

船用交错轴变厚齿轮啮合性能的研究

宋朝省, 朱才朝, 刘立斌

(重庆大学机械传动国家重点实验室, 400030, 重庆)

摘要: 基于空间齿轮啮合原理和有限单元法, 分别建立了船用交错轴变厚齿轮齿面模型及啮合模型. 在承载和安装误差的作用下, 对船用交错轴变厚齿轮传动啮合特性进行了分析, 研究了中心距误差、轴交角误差和大齿轮轴向位置误差对啮合印痕、最大接触压力、传动误差及啮合刚度的影响规律. 结果表明, 中心距和轴交角误差使得啮合印痕发生明显的偏移, 造成最大接触压力及传动误差的峰峰值增加, 且中心距及轴交角的正负误差对啮合刚度的影响呈相反的趋势, 但大齿轮轴向位置的误差对啮合特性影响较小. 通过加载啮合特性试验, 验证了理论啮合分析结果的正确性, 这对船用交错轴变厚齿轮传动匹配设计具有重要的指导意义.

关键词: 变厚齿轮; 交错轴; 安装误差; 啮合特性

中图分类号: TH132.413 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2012)11-0064-05

Mesh Characteristics for Marine Beveloid Gears with Crossed Axes

SONG Chaosheng, ZHU Caichao, LIU Libin

(The State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400030, China)

Abstract: Following spatial gearing theory and finite element theory, the mathematical gear tooth model and the mesh model of marine crossed beveloid gears are constructed. Considering load and misalignments, the mesh characteristics of beveloid gears are analyzed. The effects of offset error, shaft angle error and gear axial position error on mesh characteristics, which consists of contact pattern, the maximum contact pressure, transmission error and mesh stiffness are discussed. The results show that the existing offset error and shaft angle error make the contact pattern move to the toe or heel obviously, the maximum contact pressure and the peak-peak value of the transmission error increase. The relations between misalignments and mesh stiffness tend to be opposite for positive and negative errors, and the gear axial position error slightly affects mesh characteristics. A practical tooth bearing test verifies the significance of the proposed mesh model for the matching design.

Keywords: beveloid gears; crossed axes; misalignments; mesh characteristics

由于齿轮交错轴传动具有结构紧凑、精度高、加工方便、成本低等优点, 因此被广泛应用于高速小倾角船用齿轮箱中, 以实现船舶的倒车运行. Mitome^[1-2] 基于普通圆柱齿轮加工机床, 采用工作台滑移式方法 (TSTH) 进行了渐开线变厚齿轮的滚削加工研究. Innocenti^[3] 对相交轴/交错轴情况下变厚

齿轮啮合副的啮合原理进行了研究, 计算了啮合侧隙与齿轮几何参数及轴安装位置之间的关系. Liu 等人^[4-5] 推导了渐开线变厚齿轮避免齿根根切的计算公式, 同时建立了平行轴、相交轴与交错轴渐开线变厚齿轮的啮合模型. Traut 等人^[6] 针对轿车用倾

收稿日期: 2012-03-03. 作者简介: 宋朝省(1983—), 男, 博士; 朱才朝(通信作者), 男, 教授, 博士生导师. 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51175523); 中央高校基本科研业务费资助项目(CDJXS11111138); 国家“十二五科技支撑计划”资助项目(2011BAF09B07).

网络出版时间: 2012-08-03

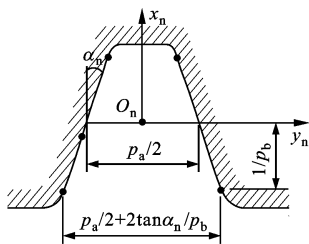
网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20120823.1805.006.html>

角传动齿轮箱、制造误差及轮齿修形对相交轴变厚齿轮副啮合特性的影响进行了研究. 贺敬良等人^[7]在研究共轭齿轮副与公共齿条之间空间啮合关系的基础上,提出了交错轴传动锥形齿轮副的几何设计方法. 李瑰贤等人^[8]推导了满足相交轴/交错轴下的非渐开线变厚齿轮的齿廓方程、啮合方程及接触线方程. Zhu 等人^[9]对交错轴变厚齿轮传动实现线接触的节圆锥设计、滚削加工、静态啮合特性进行了研究. 但是,对于齿面结构的复杂性、轮齿啮合位置的空间时变性,以及在考虑承载与安装误差共同作用下船用交错轴变厚齿轮啮合特性的研究,尚未见相关文献报道.

本文基于空间齿轮啮合原理和有限单元法,分别建立了船用交错轴渐开线变厚齿轮模型与交错轴传动有限元啮合模型,对承载与安装误差作用下的啮合特性进行了计算分析,并通过试验验证了理论啮合模型的正确性.

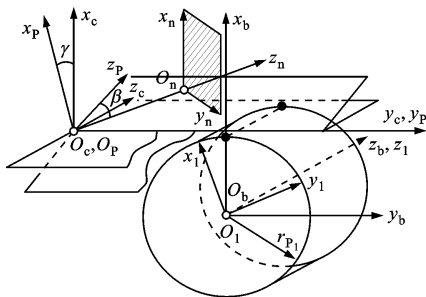
1 船用渐开线变厚齿轮模型

根据 Mitome^[1-2]的变厚齿轮加工思想,建立的坐标系 $S_n(x_n, y_n, z_n)$ 下的标准直齿刀具截面如图 1 所示,单个齿轮的加工过程如图 2 所示.



α_n : 齿条刀具法向齿形角; O_n : 坐标原点;
 p_a : 齿轮周节; p_b : 齿轮直径

图 1 变厚齿轮的齿条刀具截面



$S_p(x_p, y_p, z_p)$: 刀具中间坐标系; $S_c(x_c, y_c, z_c)$: 刀具坐标系;
 $S_b(x_b, y_b, z_b)$: 固定坐标系; $S_1(x_1, y_1, z_1)$: 固定于齿轮 1
的坐标系; γ : 节锥角; β : 齿条刀具齿线倾斜角; O_p, O_c 、
 O_b, O_1 : 坐标原点; r_{p1} : 齿轮 1 参考节圆半径

图 2 变厚齿轮加工过程简图

变厚齿轮加工过程的坐标变换为 $S_n \rightarrow S_p \rightarrow S_c \rightarrow S_b \rightarrow S_1$. 在 S_c 坐标系下,刀具齿面的坐标方程为^[4]

$$x_{cj} = (l_j \cos \alpha_n - 1/p_b) \cos \gamma_j + [\mp (l_j \sin \alpha_n - \tan \alpha_n / p_b - p_a/4) \sin \beta_j + u_j \cos \beta_j] \sin \gamma_j \quad (1)$$

$$y_{cj} = \pm (l_j \sin \alpha_n - \alpha \tan \alpha_n - p_a/4) \cos \beta_j + u_j \sin \beta_j \quad (2)$$

$$z_{cj} = -(l_j \cos \alpha_n - 1/p_b) \sin \gamma_j + [\mp l_j \sin \alpha_n - \tan \alpha_n / p_b - p_a/4) \sin \beta_j + u_j \cos \beta_j] \cos \gamma_j \quad (3)$$

式中: x_{cj}, y_{cj}, z_{cj} 分别为刀具在坐标系 S_c 上的点; u_j, l_j 为刀具参数.

在 S_1 坐标系下,变厚齿轮的齿面方程为

$$x_j = x_{cj} \cos \varphi_j - y_{cj} \sin \varphi_j + r_{pj} \cdot (\cos \varphi_j + \varphi_j \sin \varphi_j) \quad (4)$$

$$y_j = x_{cj} \sin \varphi_j + y_{cj} \cos \varphi_j + r_{pj} \cdot (\sin \varphi_j - \varphi_j \cos \varphi_j); z_j = z_{cj} \quad (5)$$

啮合方程为

$$\varphi_j = (n_{xcj} y_{cj} - n_{ycj} x_{cj}) / n_{xcj} r_{pj} \quad (6)$$

式中: x_j, y_j, z_j 分别为 S_1 在齿面上的点; r_{pj} 为齿轮参考节圆半径; φ_j 为 S_1 中变厚齿轮的转角; n_{xcj}, n_{ycj} 分别为 S_1 中刀具上点 (x_{cj}, y_{cj}, z_{cj}) 的单位法矢量.

2 交错轴传动啮合模型

基于式(1)~式(3)的渐开线变厚齿轮齿面数学模型,采用 Matlab 编制计算程序,得到齿面的位置坐标及法向量,再经过三维逆向工程得到了准确的变厚齿轮实体模型. 采用 HypoidK^[10]的专业齿轮计算程序建立的有限元啮合模型如图 3 所示,其中 $S_1(x_1, y_1, z_1), S_2(x_2, y_2, z_2)$ 分别固定在小齿轮和大齿轮上, $S_f(x_f, y_f, z_f)$ 则为全局固定参考坐标系. 在对轮齿啮合力进行综合等效的过程中,齿面接触部分被划分为一系列小的接触区域,对于每个接触区域 $i, \mathbf{R}_i(r_{ix}, r_{iy}, r_{iz})$ 为位置矢量, $\mathbf{n}_i(n_{ix}, n_{iy}, n_{iz})$ 为单位法矢量, f_i 为接触力,可得到总接触力

$$F_k = \sum_{i=1}^N n_{ik} f_i, k = x, y, z \quad (7)$$

$$F = (F_x^2 + F_y^2 + F_z^2)^{1/2} \quad (8)$$

式中: F 为总啮合力. 等效的作用线方向 (n_x, n_y, n_z) 可以表示为

$$n_k = F_k / F \quad (9)$$

则啮合点的位置坐标可表示为

$$\left. \begin{aligned} y &= \sum_{i=1}^N r_{iy} f_i / \sum_{i=1}^N f_i \\ x &= (M_z + F_x y) F_y \\ z &= (M_y + F_z x) F_x \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

式中: M_y 、 M_z 分别为沿 y 、 z 轴的接触力矩。

等效啮合刚度为

$$k_m = F/\lambda_z(e_{L} - e_{NL}) \tag{11}$$

式中: e_{NL} 为无载荷静态传动误差; e_L 为加载工况下的静态传动误差; λ_z 为沿 z 轴的等效旋转半径。交错轴传动啮合模型中的安装误差如图 4 所示。

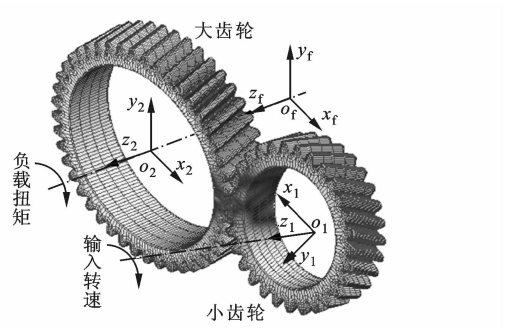
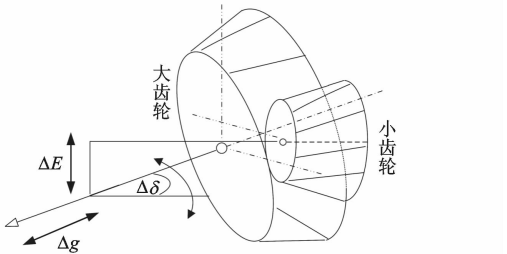


图 3 船用交错轴变厚齿轮啮合模型



ΔE :中心距误差; $\Delta\delta$:轴交角误差; Δg :大齿轮轴向位置误差

图 4 交错轴变厚齿轮的安装误差图

3 实例分析与计算

船用交错轴渐开线变厚齿轮副的几何设计参数如表 1 所示。在小齿轮上施加 $300\text{ N}\cdot\text{m}$ 的扭矩载荷,进行有限元接触特性分析,对式(8)~式(12)编制程序,并计算其啮合特性参数。

表 1 齿轮系统参数

参数	主动轮	被动轮
法向模数 m_n/mm	6	6
法向压力角/ $^\circ$	20	20
齿数	29	45
轴交角/ $^\circ$	13	13
齿宽/mm	50	60
中心距/mm	229	229
节锥角/ $^\circ$	1.89	0.75
齿线倾斜角/ $^\circ$	23.00	-10.38
端面变位系数	0.15	0.19

3.1 中心距误差

单齿啮合印痕为一个啮合周期内齿面参与啮合区域的累积,是评价啮合性能的重要指标之一,图 5 为大齿轮齿面啮合印痕的计算结果。从图中可以看出,在无误差情况下,啮合印痕主要分布在齿面中间位置,占整个齿面的 72%。正向中心距误差使得啮合印痕向齿轮大端偏移,而负向中心距误差则使啮合印痕向小端发生偏移,同时正负中心距误差的存在使得齿面最大接触应力由 439.3 MPa 分别增加到 498.7 和 476.4 MPa 。

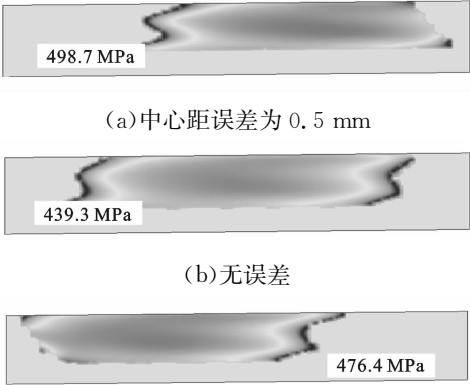


图 5 中心距误差对啮合印痕的影响

图 6、图 7 分别为中心距误差影响下的啮合刚度和传动误差。表 2 为啮合刚度的均值和传动误差的峰值值。

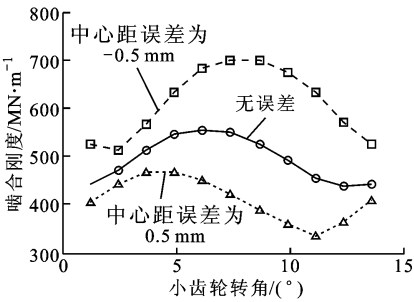


图 6 中心距误差对不同小齿轮转角下啮合刚度的影响

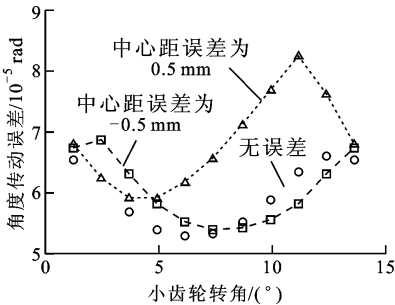


图 7 中心距误差对不同小齿轮转角下传动误差的影响

表 2 中心距误差影响下的啮合特性参数

特性参数	中心距误差/mm		
	-0.5	0	0.5
啮合刚度/ $\text{MN} \cdot \text{m}^{-1}$	611	494	410
传动误差/ 10^{-6} rad	14.5	13.3	23.2

从图中可以看出,在中心距误差($\pm 0.5 \text{ mm}$)下,时变啮合刚度曲线仍然保持无误差情况下的变化趋势,但正向误差使得啮合刚度的均值减小,而负向误差则使啮合刚度的均值增加。因此,中心距误差($\pm 0.5 \text{ mm}$)的存在使得传动误差的峰峰值均增加,且正向中心距误差对传动误差的影响大于负向中心距误差。

3.2 轴交角误差

图 8 为轴交角误差($\pm 0.02^\circ$)下的大齿轮齿面印痕及最大接触压力的分布。正负轴交角误差使接触印痕分别向轮齿的小端和大端偏移,同时使得齿面最大接触应力由 439.3 MPa 分别增加到 611.9 MPa 和 579.3 MPa ,并出现了明显的边缘接触现象。

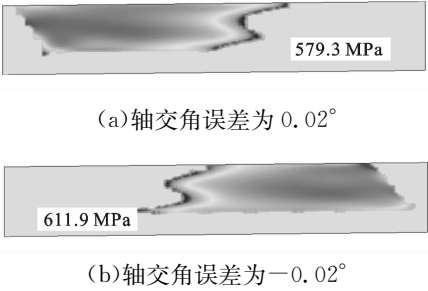


图 8 轴交角误差对啮合印痕的影响

图 9、图 10 分别为轴交角误差影响下的啮合刚度和传动误差。表 3 为轴交角误差影响下的单个啮合周期内的啮合刚度均值和传动误差的峰峰值。可以看出,由于轴交角误差($\pm 0.02^\circ$)的存在,使得啮合过程中产生了明显的啮合损失,因此导致传动误差的峰峰值增加。正向轴交角的误差使得啮合刚度的均值增大,而负向轴交角的误差则使得啮合刚度的均值减小。

表 3 轴交角误差影响下的啮合特性参数

特性参数	轴交角误差/ $^\circ$		
	-0.02	0	0.02
啮合刚度/ $\text{MN} \cdot \text{m}^{-1}$	420	494	579
传动误差/ 10^{-6} rad	26.2	13.3	23.1

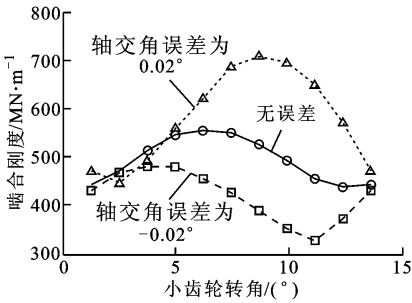


图 9 轴交角误差对不同小齿轮转角下啮合刚度的影响

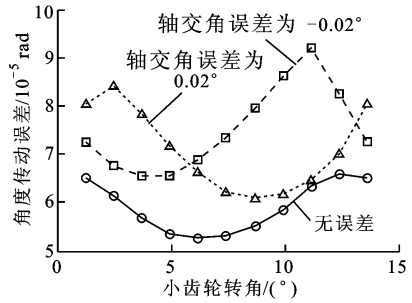


图 10 轴交角误差对不同小齿轮转角下传动误差的影响

3.3 大齿轮轴向位置误差

图 11 所示为大齿轮轴向位置误差下,齿面印痕与齿面的最大接触压力。由于大齿轮轴向位置误差($\pm 2 \text{ mm}$)的存在,使得齿面啮合印痕分别向轮齿的小端和大端发生偏移,但影响较小,因此最大齿面接触应力变化较小。图 12、图 13 分别为大齿轮轴向位置误差影响下的齿轮副啮合刚度和传动误差。表 4



图 11 大齿轮轴向位置误差对啮合印痕的影响

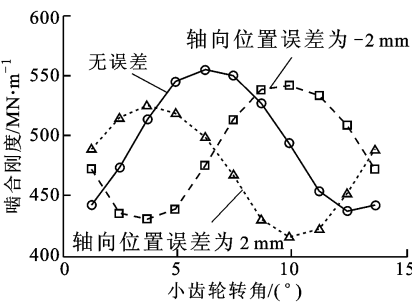


图 12 大齿轮轴向位置误差对不同小齿轮转角下啮合刚度的影响

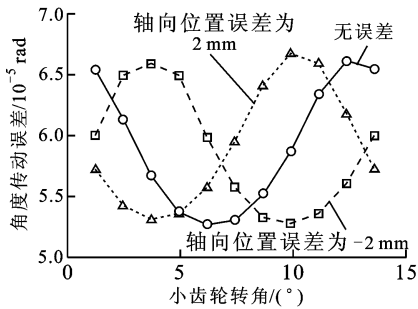


图 13 大齿轮轴向位置误差对不同小齿轮转角下传动误差的影响

表 4 大齿轮轴向位置误差影响下的啮合特性参数

特性参数	大齿轮轴向位置误差/mm		
	-2	0	2
啮合刚度/ $\text{MN} \cdot \text{m}^{-1}$	491	494	492
传动误差/ 10^{-6} rad	13.1	13.3	13.5

为单个啮合周期内的啮合刚度的均值和传动误差的峰峰值。

从计算结果中可以看出,大齿轮轴向位置误差的存在使得交错轴变厚,齿轮副的传动误差和时变啮合刚度发生了轻微的波动,但影响较小. 计算结果验证了交错轴变厚齿轮可以通过轴向蹿动调隙,且对啮合特性影响不大. 从计算结果中可以看出,大齿轮轴向位置误差的存在,使得交错轴变厚齿轮副的传动误差和时变啮合刚度发生了轻微的波动,但影响较小.

4 试验研究

如图 14 所示,在建立的船用倾角变厚齿轮传动试验台上,将表 1 所示的变厚齿轮副安装于小倾角船用齿轮箱中,并对倒车工况下的加载啮合进行性能测试. 由于试验条件的限制,因此试验对齿轮施加中等载荷($300 \text{ N} \cdot \text{m}$),并仅对轮齿啮合印痕进行试验分析. 由图 15 可以看出,啮合形式为明显的线接

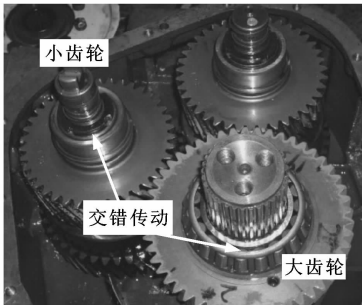


图 14 交错轴渐开线变厚齿轮

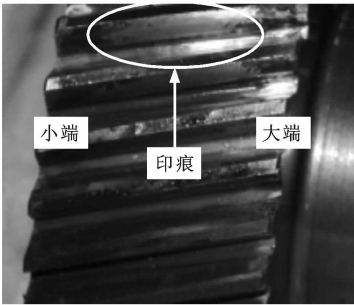


图 15 渐开线变厚齿轮的试验啮合印痕

触,图中印痕标记的椭圆区域参与轮齿啮合,且面积达到整个右齿面的 76%,试验单齿啮合印痕与理论啮合印痕计算结果较为一致,验证了理论啮合模型的正确性.

5 结 论

(1)由于啮合过程中存在明显的啮合损失,因此中心距和轴交角的安装误差造成啮合印痕发生明显的偏移,即传动误差的峰峰值随着齿面最大接触压力的增大而增大.

(2)大齿轮轴向位置的误差使得啮合印痕向轮齿两端轻微偏移,但对轮齿、最大接触应力、传动误差及啮合刚度影响较小,表明齿轮副的轴向调隙对其啮合特性影响较小.

(3)在理论计算的基础上,通过加载啮合特性试验,分析了啮合印痕的分布,验证了理论啮合模型的正确性.

参考文献:

[1] MITOME K. Table sliding taper hobbing of conical gear using cylindrical hob: Part 1 Theoretical analysis of table sliding taper hobbing [J]. Transactions of the ASME, 1981, 103: 46-451.

[2] MITOME K. Inclining work-arbor taper hobbing of conical gear using cylindrical hob [J]. Journal of Mechanisms Transmissions and Automation in Design, 1986, 108: 135-140.

[3] INNOCENTI C. Analysis of meshing of beveloid gears [J]. Mechanism and Machine Theory, 1997, 32(3): 363-373.

[4] LIU Chiachang, TSAY Chungbiau. Contact characteristics of beveloid gears [J]. Mechanism and Machine Theory, 2002, 37(4): 333-350.

[5] LIU Chiachang, TSAY Chung biau. Tooth undercut-

- ting of beveloid gears [J]. ASME Journal of Mechanical Design, 2001, 123(4): 569-576.
- [6] TRAUT C, BINZ H, BACHMANN M. The influence of manufacturing deviations on the transmission behavior of conical involute gears [C]// VDI-Society for Product and Process Design, International Conference on Gears-Europe Invites the World. Garching, Germany; Technical University of Munich, 2010: 647-658.
- [7] 贺敬良, 吴序堂. 交错轴渐开线锥形齿轮副啮合原理研究 [J]. 机械工程学报, 2004, 40(4): 81-84.
HE Jingliang, WU Xutang. Study on gearing principle of crossed-axes conical involute gears [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2004, 40(4): 81-84.
- [8] 李瑰贤, 温建民, 李笑, 等. 非渐开线变厚齿轮齿形误差与齿向误差的分析 [J]. 哈尔滨工程大学学报, 2003, 24(3): 302-304.
LI Guixian, WEN Jianmin, LI Xiao, et al. Axial errors and profile errors of noninvolute beveloid gears [J]. Journal of Harbin Engineering University, 2003, 24(3): 302-304.
- [9] ZHU Caichao, SONG Chaosheng, LIM T C, et al. Geometry design and tooth contact analysis of crossed beveloid gears for marine transmissions [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2012, 25(2): 328-337.
- [10] VIJAYAKAR S. Contact analysis program package: HypoidK [CP]. Hilliard, Ohio, USA, Advanced Numerical Solutions Limited Liability Company, 2009.
- (编辑 管咏梅)