

凸肩(叶冠)接触面摩擦机理及 参数测定的实验研究

许锬俊

(中国航空工业沈阳发动机设计研究所, 沈阳 110015)

摘要:凸肩(叶冠)叶片及其盘组件的振动特性、振动响应及其减振效果的理论分析和实验研究均需要准确确定其摩擦接触边界条件。通过从 Oden 非线性、非局部摩擦定律出发, 分析了它的机理和运动规律, 并用试验方法测定了这些参数。所得结果不仅可用于理论分析建模, 还可直接应用于工程设计、实验研究和生产检验。

关键词:凸肩(叶冠)叶片 振动 摩擦机理 测试 试验

V2 A

Experimental Investigation of Friction Mechanism and Parameters Measurement in Interfaces of Blade Shrouds

Xu Ejun

(Shenyang Aeroengine Research Institute, Shenyang 110015)

Abstract: The theoretical analysis and experimental investigation of the intermediate shrouded blades and blade-disk assemble on vibration characteristics, dynamic response and the effect of damping all have to accurately define the frictional contact boundary condition on shroud interfaces. The investigation on its mechanism and motion law are summarized with the non-linear and non-local law of O'den. Some parameters are measured in the experiments. The results of investigation can be used for theoretical analysis and engineering design, also can be used for manufacture inspection.

Key words: intermediate shrouded blade; friction mechanism; test; vibration

1 引言

研究凸肩(叶冠)接触面问题的专家学者, 早期有 Ewins D J、Whihead D S、Griffin J H 等, 近期有 R zadkowski. R 以及俄罗斯的 Bogolibov N N 和我国北京航空航天大学张锦教授等。他们的研究奠定了凸肩(叶冠)叶片/盘理论分析的基础, 为航空航天等事业的发展做出了卓越贡献。但是, 有关实验研究的文章却寥寥无几, 尤其是关于接触模型中摩擦参数测定的文章更为少见。因此, 他们的分析模型总是基于古典库仑摩擦定律, 认为摩擦系数 μ 不变,

而且总是采用静摩擦系数 μ 代替动摩擦系数 μ_D 。此外, 还认为凸肩(叶冠)接触面内产生两向滑动时面内的弹性剪切刚度 k_d 也是不变的。因此, 称这两个参数为本构参数, 而随工况不同而变化的凸肩(叶冠)摩擦副间的正压力 N 和最大相对位移幅值 ΔS 称为状态参数。这样做大大简化了理论计算的复杂性, 从工程上讲作为近似计算是可被接受的, 但是作为精确计算和实际工程应用就显得不足, 需要进一步进行实验研究和实际测定。在这种需求下, 作为“九五”计划结构完整性计划课题的一部分进行了试验研究, 并获得了令人鼓舞的成果。

收稿日期: 2001-12-12

作者简介: 许锬俊, 研究员, 1938 年出生, 1962 年毕业于南京航空学院, 长期从事航空发动机振动强度试验研究, 其科研成果曾获全国科技大会奖、国家级科技进步奖、航空部科技成果奖等。

2 凸肩(叶冠)接触面摩擦机理的研究

2.1 从摩擦学观点看凸肩(叶冠)接触面摩擦问题

从摩擦学观点看,相邻凸肩(叶冠)间相对摩擦运动无论在何种振动模式下均表现为相对滑动。尽管其相对滑动的方向、速度时刻在改变,同时正压力 N 也在改变,但它总还是离不开平面(凸肩和叶冠“提升”现象的特殊情况除外),因此,它仍然属于摩擦学中的滑动摩擦问题。

摩擦具有变形过程和黏着(冷焊)过程的双重本质,因此凸肩(叶冠)接触面在工作一定寿命后会磨损或磨耗,所以接触面总要喷涂耐磨涂层,如 Met-co72NS 或 BTH-1 合金,而且在发动机服役过程中要定期修复。

摩擦是大量的过程、条件和参数(所谓摩擦学系统),如变形过程、环境气氛、界面介质及摩擦副材料的综合作用的函数。因此摩擦系数或磨损不是材料固有的属性,而是具体的对象、过程、条件、环境和参数的综合反映。也就是说同一对摩擦副,完全可能具有相差极为悬殊的摩擦系数。

古典库仑摩擦定律认为:(1)摩擦力的大小与名义接触面积的大小无关,而只与两接触面积间的法向载荷的大小成正比,即 $F_f \propto N$,亦即 $F_f = \mu N$ (式中摩擦系数 μ 被认为是不变的);(2)认为摩擦系数与滑动速度无关;(3)静摩擦力总是大于动摩擦力,亦即静摩擦系数总是大于动摩擦系数。现代的摩擦理论学说指出:对于(1)这一结论只适用于具有一定屈服点的金属材料的某种情况,例如:对于轻载下的两金属粗糙表面间的接触情况是适用的,因为此时只有少数微凸体产生接触,而且接触点的接触面积积极小,可以忽略不计(凸肩、叶冠接触面情况恰恰如此);(2)实际工程表明,任何材料其摩擦系数与滑动速度都有一定的关系,而且还与单位载荷有关,如图 1 所示,实验研究也表明了这一点,但是凸肩(叶冠)接触面的振动滑动速度一般只为几 m/s,单位载荷一般也只在 23MPa 以内,所以,在这样的范围内,按古典库仑摩擦定律将摩擦系数看成在滑动过程中是不变的,这在工程近似计算中也是允许的;对于(3),捷克斯洛伐克航空研究试验学院的 Doležal Z 在 1989 年发表的文章中指出:在振动黏合滑动态的实际干摩擦力 F 是取决于滑动速度 $\dot{x}$ 的,其关系式为:

$$F = \begin{cases} F(\dot{x}) = F_0 + \Delta F(\dot{x}) & \text{当 } \dot{x} > 0 \\ -F_\mu \leq F \leq F_\mu & \text{当 } \dot{x} = 0 \\ -F(\dot{x}) = -F_0 - \Delta F(\dot{x}) & \text{当 } \dot{x} < 0 \end{cases}$$

该式可用图 2 表示。

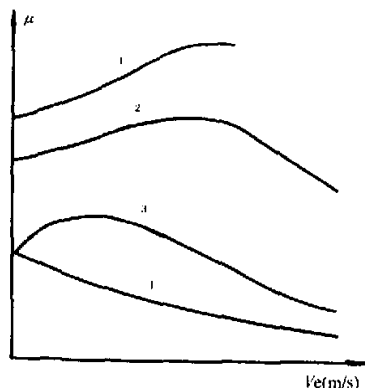


图 1 在不同单位载荷下摩擦系数 μ 与滑动速度 V 的关系曲线

1—单位载荷很小; 2、3—单位载荷中等; 4—单位载荷很大

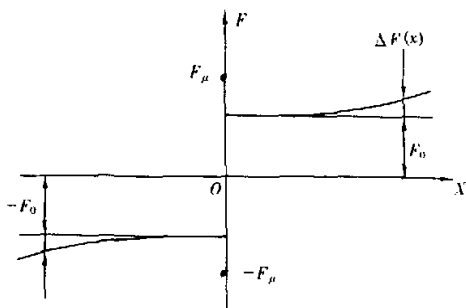


图 2 摩擦力对摩擦速度的关系

可以看出,采用静摩擦系数 μ ,其值偏大,采用起始滑动瞬间的动摩擦系数 $\mu_0 = F_0/N_0$ 则偏小,实际的动摩擦系数 μ_0 是滑动速度的增量或负增量的函数,它介于 μ 和 μ_0 之间。

综上所述可知,古典库仑摩擦定律对于凸肩(叶冠)接触面摩擦问题的处理有其适用性,也有其局限性。

2.2 凸肩(叶冠)接触面的摩擦机理

在古典库仑摩擦定律的基础上,Oden 提出了非局部和非线性摩擦定律,用 Oden 定律来描述摩擦面的相对滑动机理则为:在相对位移 ΔS_i 小于临界

剪切滑移 ΔS 时,接触面无相对滑动,只产生弹性剪切变形,摩擦力即是剪切力;只有在相对位移 ΔS_i 大于临界剪切滑移 ΔS 时,接触面才产生相对滑动,这时摩擦力为最大值(静摩擦力)。由于接触面位移场与应力场分布都不均匀,可能出现弹性剪切变形、部分滑动、整体滑动等几个阶段。

对于凸肩(叶冠)接触面来说,干摩擦形成的机理是从弹性剪切变形开始,随着变形的增大,摩擦力也逐渐增大,当变形位移 ΔS 达到临界剪切变形位移 ΔS_{max} 时,便开始进入整体相对滑动,这时的摩擦力最大,称为静摩擦力,一旦滑动起始,摩擦力突降,静摩擦力突变为动摩擦力,尔后随着叶片的振动运动速度而变化,如图 3 所示,并且进入循环,如图 4 所示。在叶片简谐运动的牵引下,接触面上经受弹性形变阶段、滑动阶段、滑动锁停阶段,尔后又返回弹性形变阶段,开始新的循环。这就是凸肩(叶冠)接触面摩擦机理的较为完整的描述。

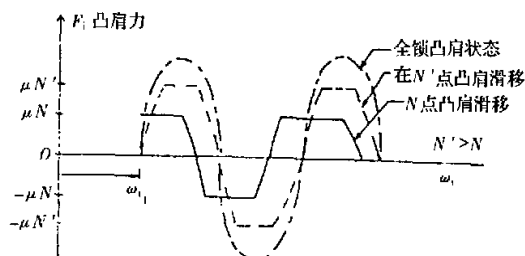


图3 凸肩接触面上的力变化

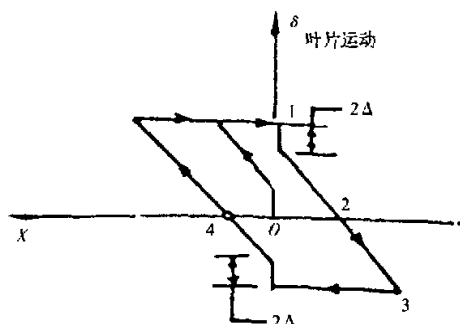


图4 凸肩叶片相对滑动的运动

3 实际凸肩(叶冠)接触面研究途径和方向及设计准则

3.1 研究途径和方向

实际凸肩(叶冠)接触面都喷有耐磨涂层,这是

因为制造叶片材料,如钛合金或耐热合金难以具备足够的摩擦系数及磨损、磨耗寿命。凸肩叶片还常在涂层上再喷涂有干摩擦润滑剂,这是因为在高法向载荷时高摩擦载荷会把相邻凸肩完全锁在一起,导致凸肩以上叶身共振型时共振应力加大,失去摩擦阻尼减振作用。在低中等法向载荷或高激励水平时,凸肩处于全滑动状态,它包括微滑动态、中等滑动态和宏滑动态。能量的耗散与这些滑动态相关。但是过大的滑动会导致凸肩严重的磨耗与磨损,并导致凸肩产生疲劳裂纹,甚至在极大的滑动量时滑出接触面而使相邻叶片凸肩“搭接”。一旦产生“搭接”就会失去凸肩原来要控制住的悬臂振型的目的,严重的一弯悬臂振型疲劳断裂故障就会发生,因此总要在耐磨涂层上再喷涂干摩擦润滑剂。

综上所述,凸肩(叶冠)接触面的本构参数仅取决于耐磨层材料及其表面膜状态;而其状态参数取决于叶片初始安装法向载荷和离心载荷所增加的法向载荷以及叶片振动牵引的凸肩(叶冠)接触面相对滑动振动的速度大小和方向。研究的途径和方向必须从此出发去建立分析模型和确定最佳参数。

3.2 设计准则

(1) 凸肩(叶冠)的设计必须保证叶片在整个飞行包线范围内没有危险的振动发生,必须保证凸肩(叶冠)接触面在所有工况下都保持紧密接触,但又不发生全锁住状态。

(2) 必须寻找最佳正压力载荷进行设计,重要的是确定叶片安装预扭角,以形成接触面最佳初始法向载荷。对于叶轮来说,要确定新叶轮的最大装配紧度和允许的最小极限紧度或允许的极限间隙。

(3) 要用计算和试验的方法确定盘—叶片—凸肩(叶冠)耦合振动时的振动特性及振动应力分布。要对具有使用条件下允许的可能的最大装配紧度的级和具有最小紧度的级进行应变测量,以检查工作过程中凸肩(叶冠)紧度的变化对振动应力水平的影响。

4 实验研究与测定

4.1 凸肩接触面滑动摩擦系数 μ 的测定

用某型机同样材料和同样工艺要求喷涂硬质合金涂层 Merco72NS 的 6 对试块测定了某型机风扇叶片凸肩接触副的滑动摩擦系数 μ 。

4.1.1 测定装置与方法

测试采用简单物理方法,如图 5 所示。

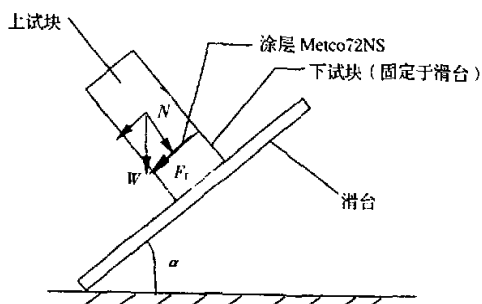


图5 测定装置与方法示意图

图中 W 为上试块重量。

由图可得:

$$N = W \cos \alpha; F_f = W \sin \alpha$$

故

$$\mu = \frac{W \sin \alpha}{W \cos \alpha} = \tan \alpha$$

因而可用测取开始滑动时的临界倾角来获得摩擦系数 μ 。

上下试块由两种材料 TC4、TC11 制造,接触表面分为三种状态,因此共有 6 对试块,即:

A. TC11:表面喷涂 Metco72NS,涂层厚 0.08~0.15mm,基体表面硬度 HRC33~38;

B. TC4:表面喷涂 Metco72NS,涂层厚 0.08~0.15mm,基体表面硬度 HRC33~38;

C. TC11:表面喷涂 Metco72NS,涂层厚 0.08~0.15mm,但喷涂后机加工一刀到尺寸,基体表面硬度 HRC33~38;

D. TC4:表面喷涂 Metco72NS,涂层厚 0.08~0.15mm,但喷涂后机加工一刀到尺寸,基体表面硬度 HRC33~38;

E. TC11:表面不喷涂层,粗糙度 $R_a = 6.3 \mu\text{m}$,硬度 HRC33~38;

F. TC4:表面不喷涂层,粗糙度 $R_a = 6.3 \mu\text{m}$,硬度 HRC33~38。

发动机实际工作叶片的凸肩接触面接近于 C、D 状态,但还喷涂有干摩擦润滑剂(试验研究与测定均为干摩擦状态)。

4.1.2 试验结果

试验的结果如图 6 所示。

4.1.3 试验结论

由图 6 可以看出:

(1) A、B 状态试验结果表明:TC4、TC11 材料叶片凸肩喷涂硬质合金涂层 Metco72NS 的摩擦系

数 μ 基本相同。说明摩擦系数与叶片本身材料无关,而只与接触面材料和表面膜状态有关。

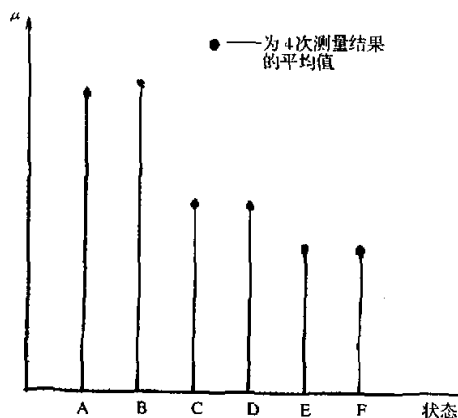


图6 试验结果图示

(2) C、D 状态试验结果表明:TC4、TC11 材料叶片凸肩接触面喷同样 Metco72NS 涂层,但机加工一刀后,摩擦系数急剧下降,而且下降后的值基本相同,进一步说明了摩擦系数与表面膜状态有关。

(3) E、F 状态试验结果表明:TC4、TC11 材料叶片凸肩接触面不喷涂层,表面粗糙度 $R_a = 6.3 \mu\text{m}$ 的基体材料表面的摩擦系数只有 0.263 和 0.259。说明它明显低于有喷涂层的叶片,因此,极易磨损、磨耗。

(4) 喷涂耐磨涂层后的凸肩接触面不应机加工(或采取适当方法加工),要尽量保持其喷涂表面的原有粗糙度,不应采用磨削加工。

4.2 叶冠接触面动摩擦系数 μ_D 的测定

带冠涡轮叶片实际上可以被看成是无上部叶身的凸肩叶片,因此涡轮叶冠接触面摩擦机理等问题均和凸肩接触面相同。不同之处是:

(1) 气动力造成的反扭方向不同(相反);

(2) 所处的温度环境不同,因此涡轮叶片叶冠接触面上喷涂(或激光熔烧)的耐磨材料为 CoCrW 涂层(或熔焊薄片),而凸肩叶片接触面上常为 Metco72NS 或 BHT-1 合金材料。

涡轮叶片叶冠接触面设计同样面临着最佳正压载荷和最佳预载荷(预扭)的选择,需要进行试验研究和测定。

4.2.1 测定装置与方法

针对某型机低压涡轮工作叶片叶冠结构设计的实际情况,特别设计、加工了成对带冠平板模型叶片

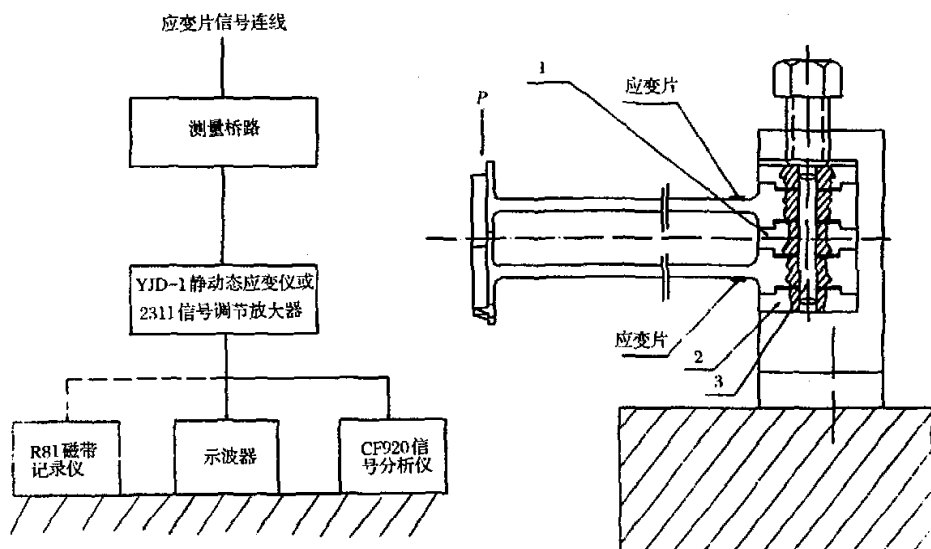
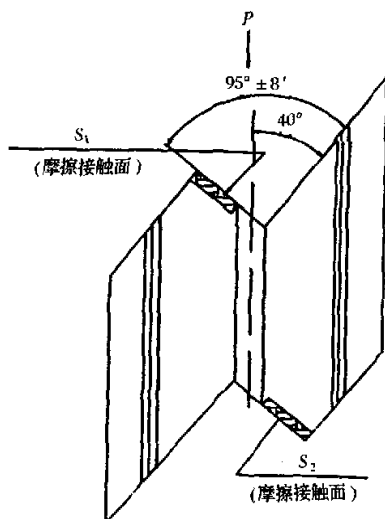


图7 动摩擦系数测定试验装置及测试系统图

(材料为 GH150), 主要尺寸以及叶冠接触面喷涂 CoCrW 涂层完全与实际涡轮叶片一样。此外还设计加工了一套试验装置。试验时, 装夹和测试系统如图 7 所示。试验冲击力 P 由锯齿冠中心线方向施加, 如图 8 所示。 P 力与接触面正压力的关系为:

$$N = P \cos(90^\circ - 55^\circ) = P \cos 35^\circ$$

图8 P 加载示意图

为了获得 P 与叶冠在 P 方向运动量 Δy 之间的关系, 在叶身根部、中部转接半径 R 以上 5mm 处粘

贴了一个参考应变片, 用三线法连线, 进行了静态标定, 获得了 $P-\epsilon-\Delta y$ 三参数之间的相关关系, 也就是获得了 $N-\epsilon-\Delta y$ 之间的相互联系与转换关系。此外还进行了成对锯齿冠叶片振动运动分析, 如图 9 所示, 获得了如下关系:

(1) 叶冠接触面随叶身振动变形而偏转, 其偏转角为:

$$\alpha = \arcsin \frac{\Delta y}{L};$$

$$|\Delta y| = 2l \cos \alpha$$

$$\alpha = \alpha_0 + \alpha_D$$

式中: L ——叶身上叶冠位置至榫头根部零位移处的距离;

l ——叶冠接触面至叶身叶冠位置处的垂直距离;

α_0 ——叶冠接触面原始偏斜角度 (试件为 35°);

α_D ——振动变形瞬间在 y 方向形成的附加偏转角。

(2) 叶冠接触面上的相对运动的位移 (或滑移) 量为:

$$\Delta S = 2l \tan \alpha_D$$

与原始偏斜角度 α_0 无关。

试验用调整块获得叶冠接触面的预紧正压力 N_0 , $N_0 = 23\text{N}$, 相当于法向正应力 $\sigma_{n0} = 6.79\text{MPa}$ 。

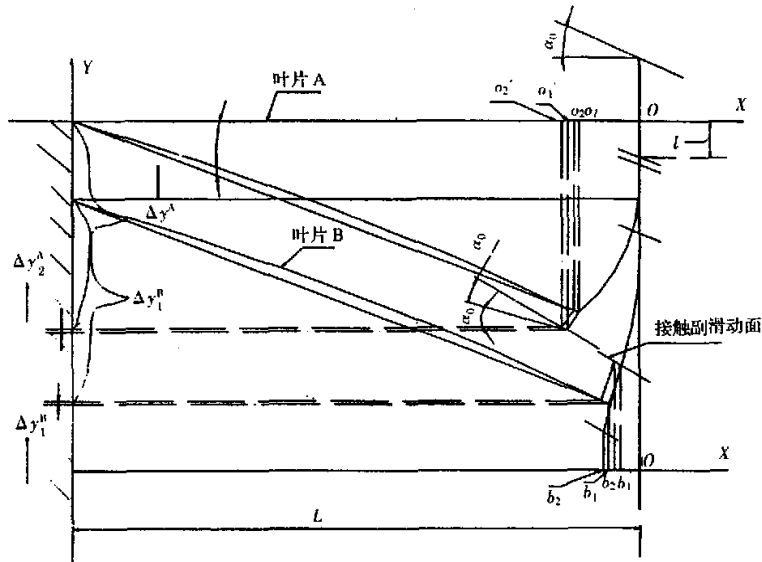


图9 成对锯齿冠涡轮叶片接触副运动与整体叶片运动的关系图

试验采用锤击法进行。冲击力 P 沿叶冠中心线落下。经多次反复试验,在参考应变片上获得了如图 10 所示的冲击振荡波形。由图 10 可得叶冠接触面在叶身振动循环过程中的弹变过程、滑移过程、滑移中止及反弹过程以及衰减再循环的振荡过程,并由此可获得各过程中的摩擦本构参数及状态参数。

4.2.2 试验结果及分析

由图 10 可看出:0 点为冲击振动起始点;1 点为

第 1 半周期的起始滑动点, a 点为如无滑动时第 1 半周期应到达的峰值点;2 点为第 1 半周期的滑动结束点;3 点为第 2 半周期的滑动起始点, b 点为如无滑动时第 2 半周期应到达的峰值点;同理,5、6 点为第 3 半周期的滑动起始点和结束点, C 点为应到达的峰值点;7、8 点为第 4 半周期的滑动起始点和结束点, d 点为应到达的峰值点。尔后进入较稳定的一弯振动衰减过程。

由于事先进行了动、静态标定,因此可由这些电

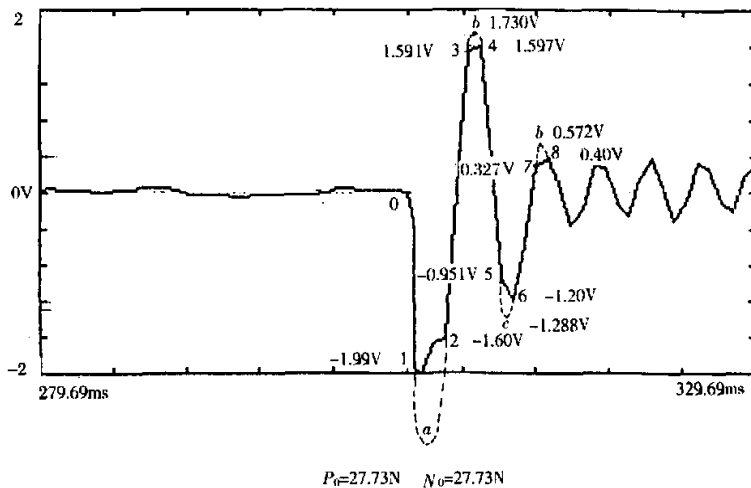


图 10 冲击振荡波形图

压值转变为应变 ϵ 值,尔后由 ϵ 值转变为 Δy 、 P 、 N 、 ΔS 、 α_D 、 α 及摩擦力 F 等各参数的值,从而可以计算出各半周期中的摩擦本构参数值,以及状态参数 N 值和最大滑动量 ΔS 值。这些结果综合如图 11、12 所示。

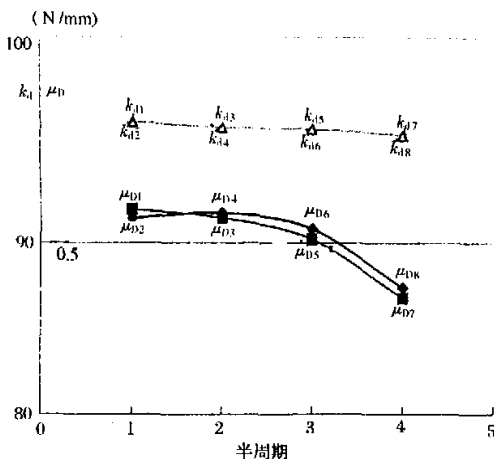


图 11 本构参数 μ_D 、 K_d 随半周期变化图

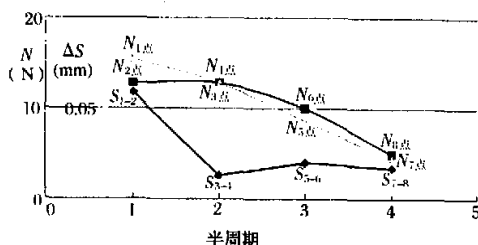


图 12 状态参数 N 、 ΔS 随半周期变化图

4.2.3 试验结论

由图 11、12 可看出:

(1) 第 1 半周期相当于宏滑动状态,起始滑动动摩擦系数 μ_{D1} 大于终止时动摩擦系数 μ_{D2} ,是一个实实在在的动摩擦系数递降过程,这与前面的 Dolezal Z 的理论截然不同,但这仅在第 1 半周期中出现。在第 2~4 半周期中,起始滑动动摩擦系数均小于终止时的摩擦系数,表现为一个递降过程,基本符合前面所述的各种经典理论。第 2 半周期是一个弹性振动滑动状态的转折点,滑动量 ΔS_{3-4} 最小,而且起始滑动动摩擦系数与终止时动摩擦系数相差很小,表明冲击振荡力 P 作用的叶片惯性牵引力与叶片振动时的弹性牵引力在这瞬间几乎量值相等、方

向相反而接近抵消。第 3 半周期表明已转入弹性振动中等滑动状态,动摩擦系数开始明显下降。第 4 半周期的状态,表明振动已进入较稳定的一弯振动微滑动状态,动摩擦系数下降十分明显。这一现象的出现十分重要,它说明动摩擦系数不像过去的理论和分析模型所假设的那样是一成不变的或者仅仅是滑动速度的函数,而是明显地与滑动状态(宏滑动、中等滑动、微滑动)有关,因此应当引起密切关注。

(2) 弹性剪切刚度 K_d 不论在何种类型的振动半周期中,其值基本不变,而且起始滑动和终止滑动时的 K_d 值也几乎相等。因此也证实了以往理论和分析计算认为 K_d 值是常数的假设是正确的。

(3) 正压力载荷随不同半周期的性质和状态而变化,而且单调下降。这说明正压力载荷是随着振幅的大小,也就是弹性恢复力的大小而变化,并从而导致动摩擦系数变化。这是一个新的发现。所以要从不同滑动态的观点出发去建立分析模型,而不同的滑动态有着不同的本构参数和状态参数。

(4) 相对滑动量 ΔS_{1-2} 显著地大,显然属于宏滑动性质; ΔS_{3-4} 最小,表现出转折性质; ΔS_{5-6} 和 ΔS_{7-8} 虽然在量值上接近相等,但从循环滞止回线的角度来看,5~6 的全周期循环所包围的滞止回线的面积远大于 7~8 点,说明在中等振幅下,中等滑动过程的摩擦阻尼效果最佳。

5 结论和建议

(1) 实验研究解决了凸肩叶片、锯齿冠叶片接触面摩擦副本构参数无法试验测定的难题,所得结果具有工程实用性和真实性。它不仅可以用于理论计算分析模型,而且还可以推广应用于实际叶/盘的试验研究和生产检验中去。

(2) 试验结果表明:在大振幅、中等振幅和小振幅的相对滑动状态下,有着不同的 μ_d 值、 N 值、 ΔS 值,只有剪切刚度 K_d 基本保持不变。因此,在计算分析时应分清这三种情况,分别取值进行计算。

(3) 为了避免高激振力宏滑动状态产生的磨损与磨耗,必须选择最佳预紧正压载荷 N_{opt} ,使其在最大激振力情况下也只是在中等滑动状态下工作,从而得到较高的工作寿命和较好的阻振能力。

参考文献(略)