

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2023.06.008

# 考虑摆线轮齿距误差的RV减速器 转臂轴承寿命评估

李星<sup>1</sup>, 金守峰<sup>1</sup>, 宿月文<sup>2\*</sup>, 董雅文<sup>1</sup>, 赫森奥<sup>1</sup>, 贺晶<sup>1</sup>

(1. 西安工程大学机电工程学院, 陕西西安 710600;  
2. 宝鸡文理学院陕西省机器人关键零部件先进制造与评估省市共建重点实验室, 陕西宝鸡 721016)

**摘要:**针对RV减速器的转臂轴承易失效的问题,课题组以RV-110E减速器为研究对象,对转臂轴承进行受力分析,采用ADAMS软件建立RV减速器多体动力学模型,以Lundberg-Palmgren理论为基础,计算转臂轴承的寿命,分析摆线轮齿距误差对转臂轴承寿命的影响规律。研究表明:转臂轴承的载荷合力与分力呈周期性变化,同一摆线轮上的转臂轴承承受的载荷大小和周期相同,相位差为 $120^\circ$ ,转臂轴承承受的最大载荷为8 094.6 N,最小载荷为1 371.2 N;转臂轴承的理论寿命为4 629.0 h,仿真寿命为2 505.6 h;齿距误差值开始值为正时,轴承的载荷力比无误差大,反之则小;齿距误差值越大,转臂轴承的载荷力峰值振幅越宽,转臂轴承的寿命稳定性高,反之亦然。

**关键词:**RV减速器;载荷力;转臂轴承;摆线轮齿距误差

中图分类号:TH132.46;TH133.3 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2023)06-0058-08

## Life Calculation of Swivel Arm Bearing of RV Reducer Considering Pitch Error of Cycloidal Gear

LI Xing<sup>1</sup>, JIN Shoufeng<sup>1</sup>, SU Yuewen<sup>2\*</sup>, DONG Yawen<sup>1</sup>, HE Senao<sup>1</sup>, HE Jing<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, Xi'an Polytechnic University, Xi'an 710600, China;  
2. Shaanxi Province Key Laboratory of Advanced Manufacturing and Evaluation of Robot Key Components,  
Baoji University of Arts and Sciences, Baoji, Shaanxi 721016, China)

**Abstract:** Aiming at the problem that the swivel arm bearing of RV reducer being prone to failure, the RV-110E reducer was used as the research object to analyze the force on the swivel arm bearing. ADAMS software was used to establish the multi-body dynamics model of RV reducer. And Lundberg-Palmgren was used as the theoretical basis to calculate the life of swivel arm bearing, and analyze the influence of cycloid wheel pitch error on the life of swivel arm bearing. The results show that: the resultant force and component force of the loading force on the swivel arm bearing vary periodically, the loading force on the swivel arm bearing on the same cycloid wheel has the same magnitude and period, and the phase difference is  $120^\circ$ , the maximum loading force on the swivel arm bearing is 8 094.6 N, and the minimum loading force is 1 371.2 N; the theoretical life of the swivel arm bearing is 4 629.0 h, and the simulated life is 2 505.6 h; when the starting value of the tooth pitch error is positive, the loading force of the bearing is larger than that without error, and vice versa; the larger the tooth pitch error, the wider the amplitude of the peak loading force of the swivel arm bearing, the higher the life stability of the swivel arm bearing, and vice versa.

**Keywords:** RV reducer; loading force; swivel arm bearing; tooth pitch error of cycloidal wheel

收稿日期:2023-06-01;修回日期:2023-08-28

基金项目:陕西省重点研发计划项目(2021GY-326);国家级大学生创新创业项目(202210709041);陕西省大学生创新创业项目(S202210709085)。

第一作者简介:李星(1997),男,陕西西安人,硕士研究生,主要研究方向机器人关节驱动器。通信作者:宿月文(1979),男,山西忻州人,博士,副教授,主要研究方向为机器人关节驱动器。E-mail:suyuewen@163.com

RV减速器是基于摆线行星减速传动原理而形成的2级封闭式减速器。由于具有体积小、扭矩大、精度高和传动比大的优点,RV减速器被广泛应用于医疗检测、工业机器人和航空航天等领域<sup>[1-3]</sup>。据统计,曲柄轴与摆线轮之间的转臂轴承是RV减速器最薄弱的环节<sup>[4]</sup>。转臂轴承的滚动体承载能力差且工作负载较大,在工作过程中最先发生失效,因此对转臂轴承的受力分析与疲劳寿命的评估尤为关键。

国内外学者对RV减速器做了大量研究。张振强等<sup>[5]</sup>对RV减速器的原理和特点进行研究,分析了3类轴承的受力情况;聂傲男等<sup>[6]</sup>采用Romax建立RV减速器仿真模型,研究了工况、减速器结构和轴承结构等参数对减速器曲柄支承轴承和转臂轴承受力状态的影响规律;Olejarczyk等<sup>[7]</sup>对摆线轮箱中不同类型轴承的效率进行了比较,不同工况下的实验结果表明滚针轴承的效率比套筒轴承的效率有明显的提高;M. Blagojevic等<sup>[8]</sup>使用有限元分析法对RV减速器进行分析,探讨静态受力的应力表现,有限元分析结果与实验结果对照比较表明整体强度满足设计要求;吴素珍等<sup>[9]</sup><sup>[27-29]</sup>提出了一种基于多体动力学的受力计算方法,并利用该方法研究输入转速和负载对转臂轴承受力的影响规律;张帆<sup>[10]</sup>运用UG和ADAMS软件建立多体动力学模型,并利用ADAMS求解器分析转臂轴承与支撑轴承受力情况;刘华明等<sup>[11-12]</sup>建立了RV减速器模型并导入ADAMS软件建立虚拟样机模型,通过仿真得出考虑加工误差时输出轴力矩的上下浮动值,仿真结果比实验结果误差值更小;王少虎等<sup>[13]</sup>建立了考虑齿廓修形、制造误差的轮齿接触分析模型,分析了不同种类制造误差对传动误差的灵敏度影响;宿月文等<sup>[14]</sup>基于轮齿接触分析方法构建了RV减速器误差分析模型,

分析加工误差等级对减速器传动误差的影响规律。上述国内外学者的研究在进行ADAMS仿真分析时,仅分析了摆线轮与针齿的接触力的变化以及验证转速情况,未对轴承的受力情况进行分析;在考虑加工误差对减速器的影响时,多数学者针对传动精度的研究与分析并未考虑对轴承和减速器寿命的影响规律。

课题组以RV减速器的传动原理为切入点,对减速器转臂轴承进行受力分析;运用SolidWorks和ADAMS建立RV减速器多体动力学仿真模型;基于Lundberg-Palmgren理论对转臂轴承寿命进行计算与分析,研究了摆线轮齿距误差对轴承寿命的影响规律。

## 1 RV减速器转臂轴承的受力分析

RV减速器是一种2级减速机构,第1级为行星齿轮传动机构,第2级为摆线针轮传动机构,其传动原理如图1所示。课题组所研究的RV减速器型号为RV-110E,主要构件由1个太阳轮、3个行星轮、3个曲柄轴、2个摆线轮、1个针齿壳、1个行星架、多个针齿和若干个轴承组成,基本参数如表1所示。RV减速器的传动比为111,该RV减速器承受的转矩负载为970 N·m,额定的输出转速为15 r/min,承受的最大转矩为额定转矩的2.5倍。

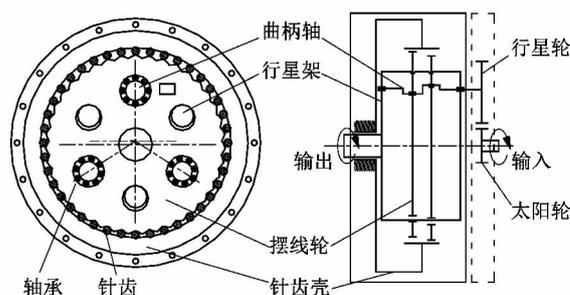


图1 RV减速器的传动原理

Figure 1 Transmission schematic of RV reducer

表1 RV-110E减速器基本参数

Table 1 Basic parameters of RV-110E reducer

针齿中心圆半径 $d_p/mm$	针齿半径 $d_p/mm$	偏心距 $e/mm$	摆线轮齿数 $Z_c$	针齿齿数 $Z_p$	太阳轮齿数 $Z_1$	行星轮齿数 $Z_2$	模数 $m/mm$	压力角 $\alpha/(^\circ)$
82.0	3.5	1.5	39	40	24	72	1	20

### 1.1 针齿对摆线轮的力

根据RV减速器的传动原理,忽略零件之间的摩

擦力<sup>[15]</sup>,分析针齿对摆线轮的力。如图2所示,当摆线轮逆时针转动时,针齿会阻止摆线转动,左边针齿受

到摆线轮的作用力,齿面对摆线轮产生反作用力,反作用力方向沿法向接触点方向通过节点  $P$ ,理论上只有一半针齿受力。将这些反作用力沿着作用线移至节点  $P$ ,并将这些力分解为  $X$  方向的力( $F_{1x}, F_{2x}, F_{3x}, \dots$ )和  $Y$  方向的力( $F_{1y}, F_{2y}, F_{3y}, \dots$ ),将  $X$  方向的力相加得到整个针齿对摆线轮在  $X$  方向的合力  $\sum F_{ix}$ ,将  $Y$  方向的力相加得到整个针齿对摆线轮在  $Y$  方向的合力  $\sum F_{iy}$ ,且有:

$$\sum F_{ix} = \frac{M_c}{2r_c} = \frac{M_c Z_p}{2k_1 r_p Z_c}; \quad (1)$$

$$\sum F_{iy} = K_y \sum F_{ix}; \quad (2)$$

$$K = \frac{2eZ_p}{r_p}; \quad (3)$$

$$K_y = \frac{2}{\pi} \left[ \frac{1}{K} + \frac{K^2 - 1}{2K^2} \ln \left( \frac{1 + K}{1 - K} \right) \right]. \quad (4)$$

式中: $M_c$  为 RV 减速器承受的转矩负载,  $N \cdot m$ ;  $Z_p$  为针齿齿数;  $k_1$  为短幅系数;  $Z_c$  为摆线轮齿数;  $r_c$  为摆线轮节圆半径,  $mm$ ;  $r_p$  为针轮中心圆半径,  $mm$ ;  $i$  为  $P$  点的编号。

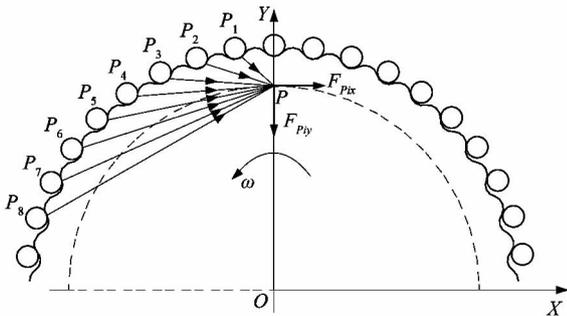


图2 针齿对摆线轮的力

Figure 2 Force of needle teeth on cycloidal wheel

### 1.2 转臂轴承对摆线轮的力

如图3所示,将转臂轴承对摆线轮的合力分解为  $F_{Ri1}, F_{Ri2}, F_{Ri3}$ ,其中  $Ri$  为曲柄轴的标号。其中  $\sum F_{Ri1}$  为平衡切向作用力  $\sum F_{ix}$  产生的力矩的分力,其只对  $O_c$  产生力矩,并与  $\sum F_{ix}$  对  $O_c$  产生的力矩大小相等、方向相反。 $\sum F_{Ri2}$  与  $\sum F_{ix}$  大小相等、方向相反,  $\sum F_{Ri3}$  与  $\sum F_{iy}$  大小相等、方向相反。

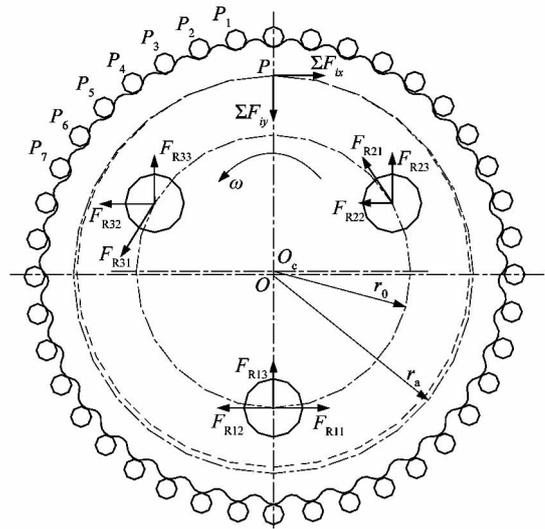


图3 轴承对摆线轮的力

Figure 3 Bearing force on cycloidal wheel

若所施加的负载恒定,  $F_{Ri1}$  的合力相对于曲柄轴是不变的,所以  $F_{Ri2}$  和  $F_{Ri3}$  的合力的大小也不发生变化,但方向会随着曲柄轴的自转而发生变化。因此  $F_{Ri1}$  为摆线轮转臂轴承上的恒定载荷,  $F_{Ri2}$  和  $F_{Ri3}$  为转臂轴承上旋转的载荷,将  $F_{Ri1}, F_{Ri2}, F_{Ri3}$  这3个力合并,1个恒定载荷和2个旋转载荷矢量相加而成的摆线轮转臂轴承对摆线轮的作用力为  $F_{Ri}$ 。

$$F_{Ri1} \cdot N \cdot r_a = \sum F_{ix} \cdot r_0; \quad (5)$$

$$F_{Ri1} = \sum F_{ix} \cdot r_0 / (N \cdot r_0) = M_c / (2N \cdot r_0); \quad (6)$$

$$F_{Ri2} = \sum F_{ix} / N; \quad (7)$$

$$F_{Ri3} = \sum F_{iy} / N; \quad (8)$$

$$F_{Ri} = F_{Ri1} + F_{Ri2} + F_{Ri3} \circ \quad (9)$$

式中: $N$  为曲柄轴数;  $r_0$  为曲柄轴转动中心分布圆半径,  $mm$ ;  $r_a$  为摆线轮传动的节圆半径,  $mm$ 。

在曲柄轴上建立平面坐标系,以转臂的切向为  $X$  轴,垂直于切向方向为  $Y$  轴。将  $F_{Ri1}, F_{Ri2}, F_{Ri3}$  沿着  $X$  轴和  $Y$  轴方向分解,将分解的力相加得  $X$  方向和  $Y$  方向的合力,再将  $X$  轴和  $Y$  轴的合力矢量相加最终得到合力  $F_{Ri}$  以及合力  $F_{Ri}$  与  $X$  轴的夹角。转臂轴承对摆线轮的受力分解如图4所示,图中  $A$  点为曲柄轴自转中心,  $B$  点为偏心部分中心。

$$F_{Ri} = F_{Ri1} + F_{Ri2} \cos \theta - F_{Ri3} \sin \theta; \quad (10)$$

$$F_{Ry} = F_{Ri2} \sin \theta + F_{Ri3} \cos \theta; \quad (11)$$

$$|F_{Ri}| = \sqrt{F_{Rx}^2 + F_{Ry}^2}; \quad (12)$$

$$\alpha = \arctan(F_{Ry}/F_{Rx})。 \quad (13)$$

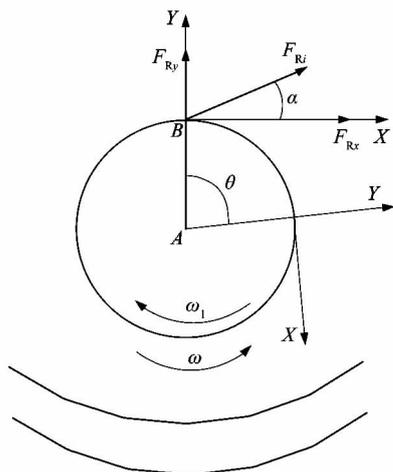


图4 转臂轴承对摆线轮的受力分解  
Figure 4 Force decomposition of swivel arm bearing on cycloidal wheel

计算结果表明合力的大小跟负载成正比,极限载荷是额定载荷的2.5倍。用MATLAB软件进行编程计算,得到图5所示曲柄轴1处转臂轴承的载荷合力与分力呈周期性变化。如图6所示,同一摆线轮上的转臂轴承承受的载荷大小和周期相同,相位差为 $120^\circ$ ,转臂轴承承受的最大载荷为8 094.6 N,最小载荷为1 371.2 N。

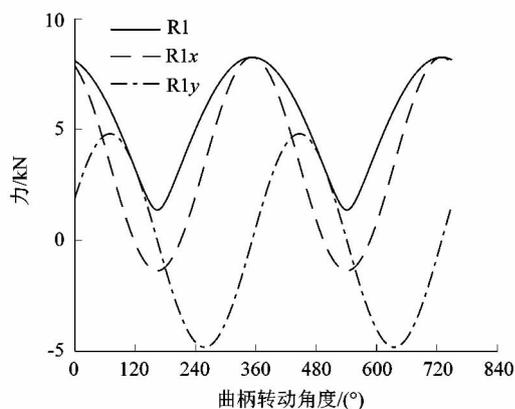


图5 曲柄轴1转臂轴承合力与分力  
Figure 5 Resultant force and component force of crank shaft 1 swivel arm bearing

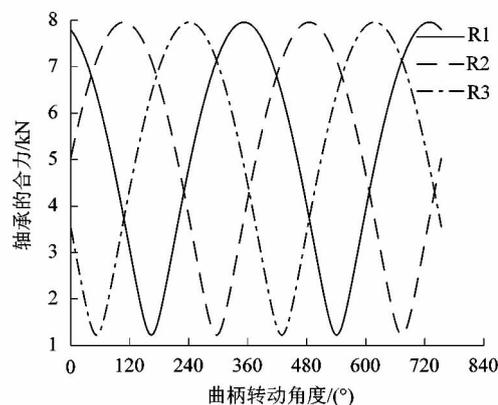


图6 同一摆线轮上转臂轴承的合力  
Figure 6 Resultant force of swivel arm bearing on same cycloidal wheel

## 2 RV减速器动力学仿真建模

### 2.1 RV减速器三维模型创建

为了仿真计算关键零部件的受力情况,需要建立RV减速器动力学模型<sup>[16]21-22</sup>。课题组采用SolidWorks软件对RV减速器进行三维模型的创建,输入表1中的各个零件的尺寸,并对各个零件进行虚拟装配,以及对整个装配体模型进行干涉的检查。经检验RV减速器三维装配模型未出现相互干涉的现象,其RV减速器三维模型如图7所示。

### 2.2 基于ADAMS的RV减速器动力学建模

#### 2.2.1 轴承模型的建立

为了模拟真实RV减速器运行情况,采用ADAMS软件自身携带的轴承库创建轴承模型,RV减速器轴承动力学模型如图8所示。在运用求解器计算时,ADAMS轴承模型相比于传统SolidWorks创建的轴承模型计算效率高,计算结果更为准确。

#### 2.2.2 初始条件的设置

将SolidWorks建立的RV减速器模型转化为x\_t格式,并将其导入ADAMS仿真软件中。在ADAMS软件中,对软件进行初始化设置,添加所需零件之间的轴承模型和运动副关系,并分别设置各个零部件的材料类型和力学特性<sup>[16]22-27</sup>。

将输入转速添加在输入齿轮和大地之间建立的旋转副上,再将负载扭矩添加在输出盘的质心,并调用ADAMS中的STEP函数。STEP函数的基本形式为:

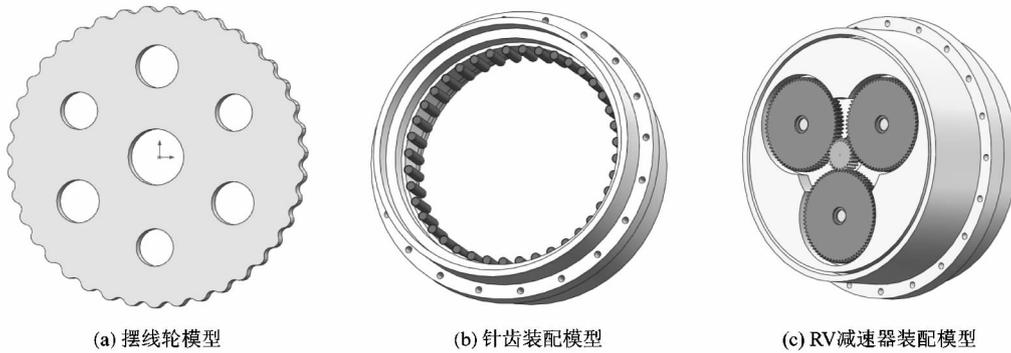


图 7 RV-110E 减速器三维模型

Figure 7 Three-dimensional model of RV-110E reducer

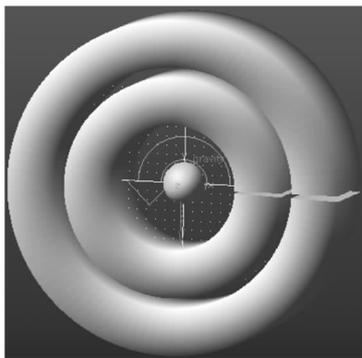


图 8 轴承动力学模型

Figure 8 Bearing dynamics model

STEP(time,  $x_0, h_0, x_1, h_1$ ), 其含义为自变量  $x$  为  $x_0 \sim x_1$  时, 因变量  $h$  从  $h_0$  平缓地上升至  $h_1$ 。输入转速为 720 ( $^\circ/\text{s}$ ), STEP 函数具体形式为 STEP(time, 0, 0, 1, 720), 即时间为 0 ~ 1 s 时, 转速从 0 提升至 720 ( $^\circ/\text{s}$ ); 输入负载扭矩为 970  $\text{kN} \cdot \text{mm}$ , STEP 函数具体形式为 STEP(time, 0, 0, 1, 970), 表示时间为 0 ~ 1 s 时, 负载扭矩从 0 上升至 970  $\text{kN} \cdot \text{mm}$ 。

### 2.2.3 仿真结果

将 ADAMS 仿真时间设置为 10 s, 进行求解计算, 得到图 9 所示的转臂轴承承受载荷力随曲柄轴的变化曲线。

由图 9 可知转臂轴承承受载荷力随曲柄轴转动呈周期性变化, 其中最大理论值为 7 957.0 N, 最小理论值为 1 236.0 N, 最大仿真值为 6 674.0 N, 最小仿真值为 350.4 N; 轴承承受载荷的理论值与仿真值曲线变化规律一致, 但大小存在误差, 原因在于 RV 减速器动

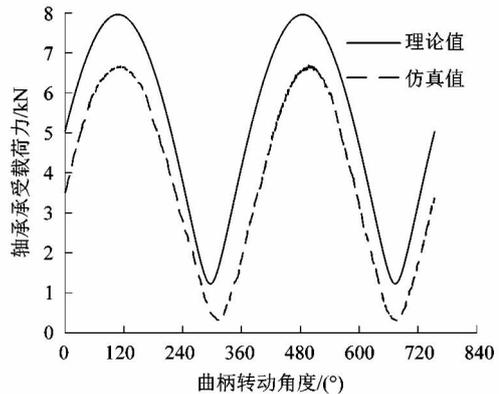


图 9 转臂轴承承受载荷力随曲柄轴的变化曲线

Figure 9 Curve of load borne by boom

bearing with crankshaft

力学模型考虑了行星齿轮系、摆线轮和针齿等各个零件之间的相互耦合作用, 与文献[9]第 29 页结果相同。

### 3 RV 减速器转臂轴承寿命计算

RV 减速器在传动的过程中, 为了减小减速器的尺寸, 通常将摆线轮的内孔作为转臂轴承的外圈, 曲柄轴作为内圈。RV 减速器转臂轴承的基本参数见表 2。

表 2 转臂轴承的基本参数

Table 2 Basic parameters of swivel arm bearing

外圈直径 $D/\text{mm}$	内圈直径 $d/\text{mm}$	滚子直径 $D_w/\text{mm}$	滚子 数 $Z$	轴承宽度 $d_k/\text{mm}$
42	30	6	13	14

#### 3.1 轴承寿命计算方法

转臂轴承的疲劳寿命是指轴承在产生疲劳剥落前能正常使用的寿命。基于 Lundberg-Palmgren 理论进

行计算,考虑轴承的支撑刚性高、转速低、润滑条件好等因素,将转臂轴承简化为圆柱滚子轴承,则轴承寿命计算公式<sup>[17]</sup>为:

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{P_0} \right)^{\frac{10}{3}} \quad (14)$$

式中: $L_h$ 为轴承寿命,h; $C$ 为轴承的额定动载荷,N; $P_0$ 为轴承的当量动载荷,N; $n$ 为轴承的转速,r/min。

### 3.1.1 轴承的额定动载荷

轴承的额定动载荷是指轴承的基本额定寿命恰好为100万转时,轴承所承受的载荷,反映了轴承在某一条件下的承载能力。由轴承基本参数计算得出轴承的额定动载荷:

$$C = f_c l^{7/9} \times Z^{3/4} D_w^{29/27} \quad (15)$$

式中:

$$f_c = 208 \lambda_v \gamma^{2/9} K_1 \times (1 + K_2)^{-2/9}; \quad (16)$$

$$K_1 = \frac{(1 - \gamma)^{29/27}}{(1 + \gamma)^{1/4}}; \quad (17)$$

$$K_2 = \left[ 1.04 \left( \frac{1 - \gamma}{1 + \gamma} \right)^{143/108} \right]^{9/2}; \quad (18)$$

$$\gamma = D_w / d_m \quad (19)$$

式中: $f_c$ 为轴承系数,h; $l$ 为轴承的有效长度,mm; $Z$ 为轴承滚子数; $D_w$ 为轴承的滚子直径,mm; $\lambda_v$ 为修正系数,为无量纲几何参数; $d_m$ 为轴承节圆直径,mm。

$\lambda_v$ 值对计算轴承额定动载荷影响较大,正确的选择 $\lambda_v$ 值很关键。当轴承最大滚子的受力与滚子接触应力较均匀时, $\lambda_v$ 应取较大的值,文中取 $\lambda_v = 0.83$ ,轴承的额定动载荷 $C = 28\ 378.5$  N。

### 3.1.2 轴承的当量动载荷

轴承的当量动载荷是指轴承在转动过程中实际承受的载荷。当轴承载荷以及转速发生变化时,应采用平均当量动载荷 $P_{0m}$ 代替当量动载荷。

由于RV减速器转臂轴承受力随曲柄轴转动而发生变化,所以轴承转动1周的时间就是轴承受力的变化周期,课题组在1个周期内计算轴承的当量动载荷:

$$P_{0m} = \left[ \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} F^{10/3}(\theta) d\theta \right]^{3/10} \quad (20)$$

式中: $\theta$ 为曲柄轴转动的角度; $F(\theta)$ 为轴承载荷随曲柄轴转动角度的函数。

运用MATLAB软件计算轴承的理论当量动载荷

为6 115.8 N,将图9轴承载荷的仿真数据带入式(20)计算得到轴承的仿真当量动载荷为7 352.3 N。

## 3.2 轴承寿命的计算结果与分析

将轴承的额定动载荷和理论当量动载荷带入式(14),得轴承的理论寿命为4 629.0 h;再将轴承的额定动载荷以及仿真当量动载荷代入式(14),得到的轴承仿真寿命为2 505.6 h。通过大量的实践分析得出轴承的仿真寿命通常为理论寿命的1/3。理论寿命和仿真寿命相比,可知理论计算得到的轴承寿命过于保守。RV减速器最薄弱的部位是曲柄轴与摆线轮之间的转臂轴承,而影响转臂轴承寿命的因素众多,如针齿半径误差,针齿位置误差和摆线轮轮廓误差等。课题组在未考虑误差的影响下,对减速器转臂轴承寿命进行计算,得到的理论寿命与仿真寿命符合预期。

## 4 摆线轮齿距误差对轴承寿命影响

RV减速器在加工制造过程中,各个零件的实际加工尺寸与理论尺寸都会有偏差。课题组运用几何公差理论,通过高斯分布来模拟各个零件实际加工误差的近似结果,并建立基于ADAMS的多体动力学误差仿真模型,模拟因加工误差摆线轮和曲柄轴处转臂轴承载荷力的变化情况。通过文献[18]知摆线轮齿距误差对RV减速器传动误差影响最大,课题组以摆线轮齿距误差作为研究对象,研究摆线轮齿距误差对转臂轴承寿命的影响规律。

### 4.1 摆线轮齿距误差形成理论

在加工RV减速器摆线轮时,会先加工摆线轮中心的曲柄轴孔,以曲柄轴孔作为加工摆线轮的定位中心。但在利用砂轮加工摆线轮时,由于摆放误差易导致摆线轮理论中心和加工中心产生误差 $\delta$ ,如图10所示。

由文献[18]中标准摆线轮齿形创建理论可知,摆线轮的齿距误差呈规律分布,从X轴正向逆时针方向给摆线轮轮齿编号,则第K个齿的角度误差可以用正弦函数表示为:

$$E_t(k) = E_{t,\max} \sin \left[ (k-1) \frac{\pi}{2} \right] \quad (21)$$

式中: $E_{t,\max}$ 表示摆线轮齿上齿距误差的最大值。

根据几何公差理论,最大齿距误差近似值取0.01 mm和0.02 mm,其4组齿距误差值如图11所示。

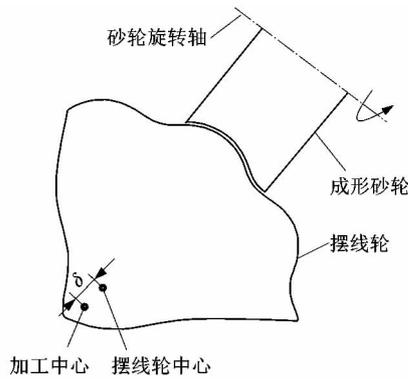


图 10 摆线轮加工摆放中心误差  
Figure 10 Center error of cycloidal wheel processing and placement

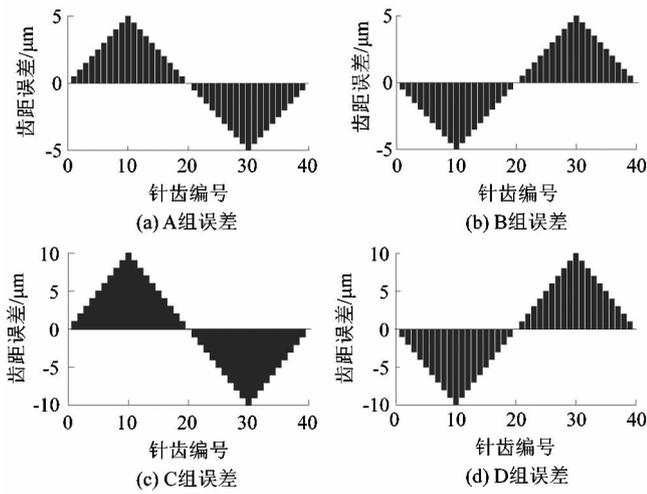


图 11 摆线轮齿距误差 4 组误差值

Figure 11 4 sets of tooth pitch error of cycloidal wheel

#### 4.2 基于 ADAMS 的误差模型建立及仿真

将 4 组摆线轮误差值运用 SolidWorks 软件分别建立 4 组摆线轮误差仿真模型,将 4 组仿真模型导入 ADAMS 仿真软件中,添加相应的约束以及零件的材料属性,建立仿真动力学模型。运用 ADAMS 软件进行 4 组误差模型的仿真分析,得到无误差模型和误差模型转臂轴承载荷力随曲柄轴转动的变化曲线如图 12 所示。

#### 4.3 结果分析

将图 12 中的数据导入 MATLAB 软件中,得到图 13 所示的无误差模型与误差模型转臂轴承最大载荷力曲线,和图 14 所示的无误差模型与误差模型转臂轴承寿命曲线。

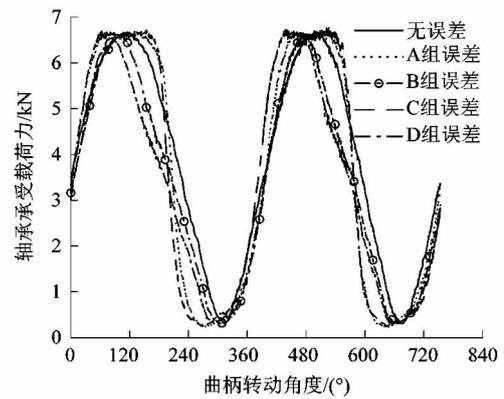


图 12 无误差模型和误差模型转臂轴承  
载荷力与曲柄转动角度关系

Figure 12 Relation of loading force of swivel arm bearing and crank rotation angle of error-free model and error model

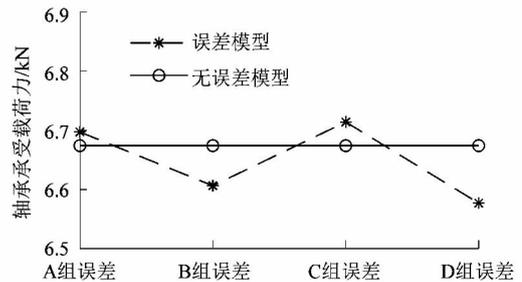


图 13 无误差模型与误差模型转臂轴承  
最大载荷力对比

Figure 13 Comparison of maximum loading force of swivel arm bearing between error-free model and error model

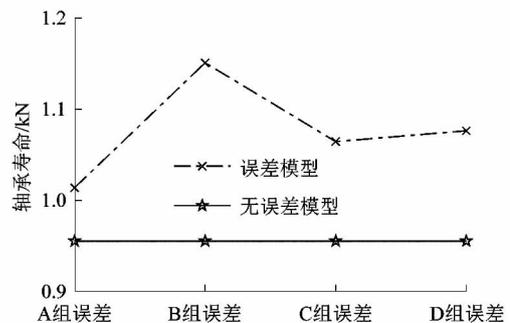


图 14 无误差模型与误差模型转臂轴承寿命对比  
Figure 14 Comparison of life of swivel arm bearing between error-free model and error model

由图 11 ~ 14 可得摆线轮齿距误差对转臂轴承寿命的影响规律:摆线轮齿距误差对转臂轴承载荷力变化曲线影响明显;4 组误差转臂轴承载荷曲线与无误差曲线主要表现在曲线峰值相位前移、后移或变宽等情况;齿距误差值开始值为正时,转臂轴承载荷力比无误差时大,齿距误差值开始值为负时,转臂轴承载荷力比无误差时小;齿距误差值越大,转臂轴承载荷力峰值约为 6 600 N 时,载荷力曲线峰值相位越宽,转臂轴承的寿命越稳定;齿距误差值越小,转臂轴承载荷力峰值约为 6 600 N 时,载荷力曲线峰值相位越窄,转臂轴承的寿命越稳定。

## 5 结语

课题组将理论建模和数值仿真相结合,构建了曲柄轴上转臂轴承载荷的理论计算方法,采用多体动力学仿真模型实现了 RV 减速器转臂轴承受力和寿命的评估,并将理论计算结果和仿真值进行对比分析,验证了仿真模型的有效性;提出了考虑齿距误差的摆线轮几何建模方法,并通过仿真模型分析了摆线轮齿距误差对转臂轴承寿命的影响。研究表明:齿距误差值开始值为正时,误差组的转臂轴承载荷力值比无误差组大,反之则小;齿距误差值越大时,误差组的转臂轴承载荷力曲线峰值相位越宽,转臂轴承的寿命越稳定,反之亦然。该研究为考察加工误差对 RV 减速器转臂轴承寿命影响机制提供了参考。

## 参考文献:

- [1] 刘鸣熙. 摆线针轮传动与小型 RV 二级减速器的研究[D]. 北京:北京交通大学,2008:1-9.
- [2] 李蒙. 中小功率壳固定 RV-E 型减速器的设计研究[D]. 哈尔滨工业大学,2012:1-5.
- [3] 张辉,冯晓宁. NN 型渐开线少齿差行星减速器承载能力实验及齿轮修形方法研究[J]. 机电工程,2021,38(6):787-791.
- [4] 吕凤鹏,李朝阳,黄健,等. RV 减速器转臂轴承的优化设计[J]. 中国机械工程,2020,31(9):1043-1048.
- [5] 张振强,王东峰,刘胜超,等. RV 减速器用轴承的受力分析[J]. 轴承,2016(10):1-3.
- [6] 聂傲男,李迎春,沈文亮,等. RV 减速器曲柄支承轴承和转臂轴承受力的变化规律研究[J]. 轴承,2022(5):9-15.
- [7] OLEJARCZYK K, WIKO M, KOODZIEJCZYK K. The cycloidal gearbox efficiency for different types of bearings-sleeves vs needle bearings[J]. Journal of Mechanical Engineering Science,2019,233(21/22):7401-7411.
- [8] BLAGOJEVIC M, MARJANOVIC N, DJORDJEVIC Z, et al. A new design of a two-stage cycloidal speed reducer [J]. Journal of Mechanical Design,2011,133(8):085001.1-7.
- [9] 吴素珍,何卫东,张迎辉. RV 传动机构用转臂轴承的受力及接触特性分析[J]. 华南理工大学学报(自然科学版),2020,48(6):25-33.
- [10] 张帆. RV 减速器传动精度分析与新型减速器设计[D]. 天津:天津大学,2019:20-33.
- [11] 刘华明,秦训鹏,黄津晶,等. RV 减速器的虚拟样机仿真与传动精度的研究[J]. 机械传动,2016,40(5):54-60.
- [12] WIKLO M, KROL R, OLEJARCZYK K, et al. Output torque ripple for a cycloidal gear train [J]. Journal of Mechanical Engineering Science,2019,233(21/22):7270-7281.
- [13] 王少虎,宿月文,金守峰,等. 可靠度约束下摆线针轮减速器加工精度优化[J]. 组合机床与自动化加工技术,2023(2):129-133.
- [14] 宿月文,郭彩霞,王参军,等. 传动可靠度约束下 RV 减速器加工精度等级优选方法[J]. 振动与冲击,2023,42(2):7-15.
- [15] 温泉. 2K-V 型减速机摆线轮处轴承寿命计算技术[D]. 郑州:华北水利水电大学,2021:9-14.
- [16] 汪晨. RV 减速器传动特性研究[D]. 无锡:江南大学,2020:21-27.
- [17] 陈东,钱瑞明,金京,等. 机械设计[M]. 北京:电子工业出版社,2010:315-316.
- [18] 张也,李朝阳,黄健. 多因素综合作用的摆线针轮传动误差分析[J]. 重庆大学学报,2020,43(12):1-12.
- [19] 李宇涛. 摆线针轮传动接触分析与精度评估[D]. 西安:西安工程大学,2022:15-27.