

文章编号: 1000-8055(2008)01-0044-06

叶片振动应力的叶根振动监测法及实现技术

屈玉池¹, 刘军仓², 张永峰², 赵述元²

(1. 西北工业大学 航空学院, 西安 710072;

2. 中国飞行试验研究院, 西安 710089)

摘 要: 提出一种航空螺旋桨叶片振动应力监测方法—叶根振动监测法, 通过监测螺旋桨振动来获得叶根振动激励, 建立叶片振动计算传递矩阵模型, 并由叶根激励振动计算叶片的振动响应和振动应力, 进而实现对叶片振动应力的监测. 叶根振动可以通过直接测量或由螺旋桨转子支承机匣监测振动换算获得. 最后, 通过对比桨叶振动应力的计算结果与飞行试验实测结果验证该方法. 结果表明, 叶根振动监测法简便、易行, 可以进一步应用.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 航空螺旋桨; 旋转叶片; 振动监测; 振动应力; 应力监测

中图分类号: V231.92

文献标识码: A

Blade root vibration monitoring method for blade vibration stress monitoring and its implementation techniques

QU Yu-chi¹, LIU Jun-cang², ZHANG Yong-feng², ZHAO Shu-yuan²

(1. School of Aeronautics,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. Chinese Flight Test Establishment, Xi'an 710089, China)

Abstract: This paper puts forward a method for monitoring aero-propeller blade vibration stress—the blade root vibration monitoring method. We can obtain the blade root vibration excitation by monitoring propeller vibration and establish a transfer matrix model for blade vibration calculation, and then calculate the vibratory response and stress of the blade. In this way the blade vibration stress monitoring can be realized. The blade root vibration parameters may be acquired by direct measurement or by calculating with the measured vibration at the bearing case of the propeller rotator. Finally, this method is verified by checking the calculated results against the measured results in flight test. The results show that the blade root vibration monitoring method is simple and feasible in engineering applications.

Key words: aerospace propulsion system; aero-propeller; rotating blade; vibration monitoring; vibration stress; stress monitoring

现代战争对军用飞机战术技术指标要求的提高, 使得现代航空动力装置在研制、使用中出现大量的结构强度和可靠性问题. 状态监控与故障诊断技术的采用, 可以大大提高航空动力装置的工作可靠性和使用寿命, 改善其使用维护性^[1]. 状态

监测是状态监控与故障诊断的基础, 它既包括航空动力性能、状态参数监测, 也包括振动、应力监测. 应力监测, 特别是旋转叶片的振动应力监测, 在航空动力装置状态监测中占有重要位置. 这是因为旋转叶片所承受的载荷复杂, 既有气动载荷,

收稿日期: 2007-03-15; 修订日期: 2007-05-21

作者简介: 屈玉池(1961-), 男, 陕西长安人, 中国飞行试验研究院研究员, 硕士, 主要从事航空发动机飞行试验研究.

又有机械载荷, 或者还有热载荷, 并且叶片数量多, 一旦发生断裂将造成严重后果, 以往的空难也迫使人们在飞行中监测旋转叶片的振动应力。

目前, 常用的旋转叶片应力监测有两种方法, 一是叶尖振幅监测^[2], 二是叶片表面应变监测。叶尖振幅监测是在机匣上安装位移式传感器, 测取叶尖横向振动位移, 再通过叶片变形与载荷关系计算出叶片的振动应力。对于螺旋桨叶片, 由于没有机匣, 无法安装测量传感器, 该方法不适用。叶片表面应变监测是通过在叶片表面粘贴应变片来获取表面应力。在叶片表面粘贴应变片不但影响转子的整体平衡, 还影响叶片型面的几何与气动特性。另外, 叶片表面应变监测必须解决信号从旋转部件到非转部件的传输, 这在实际应用中是一个难点。

本文提出旋转叶片振动应力监测的另一种方法: 叶根振动监测法^[3,4], 即先通过螺旋桨振动来获得叶根振动激励, 并建立螺旋桨叶片振动应力与叶根振动激励的关系, 再由叶根激励振动计算叶片振动应力。叶根振动监测法的优点在于避免了非接触式叶尖位移测量和旋转部件应变测量的困难, 适用于无机匣的螺旋桨叶片。

1 叶根振动监测法的提出

1.1 叶片对叶根激励的响应

装机螺旋桨由于安装结构和轮毂的刚性, 以及工作时叶片离心载荷作用, 其安装方式可合理地假设叶根为固支。对于型面弯度很小、扭转角不大、长弦比较大的该型螺旋桨叶片, 可以将其看作为一端固支一端自由的悬臂梁^[2,5]。要由叶根振动监测叶片的振动应力, 必须首先知道叶片对叶根激励的响应。先假定叶根激励振动已获得, 并以位移 $y_s(t) = E_s \sin \omega t$ 形式给出。叶片横向振动微分方程为

$$m \cdot \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(EJ \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right) = m \cdot \omega^2 \cdot E_s \cdot \sin \omega t \quad (1)$$

式中 y 为叶片相对固支端的振动位移, E 为叶片材料弹性模量, J 为叶片截面惯性矩, $m = \rho A$ 为叶片线密度, A 为叶片截面面积, ρ 为叶片材料密度, E_s 为叶根位移激励幅值, ω 为叶根激励圆频率。

对于等截面叶片, 式(1)中截面参数 A , J , m 均为常数, 其响应可以通过解析法得到。真实叶片由于并非等截面, 相应于式(1)的振动方程无法用解析法求解, 故采用传递矩阵法。叶片的离散化

模型如图 1 所示。图中, m_i 为离散质量, Δl_i 为等截面小段梁, J_i 为截面惯性矩, $i = 1, 2, \dots, n$ 。

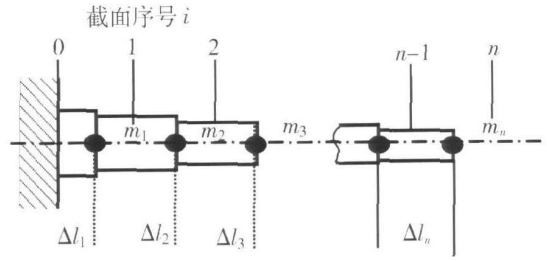


图 1 叶片离散化模型

Fig. 1 A discrete model of the blade

离散化后的叶片由等截面无质量的梁 Δl_i 和集中质量 m_i 组成, 其中任意一段梁 Δl_i 的受力如图 2 所示, 任意一段梁右端面的集中质量 m_i 载荷如图 3 所示。

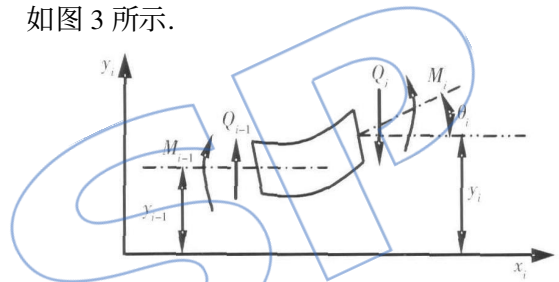


图 2 任意段无质量梁受力图

Fig. 2 Loading diagram of a beam segment mass

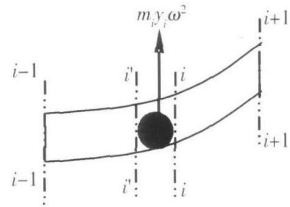


图 3 任意集中质量载荷示意图

Fig. 3 Loading diagram of a centralized mass

依据工程力学理论得到梁-集中质量的变形与载荷关系, 并以矩阵形式表示

$$\begin{Bmatrix} y \\ \theta \\ M \\ Q \end{Bmatrix}_i = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ m_i \omega^2 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} y \\ \theta \\ M \\ Q \end{Bmatrix}_{i-1} \quad (2)$$

设截面 i 的变形与载荷列阵为 $\mathbf{P}_i$, 相应的集中质量矩阵、梁矩阵为 $\mathbf{M}_i$ 和 $\mathbf{S}_i$, 上式简写为

$$\{\mathbf{P}_i\} = [\mathbf{M}_i] \cdot [\mathbf{S}_i] \cdot \{\mathbf{P}_{i-1}\} \quad (3)$$

由上式得叶片任意截面 j 的变形与载荷列阵 $\mathbf{P}_j$ 表达式为

$$\{\mathbf{P}_j\} = \left[\prod_{i=j}^1 [\mathbf{T}_M(i)] \right] \cdot \{\mathbf{P}_0\} \quad (4)$$

其中 $[\mathbf{T}_M(i)] = [\mathbf{M}_i][\mathbf{S}_i]$, 矩阵中包含有未知的叶根约束力 Q_0 和力矩 M_0 .

对于叶片末端截面 n , 代入已知的激励圆频率 ω , 计算矩阵 $[\mathbf{T}_M(i)]$, 并得到相应的线性方程组

$$\{\mathbf{P}_n\} = [\mathbf{T}_{4 \times 4}] \cdot \{\mathbf{P}_0\} \quad (5)$$

其中矩阵 $[\mathbf{T}] = \prod_{i=n}^1 [\mathbf{T}_M(i)]$

把叶根激励作为边界条件处理, 叶根和叶尖变形与载荷边界条件对应的变形与载荷列阵 $\mathbf{P}_0$, $\mathbf{P}_n$ 为

$$\begin{cases} \{\mathbf{P}_0\} = \{E_s \cdot \sin \omega t & 0 & M_0 & Q_0\}' \\ \{\mathbf{P}_n\} = \{y & \theta & 0 & 0\}' \end{cases} \quad (6)$$

由式(5), (6) 方程组联合求解得到

$$\begin{cases} M_0 = \frac{T_{41}(n) \cdot T_{34}(n) - T_{31}(n) \cdot T_{44}(n)}{T_{33}(n) \cdot T_{44}(n) - T_{43}(n) \cdot T_{34}(n)} \cdot E_s \sin \omega t \\ Q_0 = \frac{T_{31}(n) \cdot T_{43}(n) - T_{33}(n) \cdot T_{41}(n)}{T_{33}(n) \cdot T_{44}(n) - T_{43}(n) \cdot T_{34}(n)} \cdot E_s \sin \omega t \end{cases} \quad (7)$$

得到了 M_0 , Q_0 , 传递矩阵 $\mathbf{T}$ 就已知, 进而可由式(4)得到叶片任意截面 j 的变形与载荷列阵 $\mathbf{P}_j$, 其中包含了叶片截面的位移 y 、转角 θ 、弯矩 M 和剪力 Q .

如果考虑剪切变形及叶片轴向载荷, 只要在叶片任意无质量小段梁受力图2的基础上再加上单元两端截面所受的轴向力(离心力), 先计算叶片各个截面的离心力 $F_c(i)$, 结合截面面积 A_i 及叶片材料的剪切模量 G 等, 得到修正的 $[\mathbf{S}_j]$ 矩阵, 最后进行矩阵 $[\mathbf{T}_M(i)]$ 的计算.

1.2 受激叶片振动应力

对于变截面叶片, 其叶根激励响应的变形与载荷列阵(4)只是对应小段梁的右端面, 实际叶片各个原始截面的响应还包括该截面右侧的集中质量的响应, 其计算式如下

$$\left. \begin{aligned} \{\dot{\mathbf{P}}_0\} &= \{\mathbf{P}_0\} \\ \{\dot{\mathbf{P}}_i\} &= (\{\mathbf{P}_i\} + \{\mathbf{P}_{i+1}\})/2 \\ \{\dot{\mathbf{P}}_n\} &= \{\mathbf{P}_n\} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

$$(i = 1, 2, \dots, n-1)$$

在式(8)中, 变形与载荷列阵的第三个元素就是叶片截面的弯矩, 那么, 在叶根振动激励下, 叶片各计算截面的振动应力为

$$\sigma(i, j) = \frac{\dot{\mathbf{P}}_3(3)}{J(i)} \cdot y_{\max}(i, j) \quad (9)$$

其中 i 对应叶片截面; j 对应同一截面的不同计算点; $y_{\max}$ 是叶片各截面不同计算点到叶片截面弯曲中性轴的距离.

式(9)是叶片振动应力与弯矩载荷的关系式, 与式(4)一起成为振动应力监测的基础.

2 叶根振动的获得

2.1 机匣振动监测

在功率输出机匣前沿安装边的径向和轴向两个方向安装了加速度传感器, 测量的振动信号经过变换放大后输入到记录系统, 记录信号经地面磁带机回放输入动态信号分析系统进行分析, 并经数字滤波得到螺旋桨一阶振动. 典型的飞行试验状态功率输出机匣振动测量结果(g 值)见表1 (表中: H 为飞行高度(m); v_b 飞行速度(km/h); N_g 为发动机转速(%); N_p 为螺旋桨转速(r/min); A_{pr} 为功率输出机匣径向振动(g 值); A_{pr} 为桨毂径向振动加速度(g 值); A_{px} 为功率输出机匣轴向振动加速度(g 值); A_{px} 为桨毂轴向振动加速度(g 值); A_{pr} 为桨毂合成振动(g 值)).

2.2 振动传递

螺旋桨振动是由制造、装配中的误差产生的转子不平衡引起, 其振动在转子、转子支撑和功率输出机匣上均可检测到. 由于材料阻尼和结构阻尼的存在, 必然使振动在传递过程中产生一定的能量损失, 导致不同部位测得的振动值存在差异, 在叶根激励振动换算中应予以修正. 由于该螺旋桨转子是刚性转子, 其支承、传力机匣、功率输出机匣等在工作频率范围内, 无固有频率存在, 故可以认为桨毂-叶根振动传递率近似为1^[6], 这一点通过装机螺旋桨锤击实验得到验证. 如何考虑结构、刚度及阻尼对振动的衰减作用, 获得转子-支承-机匣的振动传递(损失)系数是一个复杂问题, 无法用理论方法估算.

表 1 功率输出机匣测量振动与桨毂计算振动

Table 1 Measured and calculated vibration

飞行试验状态				测量振动		计算振动		
H / m	$v_b / (\text{km} / \text{h})$	$N_g / \%$	$N_p / (\text{r} / \text{min})$	$A_{p\sigma r}$	$A_{p\sigma x}$	A_{pr}	A_{px}	A_{pt}
5 000	204	102	2 000	0.27	0.13	5.39	0.41	5.41
3 500	200	98	2 195	0.16	0.10	3.19	0.32	3.21
3 500	192	97	2 190	0.14	0.08	2.79	0.25	2.80
2 000	215	99	2 190	0.26	0.16	5.18	0.51	5.21
2 000	200	91	2 000	0.13	0.09	2.59	0.28	2.61
1 000	204	94	2 000	0.26	0.17	5.11	0.55	5.14
3 500	192	82	2 193	0.23	0.12	4.59	0.38	4.61
3 500	180	80	2 190	0.25	0.27	4.99	0.85	5.06

本研究采用振动传递率^[7]描述振动的传递, 振动传递率(dB)定义为: 20lg(目标点振动/源点振动). 振动传递率反映了振动能量沿结构传递过程能量的变化, 而振动能量与振动频率的平方成正比, 因而, 振动传递率对于不同的振动频率具有不同的特性. 在螺旋桨振动传递实验研究中, 采用锤击实验法, 在多个部位实施激励, 分别在螺旋桨桨毂的轴向和径向、功率输出机匣的轴向和径向等部位测量振动加速度响应. 依据螺旋桨桨毂和功率输出机匣振动测量结果, 按照上述振动传递率的定义, 分别沿螺旋桨轴向和径向计算振动传递率, 其结果为: 螺旋桨轴向/功率输出机匣轴向: $C_{TAA} = -10 \text{ dB}$; 螺旋桨径向/功率输出机匣径向: $C_{TRR} = -26 \text{ dB}$. 由振动传递率修正后的螺旋桨桨毂振动结果见表 1 的 A_{pr} , A_{px} , A_{pt} .

2.3 叶根振动激励

要计算叶片振动应力必须知道叶根的激励振动, 然而, 实际测得的振动总是按照螺旋桨转子轴向和横向给出, 叶根激励振动必须依据叶片的安装角由实测振动值计算得出. 叶片在桨盘上的安装及振动载荷分解见图 4.

设测得的轴向和横向(径向)振动位移响应分

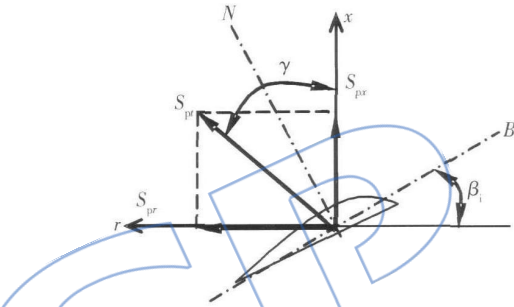


图 4 叶片振动载荷

Fig. 4 Vibration loads of blade

量为: $S_{px}(i)$, $S_{pr}(i)$, 则在垂直于叶片气动中心弦线平面的合成振动为

$$S_{pt}(i) = \sqrt{S_{px}^2(i) + S_{pr}^2(i)} \tag{10}$$

设叶片弦线与旋转平面夹角为 β_i , 则叶片合成振动在弦向及法线方向的分量为

$$\begin{cases} S_B(i) = S_{pt}(i) \cdot \sin(\gamma - \beta) \\ S_N(i) = S_{pt}(i) \cdot \cos(\gamma - \beta) \end{cases} \tag{11}$$

式中 S_N 为叶片强迫振动的叶根激励. 按照表 1 给出的桨毂振动加速度(g 值), 结合公式(10)、(11)计算叶根合成振动位移 $S_{pt}(\text{mm})$ 、桨叶气动中心弦线法向分量 $S_N(\text{mm})$ 及 S_{pt} 与 S_{px} 的夹角 $\gamma(^{\circ})$, 结果见表 2.

表 2 叶根振动计算结果

Table 2 Calculated blade root vibration

飞行试验状态				计算参数结果			
H / m	$v_b / (\text{km} / \text{h})$	$N_g / \%$	$N_p / (\text{r} / \text{min})$	A_{pt}	S_{pt} / mm	$\gamma / (^{\circ})$	S_N / mm
5 000	204	102	2 000	5.41	1.21	85.7	0.68
3 500	200	98	2 195	3.21	0.60	84.3	0.35
3 500	192	97	2 190	2.80	0.52	84.9	0.30
2 000	215	99	2 190	5.21	0.97	84.4	0.56
2 000	200	91	2 000	2.61	0.58	83.8	0.34
1 000	204	94	2 000	5.14	1.15	83.9	0.68
3 500	192	82	2 193	4.61	0.86	85.3	0.49
3 500	180	80	2 190	5.06	0.94	80.3	0.60

3 叶片振动应力

在叶片振动应力计算中,针对飞行试验状态,不考虑实测振动位移的分散性,统一取叶根激励振动位移为表 2 中 S_N 的平均值 0.5 mm. 不同飞行状态、发动机功率和螺旋桨转速下桨叶的计算振动应力见图 5~ 图 8.

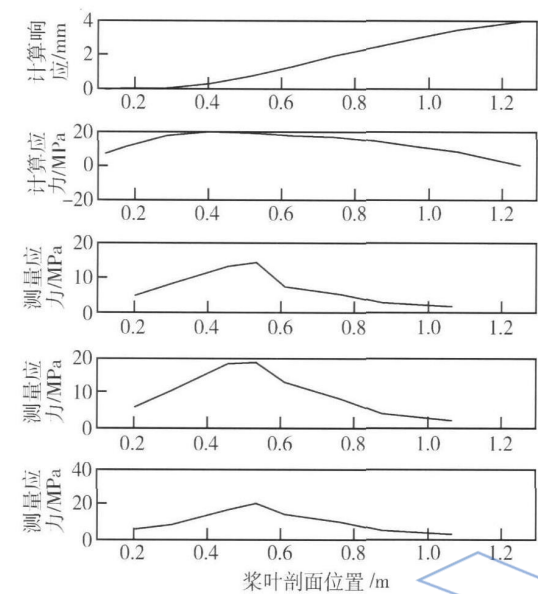


图 5 叶片振动响应及应力结果 I

Fig. 5 Vibration response and stress of the propeller blade I

为了便于比较,同时给出了相应状态下飞行试验实测的振动应力. 飞行实测振动应力获得采用应变电测技术测量,旋转叶片信号传输采用美国 ACUREX 公司的无线近距数据耦合(Wireless data coupling system, WDC) 系统. 在图 5~ 图 8 中,第一条曲线是计算响应,第二条曲线是计算振动应力,下部一条、两条或三条曲线是测量的振动应力.

图 5 的计算响应和振动应力对应 $N_p = 2\,200$ r/min, 下部三条曲线分别对应 $N_p = 2\,200$ r/min, $N_g = 1.0$ 时的滑跑、拉起和爬升状态测量的振动应力. 图 6 的计算响应和振动应力对应 $N_p = 2\,000$ r/min, 下部两条曲线分别对应 $N_p = 2\,000$ r/min、 $N_g = 1.0$ 在 1 000 m 和 2 000 m 高度以大速度飞行时测量的振动应力.

图 7 的计算响应和振动应力对应 $N_p = 1\,800$ r/min, 下部两条曲线分别对应 $N_p = 1\,800$ r/min 时的振动应力.

图 8 的计算响应和振动应力对应 $N_p = 2\,200$

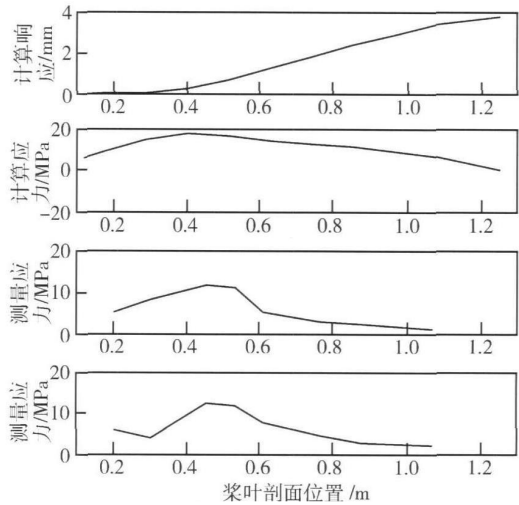


图 6 叶片振动响应及应力结果 II

Fig. 6 Vibration response and stress of the propeller blade II

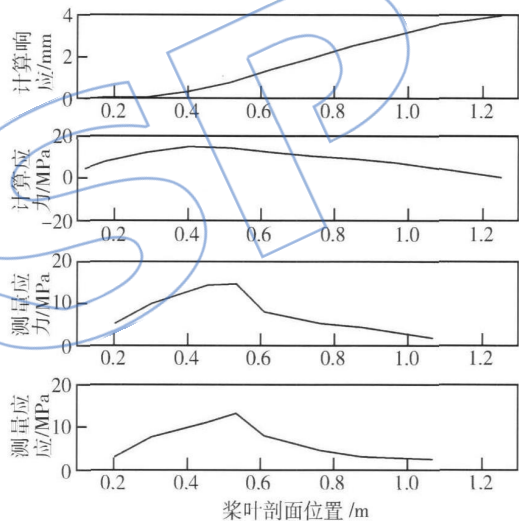


图 7 叶片振动响应及应力结果 III

Fig. 7 Vibration response and stress of the propeller blade III

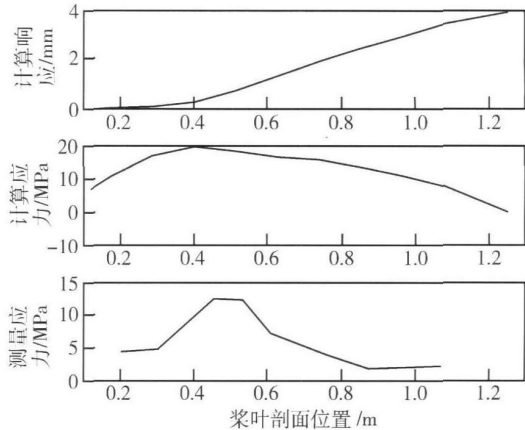


图 8 叶片振动响应及应力结果 IV

Fig. 8 Vibration response and stress of the propeller blade IV

r/min, 下部曲线对应 $N_p = 2\ 200\ \text{r/min}$, $N_g = 0.9$ 在 3 500 m 高度以最大速度飞行时的振动应力。

计算结果表明: 随着螺旋桨转速增大, 桨叶振动应力幅值增大; 在不同螺桨工作转速下, 叶尖振幅最大, 0.4 截面附近振动应力最大。振动应力测量结果与计算结果具有相同的规律, 即相同飞行状态下螺桨工作转速越大振动应力幅值越大, 最大振动应力也位于 0.4 截面附近。测量结果还表明: 相同飞行状态及螺桨转速下, 发动机功率越大振动应力幅值越大。图 5 的结果还表明: 在所有飞行状态中, 飞机拉起时振动应力最大, 其原因是拉起时螺旋桨 1P 载荷较大, 而 1P 载荷与一阶振动具有相同的频率。

4 结束语

飞行试验实践表明, 螺旋桨叶片的振动应力监测是一项实施难度大、技术要求高又具有一定风险的工作, 传统的应力监测方法难于应用于飞行试验中的振动应力监测。验证试验结果表明, 叶根振动监测法避免了非接触式应变监测或叶尖振幅监测法的种种苛刻环境与技术要求, 克服了应变直接监测法中信号传输的困难, 且无特殊测试技术要求, 实施难度小。因而, 叶根振动监测法为

飞行试验中螺旋桨叶片振动应力监测提供了一种简便、有效而可行的途径, 也为航空动力装置旋转叶片振动应力监控提供了一种可行的手段。

参考文献:

- [1] 凯巴 И В. 航空燃气涡轮发动机技术诊断[M]. 王起鹏, 刘德馨, 译. 北京: 航空工业出版社, 1990.
- [2] 吕文林. 航空发动机强度计算[M]. 北京: 国防工业出版社, 1988.
- [3] 屈玉池. 某型螺旋桨试飞应力载荷测量[R]. 西安: 中国飞行试验研究院, 1997.
- [4] 屈玉池, 白向利, 张永峰. 空气螺旋桨应力载荷飞行试验研究[J]. 飞行力学, 2006, 24(4): 88-90.
QU Yuchi, BAI Xiangli, ZHANG Yongfeng. Flight test study of stress loads for an air propeller[J]. Flight Dynamics, 2006, 24(4): 88-90.
- [5] 方同, 薛璞. 振动理论及应用[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 1998.
- [6] 哈里斯 C M, 克瑞得 C E. 冲击和振动手册[M]. 众师, 译. 北京: 科学出版社, 1999.
- [7] 王国治, 温华兵. 鱼雷结构振动传递特性的试验研究[J]. 实验力学, 2001, 16(2): 188-195.
WANG Guozhi, WEN Huabing. Experimental study of the structural vibration transfer characteristics of the torpedo [J]. Journal of Experimental Mechanics, 2001, 16(2): 188-195.