

DOI: 10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2021.04.009

# 考虑齿侧间隙的两栖无人机变形机构动态特性分析

张华,宋梅利,刘永,刘治渝,沈敏

(南京理工大学 机械工程学院,江苏 南京 210094)

**摘要:**为探究行星传动齿轮副齿侧间隙对两栖无人机摆臂变形机构动态特性的影响,基于齿侧间隙和 Hertz 接触理论的轮齿碰撞力计算方法,建立了含齿轮侧隙的摆臂变形机构接触碰撞模型,并运用 ADAMS 仿真软件对摆臂机构变形过程进行动力学仿真分析,分别探究不同侧隙大小、数目和材料等因素对摆臂机构变形过程中动态特性的影响。该研究成果可为两栖无人机摆臂变形机构的设计和 optimization 提供参考。

**关键词:**齿侧间隙;行星齿轮;动态特性;ADAMS

**中图分类号:**TH132.425 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2021)04-0035-05

## Analysis of Dynamic Characteristics of Deformation Mechanism of Amphibious UAV Considering Backlash

ZHANG Hua, SONG Meili, LIU Yong, LIU Zhiyu, SHEN Min

(School of Mechanical Engineering, Nanjing University of Science and Technology, Nanjing 210094, China)

**Abstract:** In order to investigate the influence of the backlash of the planetary gear pair on the dynamic characteristics of the swing arm deformation mechanism of the amphibious UAV, the contact collision model of swing arm deformation mechanism with gear backlash was established based on the calculation method of backlash and the tooth collision force calculation method of Hertz contact theory. The ADAMS simulation software was used to perform dynamic simulation analysis on the deformation process of the swing arm mechanism. The effects of different backlash size, number and materials on the dynamic characteristics of the swing arm mechanism during the deformation process were explored respectively. The research provides reference for the design and optimization of the swing arm deformation mechanism of amphibious UAV.

**Keywords:** backlash; planetary gear; dynamic characteristics; ADAMS

## 0 引言

随着无人机技术的发展,多栖无人机在侦查探测、播种施肥等方面发挥着越来越重要的作用,受到世界各国的广泛关注<sup>[1]</sup>。摆臂变形机构能够很好地实现无人机两栖变形功能,也是无人机的关键部件之一。摆臂由行星传动结构组成,在旋转过程中,其传动精度和平稳性受到齿轮装配和制造误差影响,且影响过程比较复杂。所以研究摆臂变形机构的动态特性是非常重要的。为了防止齿轮卡死和存储润滑油,齿轮啮合副之间会存在一定侧隙。不合理的齿轮侧隙在啮合运转时会反复出现接触、脱离、再接触的冲击振动,影响摆臂变形机构的稳定性和旋转精度,进而影响无人机的工作性能。

近年来,国内外对于齿侧间隙进行了多方面研究,杜英杰<sup>[2]</sup>基于某弹翼展开机构,建立弹翼展开机构间隙接触碰撞的数学模型,并利用 ADAMS 仿真软件,研究了不同间隙大小、数量和材料对机构展开过程的动态特性影响;王凯达<sup>[3]</sup>研究了不同轴承间隙和齿面磨损对齿轮系统的影响,通过实验仿真得到不同状态下机构的动力学特性;TSAI S J 等<sup>[4]</sup>为解决行星齿轮传动中多载荷接触齿对

的静态不确定问题,讨论了变形的影响、分担载荷的变化、接触应力以及载荷传递误差;吴启豪等<sup>[5]</sup>探究齿侧间隙对船用人字齿轮动态特性的影响,在 ADAMS 中建立动态模型,比较不同齿侧间隙、不同运动状态下人字齿轮的运动状态,为人字齿轮优化设计提供了参考依据。目前行星轮系作为多栖无人机变形部件,其研究较少,轮系间各种误差因素会影响多栖无人机变形效果和运动性能。所以本文以摆臂变形机构为研究对象,结合 ADAMS 软件,建立了含齿轮侧隙的动态仿真模型,分析摆臂机构变形过程中不同侧隙大小、数目和材料等因素对机构动态特性的影响,并为下一步的结构优化提供参考。

## 1 摆臂变形机构工作原理

如图 1 所示,摆臂变形机构主要由轴 1、轴 2 和轴 3 三个轴系部件组成。其中齿轮 1 为太阳轮,齿轮 2 为行星轮,旋转支撑臂为行星架;轴 2 与轴 3 通过锥齿轮传递运动。飞行状态时,轮桨部件与地面平行,桨叶呈水平状态;变形时,行星轮 2 既自转又公转,自转通过锥齿轮传动使轮桨部件由水平状态变为竖直状态,公转使行星轮围绕太阳轮进行旋转,轮桨部件位置发生改变,实现无人机由飞

行模式到陆地模式的转换,如图2所示。

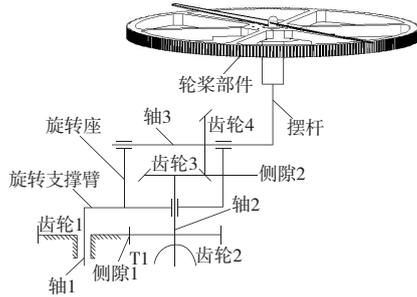


图1 摆臂变形机构简图

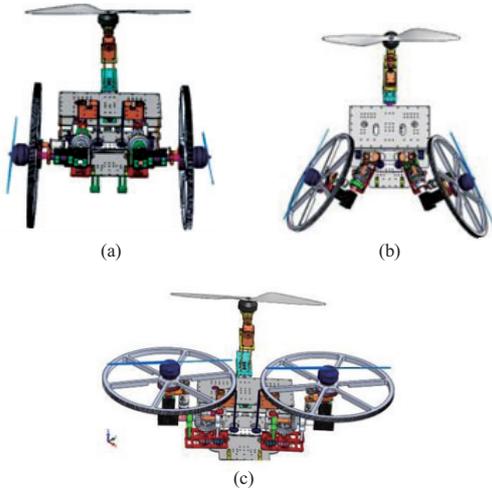


图2 两栖无人机陆空模式的转换

摆臂变形机构性能指标要求为:

- 1) 摆臂能够迅速旋转到位,展开时间 $<1\text{ s}$ ;
- 2) 为了减小摆臂运转过程中的动载荷,摆杆角加速度峰值应 $<1\times 10^5\text{ m/s}^2$ ;
- 3) 当摆臂变形机构带动轮桨部件完成变形时,轴2和轴3同步误差 $<1^\circ$ 。

## 2 考虑齿侧间隙的摆臂变形机构理论模型

### 2.1 齿轮侧隙的计算

侧隙是指两个相配齿轮的工作面相接触时,在两个非工作面之间所形成的间隙。计算齿轮副的最小法向侧隙 $j_{\min}$ 时,主要考虑齿轮副的热变形和润滑状况的工作条件<sup>[6]</sup>。其计算公式如下:

$$j_{\min} = 2a(\alpha_1 \Delta t_1 - \alpha_2 \Delta t_2) \sin \alpha'_n + \delta m_n \quad (1)$$

式中: $a$ 为齿轮副中心距,mm; $m_n$ 为齿轮模数; $\alpha_1$ 、 $\alpha_2$ 分别为齿轮、箱体材料的线膨胀系数; $\Delta t_1$ 、 $\Delta t_2$ 分别为齿轮、箱体工作温度与标准温度( $20^\circ\text{C}$ )之差; $\alpha'_n$ 为齿轮法向啮合角( $^\circ$ ); $\delta$ 为润滑状况系数(取 $\delta=15$ )。

计算齿轮副的最大法向侧隙 $j_{\max}$ 时,主要考虑齿轮的加工精度。其计算公式如下:

$$j_{\max} = j_{\min} + \sqrt{(T_{s1}^2 + T_{s2}^2) \times \cos \alpha_n^2 + (T_a \times 2 \times \sin \alpha_n)} \quad (2)$$

式中: $T_{s1}$ 、 $T_{s2}$ 为小齿轮、大齿轮的齿厚公差,mm; $T_a$ 为齿轮副的中心距公差,mm; $\alpha_n$ 为齿轮压力角, ( $^\circ$ )。

### 2.2 考虑齿轮侧隙的接触碰撞力模型

本文采用 Lankarani 和 Nikravesh 接触力模型(L-N 接触力模型),该模型的接触力公式为

$$F_N = K\delta^n + D\dot{\delta} \quad (3)$$

式中 $K\delta^n$ 为碰撞过程中的弹性变形力。其中 $K$ 是接触刚度系数, $\delta$ 是两接触物体间的相对压入量, $n$ 是碰撞力的指数,对于金属材料取1.5。 $K$ 取决于接触面的材料和几何属性,当两个构件相接触时, $K$ 可由下式计算:

$$K = \frac{4}{3(\sigma_1 + \sigma_2)} \left( \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4)$$

$$\sigma_1 = \frac{1 - \mu_1^2}{\pi E_1}, \sigma_2 = \frac{1 - \mu_2^2}{\pi E_2} \quad (5)$$

其中: $\mu$ 和 $E$ 分别表示碰撞件的泊松比和弹性模量; $R_1$ 、 $R_2$ 为接触齿轮半径。

式(3)中 $D\dot{\delta}$ 为碰撞过程中的碰撞力。其中 $\dot{\delta}$ 为相对碰撞速度, $D$ 为碰撞过程的阻尼系数。 $D$ 可通过式(6)求出:

$$D = \eta \dot{\delta}^n \quad (6)$$

其中 $\eta$ 为滞后阻尼因子。在L-N接触力模型中,由于机构内部阻尼的存在,会导致接触碰撞过程中能量的耗散。根据能量守恒定律,在接触碰撞前后两物体的动能损失可表示为

$$\Delta T = \frac{1}{2} \cdot \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \cdot \dot{\delta}_0^2 (1 - e^2) \quad (7)$$

其中: $e$ 为恢复系数; $\dot{\delta}_0$ 为碰撞点的初始相对速度。

对碰撞力进行积分同样可求得碰撞过程中物体的动能损失:

$$\Delta T = \int D \dot{\delta} d\delta = \int \mu \dot{\delta}^n d\delta = \frac{2}{3} \cdot \frac{\mu}{K} \cdot \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \dot{\delta}_0^3 \quad (8)$$

将式(7)和式(8)联立,可求得 $\mu$ ,进而可得

$$D = \frac{3K(1 - e^2) \dot{\delta}_0^n}{4 d_0} \quad (9)$$

因此根据式(3)可得考虑齿侧间隙的齿轮副接触力 $F_N$ 为:

$$F_N = K\delta^n \left[ 1 + \frac{3(1 - e^2) \dot{\delta}}{4\dot{\delta}_0} \right] \quad (10)$$

齿轮副的切向摩擦力采用 ADAMS 库伦摩擦模型:

$$F_t = -\mu_d F_N \text{sgn}(v), v(q, \dot{q}, t) \neq 0 \quad (11)$$

式中: $\text{sgn}(v)$ 为符号函数; $v(q, \dot{q}, t)$ 为接触点处的相对滑动速度; $\mu_d$ 为滑动摩擦因数。

本文基于L-N接触力模型的碰撞力函数,在ADAMS中对齿轮侧隙的碰撞接触问题进行分析。

## 3 摆臂机构动态特性仿真及结果分析

### 3.1 仿真参数的设置与模型验证

摆臂变形机构 ADAMS 仿真模型如图3所示。轴2为

输入构件,设置输入转速  $n_2 = 120 \text{ r/min}$ 。在 Solidworks 中建立装配体模型,将简化的装配模型导入到 ADAMS 中。导入后给各零件添加质量属性等,然后对其添加约束,如表 1 所示。

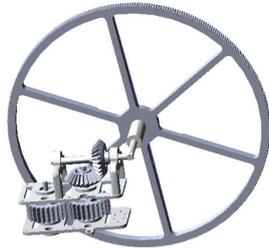


图 3 摆臂变形机构 ADAMS 仿真模型

表 1 主要零件间约束、驱动、接触统计

类型	零件	数量	添加形式
Motion	轴 2	1	Step Function
	轴 1 与支撑臂	1	Body Bodypoint
Jiont	轴 2 与支撑臂	1	Body Bodypoint
	轴 3 与旋转座	1	Body Bodypoint
Contact	齿轮 1 与齿轮 2	1	Entity to entity
	齿轮 3 与齿轮 4	1	Entity to entity

仿真计算得到轴 3 的角位移、角速度及齿轮 1 和齿轮 2 之间啮合法向力曲线,如图 4-图 6 所示。

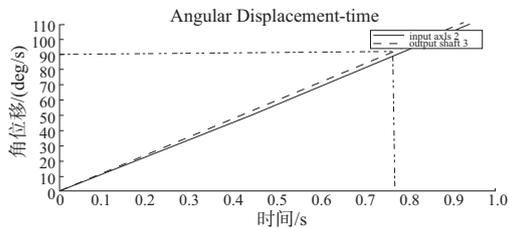


图 4 轴 2 和轴 3 角位移时域图

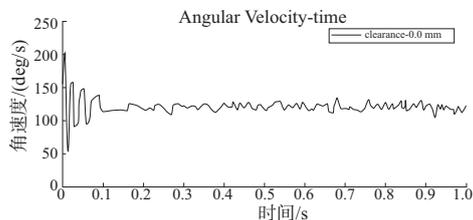


图 5 轴 3 角速度时域图

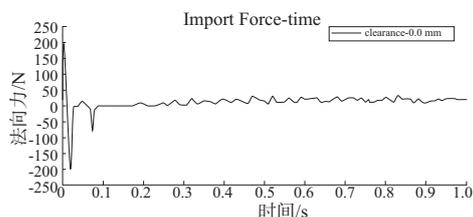


图 6 齿轮 1 和齿轮 2 之间啮合法向力时域图

从图 4 可以看出,轮子由竖直位置旋转到水平位置时,大约需要 0.75 s,符合  $< 1 \text{ s}$  的工作要求,同时可得输入轴与输出轴同步误差约为  $10'$ ,  $\ll 1^\circ$  的工作要求。图 5 表明,在运行之初,由于机构突然加速,两齿轮间会产生较大冲击,导致两齿轮间啮合力出现突变,大约 0.1 s 后轴 3 角速度基本平稳下来,进入恒定转速阶段。图 6 显示,齿轮各轮齿间啮合力幅值在某一均值附近上下波动,这是齿轮以一定周期啮入、啮出冲击产生的结果。

时域分析中 0.1 s 后轴 3 角速度和齿轮啮合法向力的理论计算值<sup>[7]</sup>和 ADAMS 仿真值,结果列于表 2 中。其中误差值是仿真和理论计算值的差值与理论计算值比值的绝对值。

表 2 理论计算值和仿真分析值的比较

比较项	角速度		法向啮合力	
	数值/(deg/s)	误差/%	数值/N	误差/%
理论值	120.00		242.50	
仿真值	121.32	1.10	244.56	0.85

对比表 2 中各个参数,其理论值和仿真值的偏差较小,可认为二者基本吻合,从而验证了虚拟样机模型的正确性。

### 3.2 动力学仿真结果与分析

#### 1) 齿轮侧隙大小对机构动态特性的影响

为研究齿轮副侧隙<sup>[8-9]</sup>的大小对摆臂变形机构动态特性的影响,选取直齿轮副中侧隙 1(图 1)为研究对象。根据式(1)、式(2)计算得出直齿轮副的最小侧隙为 0.083 mm,最大侧隙为 0.315 mm。分别选取 0 mm(理想状态)、0.1 mm、0.2 mm、0.3 mm 4 种侧隙,设置仿真时间为 1 s,其余参数设置同 3.1 节<sup>[10]</sup>。

图 7、图 8、图 9 分别为齿侧间隙大小为 0 mm、0.1 mm、0.2 mm 和 0.3 mm 时齿轮接触碰撞力、摆杆角速度和角加速度随时间的变化情况(本刊系黑白印刷,如有疑问请咨询作者)。

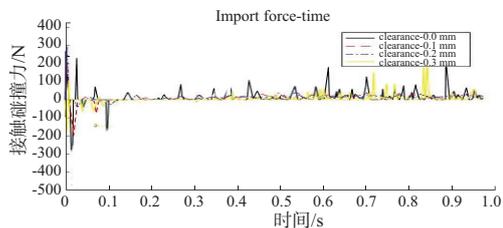


图 7 齿轮 1 和齿轮 2 接触碰撞力时域图 (不同侧隙大小)

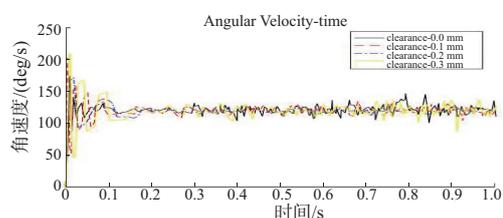


图 8 摆杆角速度时域图(不同侧隙大小)

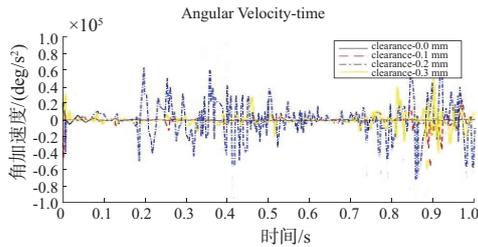


图9 摆杆角加速度时域图(不同侧隙大小)

图7显示,运动开始时,齿轮副接触碰撞力达到峰值,这是由齿轮速度突变引起的。当侧隙为0 mm时,齿轮接触碰撞力最大。侧隙为0.1 mm时,齿轮副接触碰撞力最小,约为133 N,侧隙为0.3 mm时,齿轮副接触碰撞力增大,接近200 N,是侧隙为0.2 mm时的1.2倍,是侧隙为0.1 mm的1.5倍,碰撞力随侧隙的增大而增大。

图8表明,当齿轮侧隙为0.3 mm时,角速度波动最为剧烈,当侧隙减小到0.1 mm时,摆杆角速度波动明显趋于平缓,无侧隙时,角速度变化最为平稳。可见,随着侧隙的不断减小,摆杆角速度波动趋于平稳。

图9可以看出,摆杆角加速度波动较大。当侧隙为0.3 mm时,摆杆角加速度峰值最大,接近80 000 deg/s<sup>2</sup>,曲线波动最为明显。侧隙为0.1 mm时,峰值约为40 000 deg/s<sup>2</sup>,是侧隙为0.3 mm时的0.5倍。无侧隙时,摆杆角加速度峰值最小。

造成以上现象的原因是:侧隙的产生使齿轮副产生“自由”和“接触”两种状态交替,导致侧隙碰撞力和摆杆角加速度增加,机构产生震动。侧隙为0 mm时,齿轮一直“接触”在一起,不断进行着摩擦,加速系统能量的消耗,因此啮合力峰值比较大,加速度波动变化小;当侧隙为0.3 mm时,齿轮之间不断交替“自由”和“接触”两种状态,机构震动比侧隙为0.1 mm时更为剧烈,所以导致碰撞力峰值和角加速度变化明显。综上可得,控制齿轮侧隙在0.1 mm左右有利于提高机构的工作性能。

### 2) 齿轮侧隙数目对机构动态特性的影响

为研究侧隙数目对机构工作性能的影响,分别对单侧隙和双侧隙对机构进行动态特性仿真分析,设侧隙的大小均为0.1 mm,其余参数设置同3.1节。

图10、图11、图12分别为单侧隙、双侧隙情况下齿轮接触碰撞力、摆杆角速度和角加速度随时间的变化情况。

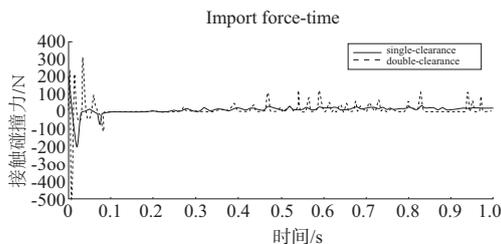


图10 齿轮1和齿轮2接触碰撞力时域图(不同侧隙数目)

图10中,单侧隙情况下的碰撞力峰值是双侧隙情况的1.5倍。图11中,在摆臂机构变形0~0.1 s的初始阶

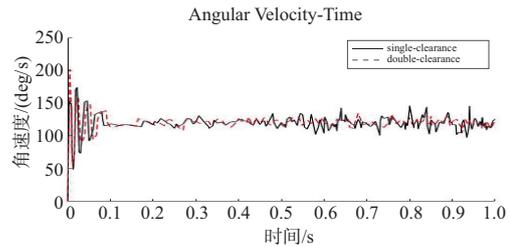


图11 摆杆角速度时域图(不同侧隙数目)

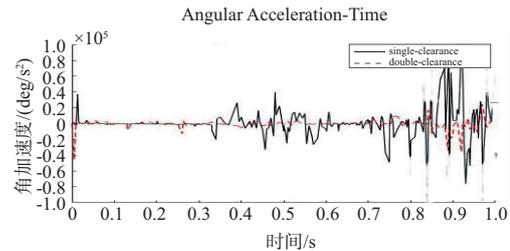


图12 摆杆角加速度时域图(不同侧隙数目)

段,侧隙的数量对角速度影响不大,但整体变形过程中,单侧隙波动比双侧隙更加剧烈。图12中,单侧隙角加速度峰值约为40 000 deg/s<sup>2</sup>,约为双侧隙角加速度峰值的2倍。可以看出,相对于单侧隙,双侧隙的存在使得机构齿轮啮合副碰撞力、摆杆角加速度和角速度均表现为更小的数值,变形过程更平稳、更缓慢。

由于双侧隙的存在增加了系统能量的耗散,机构的势能经过齿轮副间能量的消耗后传递给摆杆,在一定程度上减弱了摆杆的动力学扰动。所以,大小合理的多齿侧隙同时作用时,有利于提高摆臂变形机构的稳定性。

### 3) 齿轮材料对机构动力学特性的影响

为研究不同齿轮材料对机构动态特性的影响,假定侧隙只存在直齿轮啮合副之间(侧隙1),根据无人机的整体质量要求,选取齿轮1和齿轮2分别为聚甲醛(POM)、尼龙(MC901)和尼龙(PA66)3种目前市场上常用的塑料齿轮,分析3种材料齿轮机构的动力学特性,选择最合适齿轮材料。为了不改变摆臂变形机构的属性,仅改变齿轮的材料和接触参数,其他条件同3.1节不变。

经公式(4)计算,齿轮面对聚甲醛(POM)-聚甲醛(POM)的等效接触刚度 $K$ 取值 $2.3 \times 10^8$ ,尼龙(PA66)-尼龙(PA66)的 $K$ 取值 $1.9 \times 10^4$ ,尼龙(MC901)-尼龙(MC901)的 $K$ 取值 $1.5 \times 10^4$ 。

经公式(11)计算,齿轮面对聚甲醛(POM)-聚甲醛(POM)的动摩擦因数 $\mu_d$ 取 $2.1 \times 10^4$ ,尼龙(PA66)-尼龙(PA66)的动摩擦因数 $\mu_d$ 取 $1.6 \times 10^4$ ,尼龙(MC901)-尼龙(MC901)的动摩擦因数 $\mu_d$ 取 $1.2 \times 10^4$ 。

3种不同材料时齿轮副接触碰撞力、摆杆的角速度和角加速度随时间的变化情况见图13~图15。

图13显示,聚甲醛(POM)齿轮接触碰撞力幅值约为180 N,约为尼龙(MC901)齿轮幅值4.5倍,约为尼龙(PA66)齿轮稳定阶段幅值3.5倍。因此尼龙(MC901)齿轮接触碰撞力峰值最小,啮合过程最为平稳,其次是尼龙(PA66)齿轮,聚甲醛(POM)齿轮接触碰撞力峰值最大。

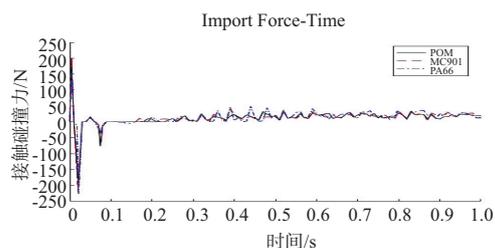


图 13 齿轮 1 和齿轮 2 接触碰撞力时域图 (不同齿轮材料)

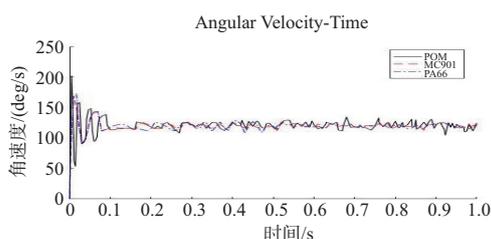


图 14 摆杆角速度时域图 (不同齿轮材料)

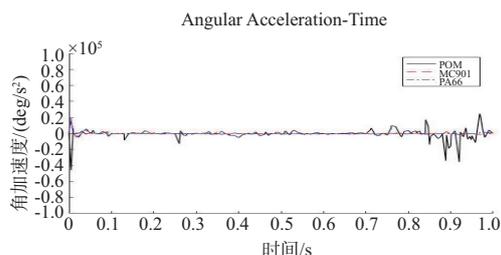


图 15 摆杆角加速度时域图 (不同齿轮材料)

图 14 显示,齿轮开始接触时,角速度波动比较明显,之后整体摆动过程比较平稳,只有微小波动。聚甲醛 (POM) 齿轮角速度幅值约为 200 m/s,约为尼龙 (MC901) 齿轮的 1.7 倍,约为尼龙 (PA66) 齿轮的 1.3 倍。聚甲醛 (POM) 齿轮角速度波动比尼龙 (MC901) 齿轮和尼龙 (PA66) 齿轮角速度波动要大。

由图 15 可以看出,当齿轮材料为聚甲醛 (POM) 时,摆杆角加速度峰值约是尼龙 (MC901) 齿轮峰值的 2 倍,约是尼龙 (PA66) 齿轮峰值的 3.4 倍。当齿轮为聚甲醛 (POM) 时,摆杆角加速度波动比较大,其次是尼龙 (MC901) 材料,尼龙 (PA66) 齿轮时摆杆角加速度波动最小,曲线相对光滑。

出现上述结果的原因是尼龙 (MC901) 齿轮啮合时,齿轮副的等效接触刚度和阻尼系数均减小,使得齿轮啮合接触力减小,由于接触碰撞消耗的能量也会减少,齿轮啮合碰撞力峰值更小。所以尼龙 (MC901) - 尼龙 (MC901) 接触时相对其他两种材料峰值更小,更合适作为齿轮材料。

## 4 结语

本文基于 L-N 接触力模型,并利用 ADAMS 软件,建立了摆臂变形机构的齿轮侧隙接触碰撞力模型,探究了齿轮侧隙大小、数量和不同齿轮材料对摆臂变形机构动态特性的影响。分析结果表明:

1) 侧隙过大或过小,都会使碰撞力加剧,碰撞越剧烈,越会导致机构能量的耗散增加,从而减慢摆臂机构变形完成时间。当侧隙大小为 0.1 mm 左右时摆杆展开冲击力较小,可在较快时间内完成摆杆变形工作,满足两栖无人艇摆臂变形机构的性能要求。

2) 侧隙越多,单一齿轮副碰撞力越小,摆杆角加速度波动越平稳。侧隙数量的增多,增加了机构耗散能量的速度,使机构展开的过程更加缓慢和平稳。机构中双侧隙的存在更有利于提升摆臂变形机构的动力学特性。

3) 不同齿轮材料的质量和摩擦系数不同,摩擦系数降低会导致接触摩擦力的减小,减少能量消耗,提高机构运动平稳性。由上面分析可知,尼龙 (MC901) 为齿轮加工材料时,机构接触碰撞力较小,运动平稳,传动误差较小,更加符合机构的动态特性要求。

### 参考文献:

- [1] CHOI J H, LEE H K, SUH H S, et al. The development of gear tooth micro geometry analysis method for the transmission gear noise robustness [C]//SAE Technical Paper Series, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States: SAE International, 2019.
- [2] 杜英杰. 含运动副间隙的弹簧展开机构动态特性研究[D]. 南京:南京理工大学, 2018.
- [3] 王凯达. 齿面磨损及轴承间隙对齿轮动力学的影响研究[D]. 太原:太原理工大学, 2019.
- [4] TSAI S J, YE S Y. A computerized approach for loaded tooth contact analysis of planetary gear drives considering relevant deformations[J]. Mechanism and Machine Theory, 2018, 122: 252-278.
- [5] 吴启豪, 韩江桂, 张文群. 考虑齿侧间隙影响的船用人字齿轮稳定性分析[J]. 机械工程师, 2019(5): 19-23, 26.
- [6] 杨晓亮, 白永彬. 齿轮副最小和最大法向侧隙值计算[J]. 金属加工(冷加工), 2010(7): 55.
- [7] 石莹, 江亲瑜, 李宝良. 基于虚拟样机技术的渐开线齿轮啮合摩擦动力学研究[J]. 润滑与密封, 2011, 36(7): 32-35.
- [8] MARK W D. Tooth-meshing-harmonic static-transmission-error amplitudes of helical gears[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2018, 98: 506-533.
- [9] 张磊磊, 范元勋. 齿轮侧隙对齿轮传动精度的影响分析[J]. 机床与液压, 2017, 45(17): 114-116.
- [10] 武丽梅, 耿华. 基于 ADAMS 的曲柄摇杆机构的运动精度仿真研究[J]. 机械设计与制造, 2006(10): 9-11.

收稿日期: 2020-07-07