

文章编号: 1000-8055(2004)05-0735-06

非零变位弧齿锥齿轮的切齿设计与分析

张金良¹, 方宗德¹, 邓效忠²

(1 西北工业大学 机电学院, 陕西 西安 710072;

2 河南科技大学 机电工程学院, 河南 洛阳 471003)

摘要: 借助于局部综合法, 研究了非零变位弧齿锥齿轮的切齿设计。通过变位系数的选择, 改善了齿面结构, 提高了弧齿锥齿轮的承载能力; 由局部综合法, 利用二阶接触参数的可控性, 从而优化弧齿锥齿轮的啮合性能。从分圆型变位齿轮与 Gleason 轮坯计算所得齿轮之间的比较可以看出, 由于节锥不变, 轮坯外形尺寸不变, 通过变位, 齿根厚度增加, 且在相同的大轮负荷力矩下, 变位齿轮的最大拉伸应力、最大压缩应力和最大接触应力明显降低。

关键词: 航空、航天推进系统; 局部综合法; 非零变位弧齿锥齿轮; 加工参数; 最大拉伸应力; 最大压缩应力; 最大接触应力; 啮合性能

中图分类号: TH 132. 421

文献标识码: A

The Tooth-Cutting Design and Analysis for Non-Zero Modified Spiral Bevel Gear

ZHANG Jin-liang¹, FANG Zong-de¹, DENG Xiao-zhong²

(1. School of Mechantronic Engineering,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. School of Mechanical and Electronic Engineering,

Henan University of Science and Technology, Luoyang 471003, China)

Abstract: Based on the local synthesis method, the tooth cutting of non-zero modified spiral bevel gear was researched. By proper selection of the spiral bevel gear modification coefficients, the load bearing capacity can be raised and the structures of the tooth surface can be improved. Based on the local synthesis method, the meshing behavior is optimized with the help of controllability of the second order contact parameters. Comparison between the non-zero modified spiral bevel gear and the gear based on Gleason formula, tooth root thickness is added up, the maximal tension stress, compressed stress and contact stress of non-zero modified spiral bevel gear are markedly reduced.

Key words: aerospace propulsion system; local synthesis method; non-zero modified spiral bevel gear; machine-tool setting; the maximal stretched stress; the maximal compressed stress; the maximal contact stress; meshing behavior

收稿日期: 2003- 09- 25; **修订日期:** 2004- 05- 30

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50175090); 河南科技大学科研基金资助项目(20020031)

作者简介: 张金良(1996-), 男, 河南省唐河人, 河南科技大学数理系副教授, 西北工业大学机电工程学院在职博士生, 主要从事锥齿轮的设计与制造研究

弧齿锥齿轮在航空、航天、工程机械、矿山机械、机床仪表等工业部门都获得了广泛应用,并且其性能、质量和使用寿命直接影响着主机产品的技术经济指标。由于弧齿锥齿轮的几何形状复杂、技术问题多、制造难度大,受到众多学者的关注。

传统的 Gleason 技术^[1]是以“局部共轭原理”为基础的,首先按一定方法切出大轮齿面,然后选取一计算参考点,求出与大轮齿面做线接触的小轮齿面在参考点处的位置、法向量以及法曲率等一阶、二阶接触参数,根据要求修正小轮齿面在参考点处的法曲率,以此为基础来确定小轮切齿调整参数。由此可见,修正小轮齿面在参考点处的法曲率是弧齿锥齿轮技术的关键和难点,并且修正后的齿面啮合性能只能通过试切滚检或通过软件分析后才能知道,因此,为了得到满意的啮合性能往往需要反复多次,且需要经验的积累,并且计算非常繁琐,又具有近似性、经验性,一般的技术人员很难掌握。

上世纪 80 年代末, Litvin 教授^[2,3]提出了局部综合法,在给定参考点处大轮齿面啮合路径的切线方向、传动比变化率以及瞬时接触椭圆长轴的长度的前提下,利用微分几何理论,推导出小轮齿面在参考点处的主曲率及主方向,由此得到加工小轮的机床调整参数。由局部综合法,我们可以利用二阶接触参数有效地预控齿轮副在参考点处及其附近的理想啮合性能。此后,经方宗德教授等^[4~7]对该方法的发展和完善,局部综合法已发展成为一计算简单、易于掌握的锥齿轮设计与加工的重要方法。

但是,以上讨论的方法其轮坯设计只考虑分锥与节锥重合的情况。这种设计、加工方法有一定的局限性,如大、小轮齿数之和不能小于 40(对汽车用螺旋锥齿轮);等速转动不能变位;由于刀具的限制,啮合角不能根据要求改变等,这些就从根本上限制了螺旋锥齿轮强度、啮合性能的提高。梁桂明教授^[8,9]提出了非零变位的思想,该方法突破了传统的齿轮设计在选取变位系数时只能进行高度变位的限制,可按照一定的啮合性能优选变位系数,这就使弧齿锥齿轮的变位系数的选取更加灵活,以利于齿轮设计的优化,使我们能够设计出低噪声、高承载能力的齿轮。

本文借助于局部综合法,讨论非零变位弧齿锥齿轮的切齿设计。以期发挥非零变位技术与局部综合技术的各自优势,在不改变轮坯外形尺寸及刀具参数情况下,通过变位系数的选择,提高弧

齿锥齿轮的承载能力,改善齿面结构;由局部综合法,利用二阶接触参数的可控性,从而优化弧齿锥齿轮的啮合性能。

1 非零变位弧齿锥齿轮的轮坯设计

非零变位弧齿锥齿轮的轮坯参数可借助于如下公式^[8,9]计算。

(1) 变位后啮合角的计算

$$\operatorname{inv} \alpha' = \operatorname{inv} \alpha + \frac{(x_{d1} + x_{d2}) + 2(x_1 + x_2) \tan \alpha}{z_{v1} + z_{v2}} \quad (1)$$

式中: α 为变位前分圆上齿宽中点的压力角, α' 为变位后节圆上的啮合角, x_{d1} 和 x_{d2} 为切向变位, x_1 和 x_2 为径向变位, z_{v1} 和 z_{v2} 为当量齿轮的齿数。

(2) 中心距变动系数

$$\lambda = \frac{\lambda_0}{2} (z_{v1} + z_{v2}) \quad (2)$$

式中:

$$\lambda_0 = \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'} - 1$$

(3) 齿高变动系数

$$\sigma = x_1 + x_2 - \lambda \quad (3)$$

(4) 变位后的齿顶高、齿根高、全齿高

$$\left. \begin{aligned} h_{a1}' &= (h_a^* + x_1 - \sigma)m \\ h_{a2}' &= (h_a^* + x_2 - \sigma)m \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

$$\left. \begin{aligned} h_{f1}' &= (h_a^* + c^* - x_1)m \\ h_{f2}' &= (h_a^* + c^* - x_2)m \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

$$\left. \begin{aligned} h_t' &= (2h_a^* + c^* - \sigma)m \\ h_k' &= (2h_a^* - \sigma)m \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

式中: m 为大端模数。

(5) 变位后的节锥距

$$R_j' = R_j + \lambda R_j \quad (7)$$

式中: R_j 为变位前的节锥距、分锥距。

(6) 变位后的分锥角

$$\left. \begin{aligned} \tan \delta_1' &= \frac{0.5 \sin 2\delta_1'}{\cos^2 \delta_1' + \lambda_0} \\ \tan \delta_2' &= \frac{0.5 \sin 2\delta_2'}{\cos^2 \delta_2' + \lambda_0} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

$$\left. \begin{aligned} \tan \delta_1' &= \frac{0.5 \sin 2\delta_1'}{\cos^2 \delta_1' + \lambda_0} \\ \tan \delta_2' &= \frac{0.5 \sin 2\delta_2'}{\cos^2 \delta_2' + \lambda_0} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

(7) 变位后的分锥距

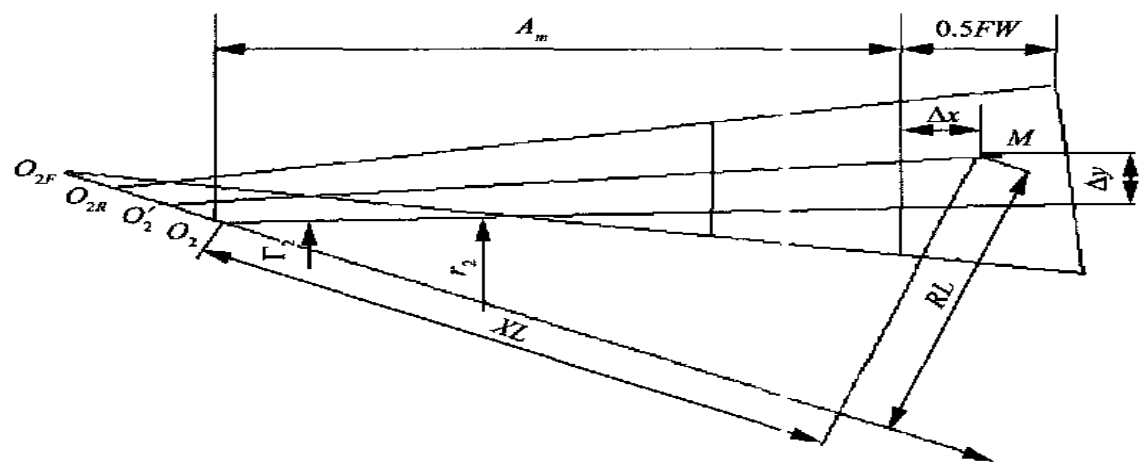


图 1 参考点示意图

Fig 1 Meancontact point

$$\left. \begin{aligned} \Delta\delta_1 &= |\delta'_1 - \delta_1| \\ \Delta\delta_2 &= |\delta'_2 - \delta_2| \\ R'_{f1} &= \frac{R'_1}{\cos \Delta\delta_1} \\ R'_{f2} &= \frac{R'_2}{\cos \Delta\delta_2} \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

(8) 齿顶角, 齿根角

节锥顶点与根锥顶点重合时, 小轮和大轮齿根角为:

$$\left. \begin{aligned} \theta'_1 &= \arctan \frac{h'_{f1}}{R'_{f1}} \\ \theta'_2 &= \arctan \frac{h'_{f2}}{R'_{f2}} \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

小轮和大轮根锥角为:

$$\delta_1 = \delta_1 - \delta'_1, \quad \delta_2 = \delta_2 - \delta'_2 \quad (12)$$

在本文作者只考虑分圆型变位, 也即锥齿轮的节锥不变, 分锥发生变化。

2 基于局部综合法的非零变位弧齿锥齿轮切齿设计

2.1 参考点的选择

参考点M 选择如图 1 所示, 其中O₂, O₂', O_{2F}, O_{2R} 分别是分锥顶点、节锥顶点、面锥顶点和根锥顶点, A_m 为大轮中点分锥距, FW 为齿宽, Γ₂ 为分锥角, r₂ 为根锥角。参考点M 的位置可由参数 XL 和 RL 确定:

$$XL = (A_m + \Delta x) \cos \Gamma_2 - \Delta y \sin \Gamma_2 \quad (13)$$

$$RL = (A_m + \Delta x) \sin \Gamma_2 - \Delta y \cos \Gamma_2 \quad (14)$$

2.2 大、小齿轮切齿参数

大轮的加工参数按 SB 计算卡^[1]设计。在计算中, 刀具参数有刀盘直径 D_G、刀顶距 PW 以及刀具齿形角 α, 其中 α 可由公式(1)导出, 其他两个参数可查有关表格或公式。机床调整参数(见图 2)可由以下公式计算:

$$\left. \begin{aligned} H_G &= A - 0.5D_G \sin \beta \\ V_G &= 0.5D_G \cos \beta \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

$$\left. \begin{aligned} S_G &= \sqrt{H_G^2 + V_G^2} \\ q_2 &= \sin^{-1}(V_G/S_G) \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

$$\left. \begin{aligned} X_{B2} &= Z_{R2} \sin \gamma_2 \\ m_{G2} &= \left| \frac{\vec{\omega}^{(g)}}{\vec{\omega}^{(2)}} \right| = \frac{\sin \Gamma_2}{\cos(\Gamma_2 - \gamma_2)} \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

式中: H_G 和 V_G 为水平刀位、垂直刀位, S_G 和 q₂ 为径向刀位、角向刀位, X_{B2} 和 m_{G2} 为床位、滚比; β 和 Z_{R2} 为分锥螺旋角、根锥顶点到分锥顶点的距离。

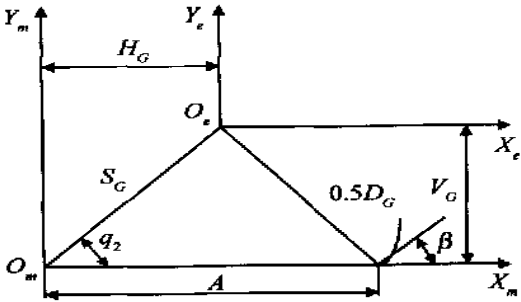


图 2 大轮刀盘安装示意图

Fig 2 Gear head-cutter installments

对于小轮的切齿计算, 本文利用局部综合法, 只是在计算中, 将小轮的节锥参数换成分锥参数。

3 算 例

本文以一对弧齿锥齿轮副为例, 来说明以上方法。

3 1 轮坯参数的计算

表 1 为本文所研究的弧齿锥齿轮副的轮坯基本参数。

表 1 弧齿锥齿轮副的轮坯基本参数

Table 1 Blank data

项目	小轮	大轮
齿数	15	46
变位前模数		8.22
齿宽/mm		57.15
变位前压力角/(°)		20
轴交角/(°)		90
旋向	左旋	右旋
中点螺旋角/(°)		35

本文考虑分圆型变位(由于分圆型变位锥齿轮的外形尺寸与变位前没有变化), 其变位参数为:

表 3 变位齿轮轮坯参数

Table 3 Blank data for modified gear

项 目	变位齿轮			
	小轮		大轮	
	节锥参数	分锥参数	节锥参数	分锥参数
模数		8.1151 46		8.1151 46
啮合角/(°)		21.92		
节锥角/(°)		18.060 5		71.939 5
分度锥角/(°)		17.822		69.699
齿顶高/mm	13.347	14.174	4.401	12.180
齿根高/mm	5.927	5.100	14.873	7.094
齿根角/(°)	1.707	1.468	4.277	2.037
大端轮冠外径/mm		142.033		380.676

$x_1 = 0.5 \quad , \quad x_2 = 0.2$

$x_{r1} = 0.2 \quad , \quad x_{r2} = 0.1$

表 2 是利用表 1 基本轮坯参数, 采用 Gleason 轮坯公式计算出的其他轮坯参数。

表 2 Gleason 齿轮副轮坯参数

Table 2 Blank data for Gleason gear

项目	Gleason 齿轮	
	小轮	大轮
模数		8.22
压力角/(°)		20
节锥角/(°)	18.060 5	71.939 5
齿顶高/mm	9.85	4.12
齿根高/mm	5.67	11.40
齿根角/(°)	1.633 2	3.281 0
大端轮冠外径/mm	142.033	380.676

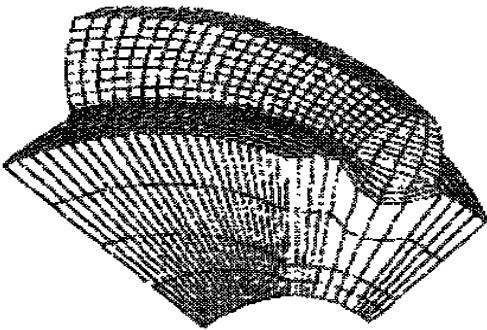
表 3 是利用表 1 基本轮坯参数, 利用第二部分的计算公式计算出的变位齿轮的其他轮坯参数。

本文在变位前、后弧齿锥齿轮的切齿计算中, 采用相同的刀盘半径和刀具齿形角。刀盘半径和刀具齿形角分别为 152.4 mm, 18.5°, 21.5°。

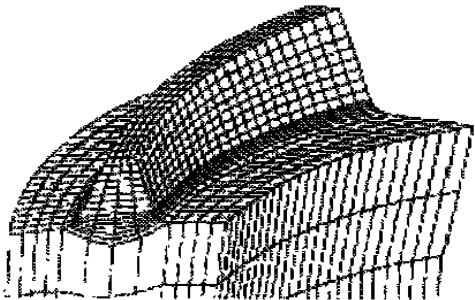
3 2 齿形与齿厚

图 3、图 4 是通过计算机仿真得到的变位前、

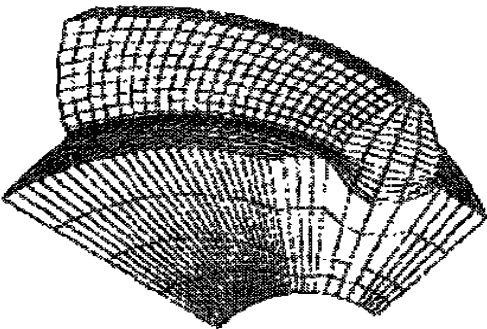
后弧齿锥齿轮的齿形。由仿真齿形图可以看出, 变位后小轮、大轮齿根加厚, 齿顶稍微变薄。在实际应用中, 可以优化变位系数, 使大、小轮的齿厚达到最优。



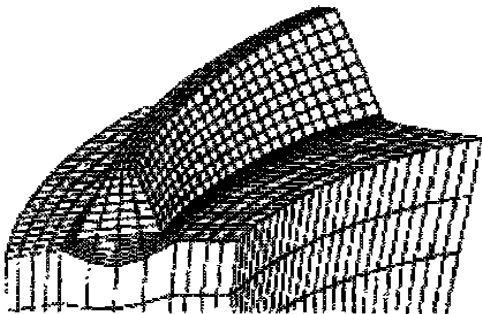
(a) 按 Gleason 轮坯计算公式所得的小轮齿形



(a) 按 Gleason 轮坯计算公式所得的大轮齿形



(b) 变位后的小轮齿形



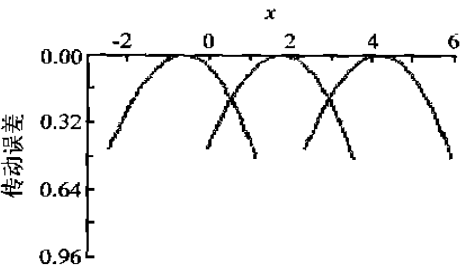
(b) 变位后的大轮齿形

图 3 变位前、后小轮齿形

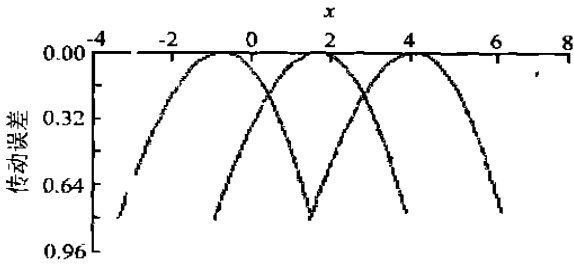
Fig 3 Pinion shape

图 4 变位前、后大轮齿形

Fig 4 Gear shape



(a) 变位前齿轮副的传动误差曲线



(b) 变位后齿轮副的传动误差曲线

图 5 传动误差曲线

Fig 5 Transmission enors

表 4 变位前、后大轮和小轮大端齿顶、齿根弦齿厚的比较

Table 4 Contrast of the addendum chordal thickness and dedendum chordal thickness on heel between non-zero modified spiral bevel gear and Gleason spiral bevel gear

项 目	变位后弧齿锥齿轮		Gleason 弧齿锥齿轮	
	小轮	大轮	小轮	大轮
大端齿顶厚/mm	4.909 1	2.720 4	6.202 9	3.864 8
大端齿根厚/mm	23.700 5	20.255 6	19.103 5	16.618 3

表 5 变位前、后小轮和大轮最大拉伸应力、最大压缩应力和最大接触应力
(单位: N/mm^2)

Table 5 Contrast of the maximal compressed stress, the maximal contact stress and the maximal contact stress between non-zero modified spiral bevel gear and Gleason spiral bevel gear

项 目	变位后弧齿锥齿轮		Gleason 弧齿锥齿轮	
	小轮	大轮	小轮	大轮
最大拉伸应力/ (N/mm^2)	112. 200 80	287. 094 40	157. 567 70	419. 648 20
最大压缩应力/ (N/mm^2)	188. 254 20	370. 666 00	251. 491 90	528. 412 90
最大接触应力/ (N/mm^2)	974. 861 10		1 106. 934 00	

表 4 是变位前、后大轮和小轮大端齿顶、齿根弦齿厚的比较。

3 3 重合度的比较

借助于 TCA 技术,得到了在相同的计算条件下(传动比函数一阶导数、接触迹线切线方向等条件)变位前、后的传动误差曲线。

利用文献[6],可知变位后齿轮的重合度提高了。

3 4 最大拉伸应力、最大压缩应力和最大接触应力的比较

表 5 是在相同大轮负荷力矩(5 500 Nm)的条件下,变位前、后大轮和小轮最大拉伸应力、最大压缩应力和最大接触应力的比较。

4 结 论

从以上的计算及计算机仿真可见:

- (1) 非零变位弧齿锥齿轮可以借助于局部综合法进行切齿设计。
- (2) 在不改变轮坯外形尺寸及刀具参数的情况下,加工出的正变位弧齿锥齿轮的齿根厚与传统的 Gleason 轮坯计算公式所得齿轮相比明显地增厚;且在相同大轮负荷力矩(5 500 Nm)的条件下,变位后齿轮的最大拉伸应力明显地比 Gleason 轮坯计算所得齿轮小(小轮大约减少 28% 左右,大轮减少 30% 左右)。由齿轮强度理论可知,变位

后齿轮的寿命和可靠性将大幅提高。

(3) 从表 5 可以看出,正变位弧齿锥齿轮的最大接触应力和传统的 Gleason 轮坯计算公式所得的齿轮相比有所减小。

参考文献

[1] 曾韬 螺旋锥齿轮设计与加工[M]. 黑龙江 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 1989

[2] Litvin F L. Gear Geometry and Applied Theory[M]. Englewood Clif f es, New Jersey: Prentice Hall, Inc , 1994

[3] Litvin F L, Zhang Y. Local Synthesis and Tooth Contact Analysis of Face-Milled Spiral Bevel Gears [R]. NASA CR 4342, Chicago: NASA Lewis Research Center, 1991.

[4] 田行斌, 方宗德 弧齿锥齿轮加工参数的全局优化设计[J]. 航空动力学报, 2000, 15(1): 75- 77.
TIAN Xing-bin, FANG Zong-de Overall Optimization on Machine-Tool Settings of Spiral Bevel Gears[J]. Journal of Aerospace Power, 2000, 15(1): 75- 77.

[5] 邓效忠, 方宗德, 张金良, 等 弧齿锥齿轮高重合度设计[J]. 中国机械工程, 2002, 13(9): 791- 795

[6] 方宗德, 刘涛, 邓效忠 基于传动误差设计的弧齿锥齿轮的啮合设计[J]. 航空学报, 2002, 23(3): 226- 230

[7] 方宗德, 邓效忠 高重合螺旋锥齿轮的设计与仿真[J]. 西北工业大学学报, 2002, 20(2): 213- 217

[8] 梁桂明 螺旋锥齿轮的新齿形—分锥角综合变位原理[J]. 齿轮, 1981(2): 19- 34

[9] 梁桂明, 邓效忠, 何兆旗 新型非零传动曲齿锥齿轮技术[J]. 中国机械工程, 1997, 8(1): 97- 101