

高速转子支承阻尼系统减振 特性试验研究

燃气涡轮研究所 付才高 冯心海 许世安 李希凡 祝长生

摘 要

本文首先介绍了该类阻尼器动力特性的主要试验结果, 这些重要结果为阻尼器的设计应用奠定了基础; 双稳态跳跃现象刻划了阻尼器的高度非线性特点, 试验结果展示了同心型和非同心型阻尼器的双稳态跳跃过程和以是否发生质心转向来判别双稳态跳跃和临界转速的振幅突变; 为考察阻尼器的结构完整性, 作了实机寿命试车, 256小时的长期试车证明, 挤压油膜阻尼器不但具有良好的减振效果, 而且经得起在恶劣工况下的长期试车的考验。

挤压油膜阻尼器是六十年代才发展起来的一项新技术, 它对解决高速转子的振动和稳定性具有良好的效果, 引起了国内外从事转子动力学研究的各类人员的强烈兴趣。1977年我们曾在具有较大振动水平的两台涡喷发动机上设置挤压油膜阻尼器, 做了大量的减振性能试车, 并获得了减振60%以上的显著成效; 自1979年起对该类阻尼器的减振机理进行了系统的试验和理论研究; 1987年在某型发动机的起动机上成功地通过了256小时的疲劳试车。本文概要地介绍了本研究小组对挤压油膜阻尼器试验研究所取得的一些成果。

一、挤压油膜阻尼器动力特性的试验研究

试验结果表明:

1. 合适的油膜间隙值有一个特定的下限, 当间隙小于该值时, 振动比不带阻尼器时还要大, 有时转子会无法强迫通过临界转速; 当油膜间隙稍大于该特定下限值时, 振动则骤然变小, 阻尼器获得较好的减振效果; 油膜间隙在较大范围增大时, 振动值基本保持不变, 但过大的油膜间隙会使振动增大^[1]。
2. 一定的油膜间隙只能适应一定的转子不平衡度, 油膜间隙大的阻尼器能适应的不平衡度范围也相应较大, 也就是转子不平衡度较大时, 油膜间隙必须相应放大。但是, 不平衡度的增大是有限度的^[1]。
3. 当阻尼器的主要结构参数选择恰当时, 能对整个系统起到十分良好的减振作用, 有的转子的振动可降至原振动的5%。在这种良好工作的情况下, 改变供油压力、供油温度、端面间隙及轴承外环限转与否等都不起明显的作用^[2]。
4. 轴颈在启动过程中被托起的现象观察和分析表明, 随着转速的增高, 轴颈中心的总趋势是抬高的, 但其运动路线却是相当复杂的(图1)。然而, 在历时千余工作小时的非同心

型挤压油膜阻尼器的各种试验中, 尚未遇到轴颈落在间隙圆底部的所谓搁浅现象。

5. 对于非同心型挤压油膜阻尼器, 从试验中获取的大量轨迹图形几乎不存在同心圆轨道, 多半是偏置的不规则图形。在理论分析计算中可以将这种不规则图形简化为偏置的椭圆形轨道, 不会给结果带来较大的误差。

6. 在转子上, 采用铸铁配重与外来物相撞造成铸铁块的细颈处脆性断裂, 来实施突加不平衡度试验, 能逼真地模拟叶片受外来物或发动机内部机件松脱、掉块而被击断的情况。试验表明, 带挤压油膜阻尼器的转子系统具有一定的抗突加不平衡量的能力, 这种能力的大小直接与油膜相对间隙值有关, 一般地说, 大的油膜间隙能承受较大的突加不平衡量^[8]。

7. 在同心型方案中, 由于定心弹簧能有效地抑制非协调涡动轨道的产生, 因而, 这类转子系统的涡动轨道一般为偏置的斜椭圆。

在非同心型方案中, 只要不平衡度大到一定值, 都可能产生非协调涡动轨道。在一定的参数组合条件下, 可能出现具有多内环的或更为复杂的低阶非协调涡动轨道^[7]。

通常当转子涡动轨道为非协调时, 系统振动普遍较大。从而在设计阻尼器时应尽量避免出现非协调涡动轨道, 这就要求阻尼器参数最佳匹配和不能有太大的不平衡量。

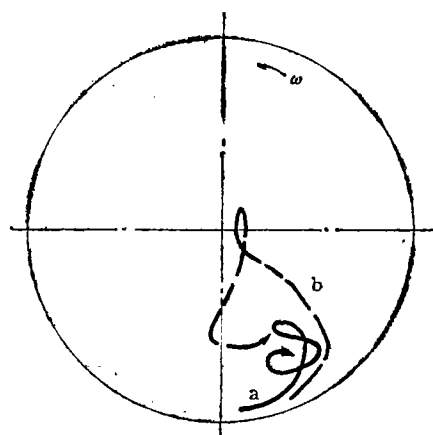


图1 非同心型挤压油膜阻尼器启动时轴颈的托起过程
a. 较小不平衡度 b. 较大不平衡度

二、双稳态试验研究

在所有出现双稳态的情况中, 转子的涡动轨道在跳跃前后的一个较宽的转速区内都是协调的, 观察不到任何形式的非协调涡动轨道。只有在跳跃转速附近才会出现近似于圆的轨道, 但仍然是偏置的。

将配重置于轮盘的平衡螺孔内以调节转子不平衡度, 在盘的外缘上贴有 0.2 毫米厚的一小块长方形金属薄片, 用它在通过位移传感器时因厚度突变而产生一个尖脉冲, 根据尖脉冲指向的变化来判断轮盘质心的转向。

表 1 列出了非同心型和同心型方案中双稳态跳跃的一些试验数据。

1. 对于跳跃转速和不平衡量之间的关系。White 得出了跳跃转速随不平衡量的增大而降低^[4]; Hahn 却认为增大不平衡量可使跳跃转速提高^[5]。本文非同心型试验结果与 White 相同, 而同心型方案与 Hahn 一致。

2. 出现双稳态工作时轨道大小问题。Botman 得出: 在升速过程中由大轨道跳跃到小轨道, 降速过程中由小轨道跳跃到大轨道^[6]; 但 Hahn 的结果是: 在升速过程中由小轨道跳跃到大轨道, 但也存在着由大轨道跳跃到小轨道的可能性^[5]。本文非同心型试验结果与 Hahn 相同, 而同心型方案则与 Botman 一致。

试验发现双稳态跳跃时都没有发生质心的转向, 这说明双稳态的轨道跳跃与临界转速状态的振幅突变是两种不同的工作状态, 具有完全不同的性质。图 2 和图 3 展示了非同心型方案的跳跃情况。

表 1 双稳态跳跃

参 数 阻 尼 器	不平衡量 (g·cm)	升速过程中的稳态跳跃		降速过程中的稳态跳跃	
		跳 跃 转 速 (rpm)	两 种 轨 道 最 大 尺 寸 比 值	跳 跃 转 速 (rpm)	两 种 轨 道 最 大 尺 寸 比 值
非 同 心 型	77.2	5209	3.08	4560	2.67
	109.2	4036	2.33	3950	1.72
	133.6	3388	1.69	2967	1.43
	182.2	3300	1.78	2967	1.75
	202.4	3030	1.60	2695	2.60
同 心 型 C/R = 5% K = 4032	34.0	无 双 稳 态 跳 跃			
	68.4	5220	6.58	4560	2.11
	88.8	5475	9.16	4650	1.65
	118.0	—	—	—	—
同 心 型 C/R = 3% K = 4032	34.0	无 双 稳 态 跳 跃			
	68.4	5355	9.09	4595	*
	88.8	5430	7.39	4785	2.29
	118.0	5565	6.75	4845	1.92
同 心 型 C/R = 3% K = 3381	34.0	无 双 稳 态 跳 跃			
	68.4	无 双 稳 态 跳 跃			
	88.8	5715	7.44	*	*
	118.0	5805	10.06	*	*
同 心 型 C/R = 1% K = 3381	34.0	无 双 稳 态 跳 跃			
	68.4	无 双 稳 态 跳 跃			
	88.8	5940	4.88	5310	1.80
	118.0	—	—	—	—

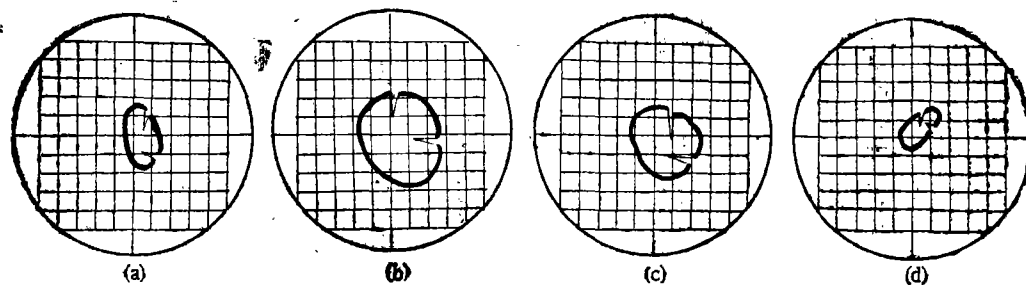


图 2 非同型方案的双稳态跳跃轨道

升速过程: (a)跳跃开始 (b)跳跃结束

降速过程: (c)跳跃开始 (d)跳跃结束

3. 本试验已完整地记录了不稳定的中等尺寸轨道。中等轨道在大小两个稳定轨道之间时隐时现, 明显地呈现了不稳定现象, 但这样的出没过程是很短暂的。

4. 转子的不平衡量是引起双稳态跳跃的重要原因。大的不平衡量容易产生双稳态现象。从而在阻尼器设计中, 需控制转子的不平衡量, 以避免不希望有的双稳态跳跃的发生。

三、寿命试验研究

早在七十年代末期, 我们根据实验室经验, 曾在涡喷发动机上成功地进行了采用挤压油膜阻尼器应用研究^[2]。通过振动性能试车、27小时累积寿命试车及约100小时的长期试车都证明, 阻尼器的采用使发动机的振动降低了60%以上^[1], 但也暴露了一些结构上的问题, 如滚动轴承滚棒磨损严重、机械制子设计不合理等缺陷。

在涡喷发动机应用试验的基础上, 进行了持续八年之久的理论和试验机理研究, 已归纳整理了挤压油膜阻尼器装置设计的推荐值和结构改进措施。

为了排除某型发动机大型起动机的整机振动及对挤压油膜阻尼器研究课题作应用验证, 在该机的压气机及涡轮支点处均设置了挤压油膜阻尼器。根据机理研究成果设计的阻尼器获得了预期的减振效果。但是几十小时性能试车的低振动水平并不一定能保证阻尼器可以经受得住整个寿命的考验, 且后者的难度一般地说要比前者大得多。为此, 将起动机的转子装在试验台上进行全寿命的疲劳试车, 其工作状态全部模拟发动机台架情况。为了在较差的工作环境下考核挤压油膜阻尼器的结构完整性, 寿命试验中选择了减振效果较差的挤压油膜阻尼器, 以提高试验结果的可靠性。

与涡喷发动机台架试车相比, 起动机试车时的阻尼器结构主要作了二方面的改进, 即取消机械制子及采用双承载区结构。实践证明, 非同心型结构并不存在启动困难问题, 而机械制子有时会产生断续的不完整油膜, 反而引起坏的作用。采用双承载区结构, 使油膜的建立更为合理。

256小时寿命试车振动监测结果列于表2。从表中可见, 振幅变化的最大值不超过0.012mm。这样小的变化足以说明挤压油膜阻尼器即便在较差的条件下工作, 仍能承受转子长时间运行, 致使不平衡量增大所引起系统振动的增大, 而不使振动发生明显的变化。

256小时试车后的分解检查结果是:

1. 设置阻尼器的滚动轴承292050 T 2及322050 T 2的内跑道仅有轻微的压痕, 无手感磨损。

表2 寿命试车振动值

累计时间 (h)	振 动 值 (位 移) mm			
	涡轮水平	涡轮垂直	压气机水平	压气机垂直
4:26	0.0175	0.0167	0.0148	0.0163
49:31	0.0206	0.0190	0.0198	0.0184
98:48	0.0234	0.0221	0.0216	0.0204
150:24	0.0237	0.0223	0.0246	0.0245
201:35	0.0239	0.0231	0.0256	0.0263
256:00	0.0230	0.0218	0.0254	0.0246

2. 两轴承工作正常。保持架隔条完好,保持架外圆柱面上镀银层均匀磨损,磨损量符合轴承规范的要求。保持架在轴承中的间隙正常。滚棒的直径度为 2% (滚棒报废的直径度门槛值为 5%)。跑道上无明显的压痕。

3. 挤压油膜阻尼器限转环有轻微磨损。挤压油膜阻尼器及轴承等零件的连接均符合设计要求。

总之,通过 256 小时及数百次起动的寿命试车表明,所设计的挤压油膜阻尼器具有抵抗转子不平衡量随工作时间增长而使振动恶化的能力。如果选择性能试车中发现的最佳阻尼器参数作为今后产品使用的阻尼器,轴承寿命可望有更大的延长。本试验证明了挤压油膜阻尼器的设计技术已具备了实际使用的可能性。

四、结 论

1. 挤压油膜阻尼器只要参数选择合适和结构合理,就具有十分优越的减振功能;对无定心弹簧的挤压油膜阻尼器(即非同心型方案)转子的轴心轨道都是偏置的非圆轨道,并且在启动时通常不会发生轴颈沉底的搁浅现象。

2. 双稳态跳跃现象是因为阻尼器高度非线性的结果;跳跃转速与不平衡量大小密切相关;双稳态跳跃与临界转速状态的振幅突变有着本质的不同,前者不发生偏心转向,而后者必定发生偏心转向;双稳态跳跃一旦出现,必伴随有较大的振动,因此应尽量设法避免。

3. 带挤压油膜阻尼器的实机寿命试验证实,该类阻尼器经得起长期试车的考验,从而也体现了现有的分析、设计技术已达到实机应用阶段。

参加本研究小组工作的还有何通儒、蒲芬彩、杨建炜、潘志鸿、黄松龄、张光梅、朱志强、赵重光等同志。

参 考 文 献

- [1] 冯心海、付才高、许世安、李希凡,“非同心型挤压油膜阻尼器的试验和理论研究”,航空动力学报, Vol. 1, No.1, 1986。
- [2] 冯心海、付才高、何通儒、许世安、李希凡等,“挤压油膜阻尼器试验研究”,燃气涡轮研究所, 1978。
- [3] 付才高、李希凡,“挤压油膜阻尼器突加不平衡响应试验研究”,《燃气涡轮试验与研究》Vol.1, No.1, 1988。
- [4] White, D.C., “The Dynamics of a Rigid Rotor Supported on Squeeze Film Bearings” Conference on Vibrations in Rotating Systems, London, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol.186, Feb.14—15, 1972。
- [5] Simandiri, S. and Hahn, E.J., “Effect of Pressurization on the Vibration Isolation Capability of Squeeze Film Bearing”, Trans. of the ASME Series B Journal of Engineering for Industry, Vol.98, No.1, Feb.1976。
- [6] Botman, M., & Samaha, M.M., “Experiments on the Dynamic Behaviour of a Supercritical Rotor”, Trans. of ASME Journal of Mechanical Design, Vol.104, No.2, 1982。
- [7] 祝长生、冯心海,“柔性转子——挤压油膜阻尼器系统中非协调涡动轨道的实验研究”,航空动力学报, Vol.2, No.4, 1987。

A THEORETICAL STUDY ON DYNAMIC CHARACTERISTICS OF A HIGH-SPEED ROTOR-SUPPORT-SQUEEZE FILM DAMPER SYSTEM

Feng Xinhai, Fu Caigao, Xu Shian, Li Xifan

(Gas Turbine Establishment)

Abstract

Some major achievements in the theoretical study on dynamic characteristics of a high-speed rotor-support-SFD system are reviewed. A practical program to calculate unbalance response of a complex rotor system has been worked out by means of "standard component" and "body information" concepts in the unbalance response prediction research, while the steady, transient and sudden unbalance behaviours of SFD have been comprehensively considered in the dynamic characteristics research. The centralized and uncentralized SFD models are compared, and therefrom a conclusion is drawn that the uncentralized SFD may gain much better damping effect. The design procedure and recommended SFD design parameters from theoretical analysis and practical experience has been verified to be a success.

AN EXPERIMENTAL INVESTIGATION ON DAMPING OF HIGH-SPEED ROTOR-SUPPORT-SQUEEZE-FILM DAMPER SYSTEM

Fu Caigao, Feng Xinhai, Xu Shian, Li Xifan, Zhu Changsheng

(Gas Turbine Establishment)

Abstract

The main experimental outcomes of this damper system(SFD) are introduced, which has laid a foundation for design application. Bistable jump depicts deep nonlinearity of SFD. Experimental results demonstrate the bi-stable jumpings of both centralized and uncentralized SFD systems and illustrate that the jump can be distinguished from an abrupt amplitude change of critical speed according to whether the mass center of the disc rotates to the opposite direction. In order to examine the structural integrity of SFD, a 256 hours life-test has been carried out. It is shown that the SFD not only exhibits quite good damping effect, but also stands the long-time test under severe working conditions.