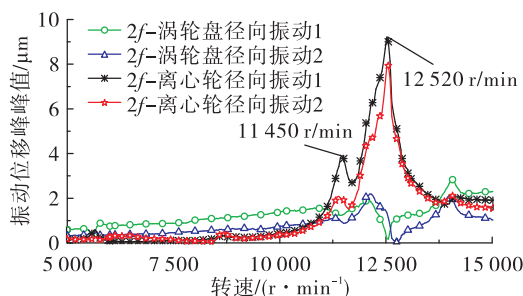


图10 转子振动位移的 $2f$ 曲线

Fig. 10 $2f$ variation curve of rotor vibration displacement

可看出1阶临界转速的仿真结果、全转速运行识别结果及基于重力副临界的识别结果分别为21 863 r/min、22 283 r/min及22 900 r/min,通过重力副临界识别的1阶临界转速与仿真结果、全转速运行识别结果的误差分别为4.74%和2.77%。2阶临界转速的仿真结果及基于重力副临界的识别结果分别为26 728 r/min、25 040 r/min,两者的误差为6.74%。

通过与仿真结果和全转速运行结果的对比分析表明,基于重力副临界的涡轮泵转子临界转速结果是合理可行的。

4 结论

本文在仿真分析的基础上,结合高速运行试验结果,通过重力副临界方法对涡轮泵转子系统的前

两阶临界转速进行了识别和分析,得出以下结论。

1)对于复杂涡轮泵转子结构,为确保建模精度,可通过模态试验对转轴及支承模型进行修正。

2)高速运行时角接触轴承滚动体接触状态的轻微变化会引起支承刚度及转子系统动态响应发生变化,导致转子的运行状态波动,不同次运行时转子响应峰值对应的转速会有一定差异,因此难以通过全转速范围内的响应数据来精确识别转子的临界转速;低速下滚动轴承-转子系统的运行稳定性较好,可采用重力副临界的方法通过低速下的运行数据进行转子临界转速的识别。

3)本文通过重力副临界识别的涡轮泵转子1阶临界转速与仿真结果、全转速运行识别结果的误差分别为4.74%和2.77%,2阶临界转速识别结果与仿真结果的误差为6.74%,表明基于重力副临界对涡轮泵刚性转子进行临界转速识别(尤其是1阶临界转速识别)具有足够的精度。

4)应用重力副临界方法,只需通过低速运行即可识别出转子的临界转速,降低了传统的全转速运行识别临界转速存在的过试验风险,对于涡轮泵等准刚性转子的临界转速识别及工作转速裕度判定有重要意义。

参考文献:

- [1] 窦唯,褚宝鑫. 支承总刚度对涡轮泵转子临界转速及稳定性的影响[J]. 火箭推进,2014,40(1):30-38.
DOU W, CHU B X. Effect of bearing supporting stiffness on dynamic stability and critical speed of turbopump rotor system[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2014, 40(1): 30-38.
- [2] 李振将,王志峰,宋满存,等. 超高速涡轮泵轴系临界转速计算方法及影响因素分析[J]. 燃气涡轮试验与研究,2017,30(1):58-62.
- [3] 李超,刘延峰,艾丽昆. 基于混合模型的转子临界转速计算[J]. 振动与冲击,2010,29(11):245-248.
- [4] 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.
- [5] MICHEL L, GUY F. Rotordynamics prediction in engineering[M]. New York: John Wiley & Sons Ltd, 1997.
- [6] 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.
- [7] 王毅,林茂武,肖忠会. 离心压缩机转子临界转速测试与

- 分析[J]. 风机技术,2013,55(4):27-32.
- [8] 蔡乾杰. 小型涡扇发动机高速柔性转子系统动力学设计及试验研究[D]. 上海:上海交通大学,2018.
- [9] 罗巧军,褚宝鑫,须村. 氢涡轮泵次同步振动问题的试验研究[J]. 火箭推进,2014,40(5):14-19.
- LUO Q J, CHU B X, XU C. Experimental research for sub-synchronous vibration problems of hydrogen turbopump[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2014, 40(5):14-19.
- [10] 贾武同. 大型水轮发电机组轴系临界转速模拟试验研究[J]. 机械强度,1999,21(1):7-9.
- [11] 何鹏,刘占生,黄飞淋,等. 拉杆转子临界转速随拉紧力变化规律试验[J]. 振动·测试与诊断,2014,34(4):644-649.
- [12] 顾家柳,丁奎元,刘启洲,等. 转子动力学[M]. 北京:国防工业出版社,1985.
- [13] 闻邦椿. 高等转子动力学:理论、技术与应用[M]. 北京:机械工业出版社,2000.
- [14] 石清鑫,袁奇,胡永康. 250 t 高速动平衡机摆架的动刚度分析[J]. 机械工程学报,2011,47(1):75-79.
- [15] 李玲玲,王克明. 某型航空发动机后支承动刚度的有限元计算[J]. 沈阳航空工业学院学报,2007,24(3):5-7.
- [16] 《航空发动机设计手册》总编委会. 航空发动机设计手册(第19册):转子动力学及整机振动[M]. 北京:航空工业出版社,2000.
- [17] JANG G, JEONG S W. Vibration analysis of a rotating system due to the effect of ball bearing waviness[J]. Journal of Sound and Vibration, 2004, 269(3/4/5):709-726.
- [18] 邓四二,王燕霜,李新宁. 轴承预紧力与系统固有频率关系的试验[J]. 航空动力学报,2010,25(8):1883-1887.
- [19] 赵耿,刘保国,冯伟,等. 轴承预紧力对转子系统静态特性的影响[J]. 动力学与控制学报,2018,16(6):520-525.
- [20] BENTLY D E, CHARLES T H. Fundamentals of rotating machinery diagnostics[M]. Minden, NV: Bently Pressurized Bearing Press, 2002.