

微小型涡喷发动机转子涡动控制方法研究^{*}

郑东亚, 杜发荣, 丁水汀, 韩树军, 张 奇

(北京航空航天大学 微小型发动机与分布式能源研究中心, 北京 100191)

摘 要: 针对微小型涡喷发动机转子系统的涡动以及稳定性问题, 提出了一种涡动控制方法, 并通过试验验证了该方法的有效性。该方法主要通过轴向预紧力或波形弹簧压缩量、波形弹簧刚度、转子转速、转子质量以及不平衡量信息在标量系统中利用能量相等原理, 计算衰减涡动需要的库仑阻尼垫片厚度、数量以及安装形式, 结合阻尼橡胶对转子的外阻尼进行调节并装配结构, 从而精确控制发动机转子的涡动幅值以达到微小型涡轮喷气发动机在较高转速下稳定工作的要求。

关键词: 涡轮转子; 涡动控制⁺; 能量法; 阻尼

中图分类号: V231.9 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2010) 01-0052-04

Investigation on whirl control method for rotor of micro turbojet engine

ZHENG Dong-ya DU Fa-rong DING Shui-ting HAN Shu-jun ZHANG Qi

(Micro-engine and Distributed Energy System Research Center Beijing Univ
of Aeronautics and Astronautics Beijing 100191, China)

Abstract This paper presents a method of whirl control for micro turbojet engine in order to solve whirl and stability problems of rotor system. This method is validated by experiment. It consists of following steps. Firstly, several parameters such as axial preload or compression of wave spring, stiffness of wave spring, rotating speed, and mass of rotor as well as unbalance mass of rotor are fixed. Then, in the scalar system, accurate calculation for the thickness, number, and form of installation of Coulomb damping gaskets that is required by whirl attenuation is conducted. Finally, outer damping of rotor is adjusted with gaskets and rubber, and damping structure is assembled. It is found that the method results in precise control of whirl amplitude for rotor system and it can achieve stability of micro turbojet engine under the high speed condition.

Key words Turbine rotor; Whirl control⁺; Energy method; Damping

1 引 言

在发动机工作过程中, 转子的振动控制是整个发动机稳定运行的一个重要保障。转子涡动对整个发动机稳定运行的影响不容忽视, 特别是对于最高转速达到 100 000~160 000 r/min 的微小型高速转子, 涡动的影响已经远远超过了其它因素对发动机稳定工作的影响, 轻则会产生碰磨, 重则会造成轴承烧坏或转轴疲劳变形^[1]。

形成涡动的原因有很多, 如转子不平衡质量引起的离心力和弯矩、叶尖顶隙力、转轴与圆盘配合面的摩擦、转轴的材料内阻、轴承油膜力、气动耦合振动、间隙变化过程中轻微碰磨造成的冲击以及在高速运

行中轴承内外圈接触点连线不过轴承滚珠中心产生陀螺力矩等等^[1, 2]。

传统处理振动的方法是在轴承座处增加高阻尼结构或加装挤压油膜阻尼器, 而针对微小型涡轮喷气发动机转子, 高阻尼装置增加了发动机的结构复杂性, 将大大降低推重比从而影响发动机的性能指标^[3]。

本文针对微小型涡喷发动机转子, 考虑阻尼力做负功耗散涡动能量^[4], 在标量系统中利用能量方法计算衰减涡动需要的库仑阻尼垫片厚度、数量以及安装形式, 结合阻尼橡胶对转子的外阻尼进行调节并装配结构试车, 从而控制发动机转子的涡动幅值以达到微小型涡轮喷气发动机在较高转速下稳定工作的要求。

^{*} 收稿日期: 2009-01-15 修订日期: 2009-06-24

作者简介: 郑东亚 (1981-), 男, 博士生, 研究领域为发动机结构与传热分析。E-mail: egrr@163.com

2 转子支承形式

如图 1 所示, 转子为两点支承形式, 两端轴承采用高速陶瓷滚动轴承, 压气机端轴承底座处安装波形弹簧以提供热和力作用下的变形补偿, 并且在安装压气机端螺母时给转子提供一定的预紧力。

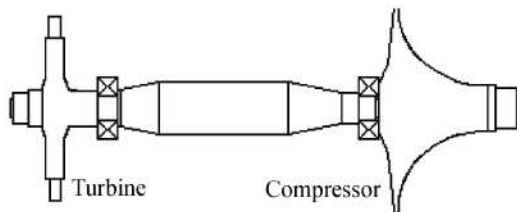


Fig 1 Rotor-bearing system

3 试验现象

发动机采用波形弹簧刚度值为 100 N/mm, 装配时压气机端螺母限制力矩 8 N·M, 涡轮端螺母限制力矩 16 N·M, 在 85~100 kr/m 各工况下运行时压气机端离心叶轮与内导流罩均发生碰摩, 涡轮前端面部分碰摩。分解后检查前后轴承外圈有沿周向的摩擦痕迹; 离心叶轮大小叶片均有碰摩; 内导流罩转速传感器孔附近碰摩较严重; 涡轮前端面外环有 1/4 圈的碰摩, 涡轮叶片叶尖部分有较大碰摩, 出现小台阶; 另外在如图 2 所示的发动机垂直方向振动频域图上明显有涡动的存在。

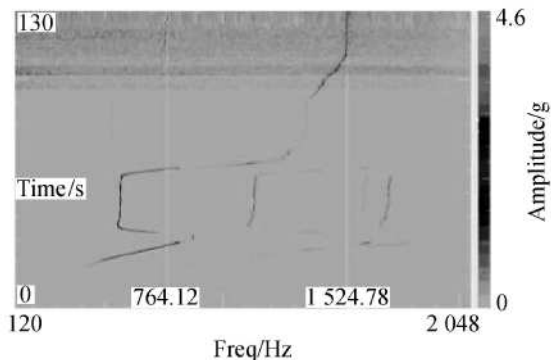


Fig 2 Vertical vibration of engine

由实验后零件磨损情况以及运行过程中的振动水平变化可以看出发动机在此种系统外阻尼以及支承情况下高速运转时会产生比较大的涡动且衰减较慢, 造成涡轮、离心叶轮碰摩以及轴承滚道磨损, 严重影响发动机的正常工作。

4 外阻尼影响分析及计算

下面首先对转子支承系统进行简化, 采用传统涡

动方程理论, 针对外阻尼对转子稳定性的影响进行定性分析; 然后对系统外阻尼的增加采取定量计算, 并在转子结构上加装摩擦垫片和阻尼橡胶予以实现。

4.1 外阻尼影响分析

转子系统可以简化为图 3 所示具有两个弹性支承的多盘转子系统, 忽略该滚珠轴承阻尼^[1]。根据集聚转子理论^[5], 考虑顶隙激振力的情况下, 该转子系统在广义坐标下的涡动方程为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{B}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\mathbf{q} = \mathbf{0} \quad (1)$$

式中 $\mathbf{M}$ 为质量矩阵, $\mathbf{B}$ 为惯性阻尼矩阵, $\mathbf{C}$ 为刚度矩阵, $\mathbf{q}$ 为系统位形的广义坐标。

令 $\mathbf{q} = \mathbf{q}_0 e^{\lambda t}$ 代入 (1) 式, 得到

$$(\lambda^2 \mathbf{M} + \lambda \mathbf{B} + \mathbf{C}) \mathbf{q}_0 = \mathbf{0} \quad (2)$$

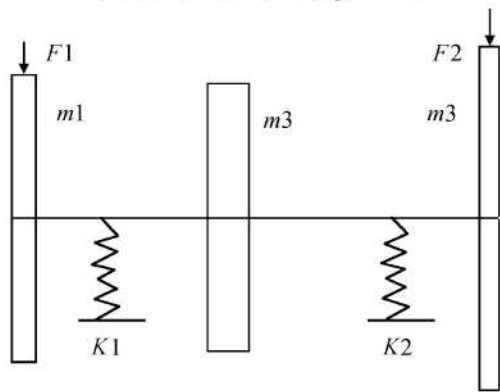


Fig 3 Simplified dynamic model of rotor

当 $\mathbf{M}$ 和 $\mathbf{C}$ 均为正定时, 式 (2) 的特征值为纯虚数 $\lambda = \pm i\omega$

求出式 (2) 特征方程的特征值即为转子系统的涡动频率 ω 。

下面利用传统理论对简化的系统进行稳定性定性分析。

假设转子为阻尼循环系统, 其一般运动方程为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + (\mathbf{D} + \mathbf{G})\dot{\mathbf{q}} + (\mathbf{K} + \mathbf{S})\mathbf{q} = \mathbf{0} \quad (3)$$

对应的特征值问题为

$$[\lambda^2 \mathbf{M} + \lambda(\mathbf{D} + \mathbf{G}) + \mathbf{K} + \mathbf{S}] \mathbf{q}_0 = \mathbf{0} \quad (4)$$

式 (4) 左乘以 $\mathbf{q}_0^T$ 得

$$\mathbf{m} \lambda^2 + \lambda(\mathbf{d} + \mathbf{ig}) + \mathbf{k} + \mathbf{s} = 0 \quad (5)$$

其中 $\mathbf{is} = \mathbf{q}_0^T \mathbf{S} \mathbf{q}_0$

首先考虑无阻尼情况, 由式 (5) 得 $\lambda = \frac{-\mathbf{ig} \pm \sqrt{-\mathbf{g}^2 - 4\mathbf{m}(\mathbf{k} + \mathbf{is})}}{2\mathbf{m}}$, 此时系统稳定需要非常

苛刻的条件, 一般难以实现。

加入外阻尼, 令 $\mathbf{d} > 0$ 式 (5) 可改写为

$$\lambda^4 + 2\frac{d}{m}\lambda^3 + \left[2\frac{k}{m} + \frac{d^2}{m^2} + \frac{g^2}{m^2}\right]\lambda^2 + \left[2\frac{dk}{m^2} + \frac{gs}{m^2}\right]\lambda + \frac{k^2 + s^2}{m^2} = 0 \quad (6)$$

由 R-H 准则, 得稳定性条件为

$$d(dk + gs) - ms^2 > 0 \quad (7)$$

因此, $d > 0$ 的存在使失稳推迟发生, 也即外阻尼的存在使转子形成了一个稳定区。

据此理论分析针对该转子系统欲采取以下措施: 首先提高转子动平衡精度, 尽可能消除不平衡质量带来的影响; 再者适当增加转子预紧力; 第三, 增加转子系统的外阻尼, 使转子的涡动能量快速衰减以达到系统稳定的效果, 但是如果系统的阻尼过大, 同样会影响发动机的正常工作, 要适当控制系统阻尼。前两个措施实施的范围和效果很有限, 因此进行阻尼计算可以缩小寻优范围并得出最优结果。

而最终外阻尼的实施是在压气机端轴承底座处安装多层平垫片以及阻尼橡胶在转子各个方向上进行外阻尼调整, 利用摩擦功 (部分形式为微动摩擦)^[6]来消耗转子涡动能量, 从而确保转子的高速稳定性。

4.2 外阻尼计算

计算过程中主要通过轴向预紧力或波形弹簧压缩量、波形弹簧刚度、转子转速、转子质量以及不平衡量信息在标量系统中利用在一定周期内能量相等原理, 计算衰减涡动需要的库伦阻尼垫片厚度、数量以及安装形式。

根据式 (8) 计算转子系统涡动能量 W_w , 计算公式如下

$$W_w = F(\omega, n, r_0, m_0) + W_Q \quad (8)$$

式中 n 为发动机转子转速, ω 为涡动频率, m_0 为不平衡质量, r_0 为不平衡质量半径, W_Q 为叶尖顶隙力造成的涡动功。

测量轴承座套以及轴的对应两轴肩长度, 算出转子轴向的初始垫片压缩空间, 再根据轴向预紧力要求得出波形弹簧初始压缩量, 得出库伦阻尼平垫片总厚度, 利用公式 (9) 计算垫片阻尼耗散功 W_H

$$W_H = G(f_i, K_0, x, a, S_i, M_0) + W_D \quad (9)$$

式中 f_i 为摩擦系数, S_i 为摩擦接触面积, W_D 为阻尼橡胶耗散功, K_0 为波形弹簧静刚度, x 为波形弹簧初始压缩量, a 为发动机运转时轴向位移量, M_0 为平垫片个数。

根据做功原理 F 和 G 分别可取为

$$F = \int_0^R R_0 \left(\frac{0.4 \cdot 2\pi n}{60} \right)^2 dr$$

$$G = \sum_{i=1}^N f_i [K_0(x-a)] S_i =$$

$$[K_0(x-a)] [f_a S_a + f_b S_b + f_c S_c + f_d S_d (M_0 - 2)]$$

在标量系统中根据阻尼耗散功 W_H 与涡动能量 W_w 相等, 即 $W_H = W_w$, 计算出库伦阻尼平垫片个数 M_0 。针对最后确定的平垫片对应不同的摩擦系数, 以此判断各垫片的安装次序。

根据计算结果进行发动机装配试车, 减振结构装配如图 4 所示, 并在发动机垂直、水平以及轴向方向上安装加速度传感器采集振动数据^[7]。加速度测点分布如图 5 所示, 1 点测发动机垂直方向加速度, 2 点测发动机水平方向加速度, 3 点测发动机轴向加速度, 4 点测发动机支座轴向加速度, 5 点测发动机支座垂直方向加速度。

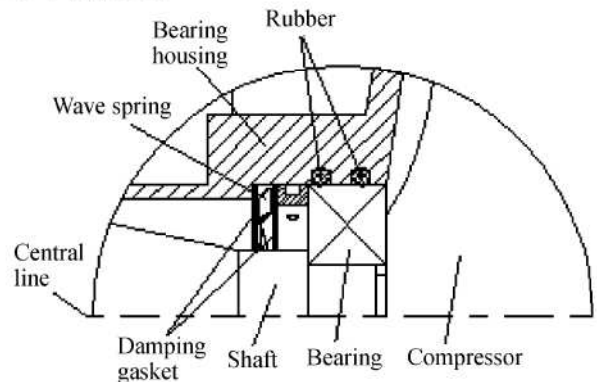


Fig 4 Assembly of damping structure

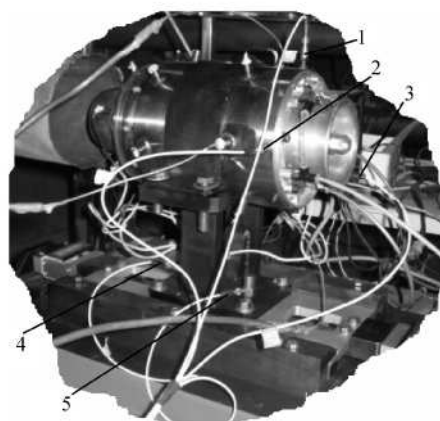


Fig 5 Measuring points of acceleration

5 阻尼处理前后试验结果对比

采取同样参数的波形弹簧以及转子两端螺母力矩值进行对比试验, 图 6 图 7 图 8 为对应某工况 X 下的发动机各方向上振动幅值随时间变化的曲线, 各

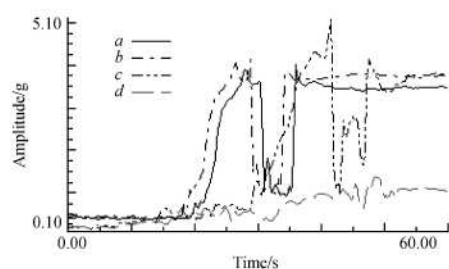


Fig 6 Vertical acceleration
of a work condition X

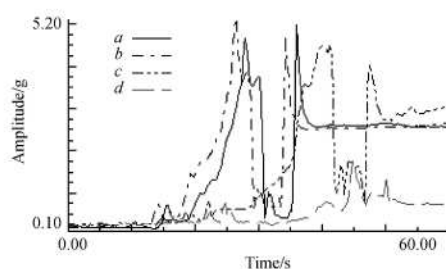


Fig 7 Horizontal acceleration
of a work condition X

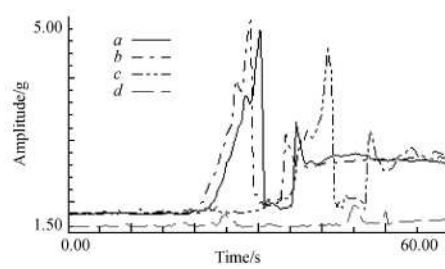


Fig 8 Axial acceleration
of a work condition X

图中 a , b , c 分别为没有采取处理的振动结果曲线, d 是相同工况下采取合适阻尼处理后的振动结果曲线。从图 6 图 7 图 8 中可以看出, 在发动机运行过程中进行阻尼处理后发动机的振动加速度幅值明显减小: 在垂直方向上减少了约 70%, 在水平方向上减少了约 75%, 在轴向方向上减少了约 35%。

图 9 是发动机进行阻尼处理后垂直方向上一个完整工况 Y 的频谱图, 该工况即是从点火到慢车再加速的完整过程。从图 9 中可以看出, 发动机运行时比较稳定, 加速度幅值较小。经过各工况运行后将发动机分解, 没有发现碰摩现象, 较之前未进行阻尼处理时发动机稳定工作能力大为提高, 试验证明了该转子涡动控制方法的有效性。

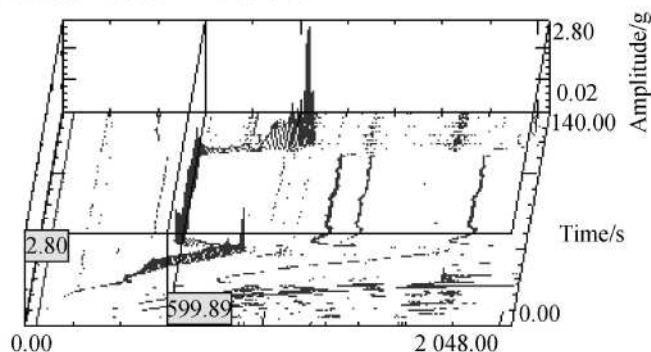


Fig 9 Vertical vibration of a work condition Y

6 结 论

(1) 在动平衡设备精度有限以及预紧力难以准确保证的情况下, 转子动平衡精度和转子轴向预紧力对转子稳定运行有一定影响但此种措施改善的效果有限。

(2) 在转子动平衡精度以及转子预紧力一定范

围内, 适当改变转子系统的外阻尼, 可以使涡动衰减迅速。发动机运行各高速工况时均比较稳定, 无碰摩现象, 加速度幅值明显减小, 涡动衰减效果显著。

(3) 本文采用的方法能够在保证发动机性能的前提下, 在标量系统中利用能量方法计算衰减涡动需要的库仑阻尼垫片厚度、数量以及安装形式, 结合阻尼橡胶对转子的阻尼进行调节并装配结构, 从而控制发动机转子的涡动幅值以达到微小型涡轮喷气发动机在较高转速下稳定工作的要求。

(4) 由于影响转子稳定运转的因素很多, 计算中必然会有一定的误差, 因此该阻尼结果要根据试验情况进行微调。并且在能量计算中还需要考虑更多影响因子, 这亟待于以后的工作中进行更加细化的分析研究并总结出能广泛应用的公式。

参考文献:

- [1] 钟一谔, 何衍宗, 王正, 等. 转子动力学 [M]. 北京: 清华大学出版社, 1987.
- [2] 吴荣仁, 陆君毅. 变工况下高速滚动轴承涡动的防治对策 [J]. 机械设计, 1998 (12).
- [3] Rodgers C. Advances in small turbo propulsion engine technology [R]. AAA 97-3289.
- [4] 廖明夫, 汪玉, 谭大力. 转子进动分析的 4 个定理 [J]. 航空动力学报, 2008, 23(2): 282~284.
- [5] 张文. 转子动力学基础 [M]. 北京: 科学出版社, 1990.
- [6] 周仲荣. 复合微动磨损 [M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2004.
- [7] Brian Rebbechi Aircraft engine vibration analysis [R]. ISABE 89-7068.

(编辑: 张荣莉)