# 直齿锥齿轮和零度弧齿锥齿轮传递误差 的对比分析

邢彬\*,侯明曦,毛宏图,孔祥锋,李芳

中航工业沈阳发动机设计研究所 航空发动机动力传输航空科技重点实验室, 辽宁 沈阳 110015

**摘 要**:锥齿轮是航空传动系统中必不可少的部件,直齿锥齿轮和零度弧齿锥齿轮由于传动的相似性,在诸多应用中可以 互换,但由于齿形的不同,其传动性能仍存在较大差异。本文分别构建直齿和零度弧齿锥齿轮的精确几何模型,并基于有 限元进行准静态接触分析,对比分析 2 种类型齿轮传递误差的差异,并采用不同的载荷以及安装误差工况,分析直齿和零 度弧齿锥齿轮传递误差的变化规律,为这 2 种不同类型齿轮在航空领域中的选择和应用上提供参考。

关键字:直齿锥齿轮;零度弧齿锥齿轮;传递误差;对比分析

#### 中图分类号: TH132.4 文献标识码: A 文章编号: 1007-5453 (2016) 08-0047-07

直齿锥齿轮和零度弧齿锥齿轮由于其传动的相似性, 在航空领域的诸多应用中都是可以互换的<sup>[1]</sup>。无论是正转 还是反转,两类齿轮产生的轴向力均促使两齿轮分离,为此, 两类齿轮在进行互换时,不需要改变原有的轴承装置。

目前,有关直齿锥齿轮和弧齿锥齿轮的研究有:文献[2] 通过静态分析,将一个正常刚度矩阵全部投影到接触线方 向,从而构建了一种分析直齿锥齿轮接触应力和齿形变形的 新计算方法 (NSMACL)。Elkholy<sup>[3, 4]</sup> 洗取离散的直齿圆柱 齿轮数据,通过三次方程逼近,从而构建模型预测直齿锥齿 轮的载荷分布和轮齿应力,此外,Elkholy还通过引入制造 误差对直齿锥齿轮的啮合刚度和载荷分布进行了研究分析。 Nalluveettil<sup>[5]</sup>采用有限元方法建立了直齿锥齿轮的三维刚 性模型,基于不同的齿轮副设计参数,通过齿根弯曲应力分 布和齿面载荷分布等方面对轮齿的传动特性进行了研究。 对干弧齿锥齿轮, Wildhaber E, Baxter M L 等科学家较早的 对螺旋锥齿轮的几何关系进行了较为准确的研究[6-8]。1981 年, Krezer 基于空间曲面的接触原理, 计算了螺旋锥齿轮的 齿面接触区域和传递误差,并用这2个参数评价了螺旋锥齿 轮的动态性能<sup>[9]</sup>。Simon 研究了机床调整参数与理论的传 递误差和载荷分布的映射关系,根据传递误差和载荷分布的 情况,可以获得最优传动性能下的机床参数<sup>[10]</sup>。Litvin 等讨 论了螺旋锥齿轮的有限元模型的构建,并以一对弧齿锥齿轮 为例,计算其接触强度和弯曲强度<sup>[11-14]</sup>。

直齿锥齿轮和零度弧齿锥齿轮由于其齿形的不同,在 传动性能上存在较大差异,目前,还未有关于直齿锥齿轮和 零度弧齿锥齿轮的对比研究的文献记载。

在齿轮传动过程中,由于轮齿受载变形及齿轮误差,动轮转动位置会偏离其(不考虑受载变形及齿轮误差时)所应处的理想转动位置。大量的数据研究表明,齿轮的传递误差是造成系统振动和噪声的主要激励源,研究锥齿轮传递误差的变化情况,对分析齿轮的传动性能有着至关重要的作用<sup>[15]</sup>。为此,本文以传递误差为研究对象,对比分析直齿锥齿轮和零度弧齿锥齿轮在各种工况条件下的传递误差变化规律,为2种不同类型齿轮在航空领域中的选择和应用上提供参考。

#### 1 锥齿轮模型的建立

#### 1.1 锥齿轮精确几何建模

本文采用的直齿锥齿轮的几何参数,如表1所示。由 于直齿锥齿轮的齿面为球面渐开线,为此,本文通过球 面渐开线的形成原理,推导球面渐开线的方程,然后通

收稿日期:2016-04-28; 退修日期:2016-05-18; 录用日期:2016-07-18

<sup>\*</sup> 通讯作者 . Tel.: 13624937698 E-mail: xingbin0130@163.com

引用格式: XING Bin,HOU Mingxi, MAO Hongtu, et al. Comparative analysis of transmission error between straight bevel gear and zero bevel gear [J].Aeronautical Science & Technology, 2016, 27(08):47-53. 邢彬,侯明曦,毛宏图,等. 直齿 锥齿轮和零度弧齿锥齿轮传递误差的对比分析 [J].航空科学技术,2016,27(08):47-53.

过 MATLAB 软件求取球面渐开线锥面的齿面点,最终导入到 UG 三维建模软件中,从而实现直齿锥齿轮的精确 建模。

表 1 直齿锥齿轮的几何参数 Table 1 The geometric parameters of straight bevel gear

参数	小轮	大轮
齿数	17	35
模数 /mm	3	3
法向压力角	25°	25°
节锥角	31° 41′ 59″	58° 18′ 1″
面锥角	34° 34′ 24″	61° 34′ 40″
根锥角	27° 48′ 28″	54° 48′ 50″
锥距/mm	51.17	51.17
齿宽 /mm	12	12

图 1 为球面渐开线的生成示意图。图中,平面 Q 与带 有基锥角为θ的基锥 K 在 ON<sub>1</sub> 处相切,当 Q 沿着基锥 K 做 纯滚动时,平面 Q 上任意一径向直线 OA 将在空间画出球 面渐开线锥表面。



图 1 球面渐开线生成示意图 Fig.1 The generation sketch map of spherical involutes

首先,建立 2 个坐标系:一个和基锥固联的固定坐标系 Oxyz,其中,z 轴与基锥轴线 OO'重合,而坐标原点为基锥的 锥顶 O;另一个动坐标系 Ox'y'z',其中,轴线 z'沿着基锥母 线 ON<sub>1</sub>方向,且轴线 z' 是平面 Q 沿着基锥 K 做纯滚动时的 瞬时回转轴,x' 是平面 Q 上一条与轴线 z' 垂直的线。由此 可得,径向直线 OA 在动坐标系 Ox'y'z' 中的表达式,如公式 (1)所示:

 $\begin{cases} x'/z' = \tan \psi \\ y' = 0 \end{cases}$ 

(1)

式中: ψ为 OA 与瞬时回转轴 ON<sub>1</sub> 的夹角。

将点A在动坐标系的坐标值变换到固定坐标系 Oxyz中,即可得到球面渐开线在Oxyz中的表达式,其中,  $Ox'y'z' \rightarrow Oxyz$ 的变换矩阵,如公式(2)所示:

	$\sin \varphi$	$\cos \varphi$	0	0]	[1	0	0	0]	
м	$-\cos \varphi$	$\sin \varphi$	0	0	0	$\cos \theta$	$\sin  heta$	0	$(\mathbf{a})$
<i>M</i> =	0	0	1	0	0	$-\sin\theta$	$\cos \theta$	0	(2)
	0	0	0	1	0	0	0	1	

由于球面渐开线为球面渐开线锥面和球面的交线,令球 面半径为*l*,又由公式(2)可得点*A*在动坐标系 Ox'y'z'中 的表达式,如公式(3)所示:

$$\begin{cases} x' = l \sin \psi \\ y' = 0 \\ z' = l \cos \psi \end{cases}$$
(3)

由此,可得球面渐开线表达式,如公式(4)所示:

	$\sin \varphi$	$\cos \varphi$	0	0]	[1	0	0	0]	$\left\lceil l\sin\psi\right\rceil$	
מ	$-\cos \varphi$	$\sin \varphi$	0	0	0	$\cos \theta$	$\sin  heta$	0	0	(1)
K=	0	0	1	0	0	$-\sin\theta$	$\cos \theta$	0	$l\cos\psi$	(4)
	0	0	0	1	0	0	0	1	1	

由于  $\psi = \varphi \sin \theta$ ,代人公式(4)并进行简化计算,最终得 到球面渐开线的表达式,如公式(5)所示:

$$R = \begin{bmatrix} l(\sin\varphi\sin\psi + \cos\varphi\cos\psi\sin\theta)\\ l(-\cos\varphi\sin\psi + \sin\varphi\cos\psi\sin\theta)\\ l\cos\psi\cos\theta\\ 1 \end{bmatrix}$$
(5)

根据式(5)计算得到的球面渐开线锥面表达式, 在MATLAB中进行编程,构建其齿面数值模型。通过 MATLAB计算,可以得到直齿锥齿轮锥面的离散点的坐标。 将计算所得的离散点的数值导入到 UG 软件中,并对数值点 进行自动包络,拟合可得到直齿锥齿轮的齿面模型。然后通 过切割、阵列、布尔运算等基本操作可以得到直齿锥齿轮的 几何模型,如图 2 所示。



图 2 直齿锥齿轮几何模型 Fig.2 The geometric model of straight bevel gear

螺旋锥齿轮的模型是基于刀具运动,通过其包络设计 而形成的,且齿面具有复杂的空间曲面形貌。基于表2的几 何参数和表3的加工参数,在三维绘图软件中构建刀具和毛 坯实体,采用虚拟加工,离散布尔运算得到齿面的切痕线,然 后拟合切痕线得到精确齿面,最终得到了零度弧齿锥齿轮的 精确几何模型,如图3所示。

	表 2 零度弧齿锥齿轮的几何参数
Table 2	The geometric parameters of zero bevel gear

参数	小轮	大轮
齿数	17	35
大端模数 / mm	3	3
法向压力角	25°	25°
轴交角	90°	90°
螺旋角	0°	0°
节锥角	31° 42′	58° 18′
面锥角	37° 14′	64° 1′
根锥角	25° 59′	52° 46′
齿顶高 /mm	3.57	1.93
外锥距/mm	51.17	51.17
齿宽 / mm	12	12
尺侧间隙	最小 0.1	最大 0.15
螺旋方向	左旋	右旋

表 3 零度弧齿锥齿轮的加工参数 Table 3 The processing parameters of zero bevel gear

6.¥	小	上於	
参数	凹面	凸面	人北
刀盘直径/in	6.500	5.500	6.000
外刀刀齿齿形角	25°	/	25°
内刀刀齿齿形角	/	25°	25°
刀尖圆角半径/in	0.020	0.020	0.040
刀尖错距	/	/	0.063
机床安装角	24° 59′	24° 59′	54° 46′
水平轮位/mm	-1.11	+1.29	0
垂直轮位/mm	2.01	1.58	0
床位 / mm	2.25	1.2	1.77
偏心角	50° 45′	43° 50′	46° 59′
摇台角	130° 44′	120° 7′	7°10′
滚比	1.911 7	2.002 5	1.156 0



图 3 零度弧齿锥齿轮几何模型 Fig.3 The geometric model of zero bevel gear

#### 1.2 有限元加载接触分析模型

有关齿轮接触分析, Litvin 等已经做了很多研究<sup>[11-14]</sup>, 其所用的大多为三齿或五齿模型,但据本研究团队的研究发现,忽略轮毂对齿轮的传动性能存在较大的影响,为此,本文 考虑采用轮毂结构模型进行分析。

将实体导入到有限元软件中,按照其工作状态进行实体装配,同时,在齿轮轴线上建立参考点 *R<sub>p</sub>*, *R<sub>g</sub>*,并在参考点和齿轮内圈之间建立耦合约束关系,在小轮耦合参考点 *R<sub>p</sub>* 施加负载扭矩,在大轮耦合参考点 *R<sub>g</sub>*施加转动位移,以模拟 大轮通过与小轮啮合,抵消小轮所带的反抗扭矩运转的实际 工况。锥齿轮边界条件的设置如图 4 所示。



图 4 边界条件示意图 Fig.4 The sketch map of the boundary conditions

网格的划分对有限元分析结果的准确性有着至关重 要的影响。首先,对锥齿轮的单齿进行实体切割,划分成图 5(a)所示的6个部分,这样可控制网格的粗细。对于锥齿轮, 为了细化齿轮齿面的网格,在齿宽、齿高方向各选取40个节 点,过渡区域以及轮毂部分对齿轮的影响较小,所以,在过渡曲 线方向选取10个节点,单齿的划分结果如图5(b)所示。



Fig.5 The gear meshing

完成网格的划分后,需对有限元模型的前处理进行 设置:

(1) 材料的定义: 赋予大小轮相同的材料属性, 其弹性 模量为 210GPa, 泊松比为 0.3。

(2)分析类型的定义:因为模型不考虑摩擦、阻尼等特 性对传动性能的影响,故采用隐式、静力学分析算法。

(3) 接触类型的定义:设置大小轮的接触面为接触对, 同时在齿轮轴线上建立参考点 RP1、RP2,并在参考点和齿 轮内圈建立耦合约束关系。

(4)分析步的设定:为了保证轮齿初始接触分析收敛, 设置了4个分析步。第一个分析步,接触齿面存在齿侧间隙的初始位置下,在小轮绕自身轴线的自由度上施加微小的转动量,大轮施加固定边界条件,使两齿发生接触,从而消除齿侧间隙,保证初始接触迭代计算收敛;第二分析步,保持大轮固定约束,释放小轮参考节点旋转位移约束,施加绕自身旋转轴线的初始扭矩,为了保证接触迭代收敛,该扭矩不宜 过大,第三分析步,保持大轮固定约束,将大轮负载扭矩增 大到额定值,第四分析步,保持小轮边界条件不变,释放大 轮绕自身轴线的旋转自由度,并让其旋转一定角度,以模拟 小轮通过接触面之间的啮合来抵消大轮反抗扭矩带动大轮 运转的实际工况。

(5) 输出结果的设置: 设置接触力、应力、位移和大小轮的转角为输出量。

## 2 计算结果

### 2.1 传递误差的计算

齿轮传递误差 (TE) 被 Harris 定义为从动轮实际转动 位移与理想转动位移之差,如图 6 所示, $\theta_g$  为大轮转角, $\theta_p$ 为小轮转角, $z_p$  为小轮齿数, $z_g$  为大轮齿数,齿轮的传递误 差就表示为:

$$TE = \theta_g - \frac{Z_p}{Z_g} \cdot \theta_p \tag{6}$$

根据式(6),在有限元计算过程中,只需要输出大小轮的转角位移,就可以计算出齿轮传动的传递误差。通过有限 元准静态计算出锥齿轮的传递误差,如图7所示。由图7可 知,直齿锥齿轮的传递误差的变化趋势几乎呈矩形波变化, 且在双齿区其传递误差达到最小值为0.65×10<sup>4</sup>rad,在单 齿区达到最大值为1.05×10<sup>4</sup>rad,其峰峰值为0.4×10<sup>4</sup>rad。 而对于零度弧齿锥齿轮,其传递误差的变化曲线在啮入啮出



Fig.6 The sketch map of transmission error





时,相对较为平缓,其传递误差的最小值为 1.34×10<sup>4</sup>rad,最 大值为 2.13×10<sup>4</sup>rad,峰峰值为 0.79×10<sup>4</sup>rad。通过对比可 以发现,零度弧齿锥齿轮的传递误差的最大值、最小值均大 于直齿锥齿轮,且其峰峰值也大于直齿锥齿轮。

传递误差曲线是评判齿轮传动平稳性的重要指标之 一,其变化曲线包含了齿轮的几何制造误差、齿面修形、安装 误差、轮齿侧隙以及齿面变形等。本文所建模型,由于采用 的是理想模型,不包含制造误差、安装误差、修形等参数,所 以传递误差的变化是由齿轮齿面的弹性变形引起的。对于 零度弧齿锥齿轮,由于其接触应力较大,弹性变形会变大,传 递误差的数值相应也会增大。但从传递误差的曲线可知,直 齿锥齿轮在啮入啮出时,曲线变化趋势大,几乎呈现矩形波 的变化,而弧齿锥齿轮啮入啮出曲线变化相对较平缓,不易 出现啮入啮出冲击。

#### 2.2 载荷对传递误差的影响

在工程实际应用中,齿轮所承受的载荷对锥齿轮传动存在 极大的影响,但具体影响有多大,至今也未见报道。本文分别选 取载荷为 5Nm、10Nm、15Nm、20Nm 以及 25Nm 对齿轮进行有 限元计算,从而分析不同载荷工况下传递误差的变化规律。

分别提取大小轮的转角位移,通过式(6)可计算出不同载荷下锥齿轮的传递误差,如图8所示。由图8可以看出,随着载荷的改变,齿轮传递误差的曲线变化趋势并没有发生很大的改变。但是,无论是直齿锥齿轮还是零度弧齿锥齿轮,随着载荷的增大,齿轮的传递误差数值均增大,并且随着载荷的增大,齿轮传递误差的峰峰值也增大。分别提取直齿锥齿轮和零度弧齿锥齿轮传递误差的最小值和峰峰值,具体数据如表4所示。

由表4的数据研究发现,随着载荷增大,齿轮的传递误差数值以及峰峰值都增大。且随着载荷由5Nm到25Nm的等步长增长,直齿锥齿轮传递误差的最小值呈现1.7×10<sup>5</sup>rad的线性增长趋势,而零度弧齿锥齿轮也呈现一个线性的增长趋势。



Fig.8 Transmission errors under different loads

表 4 不同载荷下的传递误差的测试数据 Table 4 Test data of transmission errors under different loads

		5Nm	10Nm	15Nm	20Nm	25Nm
直齿锥齿轮 / 10 <sup>-5</sup> rad	最小值	1.54	3.33	5.05	6.77	8.49
	峰峰值	0.95	2.02	3.15	4.10	5.05
零度弧齿锥齿轮 / 10 <sup>-s</sup> rad	最小值	3.74	7.42	10.75	13.78	16.57
	峰峰值	2.85	4.93	6.65	8.01	9.38

#### 2.3 安装误差对传递误差的影响

锥齿轮的安装误差主要有距离定位误差和角度安装误 差 2 类,实际中的安装误差则是这 2 种安装误差所综合导致 的结果。针对此情况,本文在大轮上施加距离定位误差,在 小轮上施加角度安装误差,模型如图 9 所示,分别对锥齿轮 的传动性能进行分析和研究。图 9 中, Δ*a*、Δ*b* 和 Δ*c* 分别 为大轮在 3 个自由度方向上的距离定位误差, ε<sub>h</sub> 和 ε<sub>v</sub> 为小 轮在垂直平面和水平平面内的角度安装误差。

根据加工精度,对5个安装误差数值进行初步设置,并分 别研究各误差对齿轮传动的影响规律。误差工况的设置如下:

工况 E0: 无安装误差;

工况 E1: △ a=0.1mm, 其余误差数值为 0;

工况 E2: △ b=0.1mm,其余误差数值为 0;

工况 E3: △ c=0.1mm,其余误差数值为 0;



图 9 安装误差示意图 Fig.9 The sketch map of alignment errors

工况 E4: ε,=0.1°,其余误差数值为 0;

工况 E5:  $\varepsilon_h=0.1^\circ$ ,其余误差数值为 0。

计算不同安装误差工况下直齿锥齿轮和零度弧齿锥齿 轮的传递误差,可以得到图 10 所示的曲线图。





由图 10 (a) 可以看出,安装误差的引入对直齿锥齿轮 传递误差影响很大,5 种安装误差的引入均会导致传递误 差曲线出现明显的畸变。而从数值上来看,E2 工况对直齿 锥齿轮的影响最大,直齿锥齿轮传递误差的最大值增大了 2.8×10<sup>4</sup>rad,其中,E5工况下的传递误差影响最小,但也有 0.7×10<sup>4</sup>rad。

通过图 10 (b) 观察零度弧齿锥齿轮传递误差的变化曲 线,可以发现 E2 工况下的误差的引入会导致弧齿锥齿轮的 传递误差出现较大的变化,使其最大值增大 0.5×10<sup>4</sup>rad,且 曲线变化趋势也发生畸变。但除去该误差,其他 4 种安装误 差,无论从变化趋势还是从数值上均影响不大。

因此,安装误差对直齿锥齿轮传递误差的影响远远大 于零度弧齿锥齿轮,并且距离定位误差 Δ*b* 对直锥齿轮和零 度弧齿锥齿轮的传递误差的影响最大。

# 3 结论

本文分别构建了航空领域中常用的直齿锥齿轮和零度 弧齿锥齿轮的精确几何模型,基于有限元的准静态接触分析 方法,计算并对比分析了2类型齿轮在不同载荷以不同安装 误差下的传递误差,得到以下结论:

(1) 在无误差工况下,零度弧齿锥齿轮的传递误差数值 高于直齿锥齿轮,但啮入啮出冲击小于直齿锥齿轮。

(2)在无误差工况下,随着载荷的增大,直齿锥齿轮和 零度弧齿锥齿轮的传递误差数值均呈现线性的增长趋势。

(3)误差的引入对直齿锥齿轮传递误差的影响远远大
 于零度弧齿锥齿轮,距离定位误差 Δb 对直锥齿轮和零度弧
 齿锥齿轮的传递误差的影响最大。

#### 参考文献

齿轮制造手册编委会.齿轮制造手册[M].北京:机械工业出版社,1998:388-423.

Editor Committee for "Handbook on Gear Manufacturing". Handbook on gear manufacturing [M].Beijing: Mechanical Industry Press, 1998: 388-423. (in Chinese)

- [2] Jianfeng L, Junxiao W, Ge Z, et al. Static analysis of bevel gears using finite element method [J]. Communications in Numerical Methods in Engineering, 1998, 14 (4): 367-380.
- [3] Elkholy A, Elsharkawy A. Load distribution and tooth fillet stress of straight bevel gears using a stiffness variation technique
   [J]. International Journal of Materials and Product Technology, 1997, 12 (4-6): 4-6.
- [4] Elkholy A, Elsharkawy A, Yigit A. Effect of meshing tooth stiffness and manufacturing error on the analysis of straight bevel gears [J]. Journal of Structural Mechanics, 1998, 26 (1): 41-61.

- [5] Nalluveettil S, Muthuveerappan G. Finite element modelling and analysis of a straight bevel gear tooth [J]. Computers & Structures, 1993, 48 (4): 739-744.
- [6] Baxter M. Basic geometry and tooth contact of hypoid gears [J]. Industrial Mathematics, 1961, 11: 19-42.
- [7] Wildhaber E.Basic relationship of hypoid gears [J]. American Machinist, 1946, 90 (4): 108-111.
- [8] Baxter M. Effect of misalignment on tooth action of bevel and hypoid gears [J]. ASME Paper, 1961; 61.
- [9] Krenzer T J. Tooth contact analysis of spiral bevel and hypoid gears under load [J]. Training, 2013: 11-04.
- [10] Simon V. Optimal machine tool setting for hypoid gears improving load distribution [J]. Journal of Mechanical Design, 2001, 123 (4): 577-582.
- [11] Litvin F L, Fuentes A, Fan Q, et al. Computerized design, simulation of meshing, and contact and stress analysis of facemilled formate generated spiral bevel gears [J]. Mechanism and Machine Theory, 2002, 37 (5): 441-459.
- [12] Litvin F L, Fuentes A, Hayasaka K. Design, manufacture, stress analysis, and experimental tests of low-noise high endurance

spiral bevel gears [J]. Mechanism and Machine Theory, 2006, 41 (1): 83-118.

- [13] Litvin F L, Zhang Y. Local synthesis and tooth contact analysis of face-milled spiral bevel gears [R]. DTIC Document, 1991.
- [14] Litvin F, Gutman Y. Methods of synthesis and analysis for hypoid gear-drives of "formate" and "helixform" —part 1. calculations for machine settings for member gear manufacture of the formate and helixform hypoid gears [J]. Journal of Mechanical Design, 1981, 103 (1): 83-88.
- [15] 曾韬.螺旋锥齿轮设计与加工 [M]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学 出版社, 1989: 47-52.
  ZENG Tao. Design and manufacture of spiral bevel gears[M]. Harbin: Harbin Institue of Technology Press, 1989: 47-52. (in Chinese)

#### 作者简介

邢彬(1984-) 男,硕士,工程师。主要研究方向:航空发动机传动润滑。
Tel: 13624937698
E-mail: xingbin0130@163.com

# Comparative Analysis of Transmission Error between Straight Bevel Gear and Zero Bevel Gear

# XING Bin<sup>\*</sup>, HOU Mingxi, MAO Hongtu, KONG Xiangfeng, LI Fang

Aviation Key Laboratory of Science and Technology on Power Transmission of Aeroengine, Shenyang Engine Design and Research Institute, Shenyang 110015, China

**Abstract**: Bevel gear is necessary for aeronautical transmission system. As the similarity of transmission, straight bevel gear and zero bevel gear are changeable in many applications. But their transmission performances are different because of their different tooth profile. In this article, the accurate geometric model of straight bevel gear and zero bevel gear were established, and static contact analysis of these gears were carried out by the finite element method, according to which the difference transmission error of the two type gears were analyzed. Under the different working conditions, the change rules of the two type gear's difference transmission were obtained. It can be reference for two type gears on the selection and application in aviation.

Key Words: straight bevel gear; zero bevel gear; transmission error; comparative analysis

 Received:
 2016-04-28;
 Revised:
 2016-05-18;
 Accepted:
 2016-07-18

 \*Corresponding author.
 Tel.:
 13624937698
 E-mail:
 xingbin0130@163.com