

大涵道比涡扇发动机低压转子 现场动平衡技术

陈 曦, 廖明夫, 张霞妹, 王四季
(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710129)

摘 要: 针对大涵道比涡扇发动机, 建立基于最小二乘影响系数的低压转子现场动平衡方法, 研制动平衡测试系统, 搭建模型转子实验器, 开展相关动力学特性计算与动平衡实验, 并在真实发动机台架实验中验证其正确性、有效性与可靠性. 结果表明: 采用跟踪高脉冲、定比例方波的方法识别高齿信号, 并对振动信号进行整周期截取、插值处理与多次平均, 能够保证转速与相位测量的准确度与稳定性. 1 号支点对风扇不平衡较为敏感, 5 号支点对涡轮不平衡较为敏感, 而 2 号支点对两者均敏感, 但对风扇不平衡的敏感度更大. 在保证动平衡效果的前提下, 与三圆平衡法相比, 低压转子现场动平衡技术能够提高操作便捷性, 减少起停次数, 降低时耗, 具有一定的工程应用前景.

关 键 词: 现场动平衡; 高齿信号识别; 影响系数法; 低压转子; 涡扇发动机; 大涵道比

中图分类号: V231.1 **文献标志码:** A

Field balancing technology for low pressure rotors of high bypass ratio turbofan engines

CHEN Xi, LIAO Ming-fu, ZHANG Xia-mei, WANG Si-ji
(School of Power and Energy,
Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710129, China)

Abstract: For high bypass ratio turbofan engines, a field balancing method for low pressure rotors was established based on least-square influence coefficient, and a testing system for dynamic balancing was developed. After a model rotor experiment rig was built up, relevant calculation of dynamic characteristics and balancing experiments were conducted. And the correctness, validity and reliability of the field balancing technology were verified in a bench experiment of actual engine. Results indicated that using the method of tracking high pulse and transforming square wave according to fixed proportion can identify the high-tooth signal, and integral period interception, interpolation processing and multiple times averaging of vibration signals can ensure the accuracy and stability of speed and phase measurement. The No. 1 support was more sensitive to the fan unbalance, and the No. 5 support was more sensitive to the turbine unbalance, while the No. 2 support was sensitive to both unbalances, and the sensitivity to the fan unbalance was greater. Under the premise of ensuring the balancing effectiveness, when compared with the three-circle balancing method, the field

收稿日期: 2015-07-28

作者简介: 陈曦(1991—), 女, 博士生, 研究方向为航空发动机转子动力学、动平衡技术与振动测试.

通讯作者: 廖明夫(1960—), 男, 教授、博士生导师, 博士, 主要从事航空发动机转子动力学、航空发动机故障诊断及风力发电技术研究. E-mail: mfliao@nwpu.edu.cn

引用格式: 陈曦, 廖明夫, 张霞妹, 等. 大涵道比涡扇发动机低压转子现场动平衡技术[J]. 航空动力学报, 2017, 32(4): 808-819.
CHEN Xi, LIAO Mingfu, ZHANG Xiamei, et al. Field balancing technology for low pressure rotors of high bypass ratio turbofan engines[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(4): 808-819.

balancing technology for low pressure rotors can also facilitate the operational convenience, decrease the number of startups and shutdowns, and achieve less time consumption with a bright prospect in engineering application.

Key words: field balancing; high-tooth signal identification; influence coefficient method; low pressure rotor; turbofan engine; high bypass ratio

大涵道比涡扇发动机低压转子的转动惯量很大,风扇叶片具有展向长、弦向短、刚度小、数目众多且质量各有差别等特点,容易出现质量不平衡的现象,从而导致发动机振动超标.在发动机装配、测试以及检修等环节,国内一般只在低速动平衡机上进行叶片优化排序以及低速动平衡,目前并不存在大直径的高速动平衡机能对低压转子进行动平衡.因此,有必要研究大涵道比涡扇发动机低压转子现场动平衡技术,以实现发动机不分解情况下整机现场动平衡,降低振动水平,提高低压转子稳定工作裕度.

对于装在台架上或飞机、舰船上的发动机进行现场动平衡,国外发动机早期采用一试法与矢量分析法,后来逐渐采用影响系数法. Thompson 等^[1-3]采用影响系数法对 LM2500 型舰用燃气轮机的燃气发生器转子,进行多平面多转速的现场动平衡.目前国内发动机本机平衡主要运用三圆平衡法^[4],矢量分析法^[5],以及三圆法与一试法相结合的方法.三圆平衡法只需记录平衡面振动幅值,无需监测不平衡量的方向,对平衡现场检测设备要求较低,但开车次数至少 5 次,平衡转速单一,实验成本较高^[6].一试法与矢量分析法的优点在于多转速平衡,但需要事先已知灵敏度和相位滞后角,并需要对多组转速下的不平衡矢量进行折衷处理,以获得最终平衡配重.

基于影响系数法的本机平衡在国外的发展已比较成熟,但在国内仍处于技术积累与模型转子实验阶段.章璟璇^[7]对影响系数法进行改进,利用 BT-25 型软支撑动平衡机对微型涡喷发动机向心涡轮转子与离心压气机转子进行刚性转子的动平衡.唐广^[8]建立模拟对转小涵道比涡扇发动机低压转子的有限元模型,并在高速旋转实验器上进行影响系数法动平衡.邓旺群等^[9]以涡轴发动机的动力涡轮转子为研究对象,提出多转速、多平面、分步平衡的基于影响系数法的高速动平衡,并进行高速旋转实验器验证.

本文参照典型涡扇发动机低压转子结构,并

结合影响系数法动平衡理论^[10]和现场动平衡实践经验^[11-12],研究低压转子整机现场动平衡方法,在 LabWindows/CVI 虚拟仪器软件开发平台^[13-14]下设计动平衡测试系统软件,按照结构与动力学特性相似的原则设计模型转子实验器,开展相关动力学特性计算与动平衡实验,包括临界转速与振型测量,高齿信号电压测量,不平衡敏感性识别,一次试重与重用影响系数动平衡等.在模型转子实验的基础上,进而在真实发动机台架实验中,验证低压转子现场动平衡技术的正确性、有效性以及可靠性.

1 最小二乘影响系数现场动平衡方法

1.1 最小二乘影响系数动平衡方法

基于最小二乘影响系数的动平衡方法旨在寻求一组校正质量,使各测点在各平衡转速下残余振动值的平方和最小.选取 N 个平衡转速 $(\Omega_1, \Omega_2, \cdots, \Omega_n, \cdots, \Omega_N)$, K 个平衡校正面(轴向位置 $z_1, z_2, \cdots, z_k, \cdots, z_K$)以及 M 个测点 $(b_1, b_2, \cdots, b_m, \cdots, b_M)$.

设原始不平衡转子以转速 Ω_n 转动时,测点 b_m 的振动(位移、速度或加速度复矢量)为 $r_0(b_m, \Omega_n)$. 今在 z_k 处的校正平面上加试重 u_{tk} 后,测点 b_m 的振动变为 $r_k(b_m, \Omega_n)$, 则影响系数 $A_{m \times n, k}$ 为

$$A_{m \times n, k} = \frac{r_k(b_m, \Omega_n) - r_0(b_m, \Omega_n)}{u_{tk}} \tag{1}$$

式中 r_k, r_0, u_{tk} 与 $A_{m \times n, k}$ 均为复数.

若采用保留试重的方式进行动平衡时,则影响系数 $A_{m \times n, k}$ 为

$$A_{m \times n, k} = \frac{r_k(b_m, \Omega_n) - r_{k-1}(b_m, \Omega_n)}{u_{tk}} \tag{2}$$

根据平衡方程

$$A_{MN \times K} u_{K \times 1} + r_{0 M \times 1} = 0_{M \times 1} \tag{3}$$

当使用位移传感器进行动平衡时,考虑到转子初始弯曲引起的振动无法通过动平衡消除,可以在低转速下测量转子初始弯曲时的振动响应 $(r_{b1}, r_{b2}, \cdots, r_{bm}, \cdots, r_{bM})$,将 r_0 用 $r_0 - r_b$ 替换,从而去除初始弯曲量的影响.

在实际情况下,转子不能提供足够多的校正平面,即 $K < M \times N$,则式(2)无法求得唯一解,因此采用最小二乘法,使残余振动的平方和最小,残余振动为

$$\boldsymbol{f} = \boldsymbol{A}\boldsymbol{u} + \boldsymbol{r}_0$$

(4)

则残余振动的平方和为

$$\boldsymbol{f}^{*\text{T}}\boldsymbol{f} = (\boldsymbol{u}^{*\text{T}}\boldsymbol{A}^{*\text{T}} + \boldsymbol{r}_0^{*\text{T}})(\boldsymbol{u}\boldsymbol{A} + \boldsymbol{r}_0)$$

(5)

式中 $\boldsymbol{f}^{*\text{T}}$ 为 $\boldsymbol{f}$ 的共轭转置。

对 $\boldsymbol{f}^{*\text{T}}\boldsymbol{f}$ 关于 $\boldsymbol{u}$ 求极值,即 $\frac{\partial(\boldsymbol{f}^{*\text{T}}\boldsymbol{f})}{\partial \boldsymbol{u}} = 0$,则平衡校正量

$$\boldsymbol{u} = -(\boldsymbol{A}^{*\text{T}}\boldsymbol{A})^{-1}\boldsymbol{A}^{*\text{T}}\boldsymbol{r}_0$$

(6)

如若将式(7)算得的平衡校正量 $\boldsymbol{u}$ 加在转子上后,仍未达到所要求的平衡精度,则可以将该校正量作为试重,重新计算相应的平衡校正量。

1.2 转速信号与整周期处理

对于涡扇发动机低压转子现场动平衡,准确的转速与稳定的相位是保证平衡成功的前提条件。根据工程实践,大涵道比涡扇发动机低压转子一般通过测量转速传感器探头与测速齿盘的间隙来获得转速信号。由于某型涡扇发动机的测速齿盘有 30 个齿(1 个高齿和 29 个普通齿),一个周期内转速信号的波形存在 30 个脉冲(1 个高脉冲和 29 个低脉冲)。

原始转速信号为电压信号,但其高脉冲与低脉冲的电压值会受到转速大小、环境噪声等影响而出现上下波动。若根据固定电压阈值来识别高齿信号,则很有可能影响转速与相位测量的稳定性、准确度甚至正确性。

因此,对于低压转子的转速信号,必须采用跟踪高脉冲、定比例方波的方法进行处理,保证普通齿的电压值始终小于电压阈值,而且保证高齿脉冲信号始终能被捕捉或识别,从而确保转速与相位测量的稳定性、准确度以及一致性。跟踪高脉冲、定比例方波的转速信号处理方法的原理如图 1 所示,图中 $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ 分别为 3 个时刻的相角。转速信号与整周期处理的流程如图 2 所示。

根据实时电压信号确定电压阈值,比例定为 85% 高齿电压,将高于阈值的高齿脉冲信号转换成 TTL(transistor-transistor logic)电平信号的高电平,将低于阈值的普通齿脉冲信号转换成 TTL 电平信号的低电平,从而识别高齿信号。当转速不变时,相邻周期的时间相同 $T_1 = T_2$;当转速波动时,相邻周期的时间不同 $T_1 \neq T_2$ 。

为保证振动信号的整周期,将转速信号作为

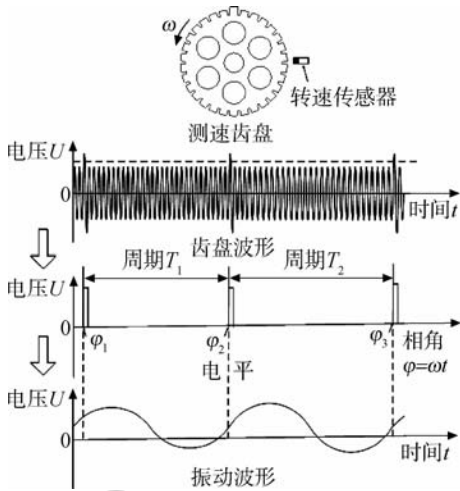


图 1 转速信号处理

Fig. 1 Speed signal processing

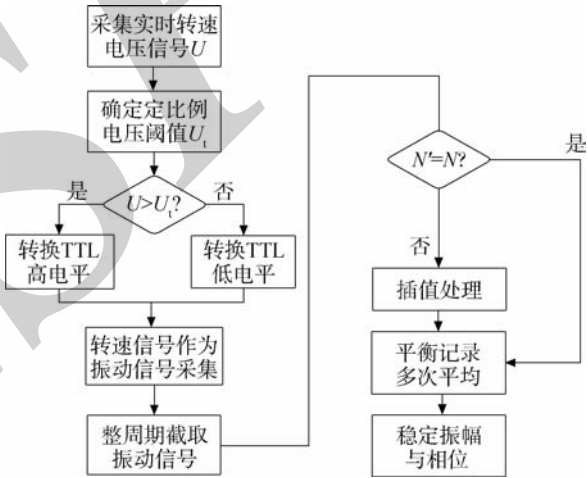


图 2 转速信号与整周期处理流程图

Fig. 2 Flow chart of speed signal and integral period processing

一路振动信号进行采集^[15],然后利用转速的上升沿,对振动数据进行整周期分离截取,此时每周期采集点数可能不同 $N_1 \neq N_2$ 。当实际每周期采集点数 N' 与系统设置值 N 相等时,不对该周期数据做插值处理。而当 N' 大于或小于 N 时,采用一元全区间插值法^[16]进行插值。数据整周期截取并插值处理,既保证整周期采样,降低频谱泄露与失真程度,又保证每周期数据同相,防止相位出现过大大跳动。

采用复化辛普森公式,求出傅里叶级数 1 阶量的实部与虚部,重构时域波形,获得 1 阶量的相位。对平衡记录的 1 阶量振幅与相位进行多次平均,能进一步避免由于测量误差引起的振幅与相位跳动。

综上所述,相比于根据固定的电压阈值识别高齿信号,采用跟踪高脉冲、定比例方波的方法识别高齿信号,并对振动信号进行整周期截取、插值处理与多次平均,能够保证转速与相位测量的准确度与稳定性。

2 模型转子实验器

模型转子实验器结构的适用性与完整性是保证对真实航空发动机最佳近似、充分反映动力学行为的必要条件。参照大涵道比涡扇发动机 CFM56 结构,根据结构与动力学相似的原则,设计并搭建模型转子实验器^[17],使其满足相似理论,既保证结构相似(0-2-1 三支点支承方式,套齿

联轴器连接风扇轴与涡轮轴等),又保证动力学相似(临界转速与振型等)。

2.1 模型转子实验器结构

模型转子实验器采用双盘、三支点的转子结构,用于模拟大涵道比涡扇发动机的低压转子。模型转子动平衡测试系统(包括硬件和软件)如图 3 所示,模型转子实验器如图 4 所示。

模型转子实验器的支承方式为 0-2-1 三支点,1 号支点为刚性支承,2 号和 5 号支点均为鼠笼弹性支承。利用 ANSYS 计算各种支承刚度组合下转子的前两阶临界转速,研究支承刚度对转子临界转速的影响规律。为了达到前两阶临界转

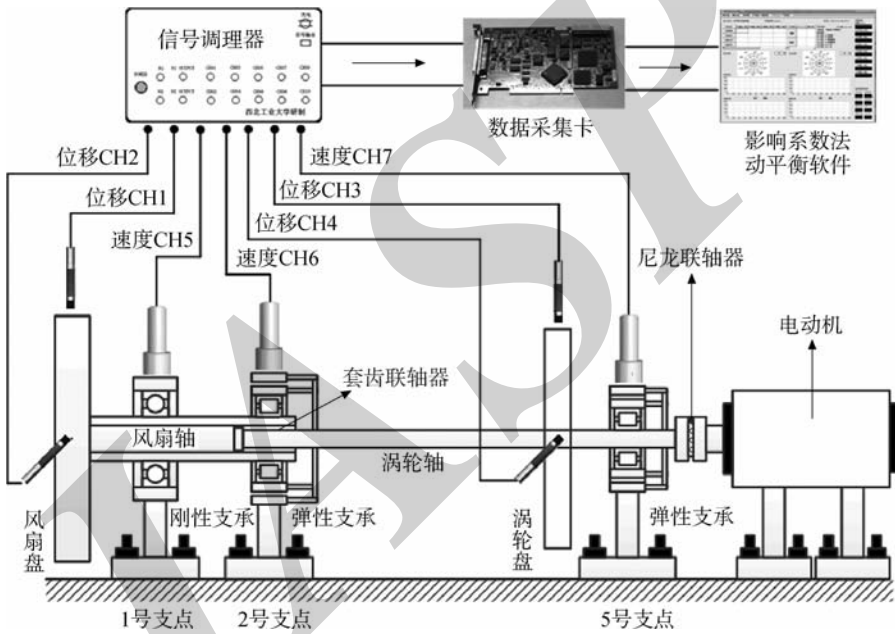


图 3 模型转子动平衡测试系统

Fig. 3 Dynamic balance testing system of model rotor

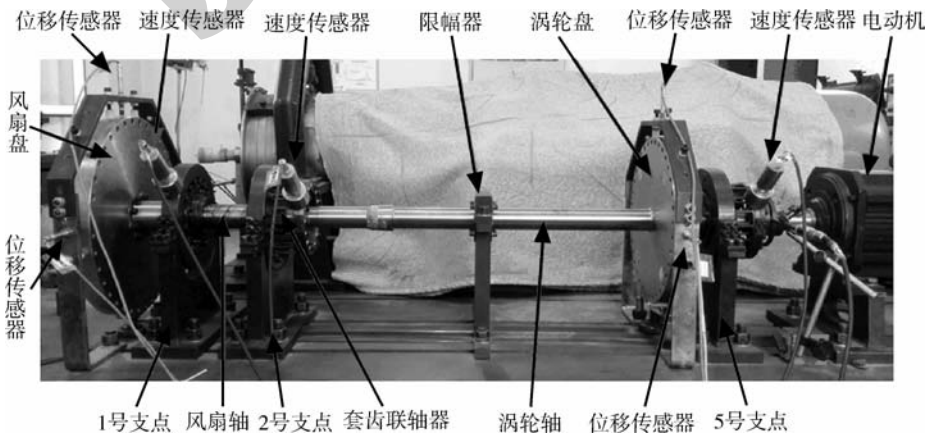


图 4 模型转子实验器

Fig. 4 Model rotor experiment rig

速的设计要求,选取 1 号支点刚度为 1.0×10^8 N/m;选取 2 号支点刚度为 1.3×10^6 N/m;并选取 5 号支点刚度为 1.4×10^6 N/m. 采用套齿传扭、两端圆柱面定心以及轴向大螺母锁紧的方式实现风扇轴与涡轮轴的近似刚性连接. 随着轴向大螺母拧紧力矩的增大,转子的前两阶临界转速增幅较小,前两阶振型曲线的形状基本不变,风扇轴与涡轮轴趋向于一根完整的轴.

2.2 传感器布置

振动传感器安装位置见表 1. 实验过程中,采用 4 个振动位移传感器(Schenck,IN-085)测量风扇盘或涡轮盘的位移信号,3 个速度传感器(B&K,VS-080)测量 3 个支点的速度信号. 另外,采用 1 个 GZ-67 型低压转子转速传感器测量转速信号,而测速齿盘为方便测量,安装在风扇盘前端,如图 5 所示. 在某型涡扇发动机中,该型转速传感器是安装于中介机匣的支板上,顺航向约 4 点钟方向,用于实时测量低压转子转速.

表 1 传感器安装位置
Table 1 Sensor mounting position

通道号	传感器安装位置	传感器类型
CH1	风扇盘(竖直)	位移
CH2	风扇盘(水平)	位移
CH3	涡轮盘(竖直)	位移
CH4	涡轮盘(水平)	速度
CH5	1 号支点(与水平 45°)	速度
CH6	2 号支点(与水平 45°)	速度
CH7	5 号支点(与水平 45°)	速度

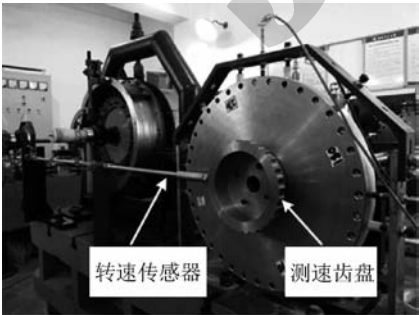


图 5 转速传感器与测速齿盘

Fig. 5 Speed sensor and fluted disc for speed measurement

2.3 临界转速与振型

模型转子的 ANSYS 二维有限元计算模型如

图 6 所示. 通过测量加装测速齿盘的模型转子增速幅频特性曲线,获得临界转速实测值. 前两阶计算与实测的临界转速见表 2,计算值稍大于实测值,但相对误差不超过 1.5%. 前两阶计算与实测的振型如图 7 所示,1 阶振型为带弯曲的俯仰振型,说明 1 阶主要是支承变形,而转轴的变形较小;而 2 阶为弯曲振型,说明 2 阶主要是转轴变形. 2 阶单边弯曲振型. 临界转速与振型的计算值与实测值吻合度良好,说明计算结果在转子设计初步具有一定的参考性.

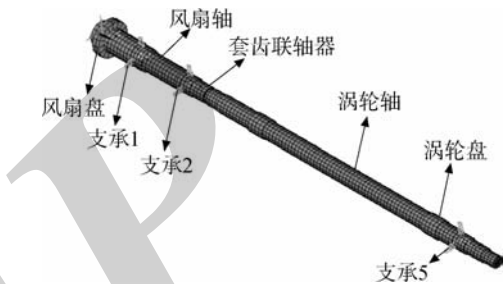


图 6 转子有限元模型
Fig. 6 Finite element model of rotor

表 2 前两阶临界转速
Table 2 The first two critical speeds

阶次	临界转速/(r/min)		相对误差/%
	计算值	实测值	
1 阶	2298.515	2268	1.35
2 阶	3345.339	3297	1.47

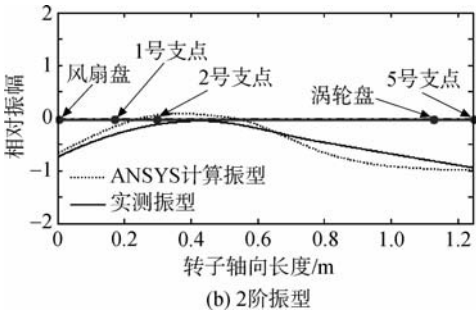
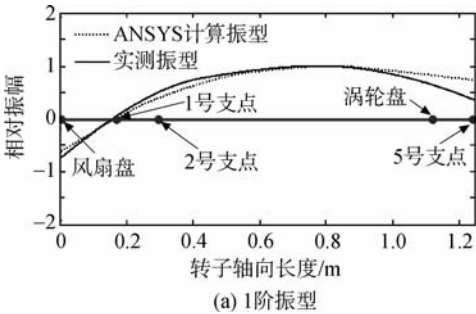


图 7 前两阶振型

Fig. 7 The first two vibration modes

3 高齿信号电压

由于转速传感器探头与普通齿的设计工作间隙范围为 0.8~1.1 mm,而高齿与普通齿的齿高相差 0.35 mm,则探头与高齿的工作间隙范围为 0.45~0.75 mm. 然而多次实验结果表明,临界转速处风扇盘水平振幅最大可达 0.43 mm. 为安全起见,将最小间隙设置为 0.85 mm.

当转速传感器探头与普通齿的工作间隙为 0.85 mm 时,分别在转速 1000,1800,2200,2600 r/min 下测量齿盘波形. 如图 8 所示,横坐标为时间,纵坐标为电压. 当工作间隙为 0.85 mm 时,转速传感器准确获得高齿脉冲信号,而且随着转速从 1000r/min 增加至 2600r/min,高齿、普通齿脉冲信号的电压值均增大. 其中,高齿电压峰峰值快速增大,从 5649.5 mV 增大到 9600.7 mV;而普通齿电压峰峰值则缓慢增大,从 4000 mV 左右增大到 7000 mV 左右. 由此说明,高齿与普通齿电压变化范围有交集,若采用普通键信号处理方法,

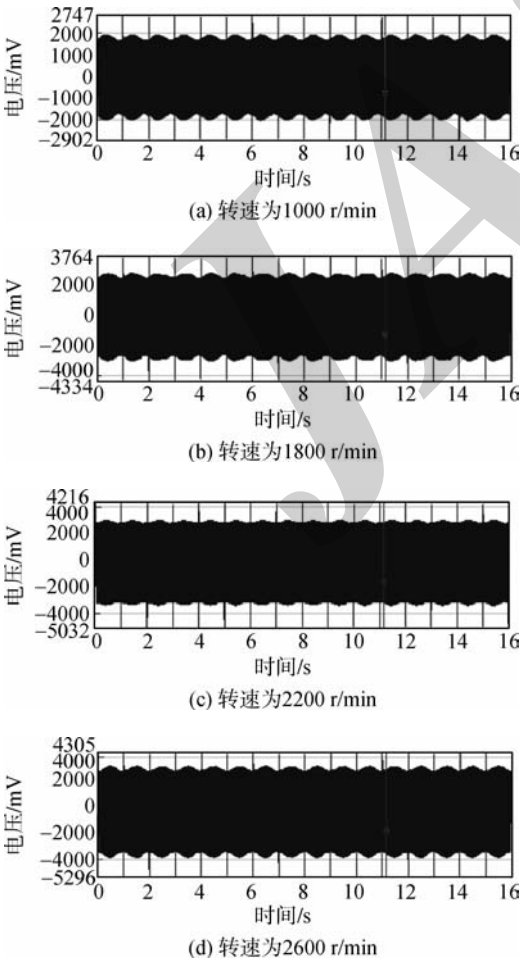


图 8 齿盘波形(间隙为 0.85 mm)
Fig. 8 Waveform of fluted disc (clearance of 0.85 mm)

则很有可能导致转速的测量值与实际值偏差较大. 而采用跟踪高脉冲、定比例方波的处理方法,则始终保证了转速测量的准确度.

通过实验验证,当转速传感器探头与普通齿的工作间隙分别为 0.85,1.0 mm 以及 1.1 mm 时,采用跟踪高脉冲、定比例方波的转速信号处理方法,均能准确获得高齿脉冲信号以及稳定的转速信号. 由此可见,动平衡测试系统对于测量转速信号具有一定的可靠性与稳定性. 高齿脉冲信号的电压随转速的变化曲线如图 9 所示,随着转速的增加,高齿脉冲信号的电压值增加,呈现非线性特征;而随着工作间隙的增加,高齿脉冲信号的电压值减小.

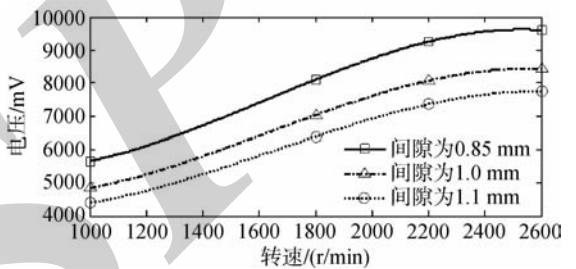


图 9 高齿信号电压随转速变化曲线
Fig. 9 Voltage of high-tooth signal with variation of speed

4 不平衡敏感性实验

根据以往低压转子不平衡响应的分析结果,1 号支点振动对风扇增压级单元体的不平衡量反应灵敏,而对低压涡轮单元体的不平衡量反应很小;2 号支点仅对转轴不平衡量反应灵敏,对其他单元体上的不平衡量反应较小;而 5 号支点振动对低压涡轮单元体的不平衡量反应灵敏,对其他单元体上的不平衡量反应较小.

本文将在模型转子上进行相关不平衡敏感性实验,实验结果将与前述的经验结论进行对比. 首先在风扇盘上施加不平衡量,其次在涡轮盘施加不平衡量,然后对比风扇盘不平衡、涡轮盘不平衡分别对转子各个通道不平衡响应的敏感程度,分析各个通道振幅随转速的变化趋势,提取风扇不平衡信息,进而研究低压转子不平衡辨识原则.

4.1 风扇盘施加不平衡

由于临界转速为 2268 r/min 时各测点振动水平较大,不宜在临界转速过多停留. 因此,选择在靠近临界转速为 2200 r/min 处,实测各个测量

通道在两种状态(初始状态,风扇盘 0° 施加 $4g$ 不平衡量,记为 $4g\angle 0^\circ$)下的振幅,如图 10 所示。

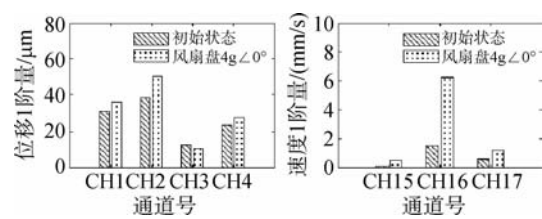


图 10 转速为 2 200 r/min 时振动 1 阶量
(风扇盘不平衡)

Fig. 10 The first order amplitudes at speed of 2 200 r/min (fan disk unbalance)

通过计算 3 个支点在不平衡状态(风扇盘施加不平衡量为 $4g\angle 0^\circ$)下相对于初始状态的振幅变化率可知,1 号支点对风扇盘不平衡最为敏感,振幅增加了 4 倍;2 号支点对风扇盘不平衡较为敏感,振幅增加 3.13 倍;而 5 号支点对风扇盘不平衡相对敏感程度最小,振幅增加 1 倍.风扇盘施加不平衡量($4g\angle 0^\circ$)前后各通道振幅随转速的变化趋势如图 11 所示。

结合 1 阶振型曲线(如图 7 所示)对 3 个支点进行分析,1 号支点为刚性支承,振动幅值相对较小,但振幅变化率相对最大;2 号支点为弹性支承,并且 2 号轴承的一端连接着涡轮长轴,另一端连接着风扇短轴,2 号支点处的振动幅值相对最大,变化幅度亦较大;5 号支点亦为弹性支承,但由于靠近电动机与联轴器,受到挠度约束限制,因此 5 号支点的振幅相对较大,处于前两者之间。

通过上述敏感度分析可以看出,不能简单地只从振幅绝对值出发,而应综合考虑振幅绝对值与增加幅度,对比平衡前后各支点的振动变化。

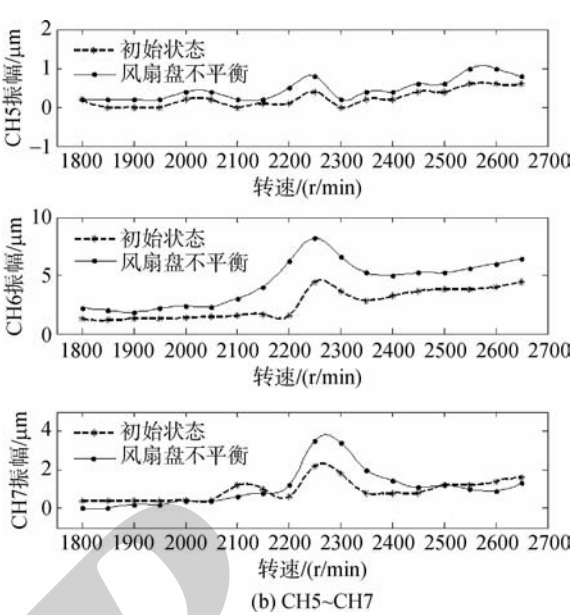


图 11 增速幅频特性曲线(风扇盘不平衡)

Fig. 11 Amplitude-frequency characteristic curves during acceleration (fan disk unbalance)

4.2 涡轮盘施加不平衡

在靠近临界转速(2 200 r/min)处,实测各测量通道在两种状态(初始状态、涡轮盘施加 $4g\angle 90^\circ$ 不平衡量)下的振动幅值,如图 12 所示。

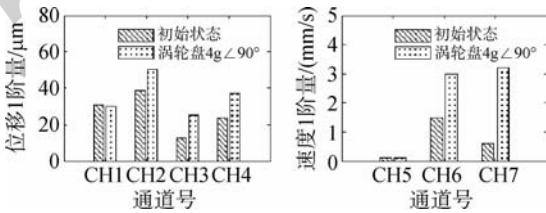
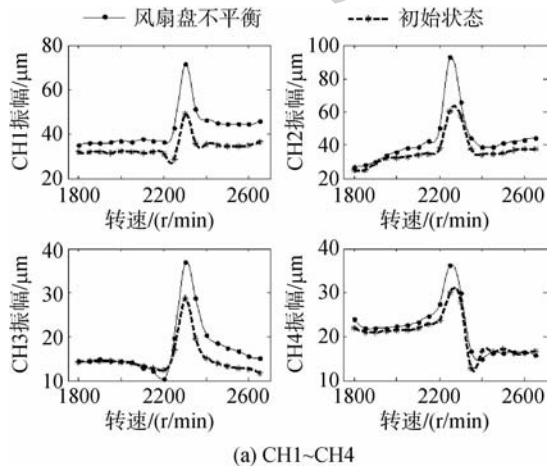


图 12 转速为 2 200 r/min 振动 1 阶量
(涡轮盘不平衡)

Fig. 12 The first order amplitudes at speed of 2 200 r/min (turbine disk unbalance)

通过计算 3 个支点在不平衡状态(涡轮盘施加不平衡量为 $4g\angle 90^\circ$)下相对于初始状态的振幅变化率可知,5 号支点对涡轮盘不平衡最为敏感,振幅增加 4.33 倍;2 号支点对风扇盘不平衡较为敏感,振幅增加 1 倍;1 号支点对风扇盘不平衡在临界转速附近并不敏感,振幅没有变化.涡轮盘施加不平衡量($4g\angle 90^\circ$)前后各通道振幅随转速的变化趋势如图 13 所示。

结合 1 阶振型曲线(如图 7 所示)对 3 个支点进行分析,5 号支点靠近涡轮盘,对涡轮盘不平衡最为敏感;2 号支点处于涡轮轴段上,离涡轮盘



(a) CH1-CH4

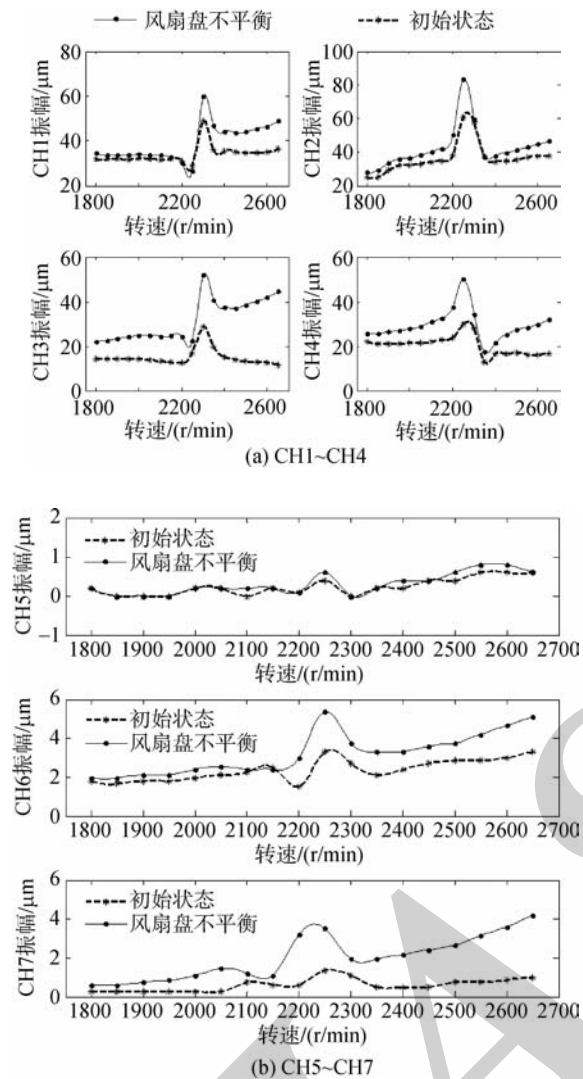


图 13 增速幅频特性曲线(涡轮盘不平衡)
Fig. 13 Amplitude-frequency characteristic curves during acceleration (turbine disk unbalance)

表 3 一次试重的平衡记录
Table 3 Balancing record with a trial weight

平衡步骤	1 号支点		2 号支点		5 号支点	
	振幅/ μm	相位/ $^{\circ}$	振幅/ μm	相位/ $^{\circ}$	振幅/ μm	相位/ $^{\circ}$
初始运行	0.8	193.6	9.9	9.9	2.5	14.0
试重运行	0.5	194.8	6.2	355.8	0.9	9.6
检验运行	0.2	209.1	2.1	335.8	0.8	165.6

表 4 试(配)重
Table 4 Trial (correction) weight

试(配)重	质量/g	半径/mm	相位/ $^{\circ}$
试重	4.0	180	180.0
计算配重	9.04	180	160.5
实加配重	8.0	180	160.0

较远,振动幅值变化相对较小,对涡轮盘较为敏感;而 1 号支点处于风扇轴段上,远离涡轮盘,并且 1 号支点是刚性支承,导致其振动幅值基本不变,对涡轮盘不平衡的敏感度相对最小。

4.3 不平衡辨识原则

通过上述 3 个支点的敏感性实验,结果表明:1 号支点对风扇不平衡较为敏感,5 号支点对涡轮不平衡较为敏感,这与以往低压转子不平衡响应的分析结果一致.而 2 号支点对风扇和涡轮不平衡均敏感,但对风扇不平衡的敏感程度更大.判断低压风扇不平衡主要参考 1 号支点的振动数据,但同时要辅助参考 2 号支点和 5 号支点的振动数据。

5 动平衡实验

5.1 一次试重动平衡实验

结合最小二乘影响系数法动平衡^[18]和现场平衡实践经验^[11-12],进行一次试重动平衡实验.一次试重动平衡实验过程包括初始运行,试重运行,计算配重,实加配重以及检验运行等.平衡转速为 2200 r/min 时的平衡记录见表 3,试(配)重信息见表 4,平衡前后增速幅频特性曲线如图 14 所示。

通过计算表 3 中检验运行相对于初始运行的减振百分比可知,1 号支点振幅降低 75%,2 号支点振幅降低 78.8%,而 5 号支点振幅降低 68%.动平衡减振效果显著,转子可平稳地通过临界转速,动平衡测试系统的一次试重动平衡功能可行、有效。

5.2 重用影响系数动平衡实验

一般使用影响系数法实现现场动平衡时,需要将转子运行 $K+1$ 次(K 为平衡校正面数),以确定影响系数矩阵.但对于大涵道比涡扇发动机现场动平衡,多次起停会导致人力、物力以及财力的大量消耗,而且使柔性转子频繁通过临界转速,

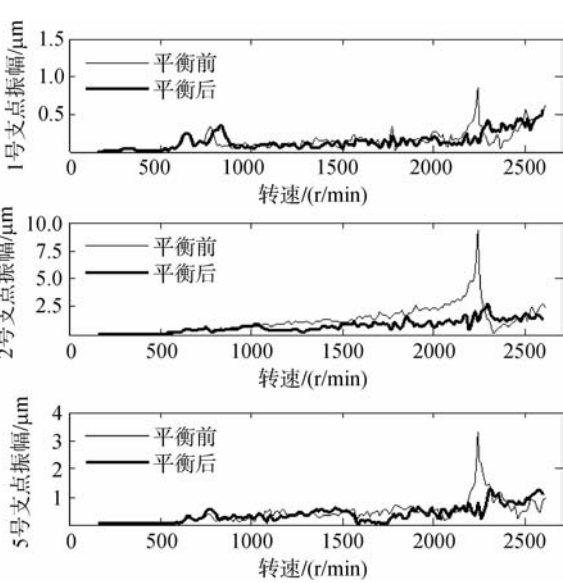


图 14 幅频特性曲线(一次试重)

Fig. 14 Amplitude-frequency characteristic curves (with a trial weight)

可能造成转子极大的损害. 另外, 每次开启整流罩-加试重-安装整流罩-再起动也要花费相当长的时间, 有时甚至达到 3~4 h, 这也给现场动平衡带来困难.

而对于同一转速, 正常情况下转子运行的工

况(如负荷、油温、流量和压力等)基本不变, 转子的结构状态、性能将在一段时间内基本稳定, 即转子的影响系数基本不变. 因此, 可以通过存储与重用影响系数矩阵, 实现无试重动平衡, 以期减少起停机次数. 为了验证其有效性与实用性, 进行重用影响系数的动平衡实验, 平衡记录见表 5.

风扇盘 300°施加 4g 不平衡量作为初始状态, 利用加试重动平衡实验存储的影响系数进行配重计算, 计算配重为 138°加 7.52g, 实加配重为 140°加 7g, 然后检验运行. 计算减振百分比可知, 1 号、2 号以及 5 号支点的振幅分别减小 66.7%, 72% 以及 81%. 根据平衡前后幅频特性曲线, 平衡后转子可平缓通过临界转速, 说明重用影响系数动平衡达到减振效果.

为验证重用影响系数动平衡功能的稳定性, 改变不平衡量位置(风扇盘 120°施加 4g 不平衡量), 再次进行动平衡. 改变不平衡量位置后的平衡记录见表 6, 计算配重为 185.6°加 4.48g, 实加配重为 190°加 4g. 通过计算减振百分比可知, 1 号、2 号以及 5 号支点的振幅分别减小 80%, 90.2% 以及 21.4%. 根据动平衡前后增速幅频特性曲线, 平衡后 3 个支点振动幅值均在允许范围之内, 可以平缓通过临界转速.

表 5 重用影响系数的平衡记录(不平衡量为 4g/300°)

平衡步骤	1 号支点		2 号支点		5 号支点	
	振幅/ μm	相位/ $(^\circ)$	振幅/ μm	相位/ $(^\circ)$	振幅/ μm	相位/ $(^\circ)$
初始运行	0.6	172.0	8.2	348.7	2.1	337.4
检验运行	0.2	207.3	2.3	354.9	0.4	153.0

表 6 重用影响系数的平衡记录(不平衡量为 4g/120°)

平衡步骤	1 号支点		2 号支点		5 号支点	
	振幅/ μm	相位/ $(^\circ)$	振幅/ μm	相位/ $(^\circ)$	振幅/ μm	相位/ $(^\circ)$
初始运行	0.5	230.1	5.1	31.4	1.4	80.6
检验运行	0.1	238.1	0.5	321.3	1.1	166.8

5.3 适用范围讨论

对于新设计加工或重新装配的转子, 转子的结构与性能不稳定或发生改变, 此时采用加试重动平衡方法能够有效减振, 并且计算产生的影响系数能够存储起来, 为重用影响系数动平衡方法提供数据积累.

而对于长期运行或经过多次动平衡的转子, 转子的结构状况与性能基本稳定, 此时采用重用影响系数动平衡方法在有效减振的基础上, 能够明显缩短动平衡时间, 减少转子起停机次数, 能够在一定程度上减小对转子的损害, 具有实际应用的价值.

6 真实发动机台架实验验证

风扇部件主要由前整流锥、后整流锥、风扇盘和风扇叶片组成,如图 15 所示.

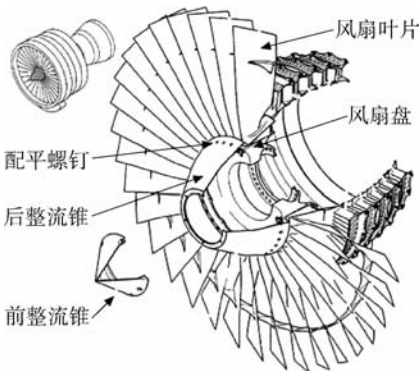


图 15 风扇部件
Fig. 15 Fan components

某型大涵道比涡扇发动机以风扇轮盘前端整流锥的后段作为低压转子的平衡校正面,可以加载不同质量的配平螺钉,在不分解发动机的条件下,实现低压转子的现场动平衡. 根据发动机台架测试的传感器分布位置,通过动平衡测试系统实时采集信号,测点信息见表 7.

表 7 测点信息

Table 7 Measuring point information

通道	传感器(位置)	传感器类型	灵敏度
CH1	1 号支点(垂直)	加速度	50mV/(m/s ²)
CH2	中介机匣(水平)	加速度	50mV/(m/s ²)
CH3	涡轮机匣(垂直)	加速度	50mV/(m/s ²)
CH4	涡轮机匣(水平)	加速度	50mV/(m/s ²)
CH5	低压轴	转速	1

6.1 实测转速信号电压

将低压转子转速信号(n_1)作为一路振动信号进行采集,如图 16 所示,其横坐标为时间,纵坐标为电压. 低压转子高齿、低齿脉冲信号的电压见表 8.

由实测转速信号可以获得以下规律:

1) 低压转子高齿、低齿脉冲信号的电压随着转速的升高,先逐渐增大,后趋于稳定. 这是由于转速改变时,转速传感器探头与测速齿盘之间的间隙发生变化,间隙小电压大,间隙大电压小,由此说明随着转速升高,间隙先逐渐增大,后趋于稳定.

2) 不同的试车状态对应不同的低压转子转

速,进而影响原始信号的电压峰峰值(包括高齿与低齿),但不影响经信号预处理后的 TTL 电平信号. 但前者通过跟踪高脉冲、定比例方波的方法处理后,能够提供低压转子现场动平衡所需的、稳定的相位.

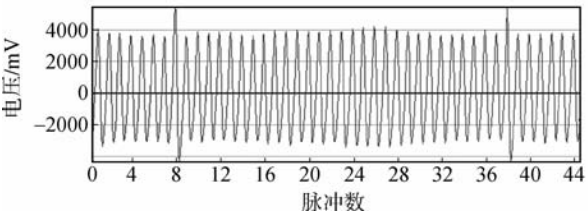


图 16 实测低压转子转速信号
Fig. 16 Measured speed signals of low pressure rotor

表 8 高齿与低齿脉冲信号的电压

Table 8 Voltages of high-tooth and low-tooth pulse signals

试车状态	低压转子转速/ $\%n_1$	高齿峰峰值/mV	低齿峰峰值/mV	高低齿电压差/mV
地面慢车	25.5	5 200	3 200	2 000
最大起飞	92.8	10 000	7 000	3 000
最大爬升	88.8	10 000	7 000	3 000
85.3% n_1	85.3	10 000	7 000	3 000
着陆慢车	40.5	7 000	5 000	2 000

6.2 3 次试重动平衡实验

在真实发动机台架实验过程中,实测 1 号支点垂直与中介机匣水平方向振动水平较高,初步判断是由风扇不平衡引起的. 由于三圆平衡法应用于航空发动机本机平衡已较为成熟,因此动平衡实验则以三圆平衡法为基准,验证最小二乘影响系数动平衡方法应用于大涵道比涡扇发动机低压转子现场动平衡的正确性、有效性与可靠性. 采用三圆平衡法^[4],发动机必须至少起停 5 次,包括 1 次初始运行,3 次试重运行以及 1 次检验运行. 每次试重不平衡量均为 221.38 g·cm,每次加试重的相位相差为 120°(见表 9).

根据转速信号与整周期处理方式,从 57.3% n_1 ~84.9% n_1 每隔 4% n_1 转速变化量,采集初始运行、试重运行的 1 阶量幅值与相位,利用最小二乘影响系数法求得对应重的计算配重值. 以其中 1 次试重运行为例,计算配重随转速的变化趋势如图 17 所示.

单通道(1 号支点垂直)计算配重不平衡量的均值为 718.68 g·cm,标准差为 53.24 g·cm;双通道(1 号支点垂直与中介机匣水平)计算配重不

平衡量的均值为 $726.77\text{ g}\cdot\text{cm}$, 标准差为 $45.70\text{ g}\cdot\text{cm}$, 双通道计算配重值较为稳定、集中。与三圆平衡法计算结果相比, 影响系数法的计算配重偏小, 较为保守, 如此在一定程度上降低配重加载过量的风险, 而计算配重的相位则稳定在 200° 左右。施加配重前后各个通道振幅随转速的变化趋势如图 18 所示。

表 9 三圆平衡法试(配)重

试(配)重	不平衡量/($\text{g}\cdot\text{cm}$)	相角/ $(^\circ)$
试重 1	221.38	352.5
试重 2	221.38	112.5
试重 3	221.38	232.5
实加配重	811.11	200

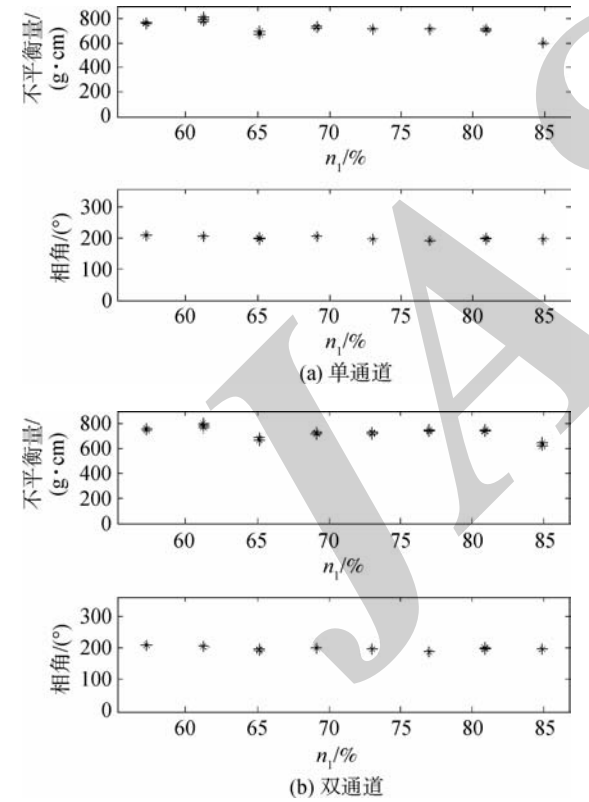


图 17 计算配重随转速的变化趋势

Fig. 17 Variation trend of calculated correction weight with speed

1 号支点与中介机匣水平的振动水平均明显降低,前者在 $81.1\%n_1$ 处的减振百分比最大可达 90.2% ,后者在 $73.4\%n_1$ 处的减振百分比最大可达 82.6% ; 涡轮机匣垂直方向基本持平,而涡轮机匣水平方向的振动在低压转子转速 $73.1\%n_1\sim 84.9\%n_1$ 比初始运行有明显增大,但最大值为

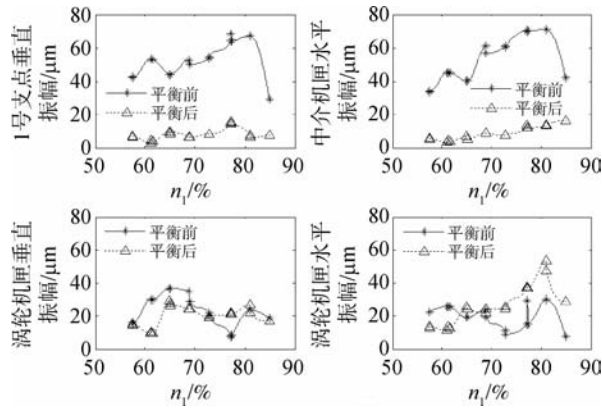


图 18 振幅随转速的变化趋势

Fig. 18 Variation trend of vibration amplitudes with speed

$53.5\mu\text{m}$, 仍在可允许的范围之内。

6.3 两种方法对比分析

通过真实发动机低压转子的动平衡台架实验,从操作便捷性、计算精度、效率以及推广性等方面对比三圆平衡法与最小二乘影响系数法(见表 10)。

表 10 两种现场动平衡方法对比

对比内容	动平衡方法	
	三圆平衡法	最小二乘影响系数法
试重次数	三次试重才能计算配重	一次试重即可计算配重
起停次数	5 次	3 次
时耗性	时耗长	时耗短
测点数目	一次实验固定	随时切换、任意变化
平衡转速	平衡转速一次实验固定	多个转速连续测量平衡记录
配重计算精度	精度高	精度高
配重计算效率	作图法效率低	计算程序效率高
减振效果	良好,相当	良好,相当
推广性	地面旋转机械	机载条件下可用

7 结 论

1) 基于最小二乘影响系数的低压转子现场动平衡方法合理,算法正确,数据可靠以及减振效果明显。

2) 采用跟踪高脉冲、定比例方波的方法处理

低压转子转速信号,并对振动数据进行整周期截取、插值处理以及多次平均,保证转速测量的准确度以及相位测量的稳定性与一致性。

3) 模型转子实验器临界转速的计算与实测结果相对误差不超过 1.5%,振型的计算与实测结果吻合程度良好,说明仿真结果在设计初步具有一定的参考性。

4) 判断低压风扇不平衡主要参考 1 号支点的振动数据,但同时要辅助参考 2 号支点和 5 号支点的振动数据。

5) 一次试重动平衡使模型转子平稳地通过临界转速,减振效果良好,而重用影响系数的动平衡能够缩短时间、降低损耗、节约成本。

6) 与三圆平衡法相比,提出的低压转子现场动平衡技术在保证动平衡效果的前提下,能够提高操作便捷性,减少转子起停次数,降低时耗,具有一定的工程应用前景,未来可推广到机载条件下进行整机现场动平衡。

参考文献:

- [1] Thompson B D, Badgley R H, Raczowski R. Methods and procedures for trim balancing the LM2500 marine gas turbine in the test cell and aboard ship[C]//Proceedings of ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition. Toronto: American Society of Mechanical Engineers, 1989: 1-8.
- [2] Thompson B D. Optimization of LM2500 gas generator and power turbine trim-balance techniques[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1992, 114(2): 222-229.
- [3] Thompson B D, Grobler J. Development US navy gas turbine vibration analysis expertise: LM2500 vibration and trim balance[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo. Copenhagen: American Society of Mechanical Engineers, 2012: 243-253.
- [4] 晏砺堂, 晓光. CFM56-3 发动机本机平衡技术[J]. 国际航空, 1989(3): 32-34.
YAN Litang, XIAO Guang. CFM56-3 field balancing technology of engines in field[J]. International Aviation, 1989(3): 32-34. (in Chinese)
- [5] 王凤, 张德志, 刘洪波. 民用大涵道比涡扇发动机本机平衡方法研究[R]. 北京: 第 2 届民用飞机制造技术及装备高层论坛, 2010.
- [6] 陈炳贻. 航空发动机平衡工艺技术的发展[J]. 推进技术, 1998, 19(4): 106-110.
CHEN Bingyi. Development of balance technology for aeroengines[J]. Journal of Propulsion Technology, 1998, 19(4): 106-110. (in Chinese)
- [7] 章景璇. 柔性转子动平衡及转子动力特性的研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2005.
- [8] 唐广. 航空发动机高速柔性转子动力特性和平衡技术研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2012.
TANG Guang. The investigation of dynamic characteristics and balance technology of a high speed flexible rotor of aeroengine[D]. Changsha: Hunan University, 2012. (in Chinese)
- [9] 邓旺群, 王桢, 舒斯荣, 等. 涡轴发动机细长柔性转子动力特性及高速动平衡技术研究[J]. 振动与冲击, 2012, 31(7): 162-165.
DENG Wangqun, WANG Zhen, SHU Sirong, et al. Dynamic characteristics and high speed dynamic balance technique for a power turbine rotor of a turbo-shaft engine[J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(7): 162-165. (in Chinese)
- [10] 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.
- [11] 张春雷. 旋转机械状态监测与现场动平衡[D]. 西安: 西北工业大学, 2002.
ZHANG Chunlei. Condition monitoring of rotating machinery and rotor balancing in-situ[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2002. (in Chinese)
- [12] 王四季, 廖明夫. 转子现场动平衡技术研究[J]. 机械科学与技术, 2005, 24(12): 1510-1514.
WANG Siji, LIAO Mingfu. Study of techniques for rotor balance in situ[J]. Mechanical Science and Technology, 2005, 24(12): 1510-1514. (in Chinese)
- [13] 张风均. LabWindows/CVI 开发入门与进阶[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2001.
- [14] 王建新, 杨世凤, 隋美丽. LabWindows/CVI 测试技术及工程应用[M]. 北京: 化学工业出版社, 2006.
- [15] 李明, 廖明夫, 王四季. 风力机现场动平衡的信号预处理方法研究[J]. 噪声与振动控制, 2014, 34(3): 160-164.
LI Ming, LIAO Mingfu, WANG Siji. Study on signal pre-processing method for dynamic balance of wind turbines[J]. Noise and Vibration Control, 2014, 34(3): 160-164. (in Chinese)
- [16] 徐士良. 常用算法程序集: C 语言描述[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004.
- [17] 陈曦, 廖明夫, 李全坤. 带套齿联轴器的转子系统动力学特性研究[J]. 推进技术, 2015, 36(7): 1069-1078.
CHEN Xi, LIAO Mingfu, LI Quankun. Dynamic characteristics of a rotor system with a spline coupling[J]. Journal of Propulsion Technology, 2015, 36(7): 1069-1078. (in Chinese)
- [18] Goodman T P. A least-squares method for computing balance corrections[J]. Journal of Manufacturing Science and Engineering, 1964, 86(3): 273-277.