

高速大重合度直齿圆柱齿轮的齿廓最佳修形研究

王三民 纪名刚

(西北工业大学 209 教研室, 西安, 710072)

STUDY ON THE BEST PROFILE MODIFICATION OF HIGH- SPEED SPUR GEARS WITH HIGH- CONTACT- RATIO

Wang Sanmin, Ji Minggang

(Faculty 209 of Northwestern Polytechnical University, Xi an, 710072)

摘要 在对高速大重合度圆柱齿轮传动的动力性能进行计算机模拟的基础上, 研究了齿廓修形对啮合轮齿间动载荷的影响, 提出了确定齿廓最佳修形量的方法。

关键词 齿轮 修正 工作负荷 效应

中图分类号 V232.8, TH132.417

Abstract Based on the computer simulation for the dynamic behavior of high - speed spur gear transmissions with high - contact - ratios, the effect of tooth profile modification on the dynamic load between the mating gear teeth is investigated. A method for optimal profile modification to minimize the dynamic load is presented.

Key words gears correction workloads effects

为了提高直齿圆柱齿轮传动的承载能力和改善其动态性能, 目前越来越多地采用重合度大于 2 的大重合度直齿圆柱齿轮传动。与常规的小重合度齿轮传动相比, 大重合度齿轮传动的同时啮合轮齿对数多, 故承载能力大, 但工作时对轮齿误差和变形很敏感。为了改善高速大重合度直齿圆柱齿轮传动的动力特性以及防止胶合失效, 必须对其轮齿进行修形。目前, 有关大重合度直齿圆柱齿轮的齿廓修形研究已得到广泛重视^[1-3]。对齿廓修形量通过多次试算和实验来确定的, 因此周期长, 成本高, 而且难于获得最佳修形量。本文在模拟分析高速大重合度直齿圆柱齿轮传动系统的动态性能的基础上, 建立了确定齿廓最佳修形量的方法, 运用大量数值计算, 获得了确定最佳修形量的回归公式。

1 动态性能模拟分析

图 1 所示为直齿圆柱齿轮传动系统的动力学模型, 由 Lagrange 定理得其动力学方程

$$\left. \begin{aligned}
 J_M \ddot{\theta}_M + C_{S1}(\dot{\theta}_M - \dot{\theta}_1) + K_{S1}(\theta_M - \theta_1) &= T_M \\
 J_1 \ddot{\theta}_1 + C_{S1}(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_M) + K_{S1}(\theta_1 - \theta_M) + C_g(r_{b1} \dot{\theta}_1 - r_{b2} \dot{\theta}_2) r_{b1} + K_g(r_{b1} \theta_1 - r_{b2} \theta_2) r_{b1} &= 0 \\
 J_2 \ddot{\theta}_2 + C_{S2}(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_L) + K_{S2}(\theta_2 - \theta_L) + C_g(r_{b2} \dot{\theta}_2 - r_{b1} \dot{\theta}_1) r_{b2} + K_g(r_{b2} \theta_2 - r_{b1} \theta_1) r_{b2} &= 0 \\
 J_L \ddot{\theta}_L + C_{S2}(\dot{\theta}_L - \dot{\theta}_2) + K_{S2}(\theta_L - \theta_2) &= -T_L
 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

1994 年 8 月 8 日收到, 1994 年 11 月 17 日收到修改稿

式中 J_M 、 J_1 、 J_2 、 J_L 分别为原动机、齿轮 1、齿轮 2、负载机的转动惯量； C_{S1} 、 C_g 、 C_{S2} 分别为轴 1，齿轮副，轴 2 的阻尼系数； K_{S1} ， K_g ， K_{S2} 为其刚度系数； T_M ， T_L 为原动机与负载机所受扭矩； θ_M ， θ_1 ， θ_2 ， θ_L 为原动机，齿轮 1，齿轮 2，负载机角位移。

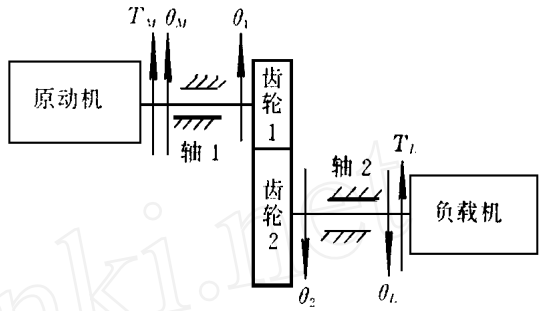


图 1 动力学模型

齿轮传动的啮合刚度 K_g 是主动轮角位移 θ_1 的周期函数。通过分析，当齿轮处于 3 对齿啮合时，其啮合刚度为

$$K_g = W_1/e_1 + W_2/e_2 + W_3/e_3 \tag{2}$$

式中： e_1 、 e_2 、 e_3 分别为 3 对啮合齿的传动误差；其值取决于轮齿的基节误差、弹性变形及齿廓修形； W_1 、 W_2 、 W_3 为啮合齿对所分担的载荷。当齿轮处于二对轮齿啮合时，其啮合刚度可仿常规齿轮传动的方法^[4,5]，加以确定。

采用数值方法求解方程组 (1)，并用计算机模拟齿轮传动的动态性能，获得齿廓修形量对动载荷的影响规律。通过计算发现，齿廓修形对动载荷有很大影响，修形不足或修形过量都会导致动载荷变大，而且大重合度齿轮的修形量要比常规的修形量小。故在确定大重合度直齿圆柱齿轮的修形量时必须慎重考虑。

2 最佳修形研究

为了改善大重合度直齿圆柱齿轮传动的工作性能，最佳修形量的确定原则是使齿轮工作时的动载荷最小，传动误差小，不易发生胶合失效，动态优化如下

$$\left. \begin{aligned} & \min \{ \max_{i \in \{0, j\}} W_d \} \\ & \text{subject to } \max_{i \in \{0, j\}} e_1 \quad [e] \\ & \quad \quad \quad \text{int} \quad \text{Sint} / S_{B \min} \\ & \quad \quad \quad 2.0 \end{aligned} \right\} \tag{3}$$

式中： W_d 为动载荷，其值由下式确定

$$W_d = C_g (r_{b1} \dot{\theta}_1 - r_{b2} \dot{\theta}_2) + K_g (r_{b1} \theta_1) - r_{b2} \dot{\theta}_2 \tag{4}$$

$[e]$ 为传动误差许用值，其值依工作要求在 15 ~ 25 μ m 内选取； int 为齿面积分温度； Sint 为胶合极限温度； $S_{B \min}$ 为胶合最小安全系数； θ 为齿轮传动的实际重合度，其值由下式确定

$$\theta = \theta_0 + \theta_1 - \theta_2 \tag{5}$$

式中： θ_0 为理论重合度； θ_1 为轮齿受载变形引起重合度的增加量； θ_2 为基节误差和轮齿修形引起重合度的减小量； T 为一对齿的啮合周期。

描述齿廓修形大小的参数是修形深度 a 和修形高度 L_d ，其含义见图 2。由于 a 与 L_d 的取值相差很大，致使对目标函数和约束函数的灵敏度极不均衡，若将其直接作为设计变量，优化计算过程很难收敛。故做如下处理

$$x_1 = a^* = a / 10 R_a \tag{6}$$

$$x_2 = L_d^* = 5 L_d / \overline{B_1 B_2} \tag{7}$$

式中： x_1 、 x_2 为优化设计变量； a^* 、 L_d^* 为齿廓修形深度及高度系数； R_a 为齿面粗糙度； $\overline{B_1 B_2}$ 为齿轮副的啮合线长度。

用作者在文献 [6] 中提出的动态优化方法求解该动态优化问题，即可获得最佳修形量。

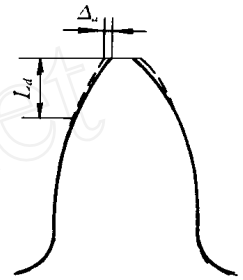


图 2 齿廓修形参数

3 结果与分析

利用上述方法，对某航空减速器中的一对大重合度直齿圆柱齿轮传动进行了最佳修形研究。该对齿轮的齿数 $z_1 = 53$ ， $z_2 = 66$ ，模数 $m = 2.5\text{mm}$ ，压力角 $\alpha = 20^\circ$ ，齿顶高系数 $h_a^* = 1.2$ ，单位齿宽载荷 $W_n = 350\text{N/mm}$ ，主动轮转速 $n_1 = 8500\text{r/min}$ ，重合度 $\epsilon = 2.102$ ，齿面粗糙度 $R_a = 1.6\mu\text{m}$ ，啮合线长度 $\overline{B_1 B_2} = 15.513\text{mm}$ ，齿轮材料为 18Cr2Ni4WA。

通过动态优化计算，得最佳修形系数 $a^* = 0.80$ ， $L_d^* = 0.75$ ，即最佳修形深度 $a = 12.8\mu\text{m}$ ，最佳修形高度 $L_d = 2.327\text{mm}$ 。为了考察最佳修形量的稳定性，分别计算了最大动载荷 $(W_d)_{\max}$ 随 a^* 和 L_d^* 的变化规律，其结果见图 3。由图 3 看出，所求结果正好是一个稳定点。

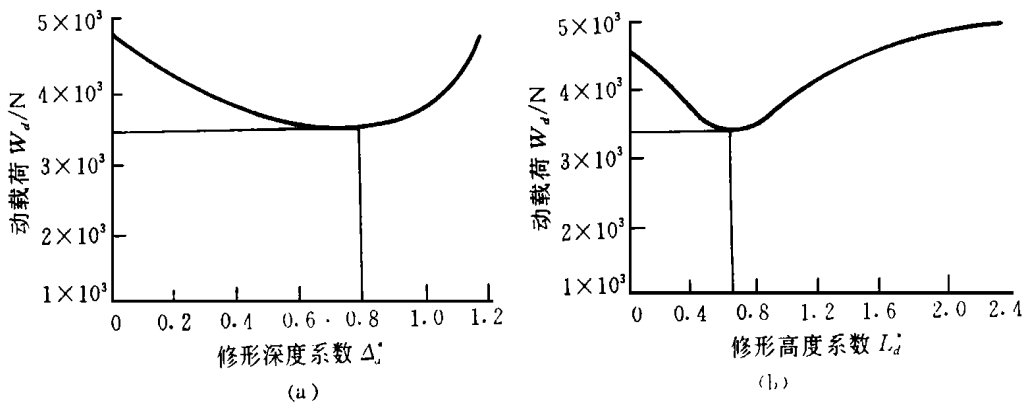


图 3 动载荷随 a^* 、 L_d^* 的变化规律

(a) a^* 与动载荷； (b) L_d^* 与动载荷

为了研究最佳修形量对于工作载荷 W_n 和转速 n_1 的适应性，又分析计算了最大动载荷

$(W_d)_{\max}$ 随工作载荷及转速的变化情况, 其结果见图 4。由图看出, 最佳修形量对工作载荷较敏感, 而对转速不敏感。故在工作时, 对工作载荷的波动应予以限制。

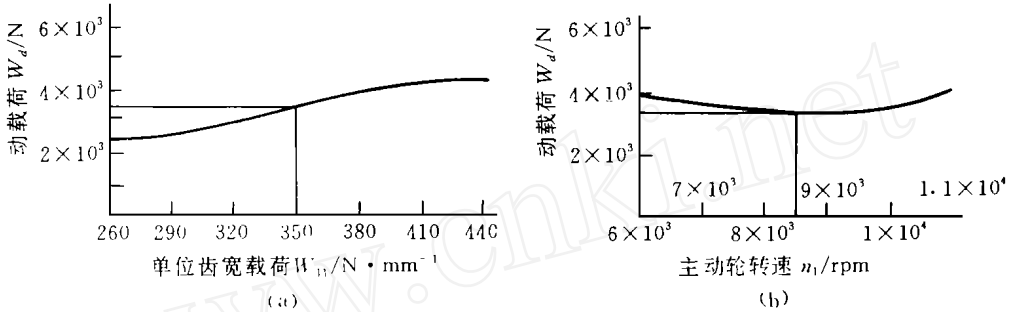


图 4 动载荷与工作载荷及转速的变化规律

(a) 工作载荷与动载荷; (b) 工作转速与动载荷

经过对不同参数的齿轮在不同载荷和转速下进行数值计算和分析, 获得了确定大重合度直齿圆柱齿轮的齿廓最佳修形量的回归公式为

$$a = (4.28 + 0.15 W_n / C) R_a (\mu\text{m}) \quad (8)$$

$$L_d = (0.296 + 0.018 W_n / C) B_1 B_2 / 5 (\text{mm}) \quad (9)$$

式中: C 为齿轮的单齿啮合刚度, 单位为 $\text{N}/\text{mm} \cdot \text{N}/\mu\text{m}$, 其值可由 Winter 公式^[4]确定。

式 (8) 和式 (9) 确定的最佳修形量, 还有待于进一步实验验证。

4 结 论

(1) 高速大重合度直齿圆柱齿轮传动对齿廓修形很敏感, 修形不足或修形过量都会导致动载荷变大;

(2) 大重合度齿轮传动的齿廓修形量选取应是在保证传动精度和不发生胶合失效的条件下, 动载荷最小。最佳修形量可用回归公式 (8) 和式 (9) 确定, 但在应用时还需要对其稳定性及适应性进行分析。

参 考 文 献

- 1 Sato T, Umezawa K, Ishikawa J. Effects of contact ratio and profile correction on gear rotational vibration. JSME Bulletin, 1983; 26 (221): 2010 - 2016
- 2 Cornell R W, Westervelt W W. Dynamic tooth loads and stressing for high contact ratio spur gears. ASME Journal of Mechanical Design, 1978; 100 (1): 69 - 76
- 3 Lee C W, Lin H H, Oswald F B. Influence of liner profile modification and loading conditions on the dynamic tooth load and stress of high - contact - ratio spur gears. ASME Journal of Mechanical Design, 1991; 113 (12): 473 - 480
- 4 朱孝录, 鄂中凯主编. 齿轮承载能力分析. 北京: 高等教育出版社, 1992: 39 - 57
- 5 Lin H H, Townsend D P, Oswald F B. Dynamic loading of spur gears with linear or parabolic tooth profile modifications. ASME Journal of Power Transmission, 1989; 111 (1): 409 - 419
- 6 Wang S M, Yuan R. Optimal dynamic design of an aircraft gear transmission with multiple objective. In: Guo K, Naojisa T eds. CJISME 93 machine elements, The first China/Japan international symposium on machine elements, Beijing, November 6 - 9, 1993, Beijing: International Academic publishers, 1993: 191 - 196