

降低斜齿轮噪声的齿轮修形优化设计

霍肇波 徐振忠 常山 (哈尔滨七〇三研究所)

阎通海 (哈尔滨工程大学)

[摘要]本文讨论了渐开线斜齿圆柱齿轮的振动模型和修形模型,给出了降低斜齿轮噪声的齿轮修形方法和齿轮修形优化程序,并给出了一对斜齿轮副的计算实例。计算表明,正确、合理地选择斜齿轮修形量,可以有效地降低斜齿轮的噪声,但修形量过大反而会使噪声增加。

关键词 渐开线齿轮 噪声 齿轮修形 优化设计

分类号 TH131.41

1 前言

目前,齿轮传动正向着高速、重载方向迅速发展,对传动质量的要求越来越高。噪声作为齿轮传动装置的一个重要指标,要求也越来越严。齿轮在实际传动过程中,由于齿轮受力后会产生弹性变形,引起基节变化,产生基节差,再由于加工误差与装配误差的影响以及轮齿刚度周期性变化的影响,实际啮合点必然偏离理论啮合点,从而改变了齿轮的运动特性,造成振动和噪声。

齿轮修形是齿轮减振、降噪的一个行之有效的办法。

本文讨论了舰船用渐开线斜齿圆柱齿轮的振动模型和修形模型,在此基础上编制了齿轮修形优化程序,进行了实例计算,研究、分析了降低斜齿轮噪声的齿轮修形优化问题。

2 斜齿轮振动模型

斜齿圆柱齿轮传动的振动,包括轴向、径向和圆周方向的振动,是一个多自由度的振动系统。但斜齿圆柱齿轮传动的径向和轴向振动与圆周方向的振动具有相同的基本频率数,且加速度波形也相近,只是轴向振动具有更多的高频波,可以认为,齿轮的径向和轴向振动是以圆周方向的振动为起振力而产生的^[1]。因此,可将最基本、最具有代表性的圆周方向的振动作为研究目标,建立振动模型。基于上述思想,可把斜齿圆柱齿轮传动简化为图1所示的单自由度系统来处理,其振动方程为:

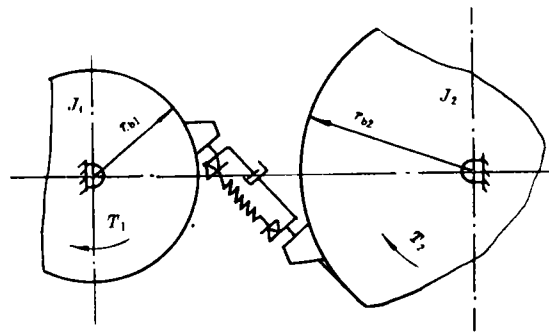


图1 振动力学模型

收稿日期 1995-05-22

$$M\ddot{\delta} + D\dot{\delta} + K_{(t,\delta)}\delta = P_n + F(t,\delta) \quad (1)$$

式中 $\delta, \dot{\delta}, \ddot{\delta}$ 分别为沿作用线方向的振动相对位移、速度和加速度; $M = M_1 M_2 / (M_1 + M_2)$, 为齿轮副的当量质量; $M_1 = J_1 / r_{b1}^2, M_2 = J_2 / r_{b2}^2$, 齿轮的当量质量; J_1, J_2 为齿轮回转质量; r_{b1} 和 r_{b2} 为齿轮基圆半径; $D = 2\zeta \sqrt{M \cdot K_{(t,\delta)}}$ 为阻尼系数; ζ 为阻尼因子, 可按下式计算:

$$\zeta = -0.000004V^3 + 0.000598V^2 - 0.029825V + 0.54117 \quad (2)$$

V 为啮合点的速度 m/s, $V \geq 40$ m/s 时, 取 $V = 40$ m/s 计算; $K_{(t,\delta)}$ 为齿轮副的啮合刚度; P_n 为齿面法向静载荷; $F_{(t,\delta)} = \sum_j^N K_j \varepsilon_j$, 由于误差和齿廓修形而产生的激振力; N 为同时啮合的齿对数; K_j 为第 j 对齿的啮合刚度; ε_j 为第 j 对齿的综合误差。

式 1 为研究斜齿轮振动和噪声的基本关系式。

3 斜齿轮修形模型

由于斜齿轮齿面接触线倾斜, 且接触线较长, 齿廓修形和齿向修形存在严重的相互干扰, 分别设计齿廓修形和齿向修形, 然后机械迭加在一起的传统修形方法已不能满足要求, 国内外学者提出了三维修形的斜齿轮修形和齿向修形的相互干扰, 解决了以往的传统修形方法^{[2][3]}。该方法综合考虑了齿廓修形和齿向修形的相互干扰, 解决了以往的传统修形方法的不足之处。本文采用了齿廓是线性、齿向是二次曲线的三维修形模型^[2], 修形形式为对小齿轮的齿顶、齿根和齿向同时修形, 大齿轮不修形。

修形模型:

$$m_{\text{ca}1} = C_a \frac{r_p - (r_a - H_a)}{H_a} + C_b \frac{(|ZL| - Z_{\text{cro}})^2}{(\frac{B}{2} - Z_{\text{cro}})^2} \quad (3)$$

$$m_{\text{ca}2} = C_1 \frac{(r_h + H_t) - r_p}{H_t} + C_b \frac{(|ZL| - Z_{\text{cro}})^2}{(\frac{B}{2} - Z_{\text{cro}})^2} \quad (4)$$

式中 m_{ca} 为修形量; C_a 为齿顶最大修形量; r_p 为通过齿廓修形点计算半径; r_a 为齿顶圆半径; H_a 为齿顶修形长度; C_b 为齿向最大修形量; ZL 为齿向修形点坐标; Z_{cro} 为齿向修形起始点坐标; B 为齿宽; C_1 为齿根最大修形量; r_h 为齿根修形起始点半径; H_t 为齿根修形长度[图 2]。

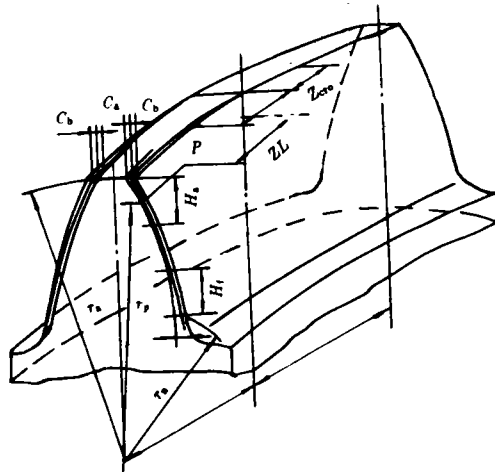


图 2 齿廓修形、齿向修形

4 斜齿圆柱齿轮修形优化计算

4.1 优化计算基本思想

根据会田^[1]等人的研究结果表明, 齿轮圆周方向振动加速度级与声压级成线性关系。振动加速度均方根值表示了齿轮的振动水平, 它的变化反映了齿轮噪声的变化。因此, 本文选择振动加速度均方根值 a_1 最小作为优化目标函数 $f(x)$ 。

$$f(x) = [a_1] = \min a_1 = \sqrt{\sum_{i=1}^n (\dot{\delta}_i)^2 / n} \quad (5)$$

以静态修形量为约束范围,以修形量 $C_s, H_s, C_f, H_f, C_b, ZL$ 作为优化参数,逐点搜索来寻找最佳修形量。

4.2 算法

式 1 是一个非线性时变系统,本文采用数值计算方法求解。

令 $y = \delta, Z = \dot{\delta}$,把式(1)转化为一阶微分方程组:

$$\begin{aligned} \dot{y} &= Z \\ \dot{Z} &= (P_n + \sum_{j=1}^N K_j e_j) / M - 2\zeta \sqrt{K_{(a,s)} / M} \cdot Z \\ &\quad - (K_{(a,s)} / M) \cdot y \end{aligned} \quad (6)$$

本文用 Runge-Kutta 法求解。

齿轮振动具有周期性,其啮合周期为 $T_z = 60 / (n_1 Z_1)$, n_1, Z_1 分别为主动齿轮的转速和齿数。在一个振动周期内,选取定步长 $\Delta t = T_z / 120$,给出初值,计算 120 个点的振动加速度,即可求得振动加速度均方根值。

关于初值的选取,分析齿轮振动的特点可以认为,振动位移是围绕静变形上下波动的,速度则有正有负,可以认为是以零为基点,上下波动。因此,初值可以定为:

$$\begin{aligned} y &= (P_n + \sum_{j=1}^N K_j e_j) K_{(a,s)} \\ Z &= \dot{y} = 0 \end{aligned} \quad (7)$$

4.3 优化程序

根据上述模型和算法用 C 语言编制了斜齿轮降低噪声的齿轮修形优化程序。该程序只需输入齿轮副的基本参数和传动工况参数及误差,便可计算得到降低噪声的最佳齿轮修形量。整个程序的流程图如图 3。

5 计算实例

作者用本文所编制的程序对一组渐开线斜齿圆柱齿轮进行计算,主要参数为:齿数 $Z_1 = 31, Z_2 = 102$,模数 $m_n = 4.5 \text{ mm}$,压力角 $\alpha = 20^\circ$,螺旋角 $\beta = 28^\circ 20' 24''$,齿宽 $B = 90$

mm,齿轮基节差为 $5 \mu\text{m}$,主动轮(小齿轮)基节小于从动轮基节,小齿轮扭矩 $T = 1064 \text{ Nm}$,转速 $n_1 = 3948 \text{ r/min}$ 。修形方式为对小齿轮进行齿顶、齿根和齿向同时修形,大齿轮不修形。通过优化程序计算确定降低齿轮噪声的最佳修形量如下(图 4 曲线 ②):

$$\begin{aligned} C_s &= 9.2 \mu\text{m}, C_f = 9.4 \mu\text{m}, C_b = 4.8 \mu\text{m} \\ H_s &= 2.79 \text{ mm}, H_f = 3.22 \text{ mm}, ZL = 12 \end{aligned}$$

mm

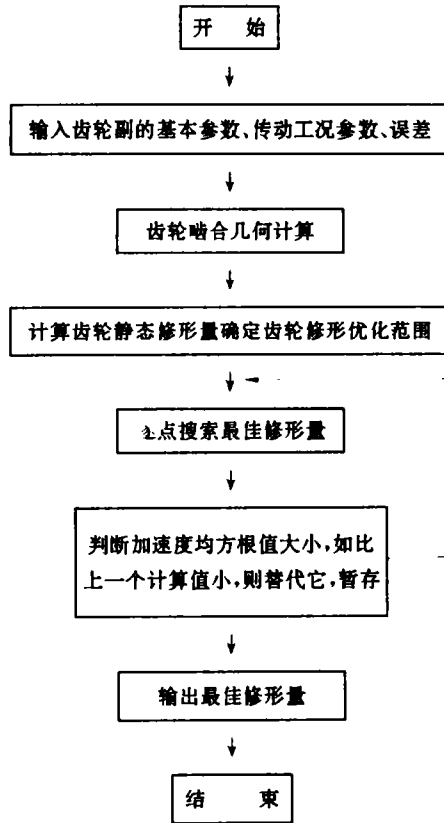


图 3 程序流程图

从图 4 可以看到,正确修形后的齿轮振动(噪声)得到明显改善,而修形量过大,反而会使振动(噪声)加大,齿轮修形时必须慎重,合理地选择齿轮修形量。

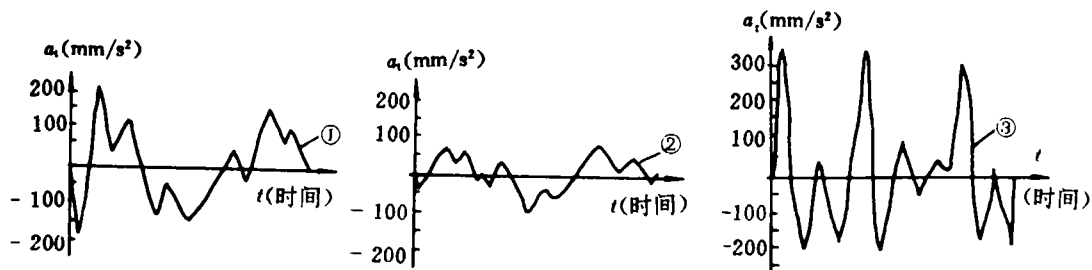


图 4 修形对振动加速度的影响

曲线①:不修形,误差 $5\ \mu\text{m}$; 曲线②,正确修形,误差 $5\ \mu\text{m}$; 曲线③:过大修形,误差 $5\ \mu\text{m}$ 。

$C_a = 23\ \mu\text{m}$, $H_a = 2.79\ \text{mm}$, $C_t = 25\ \mu\text{m}$, $H_t = 3.22\ \text{mm}$, $C_b = 4.8\ \mu\text{m}$, $ZL = 12\ \text{mm}$ 。

齿轮修形量。

6 结论

本文给出了降低斜齿轮噪声的齿轮修形方法和齿轮修形优化程序。斜齿轮修形要考虑齿廓修形和齿向修形的相互干扰,合理选用修形模型。对斜齿轮进行适当的修形,可以减少齿轮啮合冲击,改善齿面的载荷分布,使啮合刚度变化趋于平稳,从而达到减振、降噪的目的。计算表明,过大的修形反而会使振动噪声增加。设计时必须慎重,必须合理地选择

参 考 文 献

- 1 会田俊夫. 齿车的精度と性能. 大河出版刊, 1979. P118~123
- 2 Simon V. Optimal tooth modification for spur and helical gears. Trans. ASME, J. Mech. Transm. Autom. Design, 1989, 111(4): 611~615
- 3 方宗德, 沈允文. 斜齿轮三维修形的优化设计. 机械工程学报, 1992, (6)P57~61

作者简介: 霍肇波, 男, 1964年生。哈尔滨七〇三研究所工程师。现为哈尔滨工程大学机械学专业在职硕士研究生。主要从事齿轮传动装置结构设计、齿轮动力学和齿轮修形技术研究。“柴油机盘车机”获1992年黑龙江省科技进步4等奖。

通讯处: 150030 哈尔滨 77—5 信箱

欢 迎 刊 登 广 告

〔封面说明〕照片(下)

哈尔滨七〇三研究所无锡分部

(燃气轮机动力装置试验站)

分部位于无锡市西北郊,东近上海,西连南京,南临太湖,北靠长江。环境优美,交通便利,工业、信息基础良好,人才、协作条件优越。建有国内唯一、亚洲一流的大型现代化燃气轮机试验站,可进行各种功率系统的试验研究。

分部在燃气轮机电站工程技术服务、热能动力工程设计(小热电站、制冷空调工程……)、节能技术和产品的开发(重油加热系统、磁化节油器……)、微机自动控制,以及许多新技术开发和技术服务等领域进行了卓有成效的工作,并愿继续为社会各界提供优质的科学研究、技术咨询和技术服务。

地 址: 江苏无锡钱桥勤新支巷 19 号

通讯处: 214151 江苏无锡 117 信箱

电 挂: 8013

电 话: (0510)3702948

传 真: (0510)3708941

联系人: 吴金林 陈新海

correction, heavy-duty gear, tooth load distribution

降低斜齿轮噪声的齿轮修形优化设计=Optimized Design of Tooth Profile Correction to Reduce Helical Gear Noise [刊,中]/Huo Zhaobo,Xu Zhenzhong,Chang Shan(Harbin 703 Research Institute);Yan Tonghai(Harbin Engineering University)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. 1995,10(5). -334-337

This paper discusses the vibration model and tooth profile correction model of an involute helico-cylindrical gear, presenting a method of tooth profile correction to reduce helical gear noise and an optimized program for effecting such a correction. Also given is a specific example of helical gear pair calculation. The results of calculation show that the correct and rational selection of a helical tooth profile correction amount can lead to a significant reduction of helical gear noise, but an excessively large correction amount may cause an increase in gear noise. Key words: involute gear, noise, gear tooth correction, optimized design.

Edited and Published by Harbin 703 Research Institute and Editorial Staff of this Journal

Printer: Printing House of Harbin Institute of Technology

Address: P. O. Box 77, Harbin China

Post Code Number 150036

ISSN1001-2060
Periodical Registration: CN23-1176/TK

Distributed by China International

Book Trading Corporation,

P. O. Box 399, Beijing, China