

弹性支承下弧齿锥齿轮齿面接触特性的理论与实验研究

王三民 董海军 李继庆
(西北工业大学机械系, 西安, 710072)

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL STUDY ON CONTACT CHARACTERISTICS OF SPIRAL BEVEL GEARS FOR AEROENGINES WITH ELASTIC SUPPORTS

Wang Sanmin, Dong Haijun, Li Jiqing
(Department of Mechanical Engineering, Northwestern
Polytechnical University, Xi'an, 710072)

摘要 航空发动机采用弹性支承后, 转子弹性变形会造成主传动弧齿锥齿轮相对位置的变化, 从而影响齿面接触性能。针对某型涡喷发动机转子系统, 分析求解了弹性支承下齿轮安装处的变形, 并将其等效地转化为齿轮副间的安装距偏差, 在此基础上, 完成了弧齿锥齿轮齿面接触特性分析。在转子系统模拟试验台上, 对发动机主传动锥齿轮接触性能进行了实验研究。分析与实验结果同时表明支承刚度对齿面接触区和传动误差皆有很大影响。

关键词 弹性支承 弧齿锥齿轮 接触分析 接触实验

中图分类号 TH132.421

Abstract In order to increase the working reliability of main transmission spiral bevel gears for aeroengines with elastic supports, a theoretical and experimental study was made on the contact characteristics of the gears. The elastic deformations of gear shafts caused by mass-imbalance of rotor and gears meshing forces were acquired by analyzing the rotor vibration. The contact characteristic of spiral bevel gears was theoretically calculated using a tooth contact analysis (TCA) technique. A contrast experiment for the spiral bevel gears was carried out on a rotor test facility with elastic supports. The theoretical and experimental results show that there exist great effects of support stiffness on the contact pattern and the transmission error of spiral bevel gears.

Key words elastic support, spiral bevel gears, tooth contact analysis, tooth contact experiments

为了降低航空发动机的振动水平, 新型发动机转子采用了弹性支承^[1]。弹性支承条件下的转子, 在其工作过程中, 将产生较大的弹性变形, 使主传动弧齿锥齿轮相对位置发生变化, 从而可能导致齿面边缘接触。为了提高弧齿锥齿轮传动的工作稳定性和可靠性, 迫切需要全面掌握弹性支承条件下, 转子主传动弧齿锥齿轮的齿面实际接触状态。

弧齿锥齿轮齿面接触分析技术近几年发展很快^[2~4], 相继完成了对轻载或重载下齿面接触印痕和传动误差的分析计算。然而对弹性支承转子系统中的齿面接触特性研究工作开

展甚少。本文采用理论分析和实验测试相结合的方法, 针对某涡喷发动机, 较全面地研究了弹性支承下弧齿锥齿轮齿面接触状态, 所得结论在新型发动机预研中可供参考。

1 转子变形分析

在不平衡力、陀螺力、齿轮啮合力等因素作用下, 转子各处将发生弹性变形。特别是具有弹性支承的转子, 工作中将产生较大的不平衡响应。采用集中质量模型, 对弹性支承下的转子系统, 进行弯扭耦合稳态响应分析计算, 以期获得各节点的变形。图 1 为某涡喷发动机转子集中质量模型。其中 I 线为发动机转子主轴; II 线为线畸形结构; III 线为从动齿轮轴。该转子系统共分为 76 个节点, 其中 3 号节点为转子前支承, 56 号节点为后支承, 58 号节点为主动齿轮安装点, 75 号节点为从动齿轮安装点。采用传递矩阵法求该 3 线转子系统的稳态响应^[5], 可得两齿轮安装节点的各项变形, 其值列于表 1。

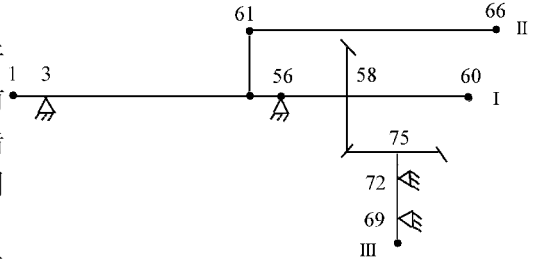


图 1 发动机转子集中质量模型

1. 该表数值是在后支承为弹性支承(刚度 $K = 0.15 \times 10^8 \text{N/m}$)加挤压油膜阻尼器, 前支承为刚性支承(刚度 $K = 1.57 \times 10^8 \text{N/m}$), 传递功率 150kW 的情况求得的。

表 1 齿轮安装点的变形值

| 转速/ $r \cdot \text{min}^{-1}$ | 节点号 | U/rad | f_x/mm | f_y/mm | f_z/mm | H/rad | H_y/rad |
|-------------------------------|-----|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|
| 27408 | 58 | 0.922×10^{-3} | 0.1736 | 0.291×10^{-1} | 0.207×10^{-1} | 0.263×10^{-3} | 0.121×10^{-2} |
| | 75 | 0.269×10^{-2} | 0.385×10^{-1} | 0.299×10^{-1} | 0.776×10^{-1} | 0.112×10^{-2} | 0.121×10^{-2} |
| 97392 | 58 | 0.386×10^{-2} | 0.189×10^{-1} | 0.111×10^{-1} | 0.175×10^{-2} | 0.223×10^{-4} | 0.441×10^{-4} |
| | 75 | 0.597 | 0.116×10^{-1} | 0.903×10^{-2} | 0.247×10^{-1} | 0.351×10^{-3} | 0.351×10^{-3} |

表 1 分别给出了一阶临界转速和工作转速下主从动轮安装点(58, 75)处的扭转变形 U 挠度 f_x, f_y , 偏转角 H, H_y , 轴向变形 f_z 的值。其值是针对小、大两齿轮局部坐标 \sum_1, \sum_2 给出的, 其原点在啮合节圆圆心, x 轴由原点指向啮合点, z 轴沿轴线指向大端, y 轴向右手坐标系规则确定。

2 齿面接触分析

依据大、小齿轮的切齿过程, 建立两齿轮齿面加工坐标系 $\sum_1 = \{O_i, i_i, j_i, k_i\}$ 和 $\sum_r = \{O_r, i_r, j_r, k_r\}$, 其中原点 O_i, O_r 在摇台轴线上, 坐标平面 $i_i O_i k_i$ 和 $i_r O_r k_r$ 垂直于摇台的轴线, i_i 和 i_r 位于摇台的水平轴截面内, k_i 和 k_r 沿摇台轴线指向工件 k_i 和背离工件 k_r 。在 \sum_1 和 \sum_r 中, 分别以摇台瞬时刀位极角 q_i, q_r 和产形面任一轴截面角位置 H, H 为齿面参变量, 由加工啮合可求得大、小轮齿面点径矢为 $R_i = R_i(q_i, H)$ 和 $R_r = R_r(q_r, H)$, 然后根据两轮理论安装距将小轮坐标系 \sum_r 置入大轮坐标系 \sum_1 中, 再由啮合定理可建立齿面接触条件。求解两齿轮瞬时接触点的最终方程可简记为

$$\left. \begin{aligned} H(H, q_r, H) &= H_0 \\ J(H, q_r, H) &= J_0 \\ V(H, q_r, H) &= V_0 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中: H_0, J_0, V_0 分别表示为保证两轮齿面计算基点在工作状态下能够接触, 小轮相对大轮沿小轮轴向、沿大轮轴向及沿两轴线垂直方向的安装距调整量。

大小轮支承系统发生弹性变形, 将导致两轮间的相对位置发生变化, 从而使齿面接触点发生移动。支承变形可等效地转化为两轮安装距的改变量, 将局部坐标系 \sum_1 和 \sum_2 置入整体坐标系 $\sum = \{O, H, J, V\}$ 中, 如图 2 所示。支承变形可等效为

$$\left. \begin{aligned} \$H &= f_{z1} - f_{x2}\sin R - f_{z2}\cos R \\ \$J &= -f_{x1}\sin R - f_{z2} - f_{z1}\cos R \\ \$V &= -f_{y1} - f_{y2} - r_1U - r_2U - L_1H_1 + L_2H_2 \\ \$G &= H_1 + H_2 \end{aligned} \right\} (2)$$

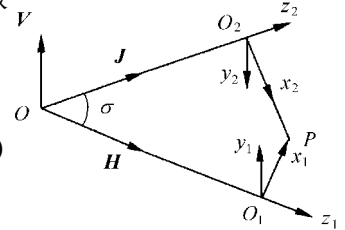


图 2 坐标系关系

式中: $\$H, \$J, \$V, \G 表示支承变形等价于安装距 H, J, V 及两轮轴线夹角 R 的变化量; L_1, L_2 为小轮和大轮啮合节圆圆心到节锥顶点的轴向距离; $f_{x1}, f_{y1}, f_{z1}, U, H_1, H_2$ 为小轮支承节点变形量; $f_{x2}, f_{y2}, f_{z2}, U, H_2$ 为大轮支承节点变形量。

在式(1)中, 将 H_0, J_0, V_0 用 $H_0 + \$H, J_0 + \$J, V_0 + \$V$ 取代, 并在将两轮齿面径矢写入同一坐标系的过程中, 注意两轮轴线夹角变为 $R + \$G$, 这样便形成了弹性支承下弧齿锥齿轮齿面接触点的分析方法。然后由齿面接触变形 D 求得瞬时接触椭圆大小, 由从动轮实际转角与其理论转角之差求得传动误差。接触区域和传动误差曲线反映了弧齿锥齿轮接触特性。

3 实验测试原理

依据动力学等效原理, 对某型发动机弹性支承主动弧齿锥齿轮接触性能进行模拟实验。将原三线转子等效为单圆盘双支承单线转子, 支承采用鼠笼环改变刚度, 主动锥齿轮装于转子输出端。实验原理如图 3 所示。

调速直流电动机用弹性轴套与转子输入端相接, 通过直流发电机对齿轮进行加载。实验齿轮几何参数为模数 $m = 4\text{mm}$, 压力角 $A = 20^\circ$, 中点螺旋角 $B = 35^\circ$, 齿数 $Z_1 = 18, Z_2 = 28$, 齿高变位系数 $x_1 = -x_2 = 0.2275$, 精度 7 级, 材料 18CrMnTi , 齿面硬度 HRC62。齿面接触区域是通过在小轮齿面涂抹着色剂, 运行后在大轮齿面用透明胶带进行贴切来记录的。传动误差是通过安装于齿轮箱输入轴和输出轴上的磁盘感应信号进行分频比相后获得的, 由 X-Y 记录仪绘出误差曲线。

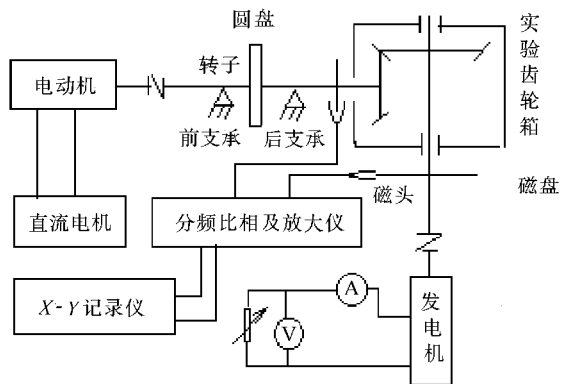


图 3 接触性能实验原理

4 结果分析

用本文方法,对某涡喷发动机主传动弧齿锥齿轮的接触特性进行了数值计算,结果列于图4。其中:(a)为刚性支承下的轻载接触特性;(b)为刚性支承下的重载接触特性;(c)为弹性支承下的轻载接触特性;(d)为弹性支承下的重载接触特性。图5为对应上述4种状态的实验结果。

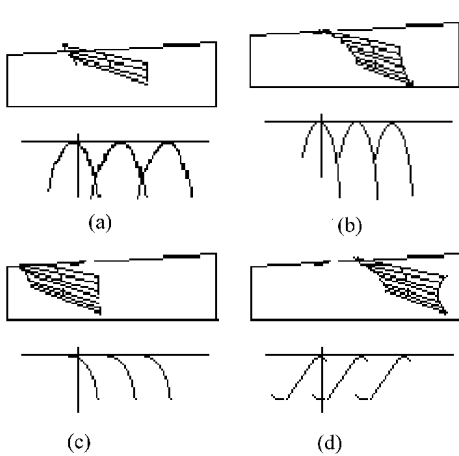


图4 齿面接触特性的计算结果

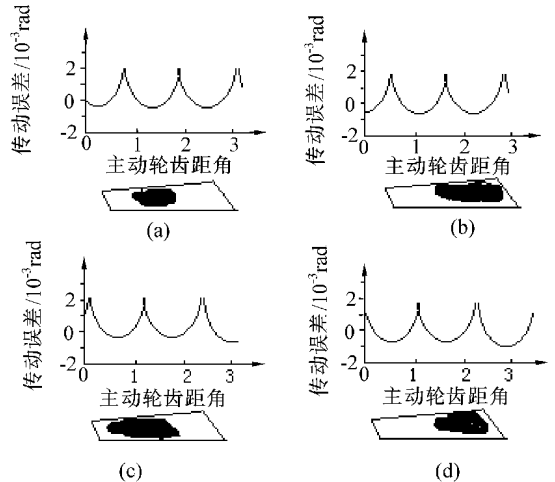


图5 齿面接触特性的实验结果

由图4(a)可知,该对航空齿轮在对滚机状态下具有较理想的接触特性,因此其切齿参数比较合理。图5(a)是实验前安装调整得到的初始接触区、传动误差,与图4(a)差别不大。在刚性支承状态下,随着载荷的增加,齿面接触区将变大并向大端移动,传动误差变大。

5 结论

(1) 支承刚度对航空发动机主传动弧齿锥齿轮的接触区和传动误差和传递的载荷有显著影响,在弹性支承设计中,不仅应考虑转子系统动特性,还应考虑主传动锥齿轮接触性能。

(2) 弹性支承下,计算与实验都表明,轻载时接触区向小端偏齿顶方向移动,随着载荷增加,传动误差变大,接触区向大端和齿顶移动,可能发生边缘接触,造成接触失稳。

(3) 合理设计转子支承刚度,可保证弧齿锥齿轮传动在工作中具有最佳接触性能。

参 考 文 献

- 1 周明,李其汉. 弹性支承和PSFD在中推预研核心机上的应用. 燃气涡轮试验与研究, 1994, 13(1): 21~25
- 2 久保爱三,樽谷一郎. 运动性能解析法. 日本机械工程学报, 1996, 62(7): 2833~2850
- 3 Zhongkai E, Chen L. Analysis of dynamic characteristic and resonant response for high speed spiral bevel gears. Proc of Sino-American Int Technology Transfer Symposium. Shenyang: Northeastern University Press, 1993. 26~30
- 4 郑昌启. 弧齿锥齿轮和准双曲面齿轮的齿面接触分析计算原理. 机械工程学报, 1981, 17(2): 1~12
- 5 任平珍,杨海燕. 具有SFD及锥齿轮啮合力的多转子系统稳态不平衡响应研究. 航空动力学报, 1997, 12(1): 39~45