

带式啮合介质齿轮传动动力学性能分析*

樊智敏, 高 亮

(青岛科技大学 机电工程学院, 山东 青岛 266061)

摘要:针对带式啮合介质齿轮传动中存在的动力学性能问题,首先建立了考虑齿轮啮合刚度、误差激励、介质带阻尼等参数的带式啮合介质齿轮传动系统简化振动模型,然后利用 Solidworks 软件对带式啮合介质齿轮传动系统进行了实体建模,最后导入 ANSYS 有限元分析软件对该模型进行了动力学性能分析仿真。研究表明:介质带的存在没有改变齿轮传动过程中的应力变化规律;带式啮合介质齿轮传动相比普通渐开线齿轮传动,其振动幅度减小,振动周期增大,介质带的存在改变了传动系统啮合刚度和啮合阻尼,起到了减振降噪的作用。

关键词:齿轮传动;介质带;有限元法;动力学分析;振动

中图分类号:TH132.4;TH113

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2013)09-1038-04

Dynamic performance research of gear drive with meshed medium belt

FAN Zhi-min, GAO Liang

(College of Mechanical Engineering, Qingdao University of Science and Technology, Qingdao 266061, China)

Abstract: In order to solve the dynamic performance problems of gear drive with meshed medium belt, vibration model considering the gear meshing stiffness, error excitation and damping of the belt was established for the dynamic analysis. The finite element model of the gear drive with meshed medium belt was set up in the ANSYS Workbench software based on the solid model made by Solidworks. Then the dynamic performance of two gear systems was compared via the analysis and simulation by ANSYS. The results indicate that the meshed belt can not change the variable regularity of stress during the gear transmission process. The vibration amplitude and vibration cycle of the gear drive with meshed medium belt is decreased and increased respectively compare with the ordinary involute gear drive system. The meshed belt can change the meshing stiffness and meshing damping, and reduce the vibration and noise of the gear drive with meshed medium belt.

Key words: gear drive; medium belt; finite element method; dynamic analysis; vibration

0 引 言

带式啮合介质齿轮传动是一种新型的齿轮传动,其特征是在齿轮副中的从动大齿轮上活套一封闭环状的柔性平带,在齿轮运转过程中,由齿轮轮齿自然地将柔性带依次嵌入两啮合齿面间,柔性带成为一对金属齿轮的啮合介质^[1]。该齿轮传动把齿轮副的接触方式由“高模量(齿轮)-高模量(齿轮)”转化为“高模量(齿轮)-低模量(带)-高模量(齿轮)”接触。接触方式

的改变使轮齿齿面不易损坏,减振降噪,轮齿的制造精度要求降低,制造成本也大大降低^[2-3]。

但是带式啮合介质齿轮传动也存在问题,即在内部激励和外部激励共同作用下,齿轮副会发生机械振动^[4],振动将降低齿轮传动的精度和稳定性,加剧构件的疲劳磨损,缩短设备的使用寿命,甚至引起共振,造成人员和设备的巨大损失。

本研究利用 ANSYS 软件对带式啮合介质齿轮传动模型进行动力学性能分析,研究其在变载荷作用下的动

收稿日期:2013-05-07

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51075219)

作者简介:樊智敏(1963-),男,山东青岛人,博士,教授,博士生导师,主要从事机械传动设计理论与方法、机械系统创新设计等方面的研究。E-mail:zmfan@163.com

态性能,为新型齿轮传动系统的设计提供理论支持。

1 带式啮合介质齿轮传动振动模型

柔性介质带的材料特性决定了新型齿轮传动系统适用在轻载、中低速工作条件下。介质带具有的弹簧和阻尼作用比齿轮本身要大得多,传动系统中传动轴、支撑轴承和箱体等零件的刚度相对较大,故假设:

(1)与介质带相比,齿轮副中一对齿轮的弹性变形和阻尼效应很微小,可以被看作刚体,忽略其弹性变形和阻尼;

(2)把介质带简化为一个只有刚度和阻尼的弹性和阻尼元件,忽略其质量,且介质带弹性变形符合胡克定律;

(3)忽略大齿轮与介质带之间的摩擦,把介质带简化成固定在大齿轮轮齿齿面上的复合材料包层。

根据以上假设,本研究建立了新型齿轮传动系统的非耦合型简化振动模型,如图1所示。

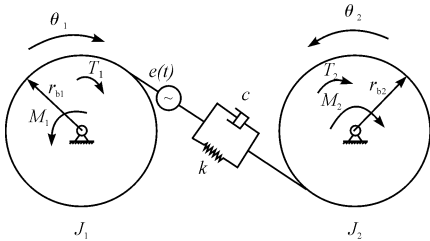


图1 带式啮合介质齿轮传动振动模型

齿轮副啮合过程当中,若先不计阻尼,则齿轮副的振动方程如下:

$$\begin{cases} J_1\ddot{\theta}_1 = T_1 - M_1 \\ J_2\ddot{\theta}_2 = -T_2 + M_2 \end{cases} \quad (1)$$

式中: J_1, J_2 —主动、被动齿轮的惯性矩; θ_1, θ_2 —主动、被动齿轮的角位移; T_1, T_2 —主动齿轮上的输入扭矩,被动齿轮上的载荷扭矩; M_1, M_2 —作用在主动齿轮,被动齿轮上的扭矩。

如图1所示, r_{b1}, r_{b2} 分别是主动齿轮、被动齿轮的基圆半径,则 $T_1/r_{b1} = T_2/r_{b2} = W_s$ (W_s 是作用在齿面法向的静载荷)。

若不计齿面摩擦,则 M_1, M_2 的变换为:

$$\begin{cases} M_1 = \sum_{i=1}^2 W_{di} \cdot r_{b1} \\ M_2 = \sum_{i=1}^2 W_{di} \cdot r_{b2} \end{cases} \quad (2)$$

其中,动载荷 W_{di} 可表示为:

$$\begin{cases} W_{di} = K_i [x - e_i(t)] \\ x = x_1 - x_2 \end{cases} \quad (3)$$

式中: i —啮合轮齿的对数; $e_i(t)$ —齿轮啮合当量综合

误差; K_i —齿轮副啮合综合刚度; x_1, x_2 —主、被动齿轮的角位移变换成轮齿啮合线上的移动距离。

x_1, x_2 的计算式为:

$$\begin{cases} x_1 = r_{b1}\theta_1 \\ x_2 = r_{b2}\theta_2 \end{cases} \quad (4)$$

设 $M_1 = J_1/r_{b1}^2, M_2 = J_2/r_{b2}^2$, 计入介质带阻尼 C , 则式(1)经变换可得:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + K(t, x) = W_s + F(t, x) \quad (5)$$

其中:

$$\begin{cases} M = \frac{M_1 \cdot M_2}{M_1 + M_2} \\ K(t, x) = \sum_{i=1}^2 K_i(t, x) \\ F(t, x) = \sum_{i=1}^2 K_i(t, x) \cdot e_i(t) \end{cases} \quad (6)$$

方程式(5)就是齿轮轮齿啮合过程中沿啮合线方向的直线振动方程,它考虑了介质带的刚度和阻尼以及啮合齿轮的当量综合误差;等号右边为激振项,并且 $F(t, x)$ 是交变的。

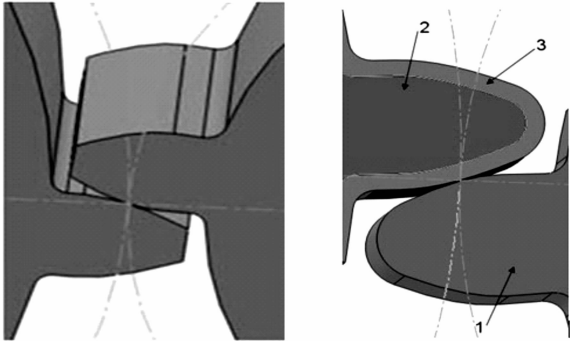
2 带式啮合介质齿轮传动有限元模型

取齿轮参数 $z_1 = 16, z_2 = 24, m = 4.5 \text{ mm}$, 本研究建立了普通渐开线齿轮传动和带式啮合介质齿轮传动的几何模型。为节省计算资源,提高计算精度,简化齿轮模型,笔者采用单齿分析模型^[5]。

2.1 几何模型的建立

利用 Solidworks 软件,笔者建立了渐开线齿轮和带式啮合介质齿轮的模型^[6-7]。对轮齿齿顶进行倒圆角,以防止介质带在啮合过程中被齿顶刮伤。介质带是柔性体,建模时无法准确模拟其弯折状态,故假设介质带完全包覆在大齿轮轮齿上。

两种齿轮传动的单齿几何模型如图2所示。



(a) 普通渐开线齿轮 (b) 带式啮合介质齿轮

图2 两种齿轮传动的单齿几何模型

1—主动齿轮;2—从动齿轮;3—介质带

2.2 有限元模型的建立

小齿轮材料设定为 40Cr, 材料弹性模量 $E = 211 \text{ GPa}$, 泊松比 $\mu = 0.269$, 密度 $d = 7\,900 \text{ kg/m}^3$; 大齿轮材料设定为 45[#] 钢, $E = 209 \text{ GPa}$, $\mu = 0.277$, $d = 7\,850 \text{ kg/m}^3$; 介质带是聚氨酯复合材料, $E = 1\,656 \text{ MPa}$, $\mu = 0.49$, $d = 1.23 \text{ kg/m}^3$, 材料变形符合胡克定律^[8]。

齿轮副需要设置接触对, 根据 ANSYS 中接触面目标面的选择原则^[9-11], 选面-面接触单元。渐开线齿轮模型设置一对接触对, 大齿轮齿面为目标面, 小齿轮齿面为接触面, 接触类型为摩擦接触, 摩擦因数 0.1。带式啮合介质齿轮模型设置两对接触对, 大齿轮和带之间设置为 bonded 接触; 带与小齿轮之间设置为摩擦接触, 摩擦因数 0.2^[12], 介质带表面为接触面, 小齿轮齿面为目标面。接触算法为增广拉格朗日法。设置接触刚度因子 $KFN = 1.0$ 和渗透量 $FTOLN = 0.1$ ^[13]。

本研究采用 20 节点的 Solid186 单元对模型进行网格划分, 网格划分效果如图 3 所示。

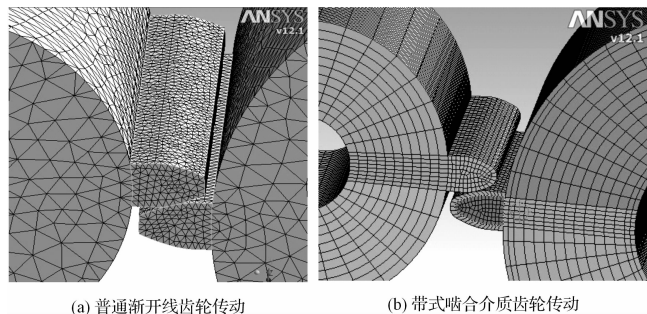


图 3 两种齿轮传动的有限元模型

针对模型中参与接触的部分, 本研究通过尺寸控制进行了网格细化。

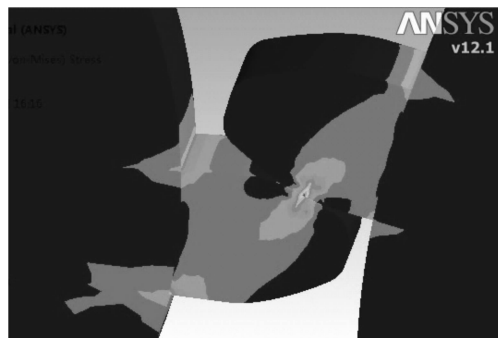
本研究在大齿轮和小齿轮内圆柱面上施加 Cylindrical support 约束, 以约束大、小齿轮 Radial、Axial 两个方向的自由度, 保留其 Tangential 方向自由度, 使其只能绕着齿轮轴线做旋转运动。在大齿轮上施加 $95.5 \text{ N} \cdot \text{m}$ 的转矩, 在小齿轮上施加 500 r/min 的转速。

3 有限元计算结果及分析

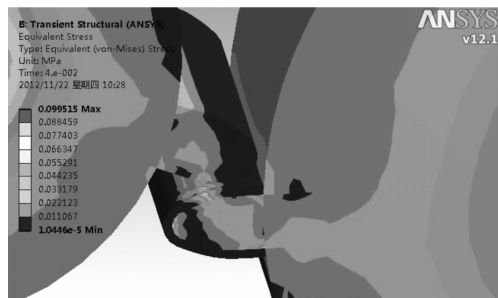
两种齿轮传动的等效应力云图和应力变化曲线如图 4、图 5 所示。

由图 4、图 5 可知:

(1) 齿面接触应力在单齿对啮合上界点处最大, 齿轮齿根靠近节线处有应力集中现象, 说明柔性介质

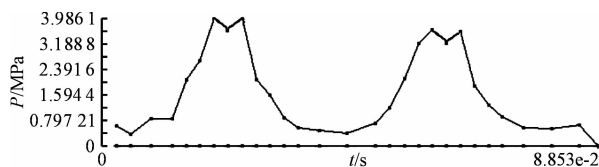


(a) 普通渐开线齿轮传动

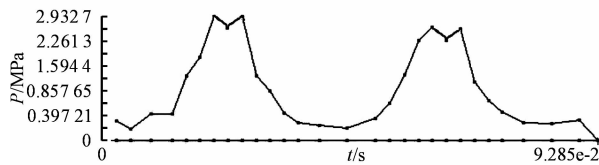


(b) 带式啮合介质齿轮传动

图 4 两种齿轮传动的应力云图



(a) 普通渐开线齿轮传动



(b) 带式啮合介质齿轮传动

图 5 两种齿轮传动的应力变化曲线

带没有改变齿轮传动过程中的应力变化规律, 带式啮合介质齿轮传动的结构设计是合理和正确的;

(2) 新型齿轮传动的应力最大幅值降低了, 是因为柔性介质带的存在改善了齿面工作压力, 从而降低了齿轮应力幅值, 起到保护齿面的作用;

(3) 新型齿轮传动的应力变化周期明显比普通渐开线齿轮传动的应力变化周期长, 是因为柔性介质带啮入啮出轮齿齿廓的应力变化周期比齿轮应力变化周期长, 从而导致整个传动系统应力变化周期延长。

在瞬态动力学分析结果中, 本研究利用 Workbench 的时程后处理功能, 提取两种齿轮传动的振动加速度时域曲线, 如图 6 所示。

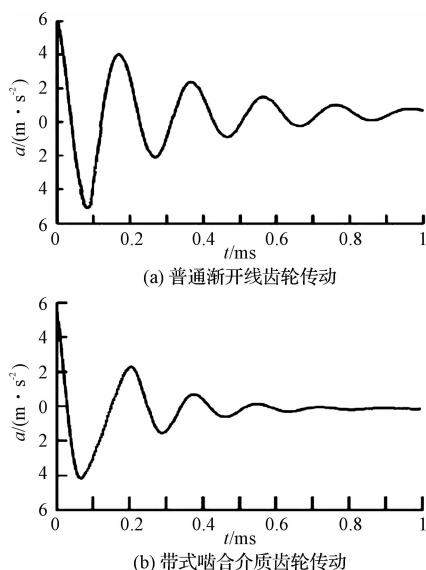


图6 两种齿轮传动的振动加速度时域曲线

由图6可见,新型齿轮传动的振动幅值减小,振动周期却延长了。这是因为相对金属齿轮,聚氨酯材料的介质带是柔性体,介质带使齿轮传动啮合刚度减小,啮合阻尼增大,啮合刚度减小引起振动周期增大,啮合阻尼增大引起振动幅度减小^[14]。

该结果说明,带式啮合介质齿轮传动起到了减振降噪的作用,通过有限元分析,可以预测介质带参数以及齿轮传动结构设计参数对齿轮传动振动性能的影响程度。

4 结束语

带式啮合介质齿轮传动中的介质带工作环境恶劣、弯曲频繁、载荷多变,势必会对整个传动系统的动力学性能造成一定程度的影响,并导致传动系统产生冲击和振动。

本研究把理论研究和有限元仿真计算方法有机结合起来,建立起了带式啮合介质齿轮传动系统的振动模型,在有限元软件中对比分析两种齿轮传动系统的动力学性能,得到了传动过程中系统的应力、应变、位移变化规律以及传动系统振动加速度时域曲线。分析结果表明,带式啮合介质齿轮传动中齿轮应力幅值下

降,齿面工作压力得到改善,介质带起到了保护轮齿齿面和减振降噪的作用。

由于分析是针对单目标问题的求解,还存在有限元仿真算法在多目标优化问题上的求解和对算法参数研究不足的问题,有待于在接下来的时间里作进一步的深入研究。

参考文献(References):

- [1] 张光辉,罗文军,谭 华,等. 带式啮合介质齿轮传动[J]. 机械工程学报,2007,43(6):1-6.
- [2] 李润方,王建军. 齿轮系统动力学—振动、冲击、噪声[M]. 北京:科学技术出版社,1997.
- [3] 车永强,徐静霞,钱小东,等. 齿轮传动转子系统弯扭耦合振动研究[J]. 机电工程,2012,29(6):632-635.
- [4] 刘 坤. 有限元方法精解[M]. 北京:国防工业出版社,2005.
- [5] 汪中厚,周晓玲. 螺旋锥齿轮动力学研究方法及其进展[J]. 中国机械工程,2006,17(11):1203-1208.
- [6] 江 洪,江 帆,陆利锋. Solidworks 机械设计实例解析[M]. 2版. 北京:机械工业出版社,2006.
- [7] 蹇绍华,李艳霞,张国兴,等. 基于 CAD 软件的齿轮齿廓渐开线的作法[J]. 机电工程,2010,27(10):38-42.
- [8] 杨秀萍,郭津津. 单螺杆泵定子橡胶的接触磨损分析[J]. 润滑与密封,2007,32(4):65-67.
- [9] 王立华,李润方,林腾蛟,等. 高速重载齿轮的有限元分析[J]. 中国机械工程,2003,20(14):1773-1777.
- [10] 付军锋,董海军,沈允文. 谐波齿轮传动中柔轮应力的有限元分析[J]. 中国机械工程,2007,18(18):2210-2214.
- [11] 陈亮亮,柴 欢,秦春节,等. 齿轮箱系统动力响应分析及其噪声预测[J]. 机电工程,2012,29(9):1039-1041.
- [12] HIRANI H, VERMA M. Tribological study of elastomeric bearing for marine propeller shaft system[J]. **Tribology International**,2009,42(2):378-390.
- [13] THEODOSSIADES S, NATSIIVAS S. Nonlinear dynamics of gear pair system with periodic stiffness and backlash[J]. **Journal of Sound and Vibration**,2000,229(2):287-310.
- [14] 曾作钦,赵学智. 啮合刚度及啮合阻尼对齿轮振动影响的研究[J]. 机床与液压,2010,38(5):32-34.

[编辑:罗向阳]