

文章编号: 1000-8055(2005)01-0078-08

转子高速动平衡技术在涡轴发动机 整机减振中的作用

邓旺群¹, 高德平¹, 刘金南², 雷沫枝³

(1 南京航空航天大学 能源与动力学院, 江苏 南京 210016;

2 上海交通大学 机械与动力工程学院, 上海 200030;

3 中国航空动力机械研究所, 湖南 株洲 412002)

摘要: 完成了动力涡轮转子平衡破坏后的重新高速动平衡试验, 效果良好。对动力涡轮转子平衡破坏后及重新高速动平衡后的涡轴发动机在整机台架试车中的整机振动进行了测量和分析, 结果表明: 动力涡轮转子的高速动平衡对减小涡轴发动机的整机振动有显著效果。柔性转子的高速动平衡技术在涡轴发动机整机减振中有着十分重要的作用。

关键词: 航空、航天推进系统; 涡轴发动机; 动力涡轮转子; 高速动平衡; 整机减振

中图分类号: V 231.96

文献标识码: A

Effect of High Speed Dynamic Balance Technique on Turboshaft Engine Vibration Reduction

DENG Wang-qun¹, GAO De-ping¹,

LIU Jin-nan², LEI Mo-zhi³

(1. College of Energy and Power Engineering,

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

2 School of Mechanical and Power Engineering,

Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200030, China;

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

Abstract: The experiment of high speed dynamic balance was done after power turbine rotor balance is destroyed. The vibration of the whole engine on test rig was measured and analyzed before and after the high speed dynamic balance of the power turbine rotor was conducted. The results show that the whole engine vibration is significantly reduced. High speed dynamic balance technique of flexible rotor plays an important role in reducing vibration of the turboshaft engine.

Key words: aerospace propulsion system; turboshaft engine; power turbine rotor; high speed dynamic balance; vibration reduction of the whole engine

收稿日期: 2004-05-12; **修订日期:** 2004-09-19

基金项目: 航空推进技术验证计划资助项目(APTD1105-7)

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自然科学研究员, 南京航空航天大学能源与动力学院博士生, 主要从事航空发动机强度试验和转子动力学研究

航空发动机转子的平衡在发动机制造中占重要地位, 实践证明, 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、寿命和效率的重要措施之一, 在小发研制中占有极为重要的地位^[2]。发动机柔性转子的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^[2]。事实上, 对航空发动机转子进行平衡的最终目的是减小整机振动, 文献[3]介绍了 JT3D-3B 发动机的本机平衡和 CFM 56-3FA 发动机的平衡, 减振效果良好。

本文主要研究柔性转子的高速动平衡技术对涡轴发动机整机减振的效果。目前, 涡轴发动机转子正朝着高转速、长径比越来越大的方向发展, 结构日益复杂。如在研某涡轴发动机采用前出轴直接输出功率(动力涡轮功率传动轴穿过燃气发生器转子直接向前输出功率), 采用这种结构形式可使发动机结构紧凑、功重比提高, 但同时也导致动力涡轮转子是一个带细长柔性轴的柔性转子, 工作在两阶弯曲型临界转速之上^[4]。关于该转子的平衡研究, 作者在文献[2, 5, 6]中已进行了详细的讨论。本文介绍了平衡破坏后的动力涡轮转子重新进行高速动平衡(该转子此前已进行过良好的高速动平衡, 在发动机长时间试车和几次分解、装配后, 由于某种原因, 平衡状态被破坏)的试验情况和平衡效果, 重在研究柔性转子高速动平衡技术在涡轴发动机整机减振中的作用。动力涡轮转子的平衡破坏后, 发动机在整机台架试车中振动很大(频繁超限制值), 根本不可能安全地推到额定工作转速, 台架试车难以继续进行, 发动机被迫下台, 随即对动力涡轮转子重新进行了高速动平衡(没有对发动机进行其它处理), 转子重新平衡后的发动机在整机台架试车中振动特性良好(远低于振动限制值), 顺利完成了 8 h 长试。本文的研究表明: 柔性转子的高速动平衡技术在涡轴发动机整机减振中起着十分重要(有时可能是决定性)的作用。

1 动力涡轮转子平衡破坏后的整机振动情况

涡轴发动机在整机台架试车过程中的安装及振动测试示意图见图 1。

图中各符号所代表的测量位置为:

T 45——动力涡轮机匣径向 45°

T 135——动力涡轮机匣径向 135°

F_z ——附件机匣垂直;

F_y ——附件机匣水平;

P_z ——压气机机匣垂直;

P_y ——压气机机匣水平。

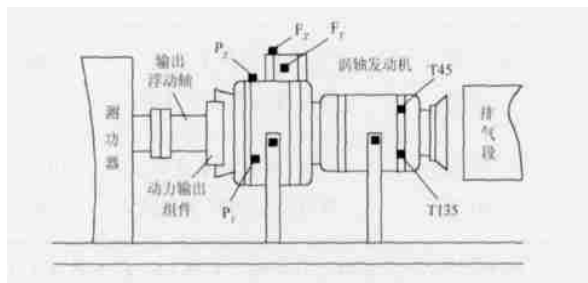


图 1 涡轴发动机在整机台架试车过程中的安装及振动测试示意图

Fig 1 Installation and vibration measurement diagrammatic sketch of turboshaft engine during whole engine test on test rig

此外, 在试车过程中除图 1 所示的振动监测外, 还对压气机前端鼠笼式弹性支承水平方向和垂直方向的弹支应变进行了监测。

1.1 振动和频谱分析

1.1.1 振 动

动力涡轮转子平衡破坏后涡轴发动机在台架试车 1 次推转速过程中, 各测点由于动力涡轮转子基频和燃气发生器转子基频引起的振动值见表 1。

发动机在台架试车过程中由于振动超限而无法推转速到额定工作转速。从表 1 可知: (1) 在相同的 N_p/N_g 状态下(特别是大状态下), 动力涡轮转子基频分量比燃气发生器转子的基频分量要大得多, 这是导致整机振动过大的主要原因; (2) 随着转速的升高, 动力涡轮转子基频分量比燃气发生器转子基频分量的增长速度要快得多。

1.1.2 频谱分析

表 1 中, 当 N_p/N_g 为 0.99 额定/0.91 额定, 6 个测点的振动频谱见图 2。

从图 2 可知: 动力涡轮转子的基频分量在各测点振动中占绝对主导地位(尤其对 F_y , F_z , P_y 和 P_z 更是如此, 见各谱图中的最高谱线), 而燃气发生器转子的基频分量不大, 所有倍频分量均不明显。因此, 动力涡轮转子本身具有的较大不平衡量是导致发动机台架试车过程中振动超限的主要原因。

表 1 转子平衡破坏后涡轴发动机各测点的振动值(基频)

Table 1 Vibration values (basic frequency) at all measure points of turboshaft engine after balance of power turbine rotor is destroyed

N_p/N_g (r/m in)	振 动 分 量	振动测量值/(mm/s)					
		T45	T135	F _Y	F _Z	P _Y	P _Z
0.73 额定 /慢车	动力涡轮转子基频	5.88	3.14	3.81	2.19	2.74	4.78
	燃气发生器转子基频	1.35	3.61	0.80	0.50	2.10	0.25
0.99 额定/ 0.91 额定	动力涡轮转子基频	19.2	16.8	30.3	44.7	39.6	52.2
	燃气发生器转子基频	9.00	2.30	2.40	4.80	15.3	10.4

注:表中 N_p 表示动力涡轮转子转速, N_g 表示燃气发生器转子转速,慢车表示慢车转速,额定表示额定工作转速,以下同。

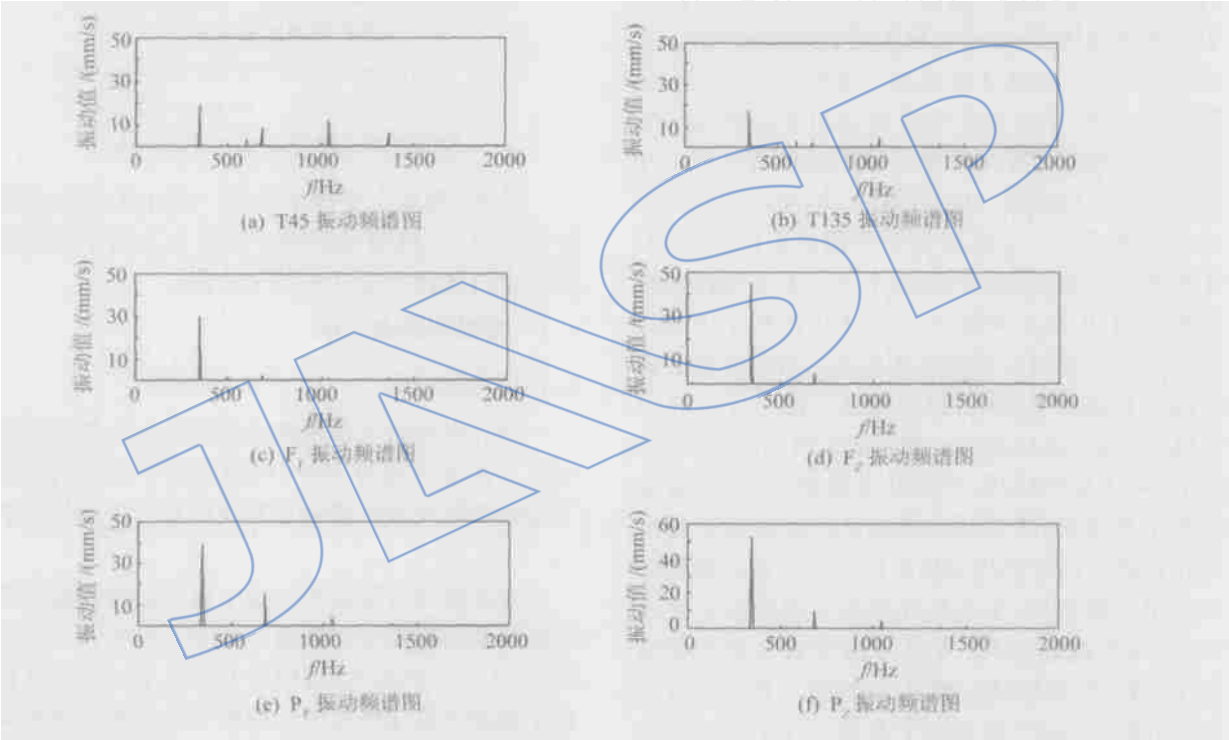


图 2 平衡破坏后各测点振动频谱图 (N_p/N_g : 0.99 额定/0.91 额定)

Fig 2 Frequency spectrum at all measure points after balance of power turbine rotor is destroyed
(N_p/N_g : 0.99 specified speed/0.91 specified speed)

1.2 压气机转子前弹支应变

1.2.1 压气机转子前弹支应变值

转子平衡破坏后涡轴发动机在整机台架试车 2 次推转速过程中,压气机转子前弹支应变测量值(有效值)见表 2。

从表 2 可知,压气机转子的前弹支应变随动力涡轮转子转速的升高而增大。

表 2 平衡破坏后压气机转子前弹支应变测量值

Table 2 Measure values of front elastic support strain of compressor rotor after balance of power turbine rotor is destroyed

N_p/N_g (r/m in)	弹支应变($\mu\epsilon$)	
	垂直方向	水平方向
0.99 额定/0.81 额定	234.2	151.5
0.95 额定/0.83 额定	192.2	125.4

1.2.2 弹支应变的波形图和频谱图

表 2 中当 N_p/N_g 为 0.95 额定/0.83 额定 时, 水平方向弹支应变的波形图和频谱图分别见图 3 和图 4。

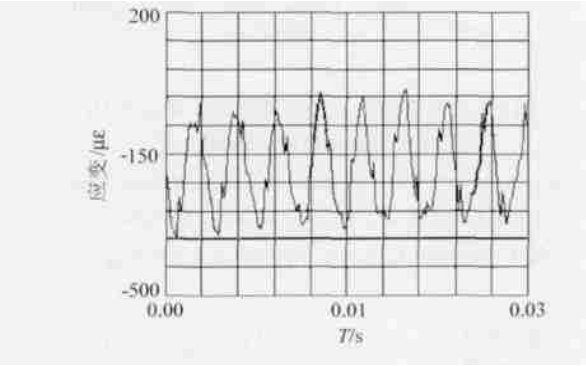


图 3 水平方向弹支应变波形图

Fig 3 Waveform of elastic support strain of horizontal orientation

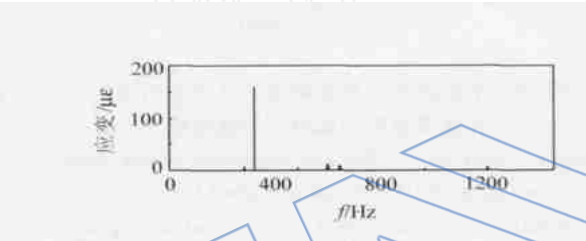


图 4 水平方向弹支应变频谱图

Fig 4 Frequency spectrum of elastic support strain of horizontal orientation

从图 3 和图 4 可知: 压气机转子前弹支应变主要是由动力涡轮转子的基频分量(图 4 中的最高谱线)引起的, 其余分量都很小, 这一点与发动机机匣上的振动频谱分析结果完全一致。

综上分析可以断定: 发动机台架试车振动超限的主要原因是动力涡轮转子的平衡被破坏。因此, 为确保安全, 在发动机后续试验前, 必须首先对动力涡轮转子重新进行高速动平衡试验。

2 动力涡轮转子的高速动平衡试验

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 5, 转子安装在试验器上的实物照片见图 6(图 5 中: 符号“⊥”代表垂直方向, 符号“=”代表水平方向; $D_1 \sim D_4$ 为位移传感器, $A_1 \sim A_6$ 为加速度传感器)。

在平衡过程中灵活运用影响系数法, 应用“多转速、多平面、分步平衡”的平衡方法^[2]对转子进行了成功的平衡。平衡试验中的测点位置见图 5

(共 4 个位移测点 $D_1 \sim D_4$, 6 个加速度测点 $A_1 \sim A_6$); 平衡转速依次为 12 000 r/min, 13 500 r/min 和工作转速; 平衡修正面共 4 个, 即 1、2、3 号平衡凸台和第一级动力涡轮盘(见图 5, 最终平衡时在 1、2、3 号平衡凸台上打磨去材料和/或在第一级动力涡轮盘的系留螺栓上加平衡垫片)。下面对平衡效果进行分析。

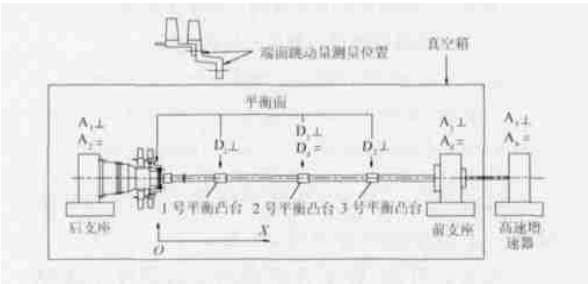


图 5 动力涡轮转子高速动平衡试验安装及测试示意图

Fig 5 Installation and measurement diagrammatic sketch of high speed dynamic balance experiment of power turbine rotor

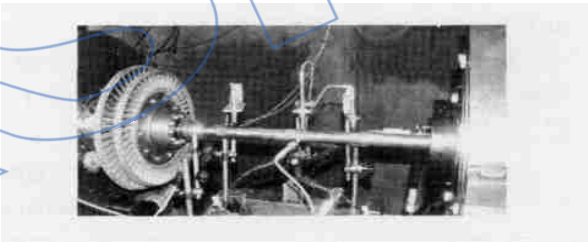


图 6 在试验器上动力涡轮转子照片

Fig 6 Photograph of power turbine rotor on test rig

动力涡轮转子平衡破坏后和重新高速动平衡后由 D_1 、 D_2 、 D_3 和 D_4 传感器测得的幅值-转速曲线分别见图 7~图 10。

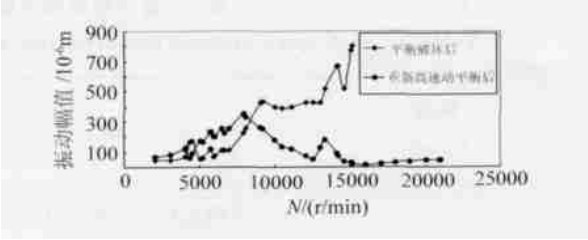


图 7 平衡破坏后及重新高速动平衡后由 D_1 传感器测得的幅值-转速曲线

Fig 7 Curves of vibration amplitude versus speed measured by D_1 transducer after balance is destroyed and high speed dynamic balance again

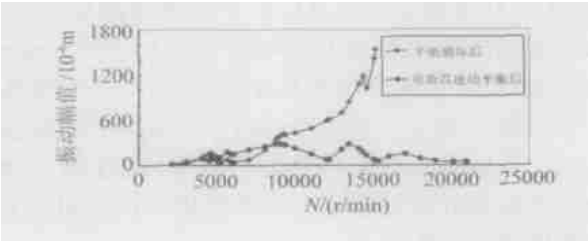


图 8 平衡破坏后及重新高速动平衡后由D₂传感器测得的幅值-转速曲线

Fig 8 Curves of vibration amplitude versus speed measured by D₂ transducer after balance is destroyed and high speed dynamic balance again

通过图 7~ 图 10, 从转子挠度下降的角度来分析一下高速动平衡效果, 见表 3。

从表 3 可知, 转子各测点的最大挠度下降幅度高达 56. 34%~ 81. 31%, 如考虑到平衡破坏后的转子不能安全越过第二阶弯曲型临界转速, 振动幅值还在随转速升高而急剧增大的实际情况, 转子的实际平衡效果还要高于表 3 中的计算值。

再来分析支座上的振动加速度, 从转子外传力角度来考察高速动平衡效果, 见表 4。

从表 4 可知, 在 14 800 r/m in 转速下, 高速动平衡使支座各测点的振动加速度值下降了 33. 33%~ 71. 43%, 考虑到支座的参振质量较大,

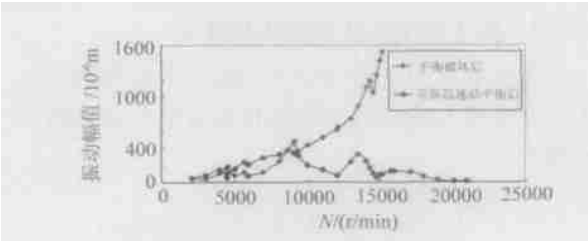


图 9 平衡破坏后及重新高速动平衡后由D₃传感器测得的幅值-转速曲线

Fig 9 Curves of vibration amplitude versus speed measured by D₃ transducer after balance is destroyed and high speed dynamic balance again

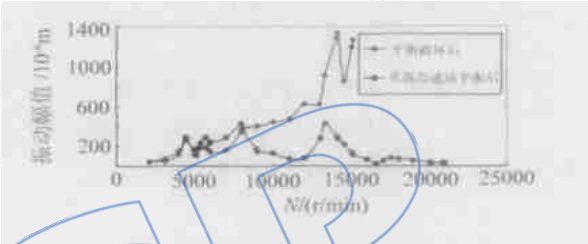


图 10 平衡破坏后及重新高速动平衡后由D₄传感器测得的幅值-转速曲线

Fig 10 Curves of vibration amplitude versus speed measured by D₄ transducer after balance is destroyed and high speed dynamic balance again

表 3 转子高速动平衡效果(基于转子挠度)

Table 3 High speed dynamic balance effect of rotor (based on rotor deflection)

状 态	D ₁ 测点	D ₂ 测点	D ₃ 测点	D ₄ 测点
平衡破坏后最大振动幅值/ μm	804	1 530	1 520	1 330
重新高速动平衡后最大振动幅值/ μm	351	286	373	421
下降幅度/%	56. 34	81. 31	75. 46	68. 35

表 4 转子高速动平衡效果(基于支座振动加速度)

Table 4 High speed dynamic balance effect of rotor (based on vibration acceleration of supports)

转速/ (r/m in)	状 态	振动加速度			
		A ₁ ($\perp$)	A ₂ ($=$)	A ₃ ($\perp$)	A ₄ ($=$)
14 800	平衡破坏后/(m/s^2)	28	30	12	8
	重新高速动平衡后/(m/s^2)	8	15	8	4
	下降幅度/%	71. 43	50. 00	33. 33	50. 00
额定工作转速	平衡破坏后/(m/s^2)	由于挠度过大而不能安全运行到额定工作转速			
	重新高速动平衡后/(m/s^2)	6	12	8	6

因此,平衡使转子的外传力得以显著下降,大大改善了轴承的工作条件(轴承所受的动载荷)。此外,平衡后在额定工作转速下支座各测点的振动加速度值也非常小,外传力已降到了一个很低的水平。

小结: (1) 平衡破坏后的动力涡轮转子不能安全地越过第二阶弯曲型临界转速,说明转子的不平衡量较大,这和整机振动的分析结果相吻合; (2) 平衡效果显著,平衡后的转子表现出良好的振动特性,达到了降低柔性转子动挠度和轴承动反力的目的。

3 转子重新高速动平衡后的整机振动情况

3.1 振动和频谱分析

3.1.1 振 动

转子重新高速动平衡后涡轴发动机在整机台

架试车 1 次推转速过程中(测点布置见图 1),各测点由于动力涡轮转子基频和燃气发生器转子基频引起的振动值见表 5。

比较表 1 和表 5 可以看出,在大状态下,重新高速动平衡后的动力涡轮转子基频振动分量大幅度降低,下降幅度见表 6。

从表 6 可知,重新高速动平衡后的动力涡轮转子的基频振动分量比平衡前下降了 33.00%~76.25%。

3.1.2 频谱分析

表 5 中在额定工作转速时(N_p/N_g 为额定/额定),6 个测点的振动频谱见图 11。

对比图 2 和图 11 中相应频谱图可知,动力涡轮转子的基频分量在所有测点均有显著下降,说明转子的高速动平衡明显改善了发动机的整机振动特性。

表 5 转子重新高速动平衡后涡轴发动机各测点的振动值 (基频)
Table 5 Vibration values (basic frequency) at all measure points of turboshaft engine after high speed dynamic balance again

N_p/N_g (r/min)	振 动 分 量	振动测量值/(mm/s)					
		T 45	T 135	F _Y	F _Z	P _Y	P _Z
慢车/慢车	动力涡轮转子基频	12.0	15.7	7.76	0.71	3.10	1.56
	燃气发生器转子基频	2.28	3.32	0.63	0.71	0.74	0.50
额定/额定	动力涡轮转子基频	6.55	5.57	20.3	17.9	11.1	12.4
	燃气发生器转子基频	3.85	2.70	1.23	1.16	4.08	4.78

表 6 动力涡轮转子基频振动下降幅度
(在额定或接近额定工作转速下)

Table 6 Percentage of basic frequency vibration decrease of power turbine rotor
(at or approach specified speed)

引起振动的 原因	状 态	振动测点					
		T 45	T 135	F _Y	F _Z	P _Y	P _Z
动力涡轮 转子基频	平衡破坏后/(mm/s)	19.2	16.8	30.3	44.7	39.6	52.2
	重新高速动平衡后/(mm/s)	6.55	5.57	20.3	17.9	11.1	12.4
	下降幅度/%	65.89	66.85	33.00	60.00	72.00	76.25

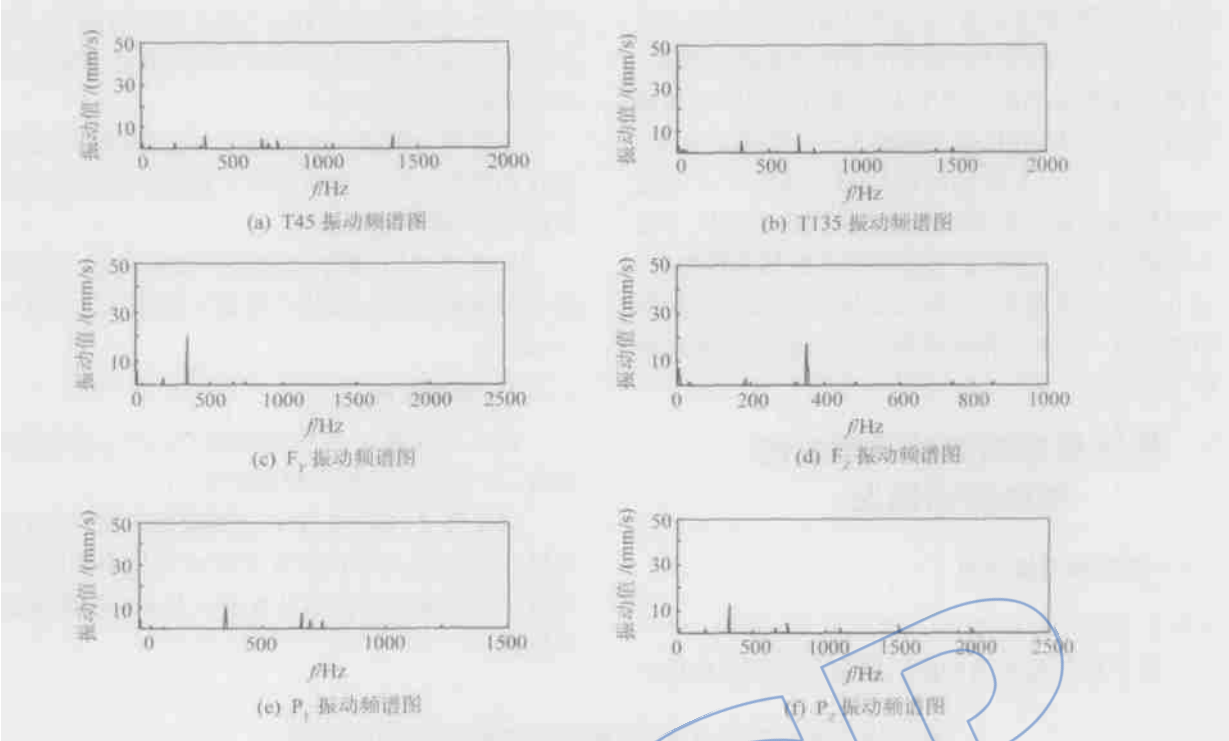


图 11 转子重新高速动平衡后各测点振动频谱图 (N_p/N_g : 额定/额定)

Fig 11 Frequency spectrum at all measure points after high speed dynamic balance of power turbine rotor again (N_p/N_g : specified speed/specified speed)

3 2 压气机转子前弹支应变

转子重新高速动平衡后, 发动机在台架试车 1 次推转速过程中压气机转子前弹支应变测量值 (有效值) 见表 7。

表 7 转子重新高速动平衡后压气机转子前弹支应变测量值

Table 7 Measure values of front elastic support strain of compressor rotor after high speed dynamic balance of power turbine rotor again

N_p/N_g (r/min)	弹支应变 ($\mu\epsilon$)	
	垂直方向	水平方向
慢车/慢车	75.1	42.0
额定/额定	105.1	57.1

比较表 2 和表 7 可得压气机转子前弹支应变 (相应最大值) 的下降幅度, 见表 8。

从表 8 可知, 与平衡前相比, 压气机转子前端弹支垂直方向和水平方向的最大弹支应变 (有效值) 分别减小了 55.12% 和 62.31%, 这说明平衡明显改善了轴承的工作条件, 大大减小了转子的

外传力, 这和发动机整机振动的大幅降低是一致的。

表 8 平衡破坏后和重新高速动平衡后压气机转子前弹支应变测量值对比分析

Table 8 Comparison of measure values of front elastic support strain of compressor rotor after balance is destroyed and high speed dynamic balance again

压气机前端 弹性支承	弹支应变 ($\mu\epsilon$)	
	垂直方向	水平方向
平衡破坏后 ($\mu\epsilon$)	234.2	151.5
重新高速动平衡后 ($\mu\epsilon$)	105.1	57.1
下降幅度/%	55.12	62.31

总结: 动力涡轮转子的平衡被破坏后, 涡轴发动机在整机台架试车过程中振动很大 (频繁超限制值), 发动机不能安全推到额定工作转速, 无法进行大状态下的试验; 对动力涡轮转子重新进行高速动平衡后, 发动机在整机台架试车过程中振动特性良好, 顺利完成了 8h 长试。这一次的振动排故, 除了对动力涡轮转子进行高速动平衡试验外, 没有更换任何零部件, 也没有对燃气发生器进

行分解(由于高速动平衡的需要对动力涡轮单元体进行了分解和重新装配)。可见, 柔性转子的高速动平衡技术在涡轴发动机整机减振中起着重要(甚至可能是决定性)的作用, 在小发研制中占有重要地位。

4 结 论

通过本文的研究, 可得出如下结论:

(1) 涡轴发动机的整机振动情况与动力涡轮转子的平衡状况密切相关: 转子的平衡状态好, 整机振动就小; 转子的平衡状态差, 整机振动就大。

(2) 动力涡轮转子的高速动平衡效果良好。

(3) 动力涡轮转子的高速动平衡对减小涡轴发动机的整机振动有显著效果, 柔性转子高速动平衡技术在小发研制和整机减振中有着十分重要的作用。

参考文献

- [1] 徐秉铨, 王国栋, 吴久诚, 等. 航空制造工程手册: 发动机装配与试车(分册)[Z]. 北京: 航空工业出版社, 1996
- [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 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
- [3] 付才高, 郑大平, 欧园霞, 等. 航空发动机设计手册: 转子动力学及整机振动(第19册)[Z]. 北京: 航空工业出版社, 2000
- [4] 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 Wang-qun, GAO De-ping. Dynamic Characteristics Study of a Power Turbine Rotor of a Turbine Shaft Engine[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2003, 18(6): 717~722
- [5] 邓旺群, 李上福, 高德平, 等. 细长柔性转子高速动平衡方法[J]. 航空动力学报, 2004, 19(4): 506~511
DENG Wang-qun, LI Shang-fu, GAO De-ping, et al. Method of High Speed Dynamic Balance to Balance a Slender Flexible Rotor[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2003, 19(4): 506~511
- [6] 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
DENG Wang-qun, GAO De-ping. High Speed Dynamic Balance Technique Applied to Flexible Rotors of a Small-Sized Engine[J]. *Gas Turbine Experiment and Research*, 2003, 16(2): 30~33