

航空发动机压气机转子叶片声激振试验研究*

林左鸣¹ 李克安² 杨胜群³

(1. 中国航空工业集团公司,北京 100022) (2. 湖南理工学院机械与电气工程系,岳阳 414006)

(3. 中航工业沈阳黎明航空发动机集团公司,沈阳 110043)

摘要 对引起航空发动机压气机高压转子叶片振动故障的原因进行了分析. 指出压气机在某种非正常工作状态下产生的高声强噪声中所包含的高强度声波,是激起转子叶片共振或颤振的原因之一,通过理论分析和实验研究,得出了如下结论:当转子叶片在机械激振和气动激振作用下已处于高应力工作状态时,如果再叠加由声波激起的共振应力,就会导致裂纹甚至折断.

关键词 航空发动机, 转子叶片, 声波激励, 振动, 试验

引言

压气机转子叶片是航空发动机的关键零部件之一,对发动机的整体性能特别是安全性和可靠性影响重大. 转子叶片数量多、工作条件恶劣,不仅高速旋转时所承受的离心负荷大、叶尖速度高(例如,GE90和F100两种型号的高压压气机转子叶片叶尖速度分别为455m/s、460~470 m/s),而且处于气流场、压力场、声场、温度场等多场耦合的复杂工作环境下,致使其静、动应力水平均较高,往往容易因振动而产生高循环疲劳裂纹甚至折断,造成严重事故. 据统计,叶片振动故障大约占航空发动机结构类故障的三分之一,诸如裂纹、折断等叶片故障绝大部分是因叶片振动引起的^[1]. 图1、图2是国内、外发动机结构类故障和转子叶片故障的主要类型统计图.

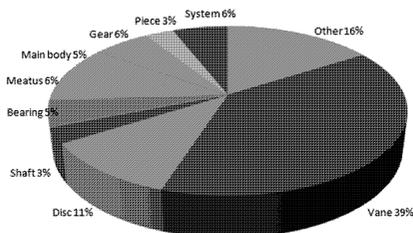


图1 国内外发动机结构类故障的统计

Fig. 1 Statistic of engine failure at home and abroad

转子叶片故障多因振动引起,振源有机械激振和气动激振,这已经形成了共识. 本文通过试验

研究阐明声波激励是转子叶片振动的另一个振源,高声强噪声中所包含的高强声波可能促成叶片振动损坏,对发动机结构件的破坏不可忽视.

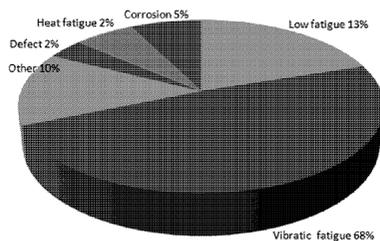


图2 国内外发生的叶片故障的主要类型统计

Fig. 2 Statistic of the main types of blade failure occurred at home and abroad

1 压气机转子叶片振动故障原因分析

航空发动机工作时,引起压气机转子叶片振动的主要激振力为周期性激振力,可分为机械激振和气动激振两类. 机械激振主要由盘片耦合引起,叶片的振动是一种参数振动. 气动激振则包括尾流/前流、进气畸变、失速、气动失谐等,其中由上游静叶尾流造成的尾流激振是最普遍也是最主要的一种,图3是粘性尾流使转、静叶片相互作用的示意图.

转子叶片的振动形式主要有强迫振动、自激振动(颤振)等形式. 当激振力的频率与转子叶片的某阶固有频率或其倍频、分频相同时,便会激起转子叶片的共振或主共振、亚谐共振、超谐共振. 当高

竟较小,且由其引起的共振和颤振会与由机械激振和气动激振引起的振动发生耦合,并在多数情况下会因相位不同步的原故而受到抑制,所以单纯由声激振引起叶片损坏的可能性是微乎其微的^[5].但是,由于声激振因素的存在,必然形成声—固耦合,即适频声波作用于转子叶片,引起叶片共振(主共振或次谐共振^[6]);同时还会形成声—气耦合,即声波作用于气体流场,引起气动特性和流场结构的变化,从而有可能诱发转子叶片颤振.当上述声—气—固耦合振动状态形成,并且转子叶片在机械激振和气动激振共同作用下已处于高应力工作状态时,如果再叠加上由声波激振引起的共振或颤振应力,那就会起到推波助澜、雪上加霜的作用,导致叶片损坏.

可见,目前在航空发动机压气机设计研制和生产使用方面,仅对机械激振和气动激振可能导致的转子叶片振动损坏进行充分考虑是不够的.压气机内高声强噪声中所包含的高强声波对转子叶片的激振因素不可忽视.因此,这项研究对转子叶片的振动控制^[7]是很重要的.

2 压气机转子叶片的模态分析

结构的固有频率和各阶振型是结构的主要振动特性,是结构承受动力荷载设计中的重要参数,是其它各类动力学分析的基础.对转子叶片进行模态分析,了解和掌握转子叶片的固有振动特性,是避免转子叶片造成振动损坏的一项重要工作.用ANSYS软件对结构进行模态分析,忽略非线性特征,设定材料为各向同性,温度为恒定的常温状态.图5是某航空发动机压气机高压一级转子叶片(以下称为0号叶片)的有限元分析模型,网格按1mm划分.

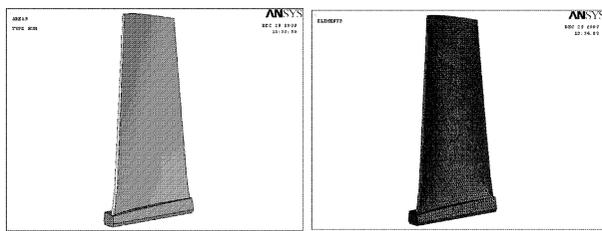


图5 转子叶片有限元分析模型

Fig. 5 Finite element model of rotor blade

计算得到转子叶片振动的前6阶固有频率值分别为:712Hz、2121Hz、3201Hz、5575Hz、6504Hz、

7927Hz,前4阶固有频率对应的振型如图6所示.

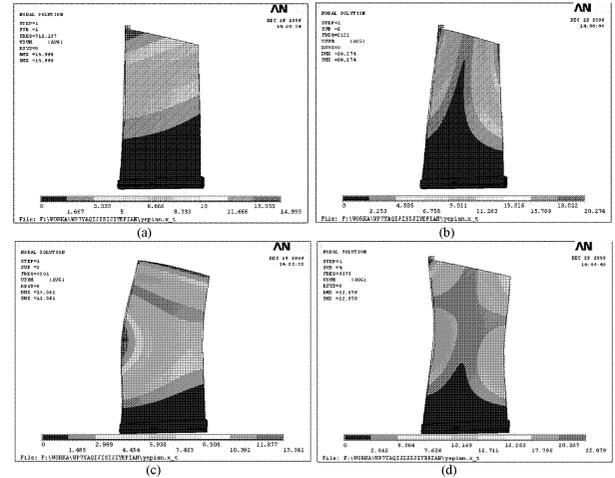


图6 转子叶片振型 (a)第1阶振型 (b)第2阶振型

(c)第3阶振型 (d)第4阶振型

Fig. 6 Modal of rotor blade (a) First order modal

(b) Second order modal (c) Third order modal (d) Fourth order modal

对转子叶片进行谐响应分析,就是模拟转子叶片在已知频率的声波作用下的响应.声波作用在转子叶片上,在5个节点上测量振动响应.5个节点的位置是:节点2和节点151在叶片的前端,节点2221在叶片的中心部,节点1866和节点2024靠近叶片的根部.频率范围为400-3000Hz,扫描频率的步长为5Hz,5个测点的谐波响应见图7.

在400-3000Hz频率范围内,转子叶片有2个峰值,对应其前2阶固有频率.在节点2,2个峰值分别为 0.38×10^{-3} 、 3.18×10^{-3} ,第2阶固有频率对应的响应峰值大.在节点151,2个峰值分别为 0.25×10^{-3} 、 4.6×10^{-3} ,第2阶固有频率对应的响应峰值大.在节点2221,2个峰值分别为 0.11×10^{-3} 、 0.73×10^{-3} ,第2阶固有频率对应的响应峰值大.在节点1866,2个峰值分别为 0.2×10^{-5} 、 0.31×10^{-4} ,第2阶固有频率对应的响应峰值大.在节点2024,2个峰值分别为 0.01×10^{-5} 、 0.87×10^{-4} ,第2阶固有频率对应的响应峰值大.声激励谐响应分析表明,5个测点的响应都是第2阶固有频率对应的峰值大.叶片的前端振幅大,靠近叶片的根部振幅小.

谐响应分析表明峰值对应的频率均为为转子叶片的固有频率,没有出现次谐波共振.声激励频率离开固有频率,曲线平坦,响应非常小,说明转子叶片只有在共振的时候才会出现大的振幅.共振响应峰非常陡峭,说明转子叶片的结构阻尼很小.阻尼

小, 结构振动的幅值衰减很慢, 容易使转子叶片产生疲劳破坏. 以上只是一些初步分析, 因为扫描频率的步长比较大, 可能会有遗漏.

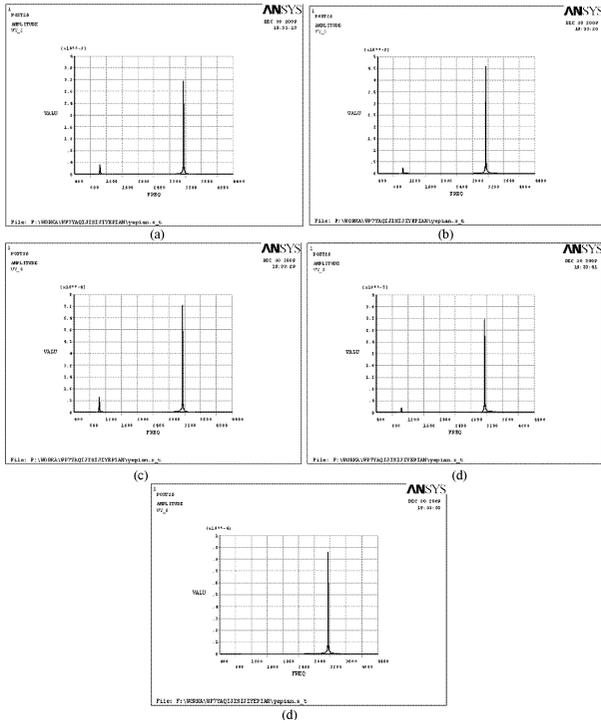


图 7 转子叶片谱响应 (a) 2 节点 (b) 151 节点 (c) 2221 节点 (d) 1866 节点 (e) 2024 节点

Fig. 7 Harmonic response of rotor blade (a) 2 node (b) 151 node (c) 2221 node (d) 1866 node (e) 2024 node

3 压气机转子叶片的声激振试验

声激振转子叶片试验, 是研究高强声波引起叶片损坏的一项重要工作. 由于条件所限我们没有找到 0 号叶片的实物件, 故分别对虽无图纸资料但有实物件的另两种材质、型号不同的压气机高压一级转子叶片(以下分别称为 1 号叶片和 2 号叶片)进行了声激振试验研究. 首先测定了两种叶片的固有频率和 1 号叶片的疲劳极限. 然后进行两种叶片对单纯声激振的振动响应实验. 最后进行了 1 号叶片的机械激振叠加声激振折断实验.

3.1 系统准备和调试工作

- (1) 振动试验台和专用夹具由某航空发动机集团公司技术中心振动实验室提供, 并做好调试准备.
- (2) 选择单个喇叭最高声压值达 150dB, 工作频率范围可在 100HZ 至 8700 HZ 之间变化的喇叭为激振声源.
- (3) 调试发现, 通过“人”字型传声筒将两只同

等功率喇叭连接可使最高声压值提高 3dB; 在功放一定时, 安装喇叭筒可以有效提高声压级.

(4) 为在叶栅试验器上试验做准备, 对喇叭按照不同的位置和角度进行了反复的调试.

(5) 完成了应力测试系统、声压测试系统调试, 对比标准等工作, 可以实现准确的应力、声压测量.

3.2 转子叶片固有频率和疲劳极限的测定实验

实验目的: 测定两种叶片的弯曲振动 1 ~ 4 阶固有频率和 1 号叶片的疲劳极限.

实验方法: 将转子叶片安装在专用夹具上, 以喇叭为激振源对其进行激振. 将声压调至 150dB, 频率由 100 HZ 慢慢上调, 记录使转子叶片产生共振的声频即为对应的叶片固有频率. 试验结果见表 1. 其振型如图 8、图 9 所示.

表 1 叶片弯曲振动固有频率和疲劳极限的测定实验数据
Table 1 The determination experimental data of blade bending vibration natural frequency and fatigue limit

Blade number	First natural Frequency (Hz)	Second natural Frequency (Hz)	Third natural Frequency (Hz)	Fourth natural Frequency (Hz)	Fatigue limit (MPa)
1	664	2031	2656	3925	523
2	643	1800	3019	4693	

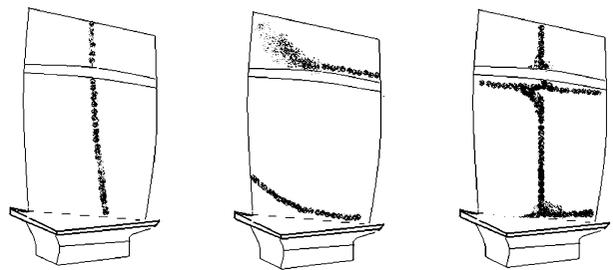


图 8 1 号叶片 2, 3, 4 阶振型

Fig. 8 2, 3, 4 - order modal of No. 1 blade

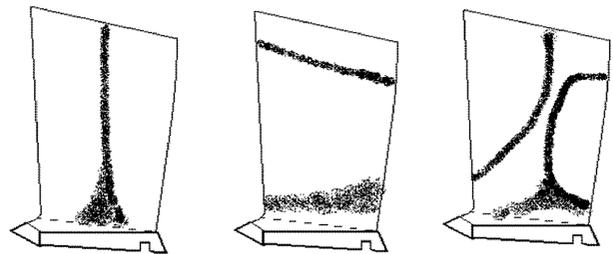


图 9 2 号叶片 2, 3, 4 阶振型

Fig. 9 2, 3, 4 - order modal of No. 2 blade

试验结果讨论: 1 号、2 号叶片的固有频率均较 0 号叶片为低, 由于叶型不同, 这是正常的. 而 2 号

叶片由于其形状与0号叶片大致相似,所以其试验所得2、3、4阶振型的结果(图9)与0号叶片的理论分析结果(图6:b、c、d)基本吻合.

3.3 转子叶片对单纯声激振的振动响应实验

实验目的:确定两种叶片在静止状态下,对单纯声波激振的振动响应规律;确定最大应力值及其所在位置,以及与其对应的声波状态(频率,声强)

试验方法:将转子叶片安装在专用夹具上,保持静止状态,用选定声源激振.

(1)试验时,声源距转子叶片5mm,调节喇叭功率输出,使得传声器测量声压值达到150dB,保持喇叭输出功率不变,调节信号发生器输出频率,使得应变计测得应力值达到最大,此频率为叶片固有频率,叶片处于共振状态.在此情况下,对1号叶片测得其叶背距叶根5mm处应力达到最大值,为64MPa(见图10).对2号叶片测得其叶背距叶根15mm处应力达到最大值,为69.2MPa(见图11).

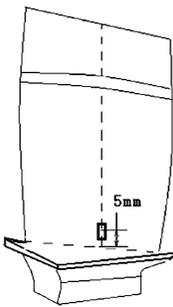


图10 1号叶片最大应力点位置

Fig. 10 Maximum stress point of No. 1 blade

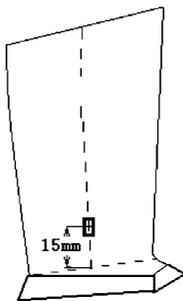


图11 2号叶片最大应力点位置

Fig. 11 Maximum stress point of No. 2 blade

(2)对1号叶片,在测试过程中,改变声源距叶片的距离,声压和应力均会相应变化.以叶背距叶根5mm处为监测点,观察应力变化情况.测试结果如表2.

(3)对1号叶片,使声源距叶片为15mm,调节声频使叶片最大应力点位置处应力达到最大值,然

后改变声压,测量应力变化情况,结果如表3.

表2 声源距离与声压值及1号叶片动应力关系表

Table 2 The relationship table between sound resource distance and sound pressure and dynamic stress of No. 1 blade

Distance between sound resource and blade (mm)	Frequency (Hz)	Sound pressure (dB)	stress (MPa)
5	615.6	150	64
10	615.6	145.8	40.8
15	615.6	141.2	30
20	615.6	141	24
25	615.6	140	23.6
30	615.6	140	21.8
35	615.6	140	19
40	615.6	138	17
45	615.6	137.2	15.2
50	615.6	137	12.8

表3 不同声压与1号叶片最大应力点的应力值关系表

Table 3 The relationship table between different sound pressure and stress of maximum stress point of No. 1 blade

Distance(mm)	Frequency(Hz)	Sound pressure(dB)	stress(MPa)
15	666.2	150	41.3
15	666.2	140	20.8
15	666.2	130	8.54
15	666.2	120	3.53

(4) 实验结果讨论

①由表2可知,随着声源与转子叶片距离的缩短,1号叶片上最大应力值迅速增加,5mm时为64MPa已超过该叶片疲劳极限523MPa的12%.而在实际的航空发动机压气机工作时,作为主要发声源之一的可调静子叶片距转子叶片仅3mm左右,此时转子叶片上的实际最大声激振应力必然大于64MPa.可见,声激振对转子叶片的振动有着不可忽视的贡献.

②本次试验,1号叶片的固有频率为615.6Hz,低于前面固有频率测定实验中的664Hz.这是因为每次试验用的只是同一型号但不是同一枚叶片,而每枚叶片的固有频率虽大致相同,但也有差别.

③作用在转子叶片叶面上的声压和叶片中的最大振动应力均与声源距离成反比.随着距离的增加,声压逐渐减小但减小幅度并不大,而最大应力的降低幅度则很大,当距离为50mm时,其值仅为12.8MPa,不到5mm时64MPa的20%.由此可得结论:由发动机风扇、燃烧室、涡轮、尾喷口等发出的高强声波因其距转子叶片较远,其对叶片的激振

贡献应可忽略不计.而压气机噪声特别是可调静子叶片和转子叶片本身发出的高强声波才是造成声激振破坏的主要原因.

④由表2可知,当距离依次增大为25、30、35mm时,声压虽均为140dB,但最大应力值仍然依次减小.这说明距离和声压虽彼此相关,但他们在影响振动应力方面又有着各自独立的作用.

⑤由表3可知,试验叶片的固有频率略高于前面测得的数值,原因如前.在声源发出的声波激起叶片共振时,若保持距离不变,则在声压降低幅度不是很大的时候,叶片中的最大应力值也会迅速减小.声压每降低10dB,最大应力值就会减小50%左右.

3.4 转子叶片的机械激振叠加声激振折断实验

实验目的:了解声波激振对转子叶片振动破坏的影响权重.

实验方法:将1号叶片以专用夹具安装于振动台上,调节振动台频率,与叶片一弯固有频率相同,试验时振动台基础振动应力值达到该叶片的疲劳极限,即523MPa,为了达到折断效果,调试声激振系统,使扬声器声压级达到150dB,频率与叶片的一弯固有频率相同,扬声器与振动台一起对叶片进行激振.

(1)试验时,振动台与扬声器激振叠加形成拍状振动,叶片拍振最大值572.5MPa,最小值502.5Mpa.出现拍振现象是由于两套系统(机械激振、声波激振)发出频率不同步造成的.由于两套系统的信号要分别通过“数-模转换、放大、电-磁相互作用”等环节,信号相位很难调节一致.两个相近频率信号叠加,就会产生拍振现象(见图12).

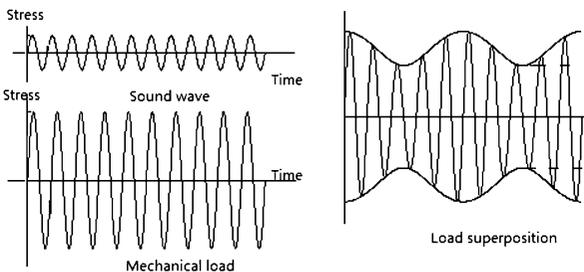


图12 拍振现象

Fig. 12 Diagram of clap-vibration

整个试验共进行 6×10^7 次振动循环后,1号叶片产生裂纹,裂纹位置在叶背距叶根5mm处附近,与单声激振时测得的最大应力所在位置接近.试验数据见表4.

表4 1号叶片机械激振叠加声激振疲劳试验数据

Table 4 The fatigue experimental data of mechanical and acoustic excitation of No. 1 blade

loading installation	frequency (Hz)	excitation stress (MPa)	vibration state
shaking table	674.1	523	resonance
loudhailer	674	103	resonance
shaking table + loudhailer		Max:572.5; Min:502.5	clap-vibration

(2) 实验结果讨论

①当振动台机械激振使1号叶片最大应力达到疲劳极限523MPa时,理论上应可进行无限次振动循环而不会破坏.实践上该型叶片的疲劳极限也是在 10^8 振动循环次数后仍未出现裂纹而确定的.在本试验中,加上声激振因素后,在 6×10^7 次振动循环时叶片产生裂纹,已经破坏.这说明声激振确实是引起转子叶片高循环疲劳破坏的原因之一.

②由于该试验叶片固有频率偏高,加上为了达到振断目的,设计装夹刚度较高,故其声激振最大应力值也高达103MPa.但当声激振与振动台机械激振共同作用于该叶片时,并没有出现疲劳极限和声激振应力两者相加为626MPa的情况,而是表现为最大应力572.5MPa、最小应力502.5MPa.这说明两者并非简单的算术叠加,而是耦合形成了拍振.

4 结论

通过理论分析和实验研究,以及对实验结果的分析讨论,可得如下结论:

(1)压气机内的高声强噪声中所包含的高强声波一旦出现、且频率与转子叶片的某阶固有频率或其倍频、分频相同时,就会激起转子叶片共振(主共振或次谐共振).当声源距转子叶片5mm(或低于5mm)、且声强达到150dB(或以上)时,声激振引起的最大应力可达转子叶片疲劳极限的12%以上.声激振对转子叶片的振动贡献不可忽视.

(2)在本文的谐响应分析和试验实测中,均没有出现谐波共振.但鉴于本文研究的精度,亚谐共振和超谐共振的因素仍不可排除,还有待进一步的研究.转子叶片的结构阻尼很小,振动的幅值衰减很慢,转子叶片的高频振动容易产生疲劳破坏.

(3)声激振(共振)应力与转子叶片距声源的距离密切相关.距离越小、应力越大,距离越大、应力越小.当声源距离转子叶片超过50mm时,其声

激振影响即已大大减弱.

(4) 声波激振与机械激振的叠加并非简单的算术相加,而是耦合形成了拍状振动,即拍振.拍振对转子叶片的破坏影响除高循环疲劳破坏外,其他影响机理还有待进一步研究.

(5) 一般情况下,单纯的声波激振不能造成转子叶片的破坏.但在压气机实际工作过程中,当转子叶片在机械激振和气动激振作用下已处于高应力工作状态时,如果再加上声激振的影响,就会使振动应力进一步加大,并造成转子叶片的破坏.

(6) 目前在航空发动机压气机转子叶片振动分析设计研制中,仅考虑了机械激振和气动激振两种因素,显然是不够的.应将声波激振的因素纳入.

参 考 文 献

- 1 尹译勇主编.叶片轮盘及主轴强度分析.北京:航空工业出版社,2001 (Yi Yiyong. Analysis of blade wheel and the spindle strength. Beijing: Aviation Industry Press, 2001 (in Chinese))
- 2 I Holehouse. Sonic Fatigue of Aircraft Structures Due to Fan Noise. *Journal of the Acoustical Society of America*, 1970, 47(1):115~123
- 3 M Baumgarner, F Kameier, J Hourmouziadis. The high pressure compressor blade vibration of engine under non-normal working condition. Proceedings of the 12th International Conference on Aero-Engine, Melbourne, 1995
- 4 林左鸣,李克安,杨胜群.航空发动机转子叶片的声波激振机理探讨.湖南理工学院学报,2009,22(3):47~51 (Lin Zuoming, Li Kean, Yang Shengqun. Investigation on sound waves excitation to aero-engine rotor blade. *Journal of Hunan Institute of Science and Technology*, 2009, 22(3):47~51 (in Chinese))
- 5 P R Cunningham, R G White. A review of analytical methods for aircraft structures subjected to high-intensity random acoustic loads. *Journal of Aerospace Engineering*, 2004, 218(3):2041~3025
- 6 Li Kean, Xiao Han, Cui Rongfan. Bifurcation control of nonlinear oscillator in primary and secondary resonance. *Journal of Central South University of Technology*, 2007, 14(6):826~831
- 7 谭春林.大型挠性空间机械臂振动抑制的一种关节控制策略.动力学与控制学报,2009,7(3):275~278 (Tan Chunlin. A joint control strategy for vibration suppression of large flexible space manipulator. *Journal of Dynamics and Control*, 2009, 7(3):275~278 (in Chinese))

EXPERIMENTAL RESEARCH ON SOUND WAVES EXCITATION TO AERO-ENGINE COMPRESSOR ROTOR BLADE*

Lin Zuoming¹ Li Kean² Yang Shengqun³

(1. Aviation Industry Corporation of China, Beijing 100022, China)

(2. Department of Mechanical and Electrical Engineering, Hunan Institute of Science and Technology, Yueyang 414006, China)

(3. Shengyang Liming Aero-Engine Group Corporation, Shengyang 110043, China)

Abstract The vibration faults of aero-engine high-pressure compressor rotor blade were analyzed. The high-intensity sound waves contained in the high-strength noise generated by the compressor in a non-normal working condition one of the reasons for rotor blade excitation resonance or flutter. By theoretical analysis and experimental verification, the following conclusions were obtained: If the high stress caused by mechanical excitation and aerodynamic excitation and the superposition of the resonance stress caused by sound waves together affect the rotor blade, it can produce cracks and damages.

Key words aero-engine, rotor blade, sound waves excitation, vibration, experiment