

文章编号: 1000-8055(2004)04-0506-06

细长柔性转子高速动平衡方法

邓旺群¹, 李上福², 高德平¹, 廖学军²

(1 南京航空航天大学 能源与动力学院, 江苏 南京 210016;

2 中国航空动力机械研究所, 湖南 株洲 412002)

摘要: 提出了一种通过平衡辅助工装——平衡卡箍来进行细长柔性转子高速动平衡的新工艺方法。按照设计准则设计加工了一组精密平衡卡箍并用有限元法进行了强度校核, 卡箍的验证考核试验在两个模拟轴上完成, 结果表明: 卡箍的平衡性能良好, 对模拟轴的临界转速和振动特性的影响甚微, 在此基础上完成了装机动力涡轮转子的高速动平衡试验, 效果良好。

关键词: 航空、航天推进系统; 涡轴发动机; 细长柔性转子; 高速动平衡; 平衡卡箍; 临界转速

中图分类号: V 231.96

文献标识码: A

Method of High Speed Dynamic Balance to Balance a Slender Flexible Rotor

DENG Wang-qun¹, LI Shang-fu², GAO De-ping¹, LIAO Xue-jun²

(1. College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2 China Aviation Powerplant Research Institute, Zhuzhou 412002, China)

Abstract: A new technology method of high speed dynamic balance to balance a slender flexible rotor is presented by using auxiliary tool of balance-collar in this paper. A set of precise balance collars are designed and processed according to design criteria and their strength calibration is completed by using finite element method. The experiments of checking and verifying balance collars are accomplished through two simulating shafts. The results of experiments show that the balance behavior of the collars is good and they have little influence on critical speed and vibration characteristics of each simulating shaft. Based on this, high speed dynamic balance of power turbine rotor of turbine shaft engine is satisfactorily conducted by using these balance collars and the effect is very ideal.

Key words: aerospace propulsion system; turbine shaft engine; slender flexible rotor; high speed dynamic balance; balance collar; design criterion; balance behavior; critical speed

收稿日期: 2003-07-18; **修订日期:** 2003-09-25

基金项目: 国家航空预研资助项目(2483)

获奖项目: 2002年中国航空工业第二集团公司科学技术奖壹等奖(20022007);

国防科学技术工业委员会国防科学技术奖三等奖(2002GFJ3198)

作者简介: 邓旺群(1967-), 男, 湖南邵阳人, 中国航空动力机械研究所高级工程师, 南京航空航天大学能源与动力学院博士生, 主要从事发动机强度试验和转子动力学研究

航空发动机整机振动和许多机械故障, 尤其是关于振动方面的故障常常是由转子过大的不平衡力或力偶引起, 或者是因通过临界转速时振动量过大造成^[1]。

现代中小型涡轴发动机性能好的一个主要标志是功率质量比和功率尺寸比高。实现这一指标的一个重要措施是提高发动机转速。由于中小涡轮轴发动机转速高, 径向间隙变化小, 这给转子轴系的设计和高速转子动力学带来新的问题和困难, 直接关系到发动机研制的成败。因此, 减小振动、控制间隙以减小性能损失, 以及降低支承结构载荷是转子动力学设计准则所涉及的关键内容。为了满足日益增长的高功率质量比要求, 现代高速航空燃气涡轮发动机希望设计出柔性更好的转子和重量更轻的静子结构, 要达到这一设计要求并付诸应用, 影响和制约的一个主要因素就是要控制发动机系统的振动, 所以在很多情况下需采用阻尼器和柔性支承系统, 以及高速转子动平衡^[2]。然而, 实施发动机高速柔性转子的动平衡在实际操作上往往会遇到很大的困难, 如某新型涡轴发动机在研制中就遇到了动力涡轮转子高速动平衡这一技术难题。该转子采用空心薄壁细长轴、带弹性支承, 两端均有挤压油膜阻尼器, 空心轴内安装细长测扭基准轴的结构, 工作转速超过了二阶弯曲临界转速, 属典型的带柔性轴的柔性转子, 高速动平衡难度很大^[3]。其中最关键的问题是不能在细长轴上直接加平衡配重, 要进行平衡就必须找到一种改变平衡配重的方法。美国 GE 公司在研制 T700 发动机时曾使用平衡卡箍来辅助细长轴的高速动平衡, 但文献中并未对卡箍的设计、加工、考核等进行详细阐述^[4]。为攻克在研涡轴发动机动力涡轮转子高速动平衡这一技术难关, 本文使用自行设计的精密平衡卡箍来研究细长柔性转子的高速动平衡问题, 并在模拟轴上对平衡卡箍进行了系统的考核试验, 在此基础上完成了装机用动力涡轮转子的高速动平衡, 效果良好。试验表明这是一种平衡细长高速柔性转子的理想方法。

1 平衡卡箍的设计

动力涡轮功率传动轴是一个空心薄壁结构的细长柔性轴, 对不平衡量反应十分敏感, 在低转速下就明显受到振型引起的附加不平衡量的影响, 必须按照柔性转子的平衡理论(影响系数法、模态平衡法或综合平衡法等^[5])进行高速动平衡。而要

对装传动轴组件的动力涡轮转子进行高速动平衡就必须准确找出转子上不平衡量的大小和相位, 这是进行平衡的前提和关键, 设计上又无法在传动轴上预留加试配重和平衡配重的位置, 仅预留了 4 个最终去材料的平衡凸台。因此, 有必要找到一个改变平衡重量的等效替代方法。这个替代方法就是设计出了一组精密平衡辅助工装——平衡卡箍, 卡箍在平衡过程中安装在平衡凸台上, 通过卡箍可以精确、高效地找出转子(轴)上不平衡量的大小和相位, 从而可以很方便地完成转子(轴)的高速动平衡试验

用于进行精密高速动平衡的平衡卡箍在设计制造上遵循以下准则^[6]: (1) 最小的尺寸和重量; (2) 精密的制造; (3) 精确的卡箍预平衡。

表 1 平衡卡箍的重量

Table 1 Weights of balance collars

卡箍编号	重量/g	卡箍编号	重量/g
1	132.95	5	131.90
2	132.94	6	132.36
3	133.33	7	133.31
4	132.61	8	132.94

表 2 平衡卡箍的低速动平衡结果

Table 2 Results of low speed dynamic balance of balance collars

卡箍编号	初始不平衡量 /(g · cm)		残余不平衡量 /(g · cm)	
	螺纹面	光孔面	螺纹面	光孔面
1	1.7	1.4	0.06	0.06
2	1.7	0.3	0.06	0.05
3	1.2	1.5	0.05	0.05
4	2.3	1.4	0.04	0.06
5	1.2	0.8	0.04	0.05
6	0.5	1.1	0.05	0.05
7	0.5	0.9	0.06	0.05
8	0.6	1.2	0.06	0.05

遵循这些准则, 设计了一组(8 个)精密平衡卡箍, 卡箍采取全周向对称结构, 卡箍上有预先钻好并攻了丝的螺纹孔, 使其可在一个精确的角向位置加重量。当它安装在轴上时, 设计上具有一定的紧配合能力, 以保证旋转时尤其是在高转速和

高振动时配重的确定位置。平衡卡箍在设计时选用了比重小而强度较大的钛合金作为材料,设计尺寸尽可能小,加工过程中使用了精密的数控机床,以保证设计要求的精度。加工后 8 个平衡卡箍的重量见表 1,平均重量仅为 132.79 g,最重的卡箍与最轻的卡箍只相差 1.43 g。最后对卡箍进行了低速动平衡,尽管平衡卡箍的厚度不大,但还是使用了两个平衡面(两侧面)进行平衡,结果见表 2。8 个卡箍的低速动平衡均基本达到了平衡精度要求(要求每个平衡面的低速动平衡精度达到 $0.05\text{ g}\cdot\text{cm}$)。

2 平衡卡箍的考核试验

为确保试验设备和装机试验件的安全,卡箍在用于动力涡轮转子高速动平衡试验前必须在模拟轴上进行验证试验,以全面考核卡箍的平衡性能及对模拟轴临界转速和振动特性的影响,平衡卡箍的存在是否对平衡好的或没有平衡的振动响应带来实质性的影响,在卡箍上加临时重量达到的平衡与去掉卡箍而进行的永久性校正所达到的平衡是否一致。考核试验分两步进行:首先在模拟轴上进行,然后在动力涡轮模拟实心轴上进行。

2.1 模拟轴的高速动平衡试验

模拟轴的安装及测试示意图见图 1(图中: A_1, A_2 为加速度传感器; D_1, D_2 为进口位移传感器; D_3, D_4 为天瑞国产位移传感器;符号“ $=$ ”表示

水平方向;符号“ $\perp$ ”表示垂直方向)。

平衡前在 3 号和 4 号平衡凸台 0 位置分别装上 1 号和 2 号平衡卡箍,平衡测试仪为 VP-30 振动分析仪,平衡过程数据见表 3,高速动平衡前和高速动平衡后由 D_3 传感器测得的 $0\sim 10000\text{ r/min}$ 转速范围内的振动幅值-转速曲线见图 2。

综合表 3 和图 2,可以得到平衡卡箍对模拟轴的平衡效果,见表 4。从表 4 可知,平衡卡箍对模拟轴的高速动平衡效果高达 $77.46\%\sim 91.43\%$,说明卡箍的平衡性能良好。

2.2 动力涡轮模拟实心轴的高速动平衡试验

动力涡轮模拟实心轴的材料为 GH4169,与装机动力涡轮传动轴相比,除了轴不是空心以外,材料、外部尺寸和形状与装机件完全相同,只有个别地方略作修改,此前没有对模拟实心轴进行低速动平衡,动力涡轮模拟实心轴的安装及测试示意图见图 3(图中: A_1, A_2 为加速度传感器; D_1, D_2 为进口位移传感器; D_3, D_4 为天瑞国产位移传感器;符号“ $=$ ”表示水平方向;符号“ $\perp$ ”表示垂直方向)。平衡前在模拟实心轴的 1 号和 2 号平衡凸台 0 位置分别装上 1 号和 2 号平衡卡箍,平衡测试仪为 VP-30 振动分析仪,平衡过程数据见表 5,高速动平衡前和高速动平衡后由 D_3 传感器测得的振动幅值-转速曲线见图 4。

通过表 5 可以得到在平衡转速下卡箍对动力涡轮模拟实心轴的平衡效果,见表 6。

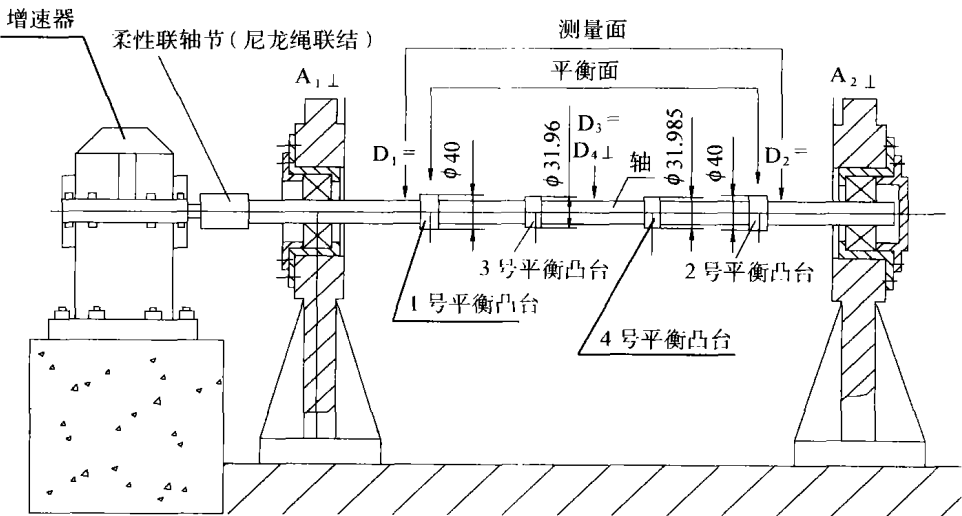


图 1 模拟轴的安装及测试示意图

Fig 1 Installation and measurement diagrammatic sketch of simulate shaft

表 3 模拟轴高速动平衡试验数据

Table 3 Data during high speed dynamic balance of simulate shaft

平衡转速 (r/m in)	D ₁ 测点		D ₂ 测点		备 注
	幅值/ μm	相位/($^{\circ}$)	幅值/ μm	相位/($^{\circ}$)	
7250	71	93	70	86	初始运行 在 1 号平衡卡箍 0 加 0.74 g 试配重(平衡螺钉) 在 2 号平衡卡箍 90 加 0.74 g 试配重(平衡螺钉)
7250	25	282	36	285	
7250	127	17	121	13	
7250	16	44	6	29	论计算需在 1 号平衡卡箍 316 和 2 号平衡卡箍 37 分别加 0.199 g 和 0.311 g 的平衡配重, 实际在模拟轴 1 号和 2 号平衡凸台对应位置上打磨去材料后

表 4 平衡卡箍对模拟轴的平衡效果

Table 4 Balance effect of balance collars on simulate shaft

模拟轴状态	临界转速下	平衡转速下	
	D ₃ 测点幅值	D ₁ 测点幅值	D ₂ 测点幅值
高速动平衡前/ μm	188	71	70
高速动平衡后/ μm	46	16	6
平衡效果/%	75.53	77.46	91.43

注: 表 4 中的临界转速在高速动平衡前后分别为 6857 r/m in 和 7076 r/m in。

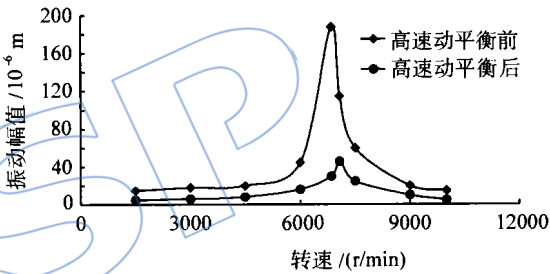


图 2 D₃ 传感器测得的 0~10000 r/m in 转速范围内振动幅值-转速曲线

Fig 2 Curves of vibration amplitude versus speed during 0~10000 r/m in m measured by D₃ transducer

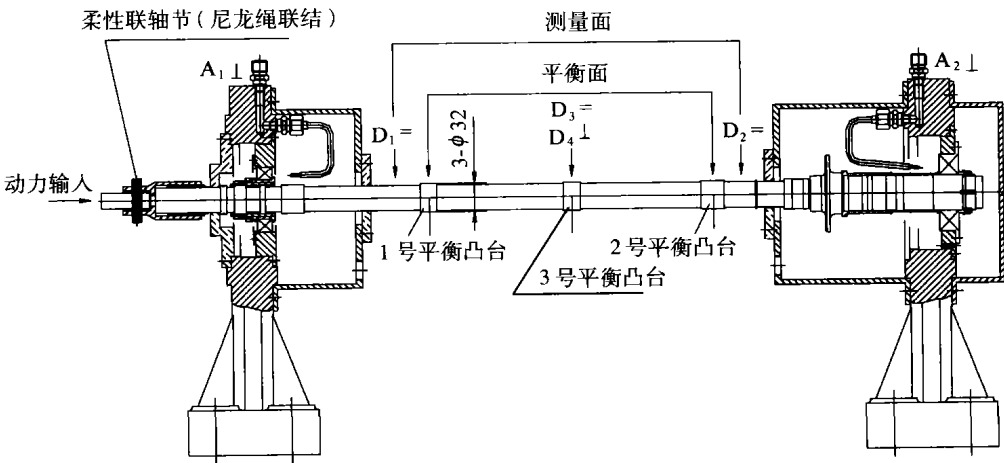


图 3 动力涡轮模拟实心轴的安装及测试示意图

Fig 3 Installation and measurement diagrammatic sketch of power turbine simulate solid shaft

表 5 动力涡轮模拟实心轴高速动平衡试验数据

Table 5 Data during high speed dynamic balance of power turbine simulate solid shaft

平衡转速 (r/m in)	D ₁ 测点		D ₂ 测点		备 注
	幅值/ μm	相位/($^{\circ}$)	幅值/ μm	相位/($^{\circ}$)	
5800	131	44	183	38	初始运行
5800	115	64	150	57	在 1 号平衡卡箍 45 加 0.44 g 试配重(平衡螺钉)
5800	76	42	106	30	在 2 号平衡卡箍 90 加 0.44 g 试配重(平衡螺钉)
5800	26	229	10	239	理论计算需在 1 号平衡卡箍 146 和 2 号平衡卡箍 5 分别加 1.452 g 和 0.800 g 的平衡配重, 实际在模拟轴 1 号和 2 号平衡凸台对应位置上打磨去材料后

从表 6 可知, 在平衡转速下卡箍对动力涡轮模拟实心轴的高速动平衡效果高达 80.15%~94.54%, 说明卡箍具有平衡较大初始不平衡量的能力。

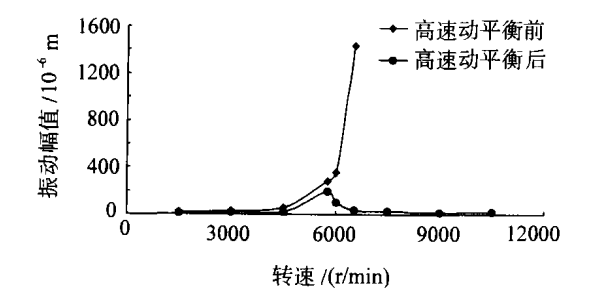


图 4 高速动平衡前和高速动平衡后由 D₃ 传感器测得的振动幅值-转速曲线

Fig 4 Curves of vibration amplitude versus speed measured by D₃ transducer before and after high speed dynamic balance

表 6 在平衡转速下平衡卡箍对动力涡轮模拟实心轴的平衡效果

模拟轴状态	平衡转速(5800 r/m in) 下	
	D ₁ 测点幅值	D ₂ 测点幅值
高速动平衡前/ μm	131	183
高速动平衡后/ μm	26	10
平衡效果/%	80.15	94.54

D₃ 传感器测得的高速动平衡前后最大振动

幅值(见图 4)的对比分析结果见表 7。

表 7 高速动平衡前后最大振动幅值对比分析(D₃ 测点)

状 态	最大振动幅值/ μm	备 注
高速动平衡前	1435	在 6530 r/m in 的最大转速下
高速动平衡后	192	在 5775 r/m in 的临界转速下
平衡效果/%	86.62	

综合图 4 和表 7 可知, 平衡前的模拟实心轴由于没有进行低速动平衡而具有较大的初始不平衡量, 不能安全越过第一阶弯曲临界转速, 平衡后的模拟轴不但能十分平稳地越过第一阶弯曲临界转速, 而且其最大振动幅值比高速动平衡前下降了 86.62% (忽略转速的差别), 再一次证明了平衡卡箍具有很强的平衡能力。

两个模拟轴上的考核试验结果表明: 平衡卡箍的使用性能和平衡性能良好, 对模拟轴的临界转速和振动特性没有造成任何实质性的影响。在卡箍上加临时重量所达到的平衡与去掉卡箍而在轴上进行永久性校正所达到的平衡非常一致, 是涡轴发动机动力涡轮转子高速动平衡试验的理想工装。

3 平衡卡箍在装机动力涡轮转子高速动平衡试验中的应用

设计平衡卡箍的目的就是要用于装机动力涡轮转子的高速动平衡试验, 通过卡箍找出动力涡轮转子在传动轴规定平衡面(4 个平衡凸台和第一级动力涡轮盘)上不平衡量的大小和相位, 然后, 通过在平衡凸台上去材料或在第一级动力涡轮盘系留螺栓上加平衡垫片达到平衡的目的。到目前为止, 已高质量完成了 5 个装机用动力涡轮转子共 50 余次的高速动平衡试验, 最高平衡转速超过了 20, 000 r/min, 平衡卡箍在高转速和动情况下的安全性、可靠性得到验证, 平衡后的转子动挠度和轴承动反力得以显著下降。尤以转子动挠度的下降幅度更加明显, 达到了高速柔性转子的平衡目的(关于平衡卡箍在装机动力涡轮转子高速动平衡试验中的平衡效果, 作者在文献[3]和文献[7]中有详细论述)。平衡后的转子在整机台架试车中表现出良好的振动特性, 确保了动力涡轮转子转速达标及其在慢车转速和工作转速下安全可靠地运行。

4 结 论

本文给出了一种通过平衡卡箍来平衡细长高速柔性转子的新工艺方法并已成功应用于工程实际。研究表明卡箍的平衡性能良好, 对模拟轴和装

机动力涡轮转子的临界转速和振动特性均没有造成实质性的影响, 是一种对细长柔性转子进行精密高速动平衡的理想方法。本文的研究对所有细长柔性转子的平衡具有指导意义和工程应用价值。

参考文献

- [1] 付才高, 郑大平, 欧园霞, 等. 转子动力学及整机振动(第 19 册)[Z]. 航空发动机设计手册, 北京: 航空工业出版社, 2000.
- [2] 朱梓根, 刘廷毅, 欧园霞, 等. 航空涡轴、涡桨发动机转子系统结构设计准则(研究报告)[R]. 株洲: 中国航空工业第六〇八研究所, 北京: 北京航空航天大学, 2000.
- [3] 邓旺群, 高德平. 应用于小发柔性转子的高速动平衡技术[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2003, 16(2): 30- 33.
- [4] Burgess G, Rio R. T700 Power Turbine Rotor Multiplane/Multispeed Balancing Demonstration[R]. NASA - CR - 159586, 1979.
- [5] 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.
- [6] 邓旺群. 涡轴发动机动力涡轮转子高速动平衡试验技术研究报告[R]. 株洲: 中国航空动力机械研究所, 2001.
- [7] 邓旺群, 高德平. 涡轴发动机动力涡轮转子高速动平衡技术研究[J]. 航空动力学报, 2003, 18(5): 669- 675.
DENG Wang-qun, GAO De-ping. High Speed Dynamic Balance Technique of a Power Turbine Rotor of a Turbine Shaft Engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2003, 18(5): 669- 675.