

中央传动锥齿轮共振破坏的实验研究

沈阳航空发动机研究所 许锴俊 梁世昌 常春江 沈丙炎

摘 要

本文通过某型机的排故实践,总结了航空发动机中央传动锥齿轮共振破坏的特征,失效模式和结构动力特性;分析了共振激发因素;提出了排故措施;指出了这类齿轮动强度设计今后应遵循的几个基本准则。

一、前 言

航空发动机中央传动锥齿轮是发动机工作极为重要的零、组件之一。一旦这对齿轮副中任一个齿轮发生破坏,就将产生严重事故。早在60年代,苏联就曾对这类齿轮进行过大量的试验研究,但工作仅限于直齿圆柱齿轮和直齿圆锥齿轮上。实践证明:这类齿轮的共振破坏不仅能发生在直齿圆柱和直齿圆锥齿轮上,而且还能发生在螺旋锥齿轮上^[1, 2]。这类齿轮具有高速、重载、薄壳型结构的重要特点。因而,这类齿轮一般“比刚度”小,总是会有某些振动模态落在其工作转速范围内。但是一般来讲,在工作区内存在共振并不意味着齿轮一定会失效,因为只要共振点不在长期工作转速区,或者不具备超过齿轮疲劳强度的振动应力时,则齿轮并不会破坏。但是,共振的存在毕竟是危险的,而且共振应力的的大小还与各种随机因素有关。因此,设法避免这类齿轮共振破坏发生,仍是当前存在的一个主要问题。

二、共振破坏的基本模式及特点

文献〔2〕指出:“高速、重载、轻型齿轮的共振破坏是它所有破坏中最具有破坏性和隐蔽性的,而且常常从齿槽端部牵连辐板掉下一块。……通常这种破坏十分突然和迅速,特别是在高速旋转时。……”。我国某型发动机中央传动从动锥齿轮发生的多起破坏故障均为齿联辐板掉下一块。把这些断裂齿轮集中在一起经断口观察^{〔3〕},发现有如下特征:

1. 宏观特征

- (1) 五起从动锥齿轮断裂破坏事故中,都为齿联局部辐板掉一块(6—7个齿)。
- (2) 主断面形貌基本相同,都从小端面齿槽底中心倒角处开始,在一定距离内沿角的平分线往里发展(见图1)。
- (3) 裂纹沿径向比沿槽的长度方向发展得快。
- (4) 残骸主体的主断面有较长的分叉裂纹(见图2)。

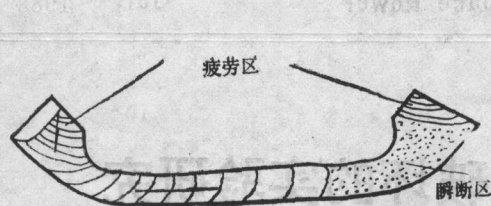


图 1 主断口形貌 (箭头为裂纹扩展走向)

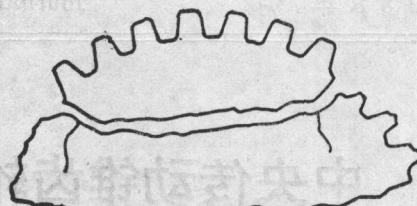


图 2 掉块及残骸主体裂纹分叉示意图

(5) 在残骸主体和掉块其它齿根的有些槽底也发现有疲劳小裂纹, 但裂纹沿槽长度方向发展要比沿径向方向发展要快。

2. 微观特征

(1) 光学显微镜及扫描电镜观察, 发现主裂纹均起源于齿轮小端槽底表面倒角处。

(2) 渗碳层内未发现疲劳条带, 在心部扩展区发现有条带, 条带与二次裂纹或条带和靛窝的混合。

三、齿轮的结构动力学特性

1. 齿轮的静态振动特性 运用经修改的SAP5结构动力分析程序^[3], 可以算得某型机故障齿轮的前十五阶固有频率和振型。

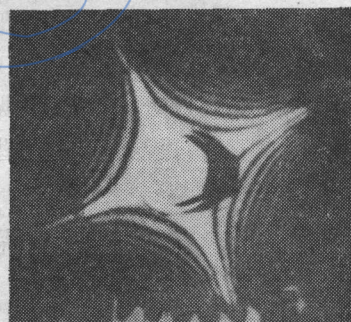
实验采用一般振动台激振方法、晶体片激振法、锤击模态试验法和激光全息摄影法测得了6种振型的静频结果, 两者的对比列于表1。激光测振型全息照片示于图3。

表 1 计算和试验结果的比较

模态序号	固有频率HZ(状态: 中心固定)	试验结果	以啮合频率计算落入的共振转速 n_2 (%)
1	2318.9		33.8
2	2318.9		33.8
3	2851.4	2825(2887)	41.6
4	2923.5	2978	42.6
5	3291.7		48.0
6	3543.8	3418(3412)	51.7
7	6100.2	5762	80.0
8	6100.2	6054(6061)	80.0
9	7280.2	7234(7167)	100.3
10	7280.2		100.3
11	10450		152.4
12	10457		152.6
13	11567	10904	168.7
14	13171		192.1
15	13731		200.3

注: 1. 计算中存在模态频率相同但节线位置相互对称的两个相似模态。实验中一般只能得到一个。

2. () 中为全息测振所得数据。



(a)



(b)

图 3 中心固定齿轮典型全息照片(a) $f = 2887$ Hz(二节径), (b) $f = 6061$ Hz(三节径)

图 4 表明了齿轮静态振动二节径振型振动应力分布试验结果。可以看出: 振动应力沿径向分布, 无论是径向应力(应变), 还是切向应力(应变)均为齿根槽中心处最大(见图 4(a)); 而沿周向的 32 个齿根槽底中心处的切向振动应力呈正弦规律分布(见图 4(b))。整个齿轮表面

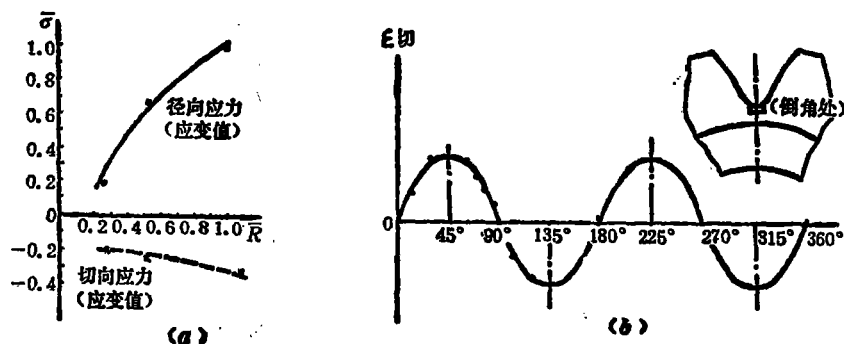


图 4 齿轮二节径振型振动应力分布规律

(a) 径向分布 ($\bar{\sigma}$ 为相对应力, $\bar{R}$ 为相对半径)

(b) 周向分布 (齿根槽底中心倒角处测点应变 (切向) 周向展开)

有 $2m$ 个 (m 为节径数) 最大振动应力点, 位于节径线角平分线所指向的齿根槽底中心处。

2. 齿轮的动态振动特性 齿轮在旋转时具有与静态振动时不同的振动特性。最主要的特点是具有行波振动特性和行波共振转速。前、后行波共振转速的预计公式为:

$$n_F = 60f_D / (KZ - m) \quad n_B = 60f_D / (KZ + m) \quad (1)$$

式中 Z 为齿轮齿数, f_D 为齿轮动频, K 为谐波阶次 ($K = \dots, \frac{1}{3}, \frac{1}{2}, 1, 2, \dots$)

其中整数倍的谐波激振能量一般大于分数倍的激振, 但在齿轮节锥顶点重合度差或啮合过程中齿面滑动冲击大的情况下, 也会使分数倍激振大于基频激振。

行波共振是齿轮产生共振破坏的主要因素。由于行波特性, 最大振动应力点相对齿轮而旋转, 因而每个齿根槽底均有相同概率接受最大振动应力水平, 从而导致齿圈一周中最薄弱的齿根槽底可以首先产生裂纹, 而且随着裂纹的扩展, 其他一些齿根槽底也几乎同时会出现微裂纹。这就是齿轮共振破坏的机理和基本特点。节径数越高, 每转一圈接受最大振动应力循环数 ($2m$ 次) 也越高。而且节径数越高, 行波共振的转速也越高, 质点的离心周向应力和变形位移也越大。所以, 高转速下的较高节径型行波共振对齿轮的威胁更大。

四、台架振动应力实测

克服了复杂附件传动系统应变片讯号传递和高频信号测量的困难, 取得了整机台架真实工作状态下齿轮动态应变测量的成功。见图 5 和图 6。整个试车台架振动应力实测结果 (见表 2) 表明:

1. 高转速长期工作转速 $n_1 = 97\%$ 左右 ($n_2 = 97.69\%$ 左右) 存在三节径前行波共振。共振峰值应力达 11.24 kgf/mm^2 (110.2 MPa)。每次加力点火都要历经这个峰值。

2. 临近慢车转速 $n_2 = 45.6\%$ 存在二节径前行波共振, 共振峰值应力达 14.7 kgf/mm^2

(144.2MPa)。但此时处于不停留的过渡转速区, 转速又较低, 离心力引起齿根槽底的周向应力较小, 因而不可能对裂纹的起源起主要作用。

台架实测三种不同齿轮(原型及二种修改型)的结果表明, 应用(1)式进行共振转速预估(将中心固定的节径型实测静频 f_s 作为 f_D 代入), 二节径行波共振的共振转速实测值与

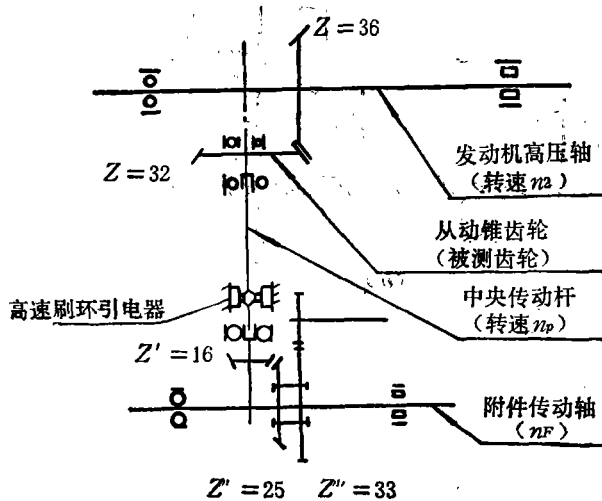


图5 齿轮传动链信号引电方案

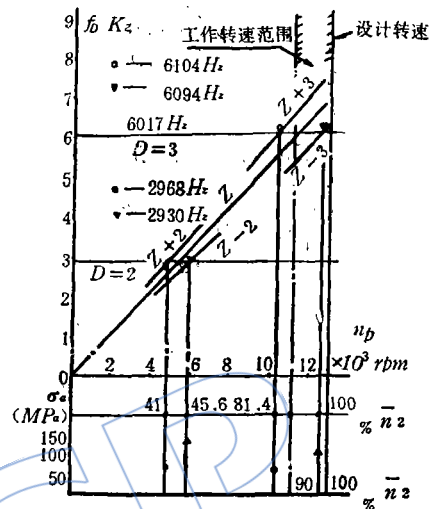


图6 台架实测共振转速——动频应力特性图

表2 台架实测齿轮振动及共振应力结果

高压转速 $\bar{n}_2$ (%)	共振频率(HZ)	共振应力(MPa)	振动类别	激振因素及振动识别
30	1865	10.69	微弱共振	$K \approx (Z-1)$; 近于前行波一节径振动
41	2618(2637)	46.77	拍振(次振)	$K \approx (Z-2)$; 近于前行波二节径振动
	2968(2988)	77.08	拍振(主振)	$K \approx (Z+2)$; 近于后行波二节径振动
43.3	2774	47.56	合成振动(次振)	$K \approx (Z-2)$; 近于前行波二节径振动
	6210	70.51	合成振动(主振)	$K = 2Z + 3$; 后行波三节径参数共振
45.6	2930	144.15	共振	$K = (Z-2)$; 前行波二节径共振
47	3029	90.22	共振	$K = (Z-2)$; 变态二节径前行波共振
*(56.6)	6184	102.96	谐波共振	$K = 1.5Z + 3$; 后行波三节径参数共振
81.4	5816	66.68	拍振(次振)	$K \approx (Z+2)$; 近于后行波二节径频率响应
	6184	66.68	拍振(主振)	$K \approx (Z+3)$; 近于后行波三节径振动
**96.1	6094(6086)	110.22	共振	$K = (Z-3)$; 近于前行波三节径共振
97.1 ^{加力}	6094(6086)	107.77	过渡态共振	$K = (Z-3)$; 近于前行波三节径共振
98.2 ^{加力}	6094(6086)	91.59	过渡态共振	$K = (Z-3)$; 近于前行波三节径共振
98.3 ^{加力}	6094(6086)	89.43	过渡态共振	$K = (Z-3)$; 近于前行波三节径共振
备注	* (56.6) 一项仅在1号台第四次开车中出现; ** 96.1数据, 转速分析不准, 根据动频推算应为97.96%; () 中频率数据为磁带记录速度分析			

估算值相差不到 1%，而三节径行波共振的共振转速实测值与估算值相差不到 2%，已足够满足工程要求。

五、故障分析和排故措施

设计复查表明：齿轮的静强度储备为 $S_F = 2.586$ 。齿牙冲击疲劳试验表明：在冲击扭矩大于工作扭矩 3.3 倍的情况下经 292 次冲击齿牙完好无损，而传动轴却多次折断。光弹试验表明^[4]：啮合过程中齿根最大应力点位置至少偏离裂纹源 30° 。断口形貌及金相分析均证实与振动疲劳破坏特征一致。台架实测表明：高转速长期工作区存在三节径前行波危险共振。因此，可以得出结论：齿轮设计不妥，需要更换修改设计的新型齿轮。

一旦共振破坏的原因被找到，则不难得到解决问题的措施和途径。通常的办法有两种：

1. 增加阻尼使齿轮振动应力降低到安全应力水平，国外资料介绍：应使 $\sigma_a < 50 \text{ MPa}$ 。实施时可采用阻尼环、阻尼垫、阻尼涂层和粘贴复合材料等。

2. 修改或重新设计齿轮，使小节径数行波共振远离长期工作转速范围。

已经采用了新的齿轮来代替原故障齿轮。试验证明：新的齿轮已将三节径前、后行波共振调到了工作转速以外，并且使二节径前行波共振应力只有 $4.77 \text{ kgf/mm}^2 (46.8 \text{ MPa})$ ，处于安全振动应力范围。更换新齿轮后，已恢复了飞行，收到了重大的效益。

六、共振转速避开区间的估算

由于齿轮静态固有频率和共振转速有着密切的对应关系，因此可以用控制齿轮的静态固有频率来达到避开共振的目的。避开齿轮共振的安全率可以定义为：

$$\Delta S = \frac{n - n_c}{n} \times 100\% \quad (2)$$

式中 n_c —— 齿轮的共振转速；

n —— 避开齿轮共振的上限转速或下限转速。

一般说来， ΔS 可取为 $\pm 5\%$ ； $\pm 3.5\%$ ；或 $\pm 2.5\%$ 。

实测表明：生产中的齿轮固有频率散度符合正态分布规律。因此共振转速也符合正态分布。如取置信度为 95%，可靠度为 99.9% 则共振转速避开区间为：

$$\Delta n \begin{cases} n_{\text{上限}} = n_m + RSn \\ n_{\text{下限}} = n_m - RSn \end{cases} \quad (3)$$

式中 n_m —— 抽样测频推算出的共振转速的算术平均值；

R —— “单侧容限系数”，由 $r = 95\%$ 和 $R = 99.9\%$ 和样本数 N 查表得出；

Sn —— 抽样测频推算出的共振转速的子样标准差值。

由此可得齿轮共振转速的安全避开区间为：

$$\Delta n' \begin{cases} n'_{\text{上限}} = n_{\text{上限}} + \Delta S \\ n'_{\text{下限}} = n_{\text{下限}} - \Delta S \end{cases} \quad (4)$$

七、动强度设计应遵循的几个基本准则

对于高速、重载、轻型齿轮在设计时就应充分注意到它在工作中可能出现的共振破坏问题。应该注意到:

1. 在高转速长期工作转速范围, 避开小节径数和一阶啮合频率的共振。
2. 允许小节径数振型出现在通过转速, 但不允许存在危险振动应力。
3. 应当在设计阶段对齿轮进行动态特性和应力响应分析。计算应检验齿轮设计是否充分满足上述 1、2 项的要求, 并且应当在计算机上实现最优化设计, 使得齿根槽与轮缘转接处的齿牙弯曲应力, 离心周向应力和共振应力等所构成的复合应力为最小, 使得离心力造成的齿圈变形位移为最小。
4. 应当在设计阶段进行模型齿轮的设计验证试验。试验应证明设计齿轮能充分满足上述 1、2、3 项设计分析要求。

参 考 文 献

- 〔1〕 Albrecht, C., "Transmission Design Using Finite Method Analysis Techniques," Nov. 1985.
- 〔2〕 Drago, R.J., Byown, F.W., "The Analytical and Experimental Evaluation of Resonant Response in High-Speed, Light Weight, Highly Loaded Gearing," August 1980.
- 〔3〕 东北工学院, 黎明发动机制造公司, "齿轮断裂故障分析的静力, 动力有限元计算报告", 1986 年 7 月。
- 〔4〕 董本涵, "某型发动机中央传动从动锥齿轮离心力场中的光弹性应力分析" 沈阳航空发动机研究所, 档案号 1506—28 1986 年 8 月。

(责任编辑 李其汉)

SPECIAL COLUMN***DYNAMIC STRENGTH OF BEVEL GEAR*****BEVEL GEAR RESONANCE FAILURES IN
CENTRAL GEARING SYSTEM OF AN AEROENGINE**

Xu Ejun, Liang Shichang, Chang Chunjiang, Shen Bingyan
(*Shenyang Aeroengine Research Institute*)

Abstract

The resonance failures of the bevel gear in the central gearing system of an specific aeroengine have been investigated experimentally. The features of the resonance failures, the failure modes and structural dynamic characteristics are summarized, and the reasons for resonance are clarified. Some preventive measures against the failures are suggested and criteria for the dynamic strength design of this type of gear are specified.

ANALYSIS OF LATERAL VIBRATION OF A BEVEL GEAR

Yan Litang and Li Qihan
(*Beijing Institute of Aeronautics and Astronautics*)

Abstract

This paper deals with the lateral vibration characteristics of the diskshaped bevel gear including the lateral vibration modes and stress distribution, vibration exciting force at normal meshing and the conditions under which the lateral resonance occurs. The investigation shows that as vibration modes of this kind of gear are nodal diameters, the tangential tensile stress at the slot bottom of teeth will be maximum, especially at the small end of the bevel gear. Therefore, it is easy to initiate fatigue cracks there. A new theory about the conditions of lateral resonance for the disk-shaped bevel gear is presented and the experimental data are in excellent agreement with the theoretical analysis.