

中央传动锥齿轮光弹性应力分析

沈阳航空发动机研究所 董本涵 高鹏飞

摘 要

本文用三维光弹性法分析锥齿轮在扭矩和离心载荷下的应力分布。光弹性试验结果表明锥齿轮在两种载荷分别作用下,齿根应力分布是不同的。根据光弹性试验和综合振动试验结果得出如下结论:1.锥齿轮齿槽裂纹并非由起动扭矩引起。2.锥齿轮在高转速下,在槽底的离心应力和振动应力的组合应力是引起齿轮破坏的主要原因。

一、前 言

某型发动机的中央传动锥齿轮故障件的断口分析发现:裂纹起始位置在齿槽底部小端倒角处(图1),断口属大应力疲劳破坏。中央传动锥齿轮在低转速时起主动齿轮作用,起动扭矩较大,高转速时为从动轮,所受扭矩较小,但存在较高的离心应力。又



图1 裂纹位置图

由于啮合时接触力周期性的作用于齿轮上,将引起锥齿轮的振动。这三种载荷在齿轮不同的工作转速下对齿轮裂纹的影响不同,究竟哪一因素是齿轮失效的主要成份,需要进行齿轮在工作条件下精确的静、动态应力分析,才能得到确切的结论。

锥齿轮是三维受力体,受扭矩后的应力是复杂的三维应力分布,齿槽处的应力分布与其结构形式、齿面接触力的分布有关,而且在齿的啮合过程中,接触点的位置连续变化。并且当重叠系数 ϵ_a 远大于1时,啮合过程中的大部分时间是双齿接触,在啮合过程中每个齿上接触力的分配是变化的、静不定的。锥齿轮应力计算的传统方法是将受力齿简化为楔或梁;有限元计算方法则将齿轮抽象成离散的单元进行整体受力分析。前者模型过于简化;后者计算模型的载荷及边界条件亦难于和实际相符,而需进行假设。为了克服上述计算方法的不足,可用物理模型模拟齿轮的工作条件进行试验。由于物理模型保证了载荷及几何相似(包括接触条件相似),所以模型应力分布能精确反映原型应力分布。光弹性试验就是这种物理模型试验的常用的方法,尤其对于三维应力分析,它比其它计算和试验方法具有更大的优点。

本文介绍了用光弹性方法对锥齿轮进行受扭矩、离心力后的三维应力分析结果。为了研究受力齿在整个啮合过程中的应力变化规律,以寻求齿根最大应力的峰值,还进行了直齿轮啮合过程应力连续记录分析的光弹性试验。

二、在啮合条件下的光弹性应力分析

光弹性模型完全模拟了原型齿轮的啮合条件,模型啮合装配图见图2,要分析的齿轮是1号齿轮,支承及加载条件也完全模拟原型。用应力“冻结”法将模型受扭矩后的应力、应变信息固定于模型内,再根据分析的需要选择不同截面切片,用偏光显微镜对主、副切片观

测等色线、等倾线, 计算得到模型应力。图 3 表示模型切片及观测方向。图 4a 表示齿根各截面应力分布。图 4b 表示腹板应力分布。啮合齿根部最大应力位置及其数值见图 5 和表 1。

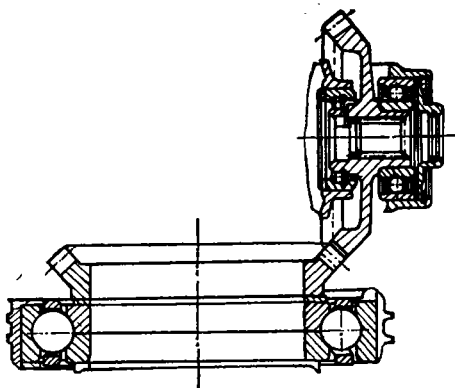


图 2 齿轮啮合装配图

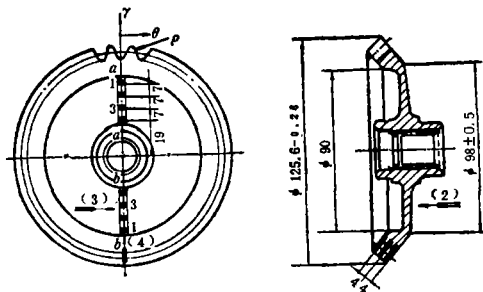


图 3 模型切片及观测方向

表 1 模型齿轮啮合齿根部圆角最大应力点位置及应力值 (冻结温度 F)

齿轮型号 及 截 面		啮合 间隙	接 触 点 位 置 (a/h)	最大应力点 位置 (a°)		最大应力值(MPa)	
				拉边	压边	拉 边	压 边
049	I	0.27 (mm)	0.569	46	48	0.127	-0.294
	II		0.585	50	49	0.166	-0.248
	III		0.600	46		0.097	
049	I	干 涉 0 间隙	0.58	58	65	0.098	-0.22
	II		0.58	60	68	0.16	-0.219
	III		0.63	60	65	0.188	-0.225
125	I	0.36 (mm)	0.66	56	65	0.186	-0.032
	II		0.69	70	80	0.167	-0.048
	III		0.67	63		0.09	

原型应力可根据相似定律由下式得到

$$\sigma_p = \sigma_m (M_p/M_m)(L_p/L_m)^3$$

式中 σ_p 、 σ_m 为原型、模型应力, M_p 、 M_m 分别为原型、模型扭矩, L_p 、 L_m 分别为原型、模型线尺寸。本试验中 $L_p/L_m = 1$, $M_m = 25.9 \text{ N} \cdot \text{cm}$, 由台架试车测量得到的传动轴的最大起动扭矩为 $M_p = 400 \text{ N} \cdot \text{m}$, 由模型应力转换成相应于此扭矩的原型应力为: $\sigma_p = 1518 \sigma_m$ 。可由表 1 中模型的应力数据按上述换算公式得到相应的原型应力。

三、齿轮啮合过程的光弹性模拟试验

啮合过程中齿根应力随啮合点位置的移动而变化, 当重叠系数 ε_a 大于 1 时, 就在啮合过程中出现单、双齿接触, 每个齿上的接触力的分配是静不定的, 其分配关系也随啮合点位置而变化。本试验作了一对直齿轮, 其重叠系数(1.73)与锥齿轮的重叠系数(1.735)接近。试验

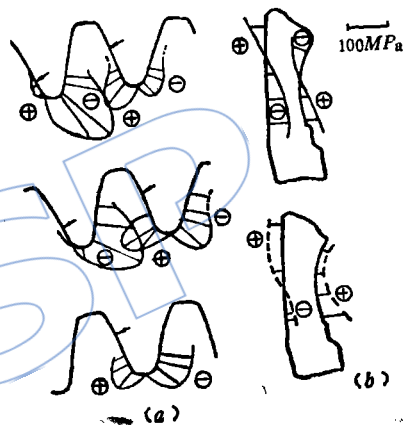


图 4 齿根各截面 (a) 和齿轮腹板 (b) 的应力分布

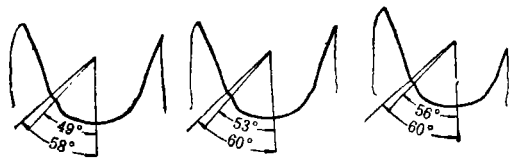


图 5 齿根最大应力点位置示意图

装置如图 6。通过传动杆的转动, 模拟齿轮的啮合过程, 可用连续记录等色线得到槽底表面应力分布与啮合点位置变化的关系。图 7 为啮合点位置与应力及相对应力系数 C 的关系曲线 (其中 a 为啮合点至槽底距离, h 为齿高)。图 8 为最大应力点位置与啮合点关系。本试验结果也可近似地应用于锥齿轮啮合过程中的应力变化规律。

由图 7、图 8 的结果, 可以推论锥齿轮在受扭矩时, 齿根最大应力的变化规律(图 9),

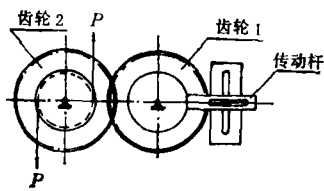


图 6 直齿轮啮合加载装置简图

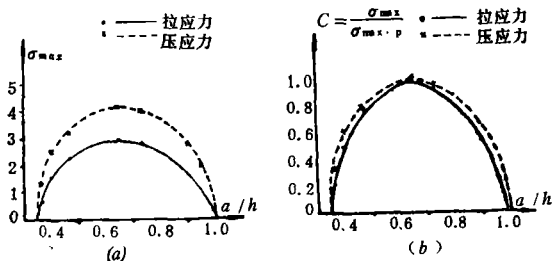
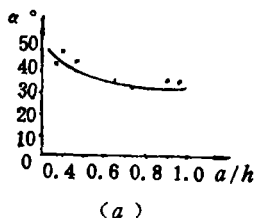
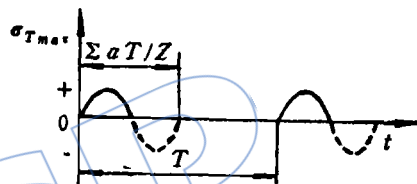


图 7 啮合点位置与最大应力(a)及相对应力系数(b)的关系曲线



(b)

图 8 最大应力点位置与啮合点位置的关系(a)及角 α 的示意图图 9 齿轮运转过程中齿根最大应力的变化
(T -周期, ϵ_a -重叠系数, Z -齿数)

说明齿轮在扭矩作用下齿根最大应力周期性变化, 其循环次数为工作转速与工作时间的乘积。

四、锥齿轮在离心力场下的应力分析

齿轮在高转速时, 在齿槽底将产生周向应力集中现象。光弹性模型模拟原型旋转状态下的应力分布, 分析出槽底周向应力分布, 沿齿厚分析三个截面。图 10 示出 I ~ III 截面的应力分布, 由应力分布可知小端槽底应力集中严重, 应力值也大。表 2 为模型应力值。

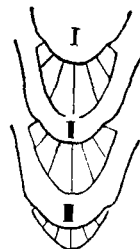


图 10 槽底离心应力分布

表 2 模型应力

单位: Pa

切片号	测点号	1	2	3	4	5	6	7
I		17900	31820	71520	86540	76380	35080	17900
II		23130	32000	49670	86540	71520	42310	23130
III		11150	15470	20150	35350	22620	15060	8930

原型应力换算公式

$$\sigma_p = \sigma_m (\rho_p / \rho_m) (N_p / N_m)^2 (L_p / L_m)^2$$

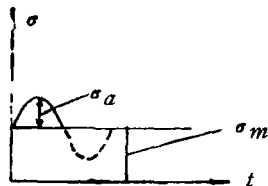


图 11 齿轮高速旋转时槽底复合应力状态

其中 ρ_p 、 ρ_m 为原型、模型材料的密度, N_p 、 N_m 为原型、模型的转速。模型试验转速 $N_m = 730\text{r/min}$ 。齿轮工作转速 $N_p = 12591\text{r/min}$, 此时小端槽底的最大应力值为 174.62MPa , 其位置在槽底部, 应力方向切于槽底, 与节径型振动应力方向一致。槽底因离心力引起的周向应力与振动应力组成复合应力, 见图11, 离心应力是平均应力 σ_m , 振动应力为交变应力 σ_a 。

五、讨 论

1. 根据齿轮承受扭矩时的光弹性试验结果可知, 锥齿轮齿底部应力分布表明最大应力在齿根, 其位置离裂纹位置(槽底) $43^\circ \sim 46^\circ$, 如果扭矩引起的弯曲应力使齿轮破坏, 只能在齿根, 与实际故障位置无连系。

2. 由试验得到的齿根弯曲应力在齿轮啮合过程中的变化如图9的规律, 这种周期性变化的应力是一种不规则的循环应力, 试验结果得到的原型最大应力值远低于原型材料的疲劳极限(原型材料为12Cr2Ni4A, 其疲劳极限 $\sigma_{-1} = 530\text{MPa}$ 。由试验结果, 故障齿轮在起动力矩下的最大弯曲应力为 200MPa 左右, 而其相应的应力幅仅为 100MPa , 远小于材料的 σ_{-1})。此结果说明了扭矩引起的弯曲应力不会导致齿轮槽底产生裂纹。

3. 由模拟齿轮啮合过程的光弹试验得到的相对应力系数^[1], 可以近似得到锥齿轮在啮合过程中的峰值应力 σ_{Tmaxp} , $\sigma_{Tmaxp} = \sigma_{Tmax} / C$ (σ_{Tmax} 为齿根最大弯曲应力, σ_{Tmaxp} 为齿根最大弯曲应力在啮合过程中的峰值)。

4. 由模拟离心力进行的模型试验说明齿轮在离心力下槽底产生较大周向应力集中, 其应力方向切于槽底, 与节径型振动应力方向一致, 它们将组合为图11所示的复合应力。由试验得到的槽底最大应力为 174.62MPa 。由于断口认为裂纹系大应力疲劳所致, 结合振动测量、计算及光弹性试验结果, 可以认为裂纹主要在高转速时引起节径型共振, 裂纹是在较大离心应力与振动应力组合作用下产生的。

参 考 文 献

- [1] 董本涵, “平面直齿轮啮合过程齿根部应力变化规律的光弹性研究”, 第五届全国实验力学会议论文集 DB25-2, 1987。

(责任编辑 李其汉)

PHOTOELASTIC STRESS ANALYSIS OF A BEVEL GEAR

Dong Benhan and Gao Pengfei

(Shenyang Aeroengine Research Institute)

Abstract

The three-dimensional photoelasticity method is used to analyze the stress distribution in the bevel gear under torsional moment and centrifugal load. The results show that the stress distributions in roots of the bevel gear are different under respective loads. According the results and the comprehensive vibration test data, it can be concluded as follows: 1. The cracks at the nothes of the bevel gear teeth are not caused by starting torque. 2. At high gearing speed the combined stresses of centrifugal load and resonance vibration at the notches are the main cause for the catastrophic failure of the bevel gear.

SIMULATING CALCULATIONS FOR STRESS RESPONSES OF TRAVELLING WAVE RESONANCE IN BEVEL GEAR

Han Erzong, Gou Xinhui, Yan Shiyong, Zhang Rihui

(Northeastern University of Technology)

Abstract

The formulae of travelling wave resonance in a bevel gear are derived by a simplified method. Emphasis is put on the difference of physical meanings between travelling wave resonance and forced vibration resonance. The function simulating the exciting force in bevel gear is formulated by analogy of meshing force of two straight tooth gears. And then, the stress responses of travelling wave resonances of two and three nodal diameters in the bevel gear may be calculated by FEM. It is proved that the stress response curves plotted by computer is just the curves of travelling wave resonance of two nodal diameters mode wave motion. The calculated results coincide with the experimental data. The method provided gives more convenience to obtain stress data only by calculation rather than by complicated experimental method.