

端面谐波齿轮传动的计算机辅助设计

任 辉

摘要: 本文对端面谐波齿轮传动的啮合分析理论和应力分析方法等进行了较深入研究, 并在此基础上应用计算机技术编制了端面谐波齿轮传动计算机辅助设计(DMCAAD)的软件系统。通过应用该软件系统对端面谐波齿轮传动啮合性能和应力状态等进行电算分析, 获得了一些对研制开发端面谐波齿轮传动有参考价值的数据和结论。

一、前 言

端面谐波齿轮传动是在径向谐波齿轮传动的基础之上派生出的一种新型传动。它与径向谐波齿轮传动相比, 具有轴向尺寸小、结构紧凑、装调方便以及柔轮扭转刚度大等特点。

二、端面谐波齿轮传动的啮合分析理论和强度计算

1. 啮合分析理论

啮合分析理论是研究谐波齿轮传动的理论基础, 故本文对端面谐波齿轮传动柔轮的变形规律、共轭齿廓的运动方程和侧隙方程等啮合分析理论进行了探讨。

由板壳理论可知, 当薄板变形时, 其中性层上任意一点 H 将产生轴向位移 w 、径向位移 u 和切向位移 v , 以及 H 点的法线将沿着径向和切向转过 γ_0 和 μ 角。

根据平面柔轮的实际结构和受力情况, 在忽略轮齿及其他因素影响的情况下, 可认为柔轮的变形属于圆形薄板非轴对称的小挠度($\omega/h \leq 1/5$)变形。故应用板壳理论可得端面谐波齿轮传动柔轮变形规律的计算公式如下:

$$\omega = \frac{\omega_0}{H_0} \left[A_0 + \sum_{n=2,4,6,\dots} (a_n \beta^n + b_n \beta^{-n} + c_n \beta^{n+2} + d_n \beta^{-n+2}) \cos n\varphi \right] \quad (1)$$

$$u = -\frac{1}{2} \int \left(\frac{d\omega}{dr} \right)^2 dr \quad (2)$$

$$v = -\int \left[u + \frac{1}{2r} \left(\frac{\partial \omega}{\partial \varphi} \right)^2 \right] d\varphi \quad (3)$$

$$\gamma_0 = \frac{\partial \omega}{\partial r} \quad (4)$$

$$\mu = \frac{1}{r} \frac{\partial \omega}{\partial \varphi} \quad (5)$$

式中:

注: 本文作者的导师为谢金瑞

ω_0 ——最大轴向变形量,

$A_0, H_0, a_n, b_n, c_n, d_n, \beta$ ——与柔轮结构有关的常数,

r ——柔轮半径,

φ ——波发生器转角。

再应用啮合原理等理论可得端面谐波齿轮传动共轭齿廓的相对运动方程为:

$$\begin{cases} x_{2k} = -(\cos\Delta\varphi\cos\mu + \sin\Delta\varphi\sin\gamma_0\sin\mu)x_{1k} + (\sin\Delta\varphi\cos\gamma_0)y_{1k} \\ \quad + (\sin\mu\cos\Delta\varphi - \sin\Delta\varphi\sin\gamma_0\cos\mu)z_{1k} + x_c \\ y_{2k} = (\sin\Delta\varphi\cos\mu - \cos\Delta\varphi\sin\gamma_0\sin\mu)x_{1k} + (\cos\Delta\varphi\cos\gamma_0)y_{1k} \\ \quad - (\sin\mu\sin\Delta\varphi + \cos\mu\cos\Delta\varphi\sin\gamma_0)z_{1k} + y_c \\ z_{2k} = -(\sin\mu\cos\gamma_0)x_{1k} - (\sin\gamma_0)y_{1k} - (\cos\gamma_0\cos\mu)z_{1k} - z_c \end{cases} \quad (6)$$

侧隙方程为:

$$c_n = (x_2 - x_{2k})\cos\alpha_0 \quad (7)$$

2. 强度计算

在端面谐波齿轮传动中, 柔轮是最易损坏的部件, 其主要的失效形式是疲劳破坏。本文应用板壳理论得到了在不考虑轮齿影响时在柔轮中的应力, 并在此基础上引入了有关影响系数来对柔轮进行强度校核。

按第三强度理论进行强度计算, 并按:

$$s = \frac{\sigma_c}{\sigma_{-1}} \leq 1.5 \quad (8)$$

进行强度校核。

式中:

s ——安全系数;

σ_c ——柔轮的计算应力,

σ_{-1} ——材料在对称循环下的弯曲疲劳极限。

三、端面谐波齿轮传动计算机辅助设计的软件系统

基于上述理论, 作者应用计算机技术编制了DMCAD 软件系统。该软件系统采用了模块化程序设计结构, 菜单驱动命令的方式。可实现人机图形对话设计、优化设计以及将计算结果以曲线方式输出等功能。

人机图形对话设计方法: 由设计人员根据实际经验输入一组参数给计算机, 经计算将结果显示在屏幕上或由打印机打印输出。设计人员分析、判断其结果是否满足要求, 如不满足则修改初始参数, 重新开始输入参数, 进行计算直到获得满意结果为止。

优化设计计算: 在谐波齿轮传动中, 啮合侧隙和啮入深度是评价其传动性能的主要质量指标。本文选取啮合侧隙为目标函数, 啮入深度转换为约束条件, 采用正交设计算法进行优化设计。该法简单、直观、对目标函数无特殊要求, 约束条件易于控制。

该软件系统包括, 设计计算程序(人机图形对话设计程序、优化设计程序、柔轮应力计算程序), 性能分析程序(啮合性能的分析程序、应力状态分析程序、图形显示程序)以及文件编辑软件。

四、端面谐波齿轮传动啮合性能及应力状态的分析

由端面谐波齿轮传动的啮合分析理论可知,影响啮合性能的主要因素有:轴向变形量、变位系数、压力角、柔轮壁厚等因素。本文运用 DMCAD 软件系统进行了啮合性能的分析,得到了一些重要的结论。

当轴向变形量增大(减小)时,侧隙减小(增大),一般取 $\omega = 2m$ 。

变位系数对侧隙的影响近似于一组等距曲线,变位系数增大(减小),侧隙则增大(减小)。

压力角 α_0 取定为 20° ,这样既可得到好的啮合性能,又适合我国的加工实际。

通过对应力的分析可知,减小轴向变形量和柔轮壁厚或增大柔轮半径都能减小柔轮中应力,提高柔轮的使用寿命。

五、结 束 语

本文应用板壳理论和啮合原理等理论建立了端面谐波齿轮传动的啮合分析理论和应力分析方法,并编制了DMCAD软件系统。该软件系统具有良好的实用性、灵活性和可靠性。本文所做工作为端面谐波齿轮传动的研制及开发提供了方法和依据。

参 考 文 献

- [1] 何惠阳,谢金瑞,光学机械,1989,5
- [2] 钟健,光学机械,1990,1
- [3] 沈允文,叶庆泰,谐波齿轮传动的理论和设计,机械工业出版社,1985,9
- [4] 黄克智,板壳理论,清华大学出版社,1987,6

A Computer-aided Design of the Contrate Harmonic Gear Drive

Ren Hui

Abstract

This paper presents the meshing analysis theory and stress analysis method of the contrate harmonic gear drive, and introduces the DMCAD software, by which it also analyzes the meshing performance and the stress state of the drive with some conclusions.