

高速转子支承阻尼系统动力特性 理论研究

燃气涡轮研究所 冯心海 付才高 许世安 李希凡

摘 要

在对不平衡响应预测的研究中,用“标准组件”和“形位信息”概念建立了复杂转子不平衡响应的实用计算方法和程序。在挤压油膜阻尼器动力特性的研究中,全面论述了该类阻尼器的稳态特性、瞬态特性和突加不平衡响应特性,并对同心型和非同心型阻尼器方案进行比较,获得非同心的方案比同心型方案有更好的减振效果的结论。依据理论分析和实验经验所提出的挤压油膜阻尼器的设计方法和推荐值,已证明是成功的。

一、不平衡响应预测

航空发动机面临的高速转子振动和稳定性的难题,并非靠精确的动平衡所能完全奏效。生产实践表明,还应在支承上采取有效措施。成功地应用挤压油膜阻尼器,一般地都可使机械振动量减小60%以上,但是当参数选择和结构设计不当时,不仅不能得到良好的减振效果,反而会引起更坏的振动放大作用。为了解决高速转子的振动问题,预测系统的不平衡响应以及选择在什么支点处采取措施是十分重要的。

作者们已开发的“支承特性非对称的《双转子-支承-机匣》系统不平衡响应程序”的基本思想是:在发动机复杂的力学模型中,把“转子段”和“支承”合并为“标准组件”。一般说来,对于任何一台具体的发动机或某些地面旋转机械,都可用作者归纳的六类“标准组件”的组合建立其等效的力学模型。在计算机编程中,引入了“形位信息”的概念,即输入数据时,除了输入系统的原始数据外,还要同时输入数字式的“形位信息”。计算机对形位信息作判断处理后,即可自动地再现系统的力学模型。这样,用户不需填更改源程序,只要写原始数据和相应的形位信息,即可方便地对多线、多盘、多支承、非对称复杂系统稳态不平衡响应自动地进行分析。由于发动机支承特性的非对称性,而且在铅直和水平两个平面内的振动是相互耦合的,所以振动参数采用了复数表示法^[1]。本方法和程序^[2]已在支承特性非对称的“单转子-支承”系统上获得实验验证,具有较高的工程精度。

二、挤压油膜阻尼器的动力特性

着重研究了无定心弹簧的挤压油膜阻尼器(即非同心的方案),对并联有鼠笼弹性支承的同心型方案也作了一定的研究。

1. 稳态特性〔3〕

无论是非同型方案还是同心型方案,无因次轴承参数 B ($B = \mu RL^3 / m\omega_c C^3$, μ —油的绝对粘度, R —轴承半径, L —承载长度, m —轴颈参振质量, ω_c —第一阶弯曲临界转速, C —油膜半径间隙)对减振效果起着重要作用。大的 B 值会导致阻尼器接近于刚性轴承的情况,即所谓“锁死”,而 $B = 0.1$ 左右能使阻尼器起到良好的减振效果。例如某一试验转子的计算结果表明,当转速比 $\Omega = \omega / \omega_c = 1.5$ 时(ω —工作转速), $B = 0.1$ 的阻尼器能减振 30 倍之多。但太低的 B 值(如 0.001),则会导致在整个速度范围内的不稳定。

无因次重力参数 $\bar{W}$ ($\bar{W} = g / C\omega_c^2$, g —重力加速度)可用来调节轴颈中心轨道的上举或下沉。随着 $\bar{W}$ 的增大,轨道逐渐沉至间隙圆的底部;过小的 $\bar{W}$ 值尽管能使轨道基本趋于同心,但结构上无实现的可能。从而,欲单纯地靠减小 $\bar{W}$ 来使转子抬起来将是困难的。

挤压油膜阻尼器的减振效果愈好时,一般情况下轴颈振幅亦愈大。从而可以证明,要使阻尼器起到良好减振作用,必须保证轴颈在间隙圆内有可能自由运动,尽管这种运动量不大。换言之,轴颈在间隙圆内作适量的挤压运动,会产生油膜力,此力可部分抵消外力及抑制整个系统的振动幅值。在挤压油膜阻尼器最有效工作区内,轴颈有最大的运动幅值。

2. 同心型与非同心型方案的比较

同心型与非同心型挤压油膜阻尼器都能起到很好的减振效果。但对比它们的动力响应可以得到有益的启迪。图 1 展示了三种不同类型的传递性对比曲线。一般地说,非同型具有比同心型更好的传递性。

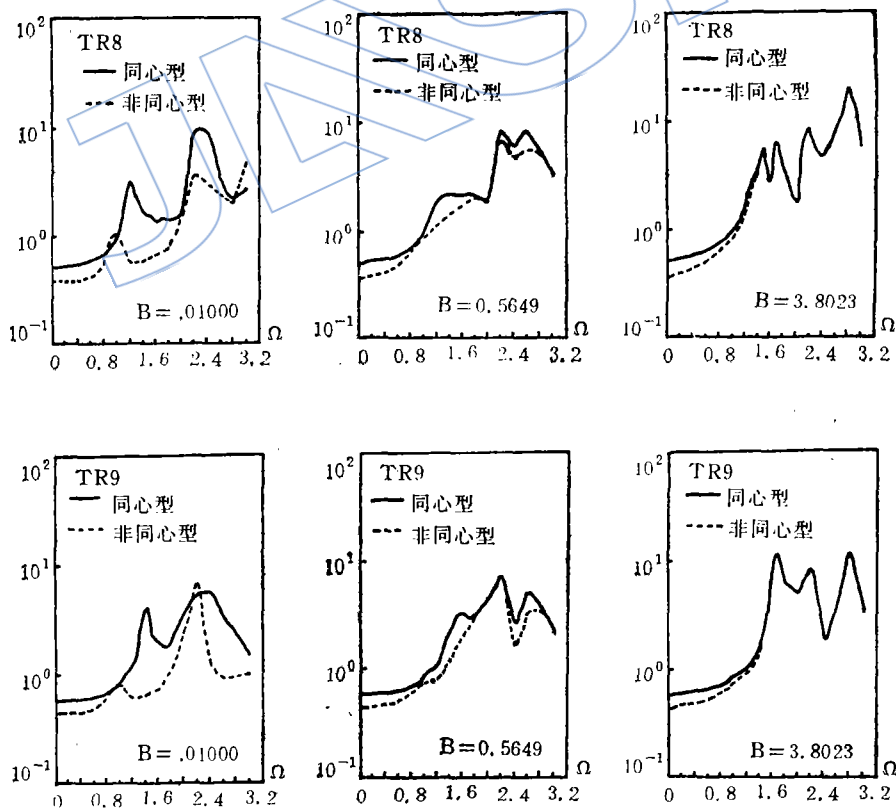


图 1 同心型与非同心型挤压油膜阻尼器有效性的对比
($\bar{W} = 0.1496$, $U = 0.20$, $\bar{K}_g = 12.66$)

当 $B = 0.1$ 时,即设计良好的阻尼器,非同心型的减振效果更突出,有的地方能比同心型改善10倍之多。当 $B = 0.5649$ 时,即设计不甚良好的阻尼器,非同心型的传递性仍然比同心型的优越,但其差别不及 $B = 0.1$ 时那么显著。当 $B = 3.8023$ 时,即设计不良的阻尼器,两种类型阻尼器的传递性基本接近。

从两种方案轴颈轨道计算对比可见,非同心型结构能使系统获得较大的轴颈运动^[3]。假若针对同一个同心型方案系统,不断地改变鼠笼刚度 $\bar{K}_A$,从所得之动力响应曲线可明显看出^[3]:随 $\bar{K}_A$ 的增大,传递性不断增大,但轴颈运动不断减小。可见,同心型方案由于鼠笼与挤压油膜阻尼器并联,从结构上限制了鼠笼与轴颈必定有相同的位移,即鼠笼刚度限制了轴颈的运动,使挤压油膜阻尼器的功能不能充分发挥,导致轴颈运动的减小及传递性的增大。

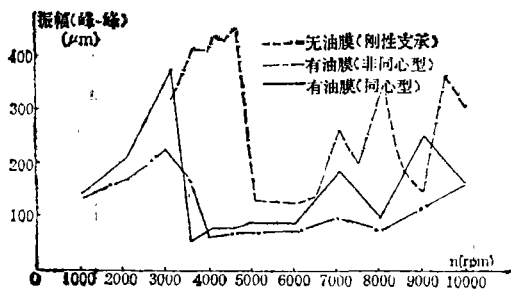


图2 某型发动机高压转子振幅与转速间的试验曲线

沈阳发动机研究所在某型航空发动机上对同心型与非同心型方案的对比试验^[4]结果(图2)证实了本文分析的正确性。

从挤压油膜阻尼器的工作原理来看,非同心型方案显得更为合理,但同心型方案有便于调节临界转速及承受轴向力等的优点,从而也是可取的。

另外,非同心型方案相对同心型方案更易出现非协调涡动轨道,而设计时应力求避免非协调轨道的出现,这样可能给设计时参数的选择和匹配带来更大的局限。

3. 油膜力线性化处理^[5]

对非同心型挤压油膜阻尼器在其油颈偏心率不太大的情况下,可近似设定轴心作椭圆轨道协调进动,并将油膜力线性化处理为四个刚度系数和四个阻尼系数,这样就可采用传递矩阵法分析转子-支承阻尼系统的稳态动力响应。对两个支承均带该类阻尼器的非对称柔性转子系统不平衡稳态振幅和传递力响应的计算表明,这种处理方法是成功的。用本方法分析比较了带一个阻尼器和两个阻尼器转子的减振效果时,得出了只要阻尼器参数选择合适,在大不平衡量条件下,有两个阻尼器的转子减振效果将优于只有一个阻尼器的转子。

4. 加速响应

刚性支承系统加速时最大峰值的位置及峰值量均比稳态时大,加速度大者,其峰值位置比加速度小者为大,但其峰值量则较小(图3a)。 $B = 1.889$ 意味着挤压油膜阻尼器设计不甚合理的情况,趋势与刚性轴承情况十分相似,惟幅度较小(图3b)。 $B = 0.5651$,即设计较合理的挤压油膜阻尼器结构,不同加速度的响应曲线更为接近(图3c)。 $B = 0.1674$,即设计合理的挤压油膜阻尼器结构,不同加速度的响应曲线几乎重合在一起(图3d)。

从图3可见,加速响应一般都比稳态响应大,尤其在刚性轴承情况。但随着挤压油膜阻尼器设计逐步合理,加速响应与稳态响应间的差异逐渐减小,特别在 $B = 0.1674$ 情况下,加速响应已几乎与加速度大小无关,且其响应还优于稳态响应。从而说明,挤压油膜阻尼器不仅可在稳态情况下具有良好的减振功能,只要阻尼器设计合理,它还具有非常理想的加速特性。

5. 突加不平衡响应

挤压油膜阻尼器具有一定的抗突加不平衡度(如丢失叶片等)的能力。研究发现,当不平衡度突加后,由于有挤压油膜阻尼器,只需几周就能使整个系统重新稳定在一个新的响应水平上;根据有限研究表明,在稳态轨道的不同位置处突加不平衡度,其瞬态轨道将各不相同,但最终的稳态轨道总是唯一的。这些规律已得到实验验证^[6]。(图 4、5)

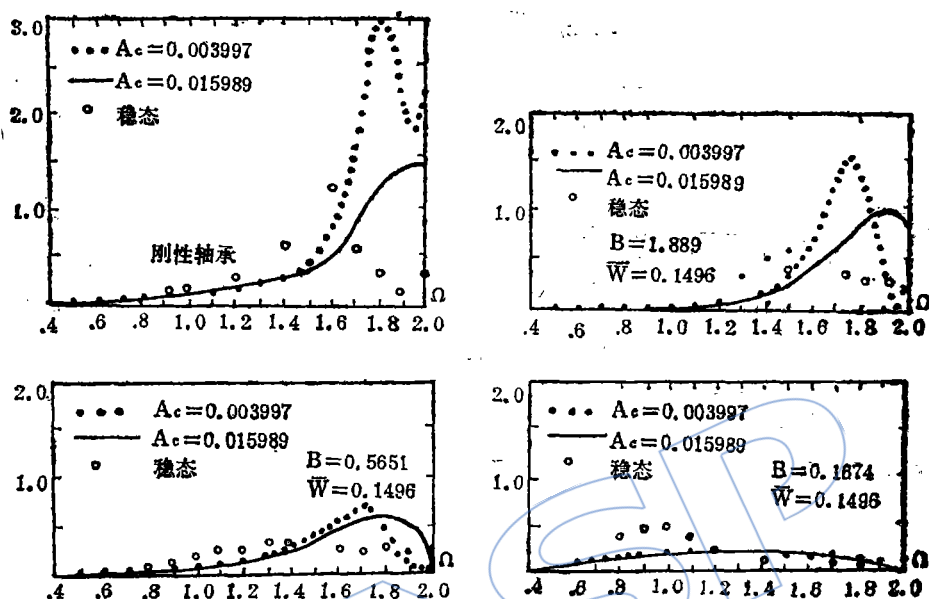


图 3 加速响应曲线

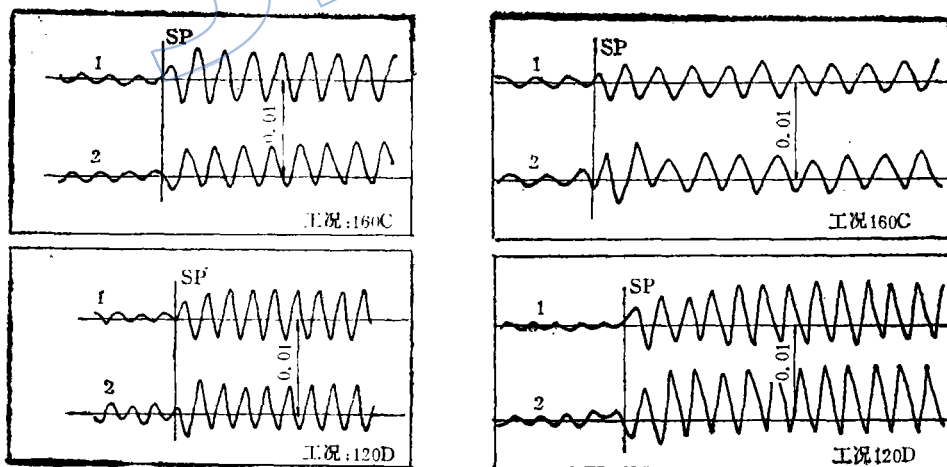


图 4 突加不平衡响应计算波形^[7]

(1. 水平振动, 2. 垂直振动, SP. 不平衡度突加点位置)

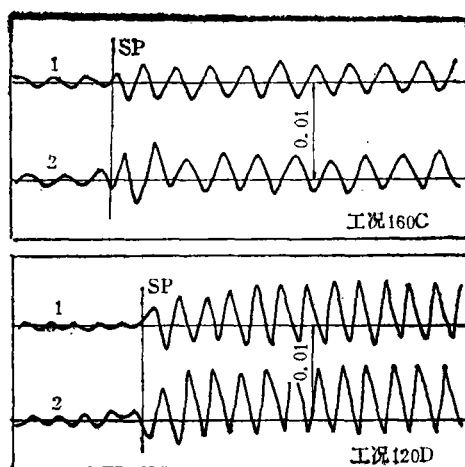


图 5 突加不平衡响应试验波形

(1. 水平振动, 2. 垂直振动, SP. 不平衡度突加点位置)

三、挤压油膜阻尼器的设计方法

挤压油膜阻尼器的工程设计建议按照如下步骤进行:

第一步: 配合发动机总体方案设计选定同心型或非同心型方案。

第二步: 选择阻尼器结构参数并作相应的动力响应计算。

第三步: 试验调整阻尼器结构参数以得到最佳或较满意的动力响应。

根据系统的理论和试验研究的经验, 推荐如下结构方案及相应的结构参数(此推荐值已得到实验验证^[8])。

1. 用双承载区型式的阻尼器;

2. 取用油膜无因次半径间隙 $C/R = 0.3 \sim 0.5\%$, 轴承参数 $B = 0.1 \sim 0.2$ 和重力参数 $\bar{W} = 0.05 \sim 0.10$ 。

3. 用 $\bar{W}$ 来调节轴颈在间隙圆内的位置。另外, 由于 B 中的轴颈参振质量较难估准和润滑油粘度因温度变化也不易精确指定, 从而, 可以在 $C/R = 0.3 \sim 0.5\%$ 范围内作相应的协调, 适当调整轴颈质量以得到较为切合实际的动力响应。

四、结 论

1. 进行不平衡响应计算, 将有助于转子总体设计时确定支点要不要采用, 或如何采取减振措施。

2. 轴颈在间隙圆内作适量的挤压运动, 是挤压油膜阻尼器能有效减振的根本所在。为此, 需要注意滚动轴承由于受力条件变化而引起的可能导致个别零件损坏的隐患。

3. 非同心型方案比同心型方案具有更好的减振效果, 但两种方案各有其独特之优点, 可视具体要求而选择。

4. 设计合理的挤压油膜阻尼器不仅具有良好的稳态特性, 而且具有相当理想的加速特性和抗突加不平衡度的能力。

5. 本文推荐的工程设计方法可供挤压油膜阻尼器初步设计时使用, 实践证明有效。

参加本研究工作还有何通儒、黄致政和祝长生等同志。

参 考 文 献

- [1] Lund, J. W., Orcutt, F. K., "Calculations and Experiments on the Unbalance Response of a Flexible Rotor", Trans of ASME, J. of Eng. for Industry, Vol. 89, NO. 4 1967.
- [2] 许世安、黄致政, "双转子-支承-机匣系统不平衡响应计算方法及在某型发动机上的应用", 燃气涡轮研究所, 1984。
- [3] 冯心海, "支撑在挤压油膜阻尼器及弹性支承上的悬臂柔性转子动力响应的理论研究", 中国航空科技文献HJB-860362, 1986。
- [4] Li Wenming et al., "Investigation of the Squeeze Film Bearing on Two-Spool Turbo-Fan Engine", Fifth International Symposium on Airbreathing Engines, Feb, 1987.
- [5] 李希凡、付才高, "带双挤压油膜阻尼器的转子动力响应研究", 航空动力学报, Vol. 3, NO. 1, 1988。
- [6] 付才高、李希凡, "挤压油膜阻尼器突加不平衡响应特性试验研究", 燃气涡轮试验与研究, Vol. 1, NO. 2, 1988, 3。
- [7] 付才高, "带挤压油膜阻尼支承的柔性转子突加不平衡响应分析计算方法", 燃气涡轮研究所, YK8-1w070, 1987。
- [8] 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。

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.