

文章编号: 1000-8055(2003)05-0669-07

涡轴发动机动力涡轮转子 高速动平衡技术研究

邓旺群, 高德平

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 江苏 南京 210016)

摘要: 针对动力涡轮转子空心、薄壁、大长径比、带弹性支承和挤压油膜阻尼器、内置测扭基准轴的结构特点, 提出了一种改进的“多转速、多平面、分步平衡”的方法, 设计了一组精密平衡卡箍, 建立了一套涡轴发动机动力涡轮转子高速动平衡的平衡步骤和平衡工艺, 给出了动力涡轮转子的平衡判定准则, 在全转速范围内进行了动力涡轮转子的高速动平衡, 最高平衡转速大于20,000 r/min。所建立的平衡方法和工艺已应用于某型涡轴发动机动力涡轮转子的高速动平衡, 效果良好。

关键词: 航空、航天推进系统; 涡轴发动机; 高速动平衡; 动力涡轮转子; 平衡卡箍; 弯曲临界转速

中图分类号: 231.96

文献标识码: A

High Speed Dynamic Balance Technique of a Power Turbine Rotor of a Turbine Shaft Engine

DENG Wang-qun, GAO De-ping

(Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: High speed dynamic balance of power turbine rotor which generally runs over the second bending critical speed is a key technique in developing turbine shaft engine. This paper presents an improved multispeed, multiplane and step by step balance procedure developed to balance a power turbine rotor with a long slender hollow shaft, elastic supports and squeeze film dampers, and inherent torque tube. A group of precise balance collars are designed for adding trial masses. A set of balance steps and balance technologies are summarized. Criteria for evaluating the quality are established which involve the limits of both vibration displacement of shaft and vibration acceleration of supports. The procedure is carried out throughout the whole operating speed range and the highest balance speed is over 20,000 rpm. It has been successfully applied to balancing the power turbine rotor in practice.

Key words: aerospace propulsion system; turbine shaft engine;
high speed dynamic balance; power turbine rotor; balance collar;
bending critical speed

收稿日期: 2002-11-18; **修订日期:** 2003-02-16

基金项目: 国家航空预研资助项目(2483)

获奖项目: 国防科学技术工业委员会国防科技技术三等奖(2002GJF3198);

2002年中国航空工业第二集团公司科学技术一等奖(20022007)

作者简介: 邓旺群(1967-), 男, 湖南新邵人, 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

1 引言

航空发动机压气机转子、涡轮转子、动力涡轮转子等转动件的平衡在发动机研制中占重要地位^[1]。对转子进行严格的平衡,是降低发动机振动、提高发动机使用安全性、可靠性、寿命和效率的最重要措施之一。工程上,可用下列任一项来表征转子平衡状态的好坏^[2]:(1)不平衡力引起的振动;(2)轴承力;(3)剩余不平衡量。转子最终不平衡状态的评定可在下列任一场合进行^[2]:(1)在低速平衡机上;(2)在高速平衡机上(高速平衡装置上);(3)在整机试验台上;(4)在最终装配下的现场。对柔性转子而言,平衡要达到以下两个目的:(1)把轴承动反力降低到允许范围内;(2)把转子动挠度降低到最小限度。工程上要求柔性转子经过动平衡后使机器在现场装配和安装后转子能满意地运行,即转子能平稳地越过各阶临界转速,并且在工作转速下满足某一平衡精度要求^[2]。柔性转子的平衡原则上都必须进行高速动平衡。对现代中、小型涡轮轴航空发动机来说,其转子正朝着高转速、长径比越来越大的方向发展,结构日益复杂,解决由此引起的高速柔性转子动平衡问题就成了一大难题。美国在研制涡轴发动机 T700 时为了解决动力涡轮转子高速动平衡问题就进行了多年的攻关研究^[3],可以说,平衡技术是涡轴发动机研制过程中的一项核心技术。

国内在某新型涡轴发动机研制过程中,同样遇到了动力涡轮转子高速动平衡这一技术难题。动力涡轮转子采用空心、薄壁细长轴并带有挤压油膜阻尼器、空心轴内安装细长测扭基准轴的结

构。这种设计形式使得发动机结构紧凑、重量轻,但带来的突出问题是导致转子的工作转速超过了二阶弯曲临界转速,属典型的柔性转子,其高速动平衡成功与否是采用这种结构形式成败的关键^[4]。

本文针对动力涡轮转子上述结构特点,提出了一种“多转速、多平面、分步平衡”的方法,确定了平衡面,规范了平衡转速选取的原则。由于转子的传动轴上无法加试重,故设计了一组精密平衡卡箍作为工装来实现。理论分析和试验均表明,平衡卡箍对转子临界转速的影响甚微,对振型几乎无影响。因此,它成为方便的等效替代工艺,使得所建立的平衡方法得以实施。最后,建立了完整的动力涡轮转子高速动平衡工艺,制定了转子平衡品质判定准则。该技术已成功应用于多台发动机动力涡轮转子的平衡^[4]。

2 动力涡轮转子的结构特点及平衡难点^[4,5]

动力涡轮转子的结构简图见图1。

从图1可知,动力涡轮转子具有空心、薄壁、大长径比、带弹性支承和挤压油膜阻尼器、内置测扭基准轴、两级动力涡轮盘置于转子一端的结构特点。细长薄壁传动轴在工作时,从内部穿越燃气发生器转子再通过套齿与输出轴相连,从而把功率输出,其长径比大于30,这种先进的设计思想导致了动力涡轮转子工作在二阶弯曲型临界转速之上,是非常柔性的转子,其不平衡量引起的振动是发动机振动的重要来源,要减小转子不平衡引

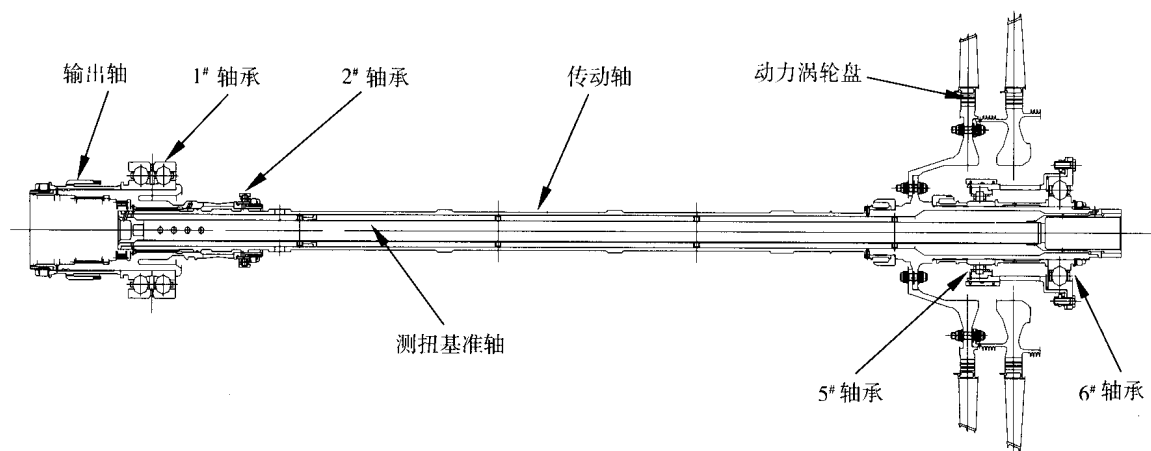


图1 动力涡轮转子结构简图

Fig 1 Structure diagram of power turbine rotor

起的振动,一方面是改进加工工艺,提高加工精度,减小初始不平衡量,另一方面是对转子进行良好的平衡,事实上,在现有加工工艺水平一时难以有较大提高的前提下,平衡已成为减小发动机振动的最有效手段,然而,开展超两阶弯曲临界转速转子的高速动平衡研究在国内还是首次进行,难度很大,主要体现在以下几个方面:(1)振型引起的附加不平衡量较大;(2)传动轴上没有预留加试重的位置;(3)平衡转速高,在高转速下实施平衡操作有一定的风险;(4)平衡面设置的局限性;(5)传动轴内外壁同轴度的加工精度难以保证,初始不平衡量难以控制;(6)平衡过程中,如何有效地去掉传动轴上的不平衡量而又不给轴造成任何形式的破坏;(7)测扭基准轴引起的不平衡量及其对转子动力特性的影响等等,所有这些都是制约高速动平衡成功与否的重要因素。

3 动力涡轮转子的动力特性

在对动力涡轮转子进行高速动平衡试验前,用有限元法^[5]和传递矩阵——直接积分法^[6]分别计算了转子的动力特性:临界转速、振型和不平衡响应,同时还计算了平衡卡箍对转子动力特性的影响。计算结果表明:(1)转子在工作转速范围内存在两阶弯曲临界转速;(2)设计预留的平衡面对不平衡量的响应敏感,可以用于转子的平衡;(3)在传动轴上装一个或两个平衡卡箍对转子的临界转速影响甚微,对振型几乎无影响,可以用作转子高速动平衡试验的平衡工装。此外,还对动力涡轮转子进行了高速动平衡理论分析和计算,结果表明^[7]:在可用的平衡面上用影响系数法可以使转子得到良好的平衡。

4 动力涡轮转子平衡技术^[4,8~10]

4.1 动力涡轮转子的平衡特点

动力涡轮转子工作在两阶弯曲临界转速之上,与其它柔性转子的高速动平衡试验相比,该转子的平衡具有以下明显的特点:平衡转速高、平衡精度高、既要平衡初始不平衡量,又要平衡振型引起的附加不平衡量、需使用精密平衡卡箍、平衡面及其可去材料量的局限性、非线性因素的影响较大、操作者的经验等。

4.2 平衡卡箍设计及其考核试验

传动轴在结构设计上无法预留加配重的位置,要进行高速动平衡,必须找到一种改变平衡配

重的等效替代方法,经反复研究,我们采用自行研制的精密平衡卡箍实现了这项功能,平衡卡箍采用全周向对称设计,钛合金制造,作为工装,平衡卡箍能在高速和高振动情况下安全、可靠地工作,能准确、精密、高效地确定转子不平衡量的大小和相位。平衡卡箍的设计和制造遵循最小的尺寸、最轻的重量和精确的卡箍预平衡这三项原则。

先期曾使用平衡卡箍对刚支模拟实心轴进行了高速动平衡考核试验,主要是考核卡箍的平衡性能及其对模拟轴动力特性的影响,试验结果如下:装上两个平衡卡箍后模拟轴的一阶弯曲临界转速从5775 r/min变化到5625 r/min,仅变化了2.59%;临界转速下的轴位移值从192 μm 变化到186 μm ,仅变化了3.13%,可见,平衡卡箍对模拟轴的动力特性和振动特性没有造成实质性的影响。另一方面,还使用这两个平衡卡箍完成了该模拟轴的高速动平衡试验,模拟轴在加工完成后没有进行低速动平衡,在高速动平衡试验前,模拟轴由于挠度过大而不能越过一阶弯曲临界转速,在6530 r/min转速下,最大轴位移达到了1435 μm ;高速动平衡后,在5775 r/min的临界转速下,最大轴位移仅为192 μm ,轴位移下降的幅度高达86.62%,可见,卡箍的平衡性能良好。

4.3 平衡要素的确定原则

(1) 测量面的确定原则:① 布置测量传感器的可能性;② 尽可能测得转子的最大挠度;③ 测得转子的振型;④ 设置平衡面的需要。

(2) 平衡面的确定原则:① 用最少的平衡面获得最佳的平衡效果;② 有利于去材料原则(尽量把要去的材料分散到各个平衡面上);③ 各平衡面相互独立原则。

在转子高速动平衡试验过程中共使用了四个平衡面(多平面平衡),即第一级动力涡轮盘和传动轴上1,2,3号平衡凸台,试验结果表明:这样选择的平衡面可以满足转子的平衡需要,特别是,选用第一级动力涡轮盘作为平衡面,可以采用在盘的系留螺栓上加垫片的方式达到平衡目的,大大减少了轴上的打磨去材料量,这对转子的多次平衡极为有利。

(3) 平衡转速的确定原则:① 从低转速向高转速逐步进行平衡;② 平衡转速尽可能靠近各阶临界转速;③ 在工作转速下平衡,确保平衡精度。

在实际平衡工作中,根据需要依次在一阶弯曲临界转速附近、二阶弯曲临界转速附近和工作转速下进行平衡,即多转速分步平衡。

4.4 平衡工艺

平衡工艺包括: (1) 平衡卡箍的保存和安装工艺; (2) 平衡中的加材料工艺; (3) 传动轴上打磨去材料工艺; (4) 配重的称重工艺; (5) 位移传感器的安装、测量工艺; (6) 加速度传感器的安装、测量工艺; (7) 光电传感器的安装、测量工艺等。

4.5 多转速多平面的平衡方法

4.5.1 多转速多平面的平衡原理

柔性转子平衡的目的是控制转子弯曲和轴承力, 其最小二乘影响系数法的平衡校正量可根据下式确定:

$$\begin{aligned} \{U\} &= [A]^{-1} \{X\} \\ (M = N, |A| \neq 0) \\ \{U\} &= ([A]^{-T} [A])^{-1} [A]^{-T} \{X\} \\ (M > N) \end{aligned}$$

式中: N 为校正面数, M 为振动总测点数, $\{U\}$ 为需加的校正质量, $\{X\}$ 为初始振动响应向量, $[A]$ 为影响系数矩阵。

如个别测点的剩余振动值偏大, 可加权迭代计算, 使测点中的最大剩余振动值下降; 如要消除系统的测量误差, 可采用在同一平衡面上相差 180° 位置加两次试配重的方法计算影响系数。

4.5.2 平衡原理在动力涡轮转子高速动平衡中的应用

在转子的高速动平衡试验过程中, 灵活运用多转速、多平面影响系数法, 提出了一种改进的“多转速、多平面、分步平衡”的方法, 使用了全部四个可用的平衡面, 分别在一阶临界转速附近、二阶临界转速附近和工作转速下分步骤完成了转子的高速动平衡试验 (在一个转速下的平衡使用两个平衡面)。同时, 根据平衡的需要, 还掌握了挠度和相位测试技术和加/去材料技术, 最高平衡转速超过 20,000 r/min (全转速高速动平衡)。

4.6 高速柔性转子平衡判据

柔性转子的平衡至今没有统一标准可循, 在研究过程中, 通过大量试验数据, 已归纳总结出动力涡轮转子的平衡判定准则——平衡判据。即动力涡轮转子在高速动平衡试验后应能十分平稳地越过二阶弯曲临界转速, 并在工作转速下转子挠度值和支座振动加速度值满足某一平衡精度要求。

平衡判据的给出是对高速柔性转子平衡研究

的一大突破, 对同类转子的高速动平衡具有重要的指导意义和工程应用价值。

5 转子的高速动平衡试验^[4, 11]

在平衡工作中, 应用本文提出的“多转速、多平面、分步平衡”的技术已成功完成了多个装机用动力涡轮转子共数十次的高速动平衡试验, 取得了很好的平衡效果, 每次平衡都达到了平衡判定准则对平衡精度的要求, 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。另一方面, 该技术还广泛应用于航天、石油、化工、钢铁、造纸等行业, 完成了多个火箭发动机氢、氧涡轮泵转子、汽轮机转子、空压机转子的高速动平衡试验。下面是动力涡轮转子的一次高速动平衡试验结果。

5.1 试验设备及测试仪器

平衡试验在 B727A 转子高速动平衡试验器上进行, 试验器额定工作转速为 45000 r/min, 功率 400 kW, 带真空系统, 滑油为 8 号和 20 号航空润滑油按一定比例的混合油。试验过程中主要测量转子挠度和支座振动加速度, 平衡分析和挠度测试仪器为 Schenck 公司生产的 VP-41 振动分析仪, 加速度测试仪器为 YE5940 加速度计, 在试验过程中, 安装四个位移传感器、四个加速度传感器和一个光电传感器, 称重仪器为 MP200B 精密电子天平 (10 mg 精度)。

5.2 动力涡轮转子安装及测试示意图

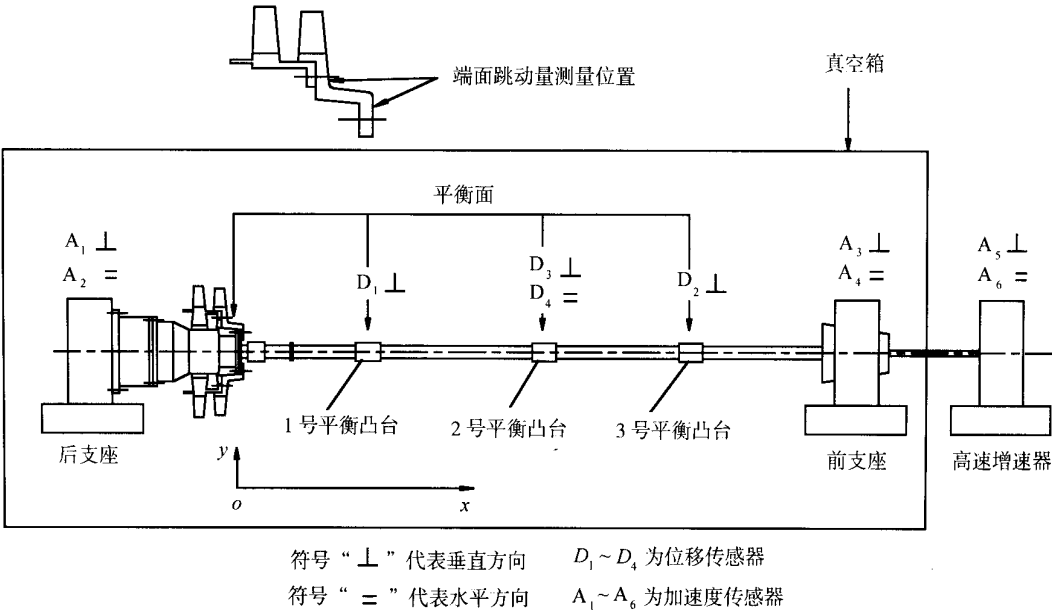
在高速动平衡试验过程中, 动力涡轮转子的安装及测试示意图见图 2。

5.3 平衡过程

某装机用动力涡轮转子在初始运行时不能越过一阶弯曲临界转速, 因此, 首先选择在 6800 r/min 转速下进行平衡, 平衡面为第一级动力涡轮盘和 2 号平衡凸台, 平衡后转子能十分平稳地越过第一阶弯曲临界转速, 但不能平稳越过第二阶弯曲临界转速; 随后选择在 11600 r/min 转速下进行平衡, 平衡面仍为第一级动力涡轮盘和 2 号平衡凸台, 平衡后转子能十分平稳地越过两阶弯曲临界转速; 最后在工作转速下进行平衡, 平衡面为 1 号和 3 号平衡凸台, 平衡后的转子满足平衡精度要求。

5.4 平衡效果

图 3~ 图 6 是该转子的高速动平衡试验结果 (图 3~ 图 6 中的振动幅值为轴位移峰-峰值),



图中: $D_1 \sim D_4$ 为位移传感器, $A_1 \sim A_6$ 为加速度传感器。

图2 动力涡轮转子高速动平衡试验安装及测试示意图

Fig 2 Installation and measurement diagrammatic sketch of high speed dynamic balance experiment of power turbine rotor

表1 6,800 r/m in 和11,600 r/m in 转速下高速动平衡试验结果

Table 1 Experiment results of high speed dynamic balance at 6,800 r/m in and 11,600 r/m in

平衡转速/ (r/m in)	状 态	D ₃ 测点	平衡转速/ (r/m in)	状 态	D ₁ 测点	D ₂ 测点
6,800	高速动平衡前/ μm	686	11,600	高速动平衡前/ μm	309	493
	高速动平衡后/ μm	30		高速动平衡后/ μm	69	128
	幅值减小/%	95.63		幅值减小/%	77.67	74.04

表2 一阶弯曲临界转速时的高速动平衡试验结果

Table 2 Experiment results of high speed dynamic balance at the first-stage bending critical speed

状 态	D ₁ 测点	D ₂ 测点	D ₃ 测点	D ₄ 测点
高速动平衡前(转速: 7,471 r/m in) / μm	1,230	980	1,290	1,060
高速动平衡后(转速: 一阶弯曲临界转速) / μm	215	73	200	179
幅值减小/%	82.52	92.55	84.50	83.11

从图3~ 图6可以看出, 高速动平衡试验前转子由于挠度过大而无法安全地越过第一阶弯曲临界转速, 根本不可能运行到工作转速, 高速动平衡试验后转子不但能十分平稳地越过两阶弯曲临界转

速, 而且在工作转速下(实际振动测量值: 转子挠度 $\leq 21\ \mu\text{m}$, 支座振动加速度 $\leq 12\ \text{m/s}^2$) 满足平衡判定准则的要求。6,800 r/m in 和11,600 r/m in 转速下高速动平衡试验的平衡结果见表1(只列出部

分测点)。表1中各测点测得的数值均为轴位移峰-峰值(转子挠度的2倍,表2同)。

从图3~图6再来分析一下转子在一阶弯曲临界转速时的平衡效果,试验结果见表2,表中高速动平衡前的试验数据用7,471 r/min 转速下的测量数据,高速动平衡后的试验数据用转子越过第一阶弯曲临界转速时的测量数据(由于图3和图6对应一次开车试验过程,图4和图5对应另一次开车试验过程,不同的开车试验过程所测得的临界转速值有一定的差别,因此图3、图6和图4、图5所测得的临界转速值略有不同)。

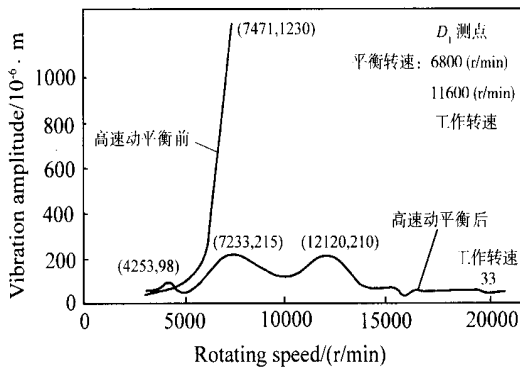


图3 D_1 测点振动幅值随转速的变化曲线

Fig 3 Curves of vibration amplitude versus speed at D_1 measurement point

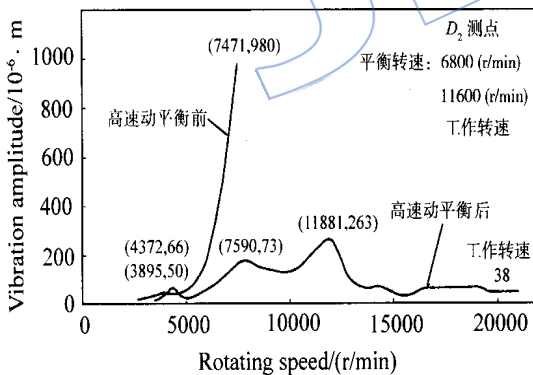


图4 D_2 测点振动幅值随转速的变化曲线

Fig 4 Curves of vibration amplitude versus speed at D_2 measurement point

分析:从表1和表2可以看出,高速动平衡对减小细长柔性转子动挠度的效果是非常显著的,幅值减小的幅度高达74.04%~95.63%,高速动平衡后在工作转速下的转子挠度均不大于21 μm 、支座振动加速度值均不大于12 m/s^2 ,说明转子的动挠度和轴承的动反力都很小,减振效果非常理想,达到了高速柔性转子的平衡目的,平衡后的转

子在整机台架试车中表现出良好的振动特性。由此可见,高速动平衡对降低涡轴发动机的整机振动,提高发动机工作的安全性、可靠性、寿命和效率有着不可替代的作用,在小发研制中占有重要地位。

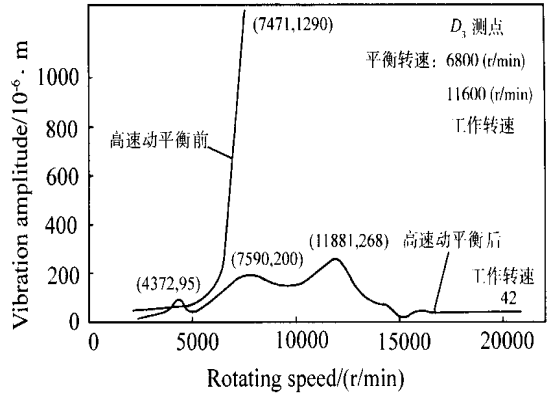


图5 D_3 测点振动幅值随转速的变化曲线

Fig 5 Curves of vibration amplitude versus speed at D_3 measurement point

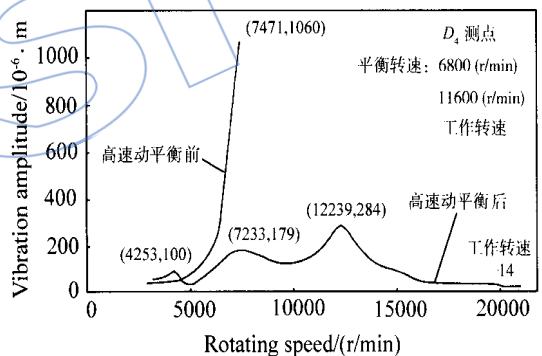


图6 D_4 测点振动幅值随转速的变化曲线

Fig 6 Curves of vibration amplitude versus speed at D_4 measurement point

6 结 论

应用平衡卡箍和“多转速、多平面、分步平衡”的平衡技术成功完成了某新型涡轴发动机动力涡轮转子的高速动平衡试验,平衡效果良好,解决了动力涡轮转子超二阶弯曲临界转速的动平衡难题,平衡后的转子在整机台架试车过程中表现出良好的振动特性。本文的研究为发动机高速柔性转子的动平衡探索出了一条有效的平衡途径,平衡判定准则对高速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] 徐秉铨, 王国栋, 吴久诚, 等. 航空制造工程手册[Z]. 发动机装配与试车(分册)[Z]. 北京: 航空工业出版社, 1996

[2] 姜永峰, 傅汝辑, 吴庆十, 等. GB/T6557- 1999: 挠性转子机械平衡的方法和准则[S]. 郑州: 机械工业局郑州机械研究所, 1999

[3] 邓旺群译. 应用于T700发动机的高速动平衡[R]. 株洲: 中国航空动力机械研究所, 1996

[4] 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技术研究报告[R]. 株洲: 中国航空动力机械研究所, 2001.

[5] 郭飞跃. 某型发动机动力涡轮转子动力特性计算报告[R]. 株洲: 中国航空动力机械研究所, 2000

[6] 廖明夫. 涡轴发动机动力涡轮转子临界转速及不平衡响应理论分析与计算[R]. 株洲: 中国航空动力机械研究所, 2001.

[7] 廖明夫. 涡轴发动机动力涡轮转子高速动平衡技术理论分析与计算[R]. 株洲: 中国航空动力机械研究所, 2001.

[8] 邓旺群, 廖学军, 力宁. 平衡细长柔性转子的一种新途径[J]. 株洲: 南华动力, 2000, 6(1): 56- 63

[9] 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

[10] 邓旺群. 某型发动机动力涡轮转子高速动平衡试验通用试验大纲[R]. 株洲: 中国航空动力机械研究所, 2001.

[11] 邓旺群. 应用于小发柔性转子的高速动平衡技术[A]. 中国航空学会(动力)第三届小发动机学术讨论会论文集[C]. 浙江: 温州. 2000: 92- 98

