

弧齿锥齿轮摩擦功率损失计算*

袁杰红, 林泽锦

(国防科技大学 指挥军官基础教育学院, 湖南 长沙 410073)

摘要: 基于齿轮啮合原理和摩擦学理论, 将弧齿锥齿轮等效为当量直齿圆柱齿轮, 并综合考虑啮合点相对滑动速度、法向载荷、摩擦系数等时变性因素和实际重合度的影响, 建立弧齿锥齿轮摩擦功率损失计算模型。基于该模型, 以某型直升机尾减速器弧齿锥齿轮为对象, 对其进行摩擦功率损失计算分析。结果表明, 该计算模型考虑因素全面、分析方法简便、计算结果准确可靠, 对弧齿锥齿轮摩擦功率损失计算具有参考价值。

关键词: 弧齿锥齿轮; 弹流润滑; 摩擦系数; 摩擦功率损失

中图分类号: TH132.41 **文献标志码:** A **文章编号:** 1001-2486(2012)05-0115-06

The calculation of friction power loss for spiral bevel gears

YUAN Jiehong, LIN Zejin

(College of Basic Education for Commanding Officers, National University of Defense Technology, Changsha 410073, China)

Abstract: Based on the principle of gear engaging and tribology theory, by simplifying spiral bevel gear to spur gear, and by considering the impact of gear contact ratio and time-variant factors including meshpoint relative sliding velocity, normal load, and friction coefficient, the computing model of friction power loss for spiral bevel gear was established. According to the model, the friction power loss was calculated and analyzed by taking the spiral bevel gear of a helicopter tail reducer as research object. The results show that the computing model is reasonable, simple and reliable, and has a reference value to calculate the friction power loss for spiral bevel gears.

Key words: spiral bevel gear; elastohydrodynamic lubrication; friction coefficient; friction power loss

弧齿锥齿轮传动是重要的齿轮传动形式之一, 广泛应用于直升机、汽车及其他机械装备中。在其啮合传动过程中, 齿面间过高的摩擦功率损失会使传动效率下降。特别是在润滑冷却不充分的情况下, 齿轮摩擦功率损失产生的热量将使传动系统的零部件温度升高而变形, 甚至出现齿轮卡死等严重失效现象。因此, 进行弧齿锥齿轮摩擦功率损失计算研究具有重要意义, 它是传动系统热特性分析及润滑设计的依据。

齿轮摩擦功率损失计算主要有试验法、查表法和算法三种^[1]。试验法受试验设备和试验条件的限制, 周期长、耗资大, 而且试验结果不通用。查表法主要根据机械手册提供的传动效率进行估算, 难以根据对应的工况获得一个较为准确的数值。算法则是通过建立齿轮摩擦功率损失模型来进行计算, 通用性强, 结果更为合理。近年来国内外已有不少学者用算法对弧齿锥齿轮摩擦功率损失进行了研究^[2-6], 取得了不少成果, 但也存在不足。苏华等^[3-5]根据弧齿锥齿轮加载接触分析原理, 进行啮合点速度与载荷分析, 进而求得其摩擦功率损失。

但由于弧齿锥齿轮齿面几何的复杂性, 使啮合点速度分析及载荷确定十分困难, 因而他们的分析方法复杂、计算量大。戴化等^[6]为简化计算, 采用直齿轮功率损失 Anderson-Loewenthal 公式^[7]来计算弧齿锥齿轮摩擦功率损失, 仅以 1/4 啮合线长度上的摩擦功率损失作为齿轮的平均摩擦功率损失, 未综合考虑啮合点相对滑动速度、法向载荷及摩擦系数等因素随啮合位置不同而变化的影响。

由于弧齿锥齿轮的空间啮合理论比较复杂, 直接计算其摩擦功率损失较为困难。我们知道, 当量齿轮的引入, 对于成形刀具的选取及轮齿的强度计算等问题带来了极大的方便^[8]。如果也考虑先将弧齿锥齿轮等效为当量直齿圆柱齿轮后, 再计算其摩擦功率损失, 可望使问题简化。基于此, 本文在保持弧齿锥齿轮与当量齿轮的中点轮齿线速度和法向载荷不变的基础上, 将弧齿锥齿轮等效为具有中点齿型的当量直齿圆柱齿轮, 并综合考虑啮合点相对滑动速度、法向载荷及摩擦系数等随啮合位置变化的各种时变性因素的影响, 建立弧齿锥齿轮摩擦功率损失计算模型。

* 收稿日期: 2012-04-19

基金项目: 校科研计划资助项目(JC11-09-01)

作者简介: 袁杰红(1965—), 男, 湖南长沙人, 教授, 博士后, 硕士生导师, E-mail: yjh210048@163.com

1 计算模型

1.1 弧齿锥齿轮的当量直齿圆柱齿轮

将弧齿锥齿轮等效成以齿宽中点外锥距为节

表 1 弧齿锥齿轮及其当量直齿圆柱齿轮尺寸结构参数

Tab. 1 Structural parameters of spiral bevel gear and its equivalent spur gear

齿轮类型	主动轮 节锥角	从动轮 节锥角	主动轮 齿数	从动轮 齿数	中点 节锥距	螺旋角	压力角	主动轮 节圆半径	从动轮 节圆半径
弧齿锥齿轮	δ_1	δ_2	z_1	z_2	R	β	α	—	—
当量直齿 圆柱齿轮	—	—	$\frac{z_1}{\cos\delta_1 \cos^3\beta}$	$\frac{z_2}{\cos\delta_2 \cos^3\beta}$	—	—	α	$\frac{R \tan\delta_1}{\cos^2\beta}$	$\frac{R \tan\delta_2}{\cos^2\beta}$

1.2 啮合点速度分析

为了使当量直齿圆柱齿轮轮齿和弧齿锥齿轮齿宽中点轮齿的运动参数相同,应保持当量直齿圆柱齿轮分度圆速度与弧齿锥齿轮齿宽中点分度圆线速度相同。由表 1 可知,弧齿锥齿轮副主、从动轮中点处分度圆半径分别为 $R_1 = R \sin\delta_1$ 、 $R_2 = R \sin\delta_2$,其当量直齿圆柱齿轮副主、从动轮分度圆半径分别为 $r_1 = \frac{R \tan\delta_1}{\cos^2\beta}$ 、 $r_2 = \frac{R \tan\delta_2}{\cos^2\beta}$ 。若弧齿锥齿轮副的输入、输出角速度分别为 $\omega_{\text{锥}1}$ 、 $\omega_{\text{锥}2} = \frac{\omega_{\text{锥}1} R_1}{R_2}$,其当量直齿圆柱齿轮副的输入、输出角速度分别为 ω_1 、 ω_2 ,当弧齿锥齿轮副主、从动轮齿宽中点分度圆线速度分别与当量直齿圆柱齿轮副主、从动轮分度圆线速度相同时,有

$$\begin{cases} \omega_1 r_1 = \omega_{\text{锥}1} R_1 = \omega_{\text{锥}1} R \sin\delta_1 \\ \omega_2 r_2 = \omega_{\text{锥}2} R_2 = \frac{\omega_{\text{锥}1} R_1}{R_2} R_2 = \omega_{\text{锥}1} R \sin\delta_1 \end{cases} \quad (1)$$

由此可得

$$\begin{cases} \omega_1 = \omega_{\text{锥}1} \cos\delta_1 \cos^2\beta \\ \omega_2 = \frac{\omega_{\text{锥}1} \sin\delta_1 \cos^2\beta}{\tan\delta_2} \end{cases} \quad (2)$$

不难验证,式(1)、(2)仍然分别满足弧齿锥齿轮副及其当量直齿圆柱副的传动比关系。

图 1 所示为当量直齿圆柱齿轮副啮合点速度分析图。 P 为节点, C 为瞬时啮合点, r_1 、 r_2 为节圆半径, r_{a1} 、 r_{a2} 为齿顶圆半径, $N_1 N_2$ 为理论啮合线, r 为主动轮 1 轴心 O_1 至啮合点 C 的距离, α 为节圆压力角(与弧齿锥齿轮齿宽中点轮齿分度圆处法向压力角相等), α_c 为啮合点 C 对应的压力角, B_1 为开始啮合点, B_2 为终止啮合点, $B_1 B_2$ 为啮合点的实际轨迹^[10]。

如图 1 所示,将啮合点 C 随主动轮的牵连速度 v_1 沿法向和切向分解,可得切向速度为

$$v_{t1} = v_1 \sin\alpha_c = r \omega_1 \sin\alpha_c = |N_1 C| \omega_1 \quad (3)$$

圆半径的当量直齿圆柱齿轮,并使它的齿型与弧齿锥齿轮齿宽中点齿型相同。两者具体转换关系见表 1^[9]。

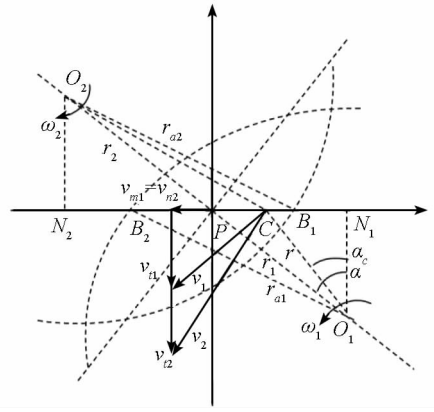


图 1 啮合点速度分析

Fig. 1 Meshpoint velocity analysis

同理,从动轮啮合点切向速度为

$$v_{t2} = |N_2 C| \omega_2 \quad (4)$$

相对滑动速度为

$$v_s = |v_{t1} - v_{t2}| \quad (5)$$

卷吸速度为

$$v_l = \frac{|v_{t1} + v_{t2}|}{2} \quad (6)$$

1.3 啮合点载荷处理

由前述推导可知,弧齿锥齿轮副及其当量齿圆柱副可以保持运动上一定的近似性,但无法做到啮合载荷的等效,为使摩擦功率损失计算合理准确,在计算模型中应保持当量直齿圆柱齿轮轮齿法向载荷与弧齿锥齿轮齿宽中点轮齿法向载荷相等。由文献[11]可知弧齿锥齿轮齿宽中点轮齿的法向载荷计算公式,即进行摩擦功率损失计算时,其当量直齿圆柱齿轮轮齿所承载的法向载荷应取为

$$F_n = \frac{2T}{d_{m1} \cos\alpha \cos\beta} \quad (7)$$

其中, d_{m1} 为主动弧齿锥齿轮齿宽中点分度圆直径, m ; T 为弧齿锥齿轮副输入扭矩, $N \cdot m$; 其他同上。

通常,齿轮啮合传动的实际重合度 $\epsilon_a > 1$,即存在多对轮齿同时啮合,此时需要将法向载荷在同

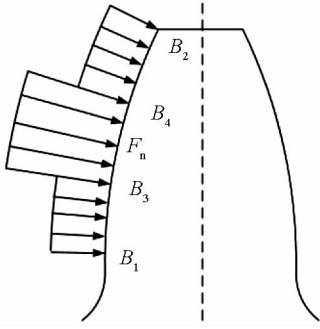


图2 法向载荷

Fig. 2 Normal load

时啮合的轮齿间进行分配。当重合度 $1 < \varepsilon_\alpha < 2$ 时,有单、双轮齿交替啮合传动,一个轮齿啮合点的法向载荷变化如图2所示。在单齿啮合区 B_3B_4 ,法向载荷仅由一对轮齿承受;在双齿啮合区域 B_1B_3, B_4B_2 ,法向载荷由同时啮合的两对轮齿共同承受,此时的载荷分配系数可通过文献[12]查询,一般将齿轮承受的法向载荷平均分配至两个轮齿。所以当量直齿圆柱齿轮啮合点法向载荷为

$$F_n = \begin{cases} \frac{2T}{d_m \cos\alpha \cos\beta} & \text{单啮合区} \\ \frac{T}{d_m \cos\alpha \cos\beta} & \text{双啮合区} \end{cases} \quad (8)$$

当量直齿圆柱齿轮的基齿距和重合度^[13]分别为

$$p_b = \frac{2\pi r_1 \cos\alpha}{z_1} \quad (9)$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{|B_1B_2|}{p_b} \quad (10)$$

由于在双齿啮合区 B_1B_3 或 B_4B_2 上,同时啮合的两个啮合点在啮合线上相距一个基齿距 p_b ,所以

$$B_1B_3 = B_4B_2 = B_1B_2 - p_b = (\varepsilon_\alpha - 1)p_b \quad (11)$$

1.4 瞬时滑动摩擦系数

齿轮的滑动摩擦系数与诸多因素有关,它随齿轮的结构参数、啮合位置、法向载荷、转速等因素的不同而变化,并且受齿面粗糙度、润滑状态、润滑油粘度及温度等影响。不少学者以弹流润滑理论为基础,进行了滑动摩擦系数的相关研究^[5,14-16]。Martin^[16]研究表明,齿轮滑动润滑状态按润滑油膜厚比 λ 的范围大致分为三类: $\lambda > 2$ 为完全弹流润滑状态; $0.2 \leq \lambda \leq 2$ 为混合弹流润滑状态; $\lambda < 0.2$ 为边界润滑状态。因此,滑动摩擦系数的计算应根据润滑状态的不同而选择不同的计算模型。

(1)完全弹流润滑下的滑动摩擦系数
润滑油膜厚比 λ ^[16] 为

$$\lambda = \frac{h_{\min}}{\sigma} \quad (12)$$

$$\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} \quad (13)$$

其中, h_{\min} 为齿面间最小油膜厚度, m ; σ 为平均齿面粗糙度, m ; σ_1, σ_2 分别为两齿面粗糙度, m 。

温诗铸^[17]对弹流润滑进行了深入研究,建议采用弹流膜厚公式

$$h_{\min} = 6.67\mu^{0.53}(\eta\nu_1)^{0.75}E^{-0.06}R^{0.41}\omega^{-0.16} \quad (14)$$

其中, μ 为润滑油粘压系数, m^2/N ; η 为润滑油动力粘度系数, $Pa \cdot s$; $E = \frac{2}{1 - \frac{\nu_1^2}{E_1} + 1 - \frac{\nu_2^2}{E_2}}$ 为当量弹性模量, Pa ; E_1, E_2 分别为主、从动轮弹性模量; ν_1, ν_2 分别为主、从动轮泊松比; $R = \frac{R_1R_2}{(R_1 + R_2)}$ 为当量曲率半径, m ; $R_1 = |N_1C|, R_2 = |N_2C|$ 分别为主、从动轮啮合点的曲率半径; $\omega = \frac{F_n}{L}$ 为单位接触长度载荷, N/m ; L 为接触长度, m ; 其他同上。

Winter 和 Michaelis^[18]推导了完全弹流润滑下的滑动摩擦系数

$$f_m = 0.0607\left(\frac{\omega}{\nu_s R}\right)^{0.2}\eta^{-0.05}\left(\frac{\sigma}{d_1}\right)^{0.25} \quad (15)$$

其中, d_1 为主动轮分度圆直径, m ; 其他同上。

(2)边界润滑下的滑动摩擦系数

Tallian^[19]通过研究认为边界润滑状态下的摩擦系数在 $0.1 \sim 0.2$ 。谷建共等^[4]研究表明,忽略载荷、滚动速度和滑动速度的影响,在润滑油特性和齿面粗糙度相同时,边界润滑下的平均滑动摩擦系数为常数,一般取 0.11 。

(3)混合弹流润滑下的滑动摩擦系数

齿轮的实际润滑状态为兼具完全弹流润滑和边界润滑的混合弹流润滑。混合弹流润滑下的平均摩擦系数公式^[5]为

$$f = \varepsilon^{1.2}f_m + (1 - \varepsilon)f_b \quad (16)$$

其中, $\varepsilon = \frac{1.21\lambda^{0.64}}{1 + 0.37\lambda^{1.26}}$; 边界润滑下的摩擦系数 f_b 取 0.11 ; 其他同上。

1.5 摩擦功率损失

在齿轮啮合传动过程中,啮合齿面间的摩擦主要有:滑动摩擦、滚动摩擦和金属弹塑性变形引起的内摩擦。由于滚动摩擦和金属变形摩擦所占比例很小,往往忽略不计,故一般只计算滑动摩擦产生的功率损失^[3]。

当重合度为 $1 < \varepsilon_\alpha < 2$ 时,在单齿啮合区 B_3B_4 ,瞬时摩擦功率损失为

$$q_c = f_1 F_{n1} v_{s1} \quad (17)$$

在双齿啮合区 $B_1 B_3$ 、 $B_4 B_2$ ，瞬时摩擦功率损失为

$$q_c = q_{c1} + q_{c2} = f_1 F_{n1} v_{s1} + f_2 F_{n2} v_{s2} \quad (18)$$

其中, f_i 为第 i 对轮齿啮合点的摩擦系数; F_{ni} 为第 i 对轮齿啮合点的法向载荷; v_{si} 为第 i 对轮齿啮合点的相对滑动速度 ($i=1,2$, 分别标示同时啮合的前、后两对轮齿)。

在一个啮合周期中, 总的摩擦生热为

$$Q = \int_{t_{B1}}^{t_{B2}} q_c dt = \int_{t_{B1}}^{t_{B3}} (f_1 F_{n1} v_{s1} + f_2 F_{n2} v_{s2}) dt + \int_{t_{B3}}^{t_{B4}} f_1 F_{n1} v_{s1} dt + \int_{t_{B4}}^{t_{B2}} (f_1 F_{n1} v_{s1} + f_2 F_{n2} v_{s2}) dt \quad (19)$$

其中, $t_{Bj} = \frac{\alpha_{Bj} - \alpha_{B1}}{\omega_1}$ 为轮齿从开始啮合点 B_1 到点 B_j 的时间 ($j=1,2,3,4$)。

所以, 齿轮平均摩擦功率损失为

$$q = \frac{Q}{t_{B2} - t_{B1}} \quad (20)$$

2 实例计算与分析

基于上述弧齿锥齿轮功率损失计算模型, 以某型直升机尾减速器弧齿锥齿轮为研究对象, 在正常润滑条件下, 输入转速为 2886 r/min, 输入扭矩为 207N·m, 计算分析其啮合传动过程中的摩擦功率损失。根据表 1 的换算公式, 弧齿锥齿轮的当量直齿圆柱齿轮结构尺寸参数如表 2 所示。弧齿锥齿轮材料和润滑油的物性参数如表 3 所示。由式(9)、(10)计算可得该当量直齿圆柱齿轮副的重合度为 $\varepsilon_\alpha = 1.7747$, 所以其为单、双齿交替啮合传动。

表 2 弧齿锥齿轮及其当量直齿圆柱齿轮结构尺寸参数(角度: rad, 长度: m)

Tab.2 Structural parameters of spiral bevel gear and its equivalent spur gear (Angle: rad, Length: m)

齿轮类型	主动轮 节锥角	从动轮 节锥角	主动轮 齿数	从动轮 齿数	中点 节锥距	螺旋角	压力角	主动轮 节圆半径	从动轮 节圆半径
弧齿锥齿轮	0.3290	1.2417	14	41	0.1444	0.6109	0.3491	—	—
当量直齿圆柱齿轮	—	—	26.9143	230.8311	—	—	0.3491	0.073495	0.63033

表 3 弧齿锥齿轮材料和润滑油的物性参数

Tab.3 Spiral bevel gear materials and lubricant parameters

主动轮材料泊松比 ν_1	0.3	主动轮弹性模量 E_1 (Pa)	200×10^9
从动轮材料泊松比 ν_2	0.3	从动轮弹性模量 E_2 (Pa)	200×10^9
主动轮齿面粗糙度 σ_1	2.5×10^{-7}	润滑油动力粘度系数 η (Pa·s)	0.0044
从动轮齿面粗糙度 σ_2	2.5×10^{-7}	润滑油粘压系数 μ (Pa $^{-1}$)	2.2×10^{-8}

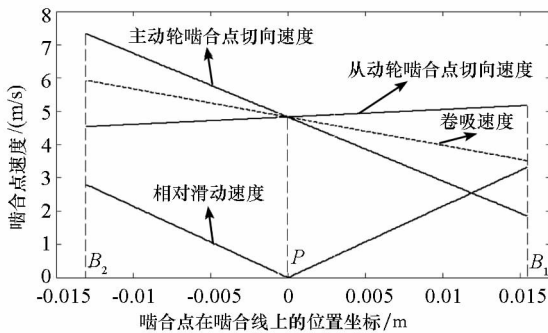


图 3 啮合点瞬时速度

Fig.3 Instantaneous velocity in meshpoint

图 3 是由式(3)~(6)计算得出的一对轮齿啮合点瞬时速度沿啮合线的分布图。如图 3 所示, 主动轮啮合点切向速度从开始啮合到终止啮合逐渐增大; 从动轮啮合点切向速度从开始啮合到终止啮合逐渐减小。啮合点相对滑动速度在节点为零, 并向啮合线两端逐渐增大。啮合点卷吸速度从开始啮合到终止啮合逐渐增大。

图 4 是由式(12)~(14)计算得出的一对轮

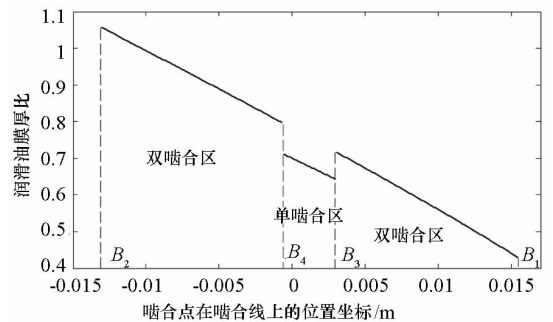


图 4 啮合点润滑油膜厚比

Fig.4 Lubricating oil film thickness ratio in meshpoint

齿啮合点润滑油膜厚比沿啮合线的分布图。如图 4 所示, 润滑油膜厚比在 0.4~1.1, 说明该弧齿锥齿轮处于混合弹流润滑状态, 因而采用式(16)计算滑动摩擦系数。

图 5 是由式(16)计算得出的啮合点瞬时摩擦系数分布图。如图 5 所示, 啮合点的瞬时摩擦系数随啮合位置的变化而不同, 单齿啮合区的摩擦系数比双齿啮合区大。

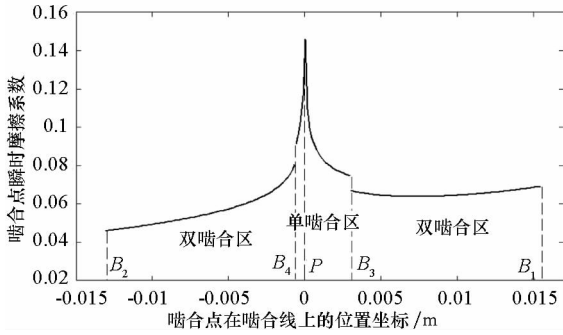


图5 啮合点瞬时摩擦系数

Fig. 5 Transient friction coefficient in meshpoint

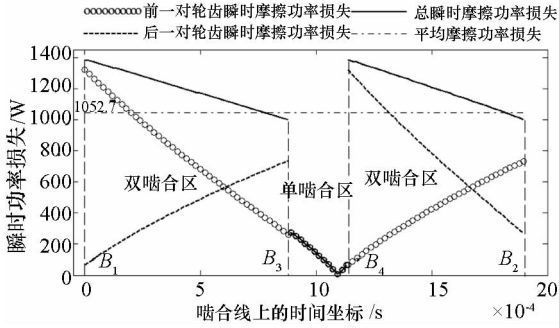


图6 瞬时摩擦功率损失

Fig. 6 Instantaneous friction power loss

表4 弧齿锥齿轮平均功率损失

Tab. 4 Average friction power loss of spiral bevel gear

	仅单齿啮合	单、双齿交替啮合
输入功率(W)	62560	62560
平均功率损失(W)	602.5	1052.7
功率损失率	0.96%	1.68%

图6是由式(17)~(20)计算得出,以时间为坐标的齿轮瞬时摩擦功率损失分布图。如图6所示,在双啮合区,有两对轮齿同时参与摩擦耗损功率。而早期的功率损失模型中,多数仅简单考虑只有一对轮齿啮合摩擦耗损功率。为考察是否考虑有多对轮齿同时啮合对摩擦功率损失计算结果的影响,将基于实际重合度(单、双齿交替啮合)的计算结果与令重合度为1(仅单齿啮合)的结果进行对比。如表4所示,单、双齿交替啮合的平均功率损失是仅单齿啮合情况下的1.75倍。这样,若以仅单齿啮合计算得出的摩擦功率损失是偏小的。因此,在进行弧齿锥齿轮传动系统热特性分析及其润滑设计时,考虑实际重合度影响的摩擦功率损失计算结果将更偏于安全。

为了验证本文建立的弧齿锥齿轮摩擦功率损失计算模型的合理性及计算结果的可靠性,首先将其与查表法获得的结果进行对比分析。《齿轮传动设计手册》^[8]给出了弧齿锥齿轮传动效率为

97%~99.5%,即其功率损失率在0.5%~3%,且这个范围还考虑了轴承功率损失及风阻损失。由本文计算得到的摩擦功率损失率为1.68%,可见,本文结果处于正常范围,说明了计算模型的合理性。其次,以本文研究的直升机尾减速器弧齿锥齿轮为对象,在相同输入工况下,按照文献[6]中提供的方法计算得到的弧齿锥齿轮摩擦功率损失率为1.67%,与本文的计算结果几乎一致。这进一步说明本文建立的弧齿锥齿轮摩擦功率损失计算模型的计算结果是准确可靠的。

3 结论

(1) 本文通过将弧齿锥齿轮等效为具有中点齿型的当量直齿圆柱齿轮,在保持弧齿锥齿轮与当量齿轮的中点轮齿线速度和法向载荷不变的基础上,建立了弧齿锥齿轮摩擦功率损失计算模型,并综合考虑齿轮传动过程中啮合点相对滑动速度、法向载荷、摩擦系数等因素的时变性影响,模型合理,分析简便。

(2) 通过将考虑实际重合度影响(单、双齿交替啮合)的摩擦功率损失计算结果与令重合度为1(仅单齿啮合)情况下的计算结果进行对比分析,说明是否考虑实际重合度影响对齿轮摩擦功率损失计算结果影响很大,且考虑实际重合度影响的计算结果更偏于安全。

(3) 通过与其他方法计算结果的对比分析,说明本文建立的弧齿锥齿轮摩擦功率损失计算模型的计算结果是准确可靠的。

(4) 本文建立的弧齿锥齿轮摩擦功率损失计算模型对于弧齿锥齿轮传动系统热特性分析及其润滑系统设计具有参考价值。

参考文献 (References)

[1] Diab Y, Ville F, Velex P. Prediction of power losses due to tooth friction in gears[J]. Tribology Transactions, 2006, 49(2): 260-270.

[2] Handschuh R F, Kicher T P. A method for thermal analysis of spiral bevel gears[J]. Transactions of the ASME, Journal of Mechanical Design, 1996, 118(4): 580-585.

[3] 苏华, 张永红, 陈国定, 等. 弧齿锥齿轮热摩擦学行为研究的几个方面[J]. 机械科学与技术, 2000, 19: 130-132. SU Hua, ZHANG Yonghong, CHEN Guoding, et al. On spiral bevel gear's thermal tribology behavior [J]. Mechanical Science and Technology, 2000, 19: 130-132. (in Chinese)

[4] 王延忠, 虞顺磊. 基于无油润滑的弧齿锥齿轮的三维瞬态温度场仿真分析[J]. 机械工程师, 2008(1): 65-68. WANG Yanzhong, YU Shunlei. Transient temperature field simulation of spiral bevel gears based on condition of dry-friction[J]. Mechanical Engineers, 2008(1): 65-68. (in Chinese)

- [5] 谷建功, 方宗德, 等. 混合弹流润滑下弧齿锥齿轮传动效率计算方法[J]. 农业机械学报, 2010, 41(5): 188-192. GU Jianguo, FANG Zongde, et al. Calculation of meshing efficiency for spiral bevel gears under the condition of mixed elasto-hydrodynamic lubrication [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(5): 188-192. (in Chinese)
- [6] 戴化. 某型直升机中、尾减干运转技术研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2008; 18-26. DAI Hua. Dry running design study on the type X helicopter IGB and TGB[D]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University, 2008; 18-26. (in Chinese)
- [7] Loewenthal S H, Rohn D A, Anderson N E. Advances in Traction Drive Technology[M]. Pergamon Press, 1983.
- [8] 朱孝录. 齿轮传动设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2005; 356-363. ZHU Xiaolu. Handbook of gear design[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2005; 356-363. (in Chinese)
- [9] 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 process of spiral bevel gears[M]. Harbin: Harbin Institute of Technology Press, 1989; 47-52. (in Chinese)
- [10] 杨可桢, 程光蕴. 机械设计基础[M]. 北京: 高等教育出版社, 1999; 45-60. YANG Kezhen, CHENG Guangyun. Fundamentals of machine design[M]. Beijing: High Education Press, 1999; 45-60. (in Chinese)
- [11] 成大先. 机械设计手册(第13篇)齿轮传动. 化学工业出版社, 2004; 228. CHEN Daxian. Mechanical design handbook (13) Gear Drive. Chemical Industry Press, 2004; 228.
- [12] 濮良贵. 机械设计[M]. 北京: 高等教育出版社, 2001; 190-195. PU Lianggui. Mechanical design [M]. Beijing: High Education Press, 2001; 190-195. (in Chinese)
- [13] 萨本佶. 高速齿轮传动设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1986; 52-54. SA Benji. High-speed gear design[M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 1986; 52-54. (in Chinese)
- [14] 周长江, 唐进元, 钟志华, 等. 齿轮传动齿面摩擦因素计算方法的研究[J]. 润滑与密封, 2006, 10(182): 185-191. ZHOU Changjiang, TANG Jinyuan, ZHONG Zhihua, et al. Studies on the calculation of teeth surface friction coefficients in gear drive[J]. Lubrication engineering, 2006, 10(182): 185-191. (in Chinese)
- [15] 许翔, 杨定富, 索文超, 等. 基于时变载荷的齿轮摩擦功率损失计算研究[J]. 工程设计学报, 2010, 17(3): 224-228. XU Xiang, YANG Dingfu, SUO Wenchao, et al. Calculation of friction power losses on gears based on time-varying contact load[J]. Journal of Engineering Design, 2010, 17(3): 224-228. (in Chinese)
- [16] Martin K. A review of friction prediction in gear teeth[J]. Wear, 1978, 49(2): 201-238.
- [17] 温诗铸, 杨沛然. 弹性流体动力润滑[M]. 北京: 清华大学出版社, 1992; 122-129. WEN shizhu, YANG Peiran. Elastohydrodynamic lubrication [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 1992; 122-129. (in Chinese)
- [18] Winter H, Michaelis K. Scoring load capacity of gears lubricated with ep-oils[C]//AGMA. Fall Technical Meeting, Montreal, Canada; AGMA, 1983.
- [19] Tallian T E. Pressure and traction rippling in elasto-hydrodynamic contact of rough surfaces[C]//American Society of Mechanical Engineers, n 73-Lub-18, 1973.