

文章编号: 1000-8055(2006)03-0556-07

悬臂柔性转子动力特性及高速动平衡试验

邓旺群^{1,2}, 高德平¹

(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: 试验研究了装不同弹性支承和金属橡胶阻尼器(组合支承)的火箭发动机氧涡轮泵转子的动力特性, 并对装优选出的组合支承的转子进行了高速动平衡及重复性考核试验。结果表明: 悬臂柔性转子的动力特性可以通过支承的优化组合而得到改善, 单面平衡技术大幅度减小了转子的动挠度和弹支的动应力, 分解和重新装配所带来的装配不平衡不会实质性的影响转子原有的平衡状态。

关键词: 航空、航天推进系统; 动力特性; 高速动平衡; 装配不平衡

中图分类号: V 231.96

文献标识码: A

Experimental Investigation on Dynamic Characteristics and High Speed Dynamic Balance of a Cantilever Flexible Rotor

DENG Wang-qun^{1,2}, GAO De-ping

(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: More than 20 dynamic characteristic experiments of rocket engine oxygen turbopump rotor with different combination of elastic support and metal-rubber damper (combined bearing) were conducted. High speed dynamic balance and repeatability check experiments of the rotor were also conducted with an optimum combined bearing. The results show that the dynamic characteristics of cantilever flexible rotor can be improved by optimum combination of elastic support and metal-rubber damper. The dynamic deflection of the rotor and the dynamic stress of the elastic support can significantly be reduced by single plane high speed dynamic balance technique, and additional unbalance caused by disassembly and assembly will not materially destroy the original balance so long as the accuracy of balancing and the quality of assembly are ensured.

Key words: aerospace propulsion system; rocket engine; oxygen turbopump rotor; dynamic characteristics; high speed dynamic balance; assembly unbalance

收稿日期: 2005-04-22; 修订日期: 2006-01-18

作者简介: 邓旺群(1967-), 男, 湖南新邵人, 南京航空航天大学能源与动力学院博士生, 中国航空动力机械研究所自然科学研究员、主任试验师, 主要从事航空发动机强度试验和转子动力学的研究

实践证明, 发动机转动件的动不平衡是影响发动机试车时振动超限的主要原因之一^[1]。对转子进行严格的平衡, 是提高发动机使用安全性、可靠性、寿命和效率的一项重要措施。柔性转子的高速动平衡主要达到两个目的: (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。最终目的是为了减小发动机的整机振动^[2]。

正如航空发动机高速柔性转子需对其动力特性进行系统研究一样^[3], 在高速旋转试验器上进行全尺寸装机氧涡轮泵转子的动力特性试验也是非常必要的。本文主要对某火箭发动机氧涡轮泵转子的动力特性、高速动平衡及装配引起的附加不平衡(装配不平衡)进行研究, 首先对装不同弹性支承和金属橡胶阻尼器(组合支承)的氧涡轮泵转子进行了系统的动力特性对比试验, 考核了拧紧力矩对转子运行状态的影响, 并优选出一组组合支承, 随后对装优选出的组合支承的转子进行了单平面高速动平衡试验, 平衡使转子的动挠度和轴承的动反力得以显著下降, 最后对平衡后的转子进行了两次分解和重新装配引起的不平衡分散度考核试验, 结果表明: 分解和重新装配将带来附加不平衡(装配不平衡), 但只要保证平衡精度和装配质量, 就不会对转子的平衡状态产生实质性的影响。本文所采用的单平面高速动平衡技术, 对所有悬臂柔性转子的高速动平衡试验具有指导意义和工程应用价值。

1 动力特性试验

火箭发动机氧涡轮泵转子在试验过程中的安装及测试示意图见图 1(图中: $A_1 \sim A_4$ 为加速度

传感器; D_1 和 D_2 为电涡流位移传感器; S_1 和 S_2 为应变片符号; “ $=$ ”代表水平方向, 符号“ $\perp$ ”代表垂直方向)。

1.1 火箭发动机氧涡轮泵转子的结构

如图 1 所示, 火箭发动机氧涡轮泵转子由一根带涡轮盘的轴(涡轮盘与轴整体加工)、一个诱导轮、一个离心轮及相应的轴套、垫片、锁紧螺母等组成, 支承转子的两个支点一个为刚性支点, 另一个为弹性支点, 其中诱导轮与离心轮之间由滚珠轴承刚性支承, 离心轮与涡轮盘之间的支承是弹性支承(由折返式弹支和金属橡胶阻尼器组成的组合支承, 参见文献[4, 5]), 动力从涡轮盘端通过两端带外花键的细长轴输入。

1.2 试验设备及测试仪器

试验在卧式旋转试验器上进行, 试验器设计转速和额定功率满足试验需要, 滑油为 8 号和 20 号航空润滑油按一定比例的混合油, 试验时整个氧涡轮泵转子置于真空箱中。

如图 1 所示, 试验过程中主要测量转子挠度(D_1 和 D_2 , 分别测量离心轮后密封凸肩和轴套密封处水平方向的轴位移)、支座振动加速度($A_1 \sim A_4$, 分别测量两支座水平和垂直方向的振动加速度)和弹支应变(S_1 和 S_2 , 分别测量鼠笼弹支弹条根部水平和垂直方向的弹支应变)。挠度测试和平衡分析仪器为德国 Schenck 公司生产的 VP-41 振动分析仪, YE5940 测振仪测量支座的振动加速度, 通过 X-Y 绘图仪绘出弹支应变随转速的变化曲线。转速信号和相位基准信号由 Schenck 公司生产的 P-84 型光电传感器提供。

1.3 试验结果及分析

全部动力特性试验结果(含高速动平衡后及重复性考核试验时测得的试验结果)见表 1。在试验过程中使用了 3 种不同刚度的弹性支承(刚度较高、刚度中等和刚度较低)、8 种不同型号的金属橡胶阻尼器(表中用 3 型~10 型表示)和 3 组不同拧紧力矩组合(表 1 中的拧紧力矩组合, 分别为诱导轮、离心轮和涡轮盘端轴套的拧紧力矩), 共对 20 余种不同状态的转子进行了动力特性试验。此外, 在每次试验前, 在安装状态下测量离心轮后密封凸肩、轴套密封处和涡轮盘的径向跳动量(见表 1 中的跳动量组合), 以考核转子的装配质量对转子振动的影响, 为重装转子时控制装配精度提供试验依据。

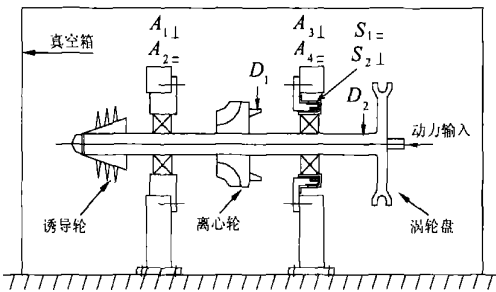


图1 火箭发动机氧涡轮泵转子在试验过程中的安装及测试示意图

Fig 1 Installation and measurement diagrammatic sketch of oxygen-turbopump rotor of rocket engine during experiment on test rig

表1 动力特性试验结果

Table 1 Experimental results of dynamic characteristics

状态序号	弹支刚度	阻尼器	拧紧力矩组合 (相对值)	跳动量组合 /mm	临界转速值/ (r/min)	D ₂ 测得的最大轴 位移/ μ m	支座最大振 动/g	弹支最大应 力/MPa
1	刚度中等	9型	1~2.5~3.5	0.018~0.015~0.025	9 892	612	7.0	99.8
2	刚度中等	无	1~3~4	0.015~0.02~0.025	9 292	> 1 600	16.0	262.9
3	刚度较高	无	1~3~4	0.03~0.03~0.02	8 933	1 400	13.0	271.5
4	刚度较低	无	1~3~4	0.01~0.03~0.03	8 333	1 320	12.0	297.7
5	刚度较低	8型	1~3~4	0.03~0.02~0.025	9 892	409	3.0	80.8
6	刚度较低	10型	1~3~4	0.03~0.015~0.02	9 292	741	4.0	146.8
7	刚度较低	7型	1~3~4	0.025~0.025~0.005	8 813	613	4.0	175.7
8	刚度较低	4型	1~3~4	0.03~0.01~0.025	8 933	859	7.0	232.3
9	刚度较低	6型	1~3~4	0.03~0.01~0.025	8 813	770	5.0	211.8
10	刚度较低	3型	1~3~4	0.025~0.01~0.025	8 933	671	5.6	181.8
11	刚度较高	9型	1~3~4	0.035~0.03~0.015	10 491	290	7.4	27.3
12	刚度较高	8型	1~3~4	0.025~0.04~0.01	9 772	364	6.4	39.2
13	刚度较高	4型	1~3~4	0.03~0.015~0.02	9 052	593	4.0~5.0	284.3
14	刚度较高	6型	1~3~4	0.035~0.04~0.01	9 052	301	5.0	48.7
15	刚度较高	5型	1~3~4	0.03~0.035~0.01	9 412	361	5.0	39.8
16	刚度较高	3型	1~3~4	0.03~0.03~0.015	9 292	608	5.2	56.0
17	刚度较高	无	1~3~4	0.02~0.025~0.02	8 813	1 470	13.0	282.5
18	刚度较低	5型	1~3~4	0.035~0.02~0.01	8 693	538	5.6	136.3
19	刚度较高	6型	1~4~5	0.03~0.02~0.01	8 933	1 060	5.0	183.7
20	刚度较高	6型	1~3.5~4.5	0.02~0.03~0.01	9 052	275	3.0	13.2
21	刚度较高	6型	1~2.5~3.5	0.035~0.02~0.01	8 933	1 100	9.0	46.5
22	刚度较高	6型	1~2.5~3.5	0.035~0.02~0.01	8 813	1 000	9.0	179.7
23	刚度较高	6型	1~3~4	0.03~0.01~0.03	9 172	1 860	5.2	274.7
24	刚度较高	6型	1~3~4	0.03~0.02~0.03	9 172	1 690	4.8	268.4
25	刚度较高	5型	1~3~4	0.04~0.02~0.035	9 292	1 500	4.4	308.8
26	刚度较高 (高速动平衡前)	5型	1~3~4	0.04~0.03~0.01	9 412	724	2.2	150.7
27	刚度较高 (高速动平衡后)	5型	1~3~4	0.04~0.03~0.01	10 132	64	1.2	13.1
28	刚度较高 (第一次重装后)	5型	1~3~4	0.04~0.04~0.04	9 772	256	1.0	34.0
29	刚度较高 (第二次重装后)	5型	1~3~4	0.04~0.035~0.01	10 491	97	1.6	13.8

对表1的试验结果进行分析,可以得到:

(1) 氧涡轮泵转子在额定工作转速范围内只有一阶临界转速,临界转速在8 333~10 491 r/min之间;

(2) 无论装什么刚度的弹性支承,金属橡胶

阻尼器对抑制转子挠度、减小弹支应力有重要作用,阻尼效果良好;

(3) 转子悬臂端转子挠度远大于离心轮后密封凸肩的转子挠度,因此,控制悬臂端的转子挠度应成为减振的首要目标;

(4) 总的来说, 转子挠度、支座振动加速度和弹支应力的 大小具有良好的一致性;

(5) 在确保拧紧力矩达到一定值的前提下, 改变组合力矩的值不会影响转子的运行状态;

(6) 装配和安装质量 (特别是涡轮盘的径向跳动量) 对悬臂端的转子挠度有重要影响, 涡轮盘的径向跳动量增大, 转子挠度就显著增大;

(7) 综合考虑临界转速、振动响应和弹支应力等方面的因素, 优选出的组合支承为: 刚度较高的弹性支承和 5 号金属橡胶阻尼器, 转子的拧紧力矩组合为 1~ 3~ 4 (表 1 中的状态 26)。

再对表 1 中的最大轴位移进行简单分析: 当不装阻尼器、或阻尼器的阻尼效果相对较差、或装配质量差 (涡轮盘的径向跳动量大) 都会造成最大轴位移 (临界转速下的轴位移) 明显增大, 从表 1 可知: 状态 23 的最大轴位移高达 1 860 μm , 而对于装优选组合支承的转子, 在保证装配质量的前提下, 其最大轴位移可以控制在较理想的范围内 (仅为 724 μm , 见表 1 中的状态 26), 高速动平衡更是使该状态的最大轴位移下降到只有 64 μm (见表 1 中的状态 27)。

2 高速动平衡试验

从动力特性试验结果可知: 要达到减振目的, 就必须降低悬臂端的转子挠度, 而悬臂端的转子挠度主要是由于涡轮盘的不平衡量引起的。因此, 转子的平衡选择单平面影响系数法的高速动平衡工艺方法, 测量面为 D_2 传感器所在平面, 修正面为涡轮盘 (在涡轮盘两边的叶根部位去材料), 平衡转速依次为 8 820 r/m in 和 9 220 r/m in。

2.1 平衡过程

在靠近第一阶临界转速位置进行平衡, 平衡过程记录分别见表 2 和表 3。

表2 第一次高速动平衡过程

Table 2 The first procedure of high speed dynamic balance

转速/ (r/m in)	D ₂ 传感器测量值		备 注
	幅值/ μm	相位/($^\circ$)	
8 828	477	205	初始状态 (运行)
8 813	11	316	带试重运行
8 821	51	209	去材料后检验运行

表3 第二次高速动平衡过程

Table 3 The second procedure of high speed dynamic balance

转速/ (r/m in)	D ₂ 传感器测量值		备 注
	幅值/ μm	相位/($^\circ$)	
9 220	243	235	初始状态 (运行)
9 224	22	336	带试重运行
9 213	21	337	去材料后检验运行

从表 2 和表 3 可知: 在两个平衡转速下, D_2 传感器测量值分别从动平衡前的 477 μm 和 243 μm 下降到高速动平衡后的 51 μm 和 21 μm , 下降幅度高达 89. 31% 和 91. 36%, 平衡效果十分显著。

2.2 高速动平衡前后转子挠度对比曲线

氧涡轮泵转子在高速动平衡前和高速动平衡后由 D_1 和 D_2 传感器测得的幅值- 转速曲线分别见图 2 和图 3。

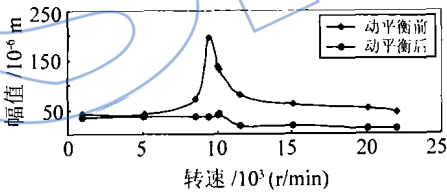


图2 高速动平衡前后由 D_1 传感器测得的幅值—转速曲线

Fig 2 Curves of vibration amplitude versus speed measured by D_1 transducer before and after high speed dynamic balance

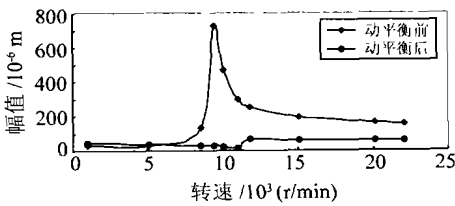


图3 高速动平衡前后由 D_2 传感器测得的幅值—转速曲线

Fig 3 Curves of vibration amplitude versus speed measured by D_2 transducer before and after high speed dynamic balance

通过图 2 和图 3, 从转子挠度下降的角度来

表4 高速动平衡效果 (基于转子挠度)

Table 4 High speed dynamic balance effect (Based on rotor deflection)

状 态	D ₁ 测点	D ₂ 测点
高速动平衡前最大振动幅值/ μm	196	724
高速动平衡后最大振动幅值/ μm	41	64
下降幅度(平衡效果)/%	79.08	91.16

表5 高速动平衡效果 (基于弹支应力)

Table 5 High speed dynamic balance effect (Based on elastic support stress)

状 态	S ₁ 应变片	S ₂ 应变片
高速动平衡前最大弹支应力/ MPa	99.5	150.7
高速动平衡后最大弹支应力/ MPa	8.55	13.1
下降幅度(平衡效果)/%	91.41	91.31

分析一下高速动平衡效果,见表4。

从表4可知:高速动平衡使D₁和D₂测点的最大振幅分别下降了79.08%和91.16%。从图2和图3可知:平衡后在整个转速范围内的转子动挠度都非常小。

2.3 高速动平衡前后弹支应力对比曲线

氧涡轮泵转子在高速动平衡前和高速动平衡后由应变片S₁和S₂测得的涡轮盘端弹性支承水平方向和垂直方向的弹支应力—转速曲线分别见图4和图5。

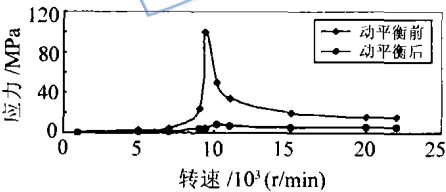


图4 高速动平衡前后由水平方向应变片S₁测得的弹支应力—转速曲线

Fig 4 Curves of elastic support stress versus speed measured by horizontal orientation straingauge S₁ before and after high speed dynamic balance

通过图4和图5,从弹支应力下降的角度来分析一下高速动平衡效果,见表5。

从表5可知:高速动平衡使水平和垂直方向的最大弹支应力分别下降了91.41%和91.31%,

下降幅度与悬臂端转子挠度的下降幅度基本一致。从图4和图5可知:平衡后在整个转速范围内轴承受到的动反力都非常小。

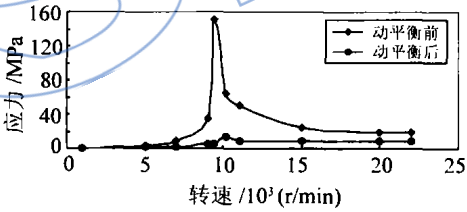


图5 高速动平衡前后由垂直方向应变片S₂测得的弹支应力—转速曲线

Fig 5 Curves of elastic support stress versus speed measured by vertical orientation straingauge S₂ before and after high speed dynamic balance

综上所述:单平面高速动平衡技术对减小该悬臂转子的动挠度和轴承动反力有非常显著的效果。

3 重复性考核试验

转子的分解和重新装配将带来附加不平衡(装配不平衡),影响平衡精度,为了对装配引起的不平衡分散度进行考核,高速动平衡后又对氧涡轮泵转子进行了两次分解和重新装配,通过测量转子挠度和弹支应力的变化来考核装配不平衡对平衡状态的影响。

表6 振动幅值对比分析

Table 6 Contrast and analysis of vibration amplitude

转 子 状 态	临界转速下		最高转速下	
	D ₁ 测点	D ₂ 测点	D ₁ 测点	D ₂ 测点
高速动平衡前/ μm	196	724	44	155
高速动平衡后/ μm	41	64	11	58
平衡效果/%	79.08	91.16	75.00	62.58
第一次重装后/ μm	122	256	58	24
变化率(相对于平衡后)/%	197.56	300.00	427.27	58.62
第二次重装后/ μm	82	97	55	47
变化率(相对于平衡后)/%	100.00	51.56	400.00	18.97

3 1 装配对转子挠度的影响

在高速动平衡后、第一次重装后和第二次重装后由D₁和D₂传感器测得的幅值——转速曲线分别见图6和图7。

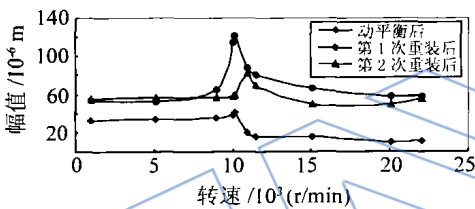


图6 在3种不同状态下由D₁传感器测得的幅值——转速曲线

Fig 6 Curves of vibration amplitude versus speed measured by D₁ transducer in three different state

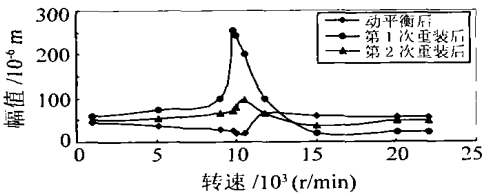


图7 在3种不同状态下由D₂传感器测得的幅值——转速曲线

Fig 7 Curves of vibration amplitude versus speed measured by D₂ transducer in three different state

通过图2、图3、图6和图7,对氧涡轮泵转子在高速动平衡前、高速动平衡后、第一次重装后和第二次重装后在特征(临界或最高,下同)转速下的

振动幅值进行对比分析,结果见表6。

3 2 装配对弹支应力的影响

在高速动平衡后、第一次重装后和第二次重装后由应变片S₁和S₂测得的弹支应力——转速曲线分别见图8和图9。

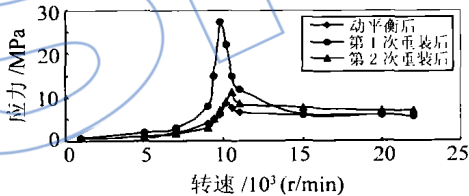


图8 在3种不同状态下由水平方向应变片S₁测得的弹支应力——转速曲线

Fig 8 Curves of elastic support stress versus speed measured by horizontal orientation strain gauge S₁ in three different state

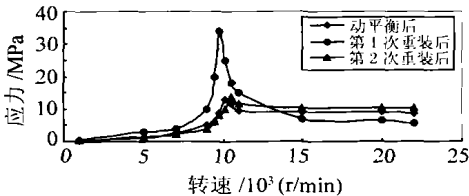


图9 在3种不同状态下由垂直方向应变片S₂测得的弹支应力——转速曲线

Fig 9 Curves of elastic support stress versus speed measured by vertical orientation strain gauge S₂ in three different state

表7 弹支应力对比分析

Table 7 Contrast and analysis of elastic support stress

转 子 状 态	临界转速下		最高转速下	
	水平方向S ₁ 测点	垂直方向S ₂ 测点	水平方向S ₁ 测点	垂直方向S ₂ 测点
高速动平衡前/M Pa	99.5	150.7	15.5	19.6
高速动平衡后/M Pa	8.55	13.1	5.7	8.8
平衡效果/%	91.41	91.31	63.23	55.10
第一次重装后/M Pa	27.2	34.0	5.6	5.7
变化率(相对于平衡后)/%	218.13	159.54	1.75	35.23
第二次重装后/M Pa	11.1	13.8	7.0	10.3
变化率(相对于平衡后)/%	29.82	5.34	22.81	17.05

通过图4、图5、图8和图9,对氧涡轮泵转子在高速动平衡前、高速动平衡后、第一次重装后和第二次重装后在特征转速下的弹支应力进行对比分析,结果见表7。

从表6和表7可知:转子的分解和重新装配将带来附加不平衡,从而引起转子挠度和弹支应力发生变化,两次重装使转子挠度和弹支应力在特征转速下的最大变化率分别达到了427.27%和218.13%,变化率较大的一个主要原因是由于平衡已经达到了一个很高的精度指标,平衡后的转子挠度和弹支应力都非常小,只要转子状态稍有变化,其变化率就会较大,事实上,只要保证装配和安装质量(特别是涡轮盘的径向跳动量),就可以把装配不平衡控制在允许的范围内,这从第二次重装的变化率远小于第一次重装的变化率可以得到验证,并且转子重新装配后也没有发生由于振动过大而不能平稳越过临界转速的情况,其原有的平衡状态并没有发生实质性的变化。

4 结 论

通过本文的研究,可得出如下结论:

- (1) 所研究的带悬臂涡轮盘的氧涡轮泵转子在额定工作转速范围内只有一阶临界转速,在临界转速下,该转子悬臂涡轮盘位置的转子挠度要远大于其它位置的转子挠度。
- (2) 金属橡胶阻尼器有良好的阻尼效果,对抑制转子挠度、减小弹支应力有重要作用。
- (3) 试验过程中的转子挠度、支座振动加速度和弹支应力具有良好的一致性,转子挠度大时,支座振动加速度和弹支应力也大,转子挠度小时,支座振动加速度和弹支应力也小。
- (4) 在确保拧紧力矩达到一定值的前提下,

改变诱导轮、离心轮和涡轮盘端轴套的拧紧力矩,不会影响转子的运行状态。

(5) 高速动平衡对减小氧涡轮泵转子在临界转速下的转子挠度和弹支应力效果显著,有利于转子平稳地越过临界转速。

(6) 转子重装将带来装配不平衡,装配质量(特别是涡轮盘的径向跳动量)对悬臂端的转子挠度有重要影响,但只要确保平衡精度和装配质量,就不会对转子原有的平衡造成实质性的破坏。

参考文献:

[1] 付才高,郑大平,欧园霞,周松江,赵行明编 转子动力学及整机振动(航空发动机设计手册第19册)[M].北京:航空工业出版社,2000

[2] 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 Wangqun, Gao Deping. 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

[3] 邓旺群,高德平. 涡轴发动机动力涡轮转子动力特性研究[J]. 航空动力学报, 2003, 18(6): 717~ 722
Deng Wangqun, Gao Deping. Dynamic Characteristics Study of a Power Turbine Rotor of a Turbine Shaft Engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2003, 18(6): 717~ 722

[4] 郭宝亭,朱梓根. 金属橡胶阻尼器在转子系统中的应用[J]. 航空动力学报, 2003, 18(5): 662~ 668
Guo Baoting, Zhu Zigen. Application of Metal-Rubber Damper to the Rotor System [J]. Journal of Aerospace Power, 2003, 18(5): 662- 668

[5] 许建东,郭宝亭,朱梓根,李其汉. 金属橡胶材料的振动特性[J]. 航空动力学报, 2004, 19(5): 619~ 622
Xu Jiandong, Guo Baoting, Zhu Zigen, Li Qihan. The Vibration Performance of Metal-Rubber Material [J]. Journal of Aerospace Power, 2004, 19(5): 619~ 622