

文章编号: 1000-8055(2009)10-2391-06

含有面齿轮的传动系统动态响应特性研究

陈广艳, 陈国定, 李永祥, 赵 宁
(西北工业大学 机电学院, 西安 710072)

摘 要: 建立了直升机主减速器中含面齿轮的传动系统动力学模型, 分析了直升机前飞和悬停飞行状态下旋翼对传动系统的激励形式, 求解了两种飞行状态下面齿轮与小齿轮间动载系数随时间变化的历程, 研究了小齿轮在浮动安装和固定安装两种条件下面齿轮与小齿轮间动载系数幅值随无量纲旋翼激振频率变化的情况. 该工作对将来国内开展含有面齿轮的直升机主减速器的研制工作具有理论和实用意义.

关 键 词: 直升机减速器; 面齿轮传动; 齿轮动力学; 动载系数

中图分类号: O313; TH132.429

文献标识码: A

Dynamic response analysis of gear drive with face-gears

CHEN Guang-yan, CHEN Guo-ding, LI Yong-xiang, ZHAO Ning

(School of Mechatronic Engineering,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: The dynamic model of drive system with a face-gear in helicopter transmission was presented. The excitation analysis of rotor to drive system in the cruise and the hover condition was carried out, while the dynamic load coefficient response between face-gears and a pinion in two flight conditions was computed. In the fixed installation and the floating installation, amplitude variation study of dynamic load coefficient between face-gears and a pinion with change of the non-dimensional rotor excitation frequency was developed. It is theoretically and practically significant to the development of helicopter transmission with a face-gear drive in our country.

Key words: helicopter transmission; face gear drive; gear dynamics; dynamic load coefficient

面齿轮传动作为一种新型齿轮传动, 因其具有结构紧凑, 传递功率大, 适用高速工况等特点, 在航空减速器中的良好应用价值已为学术界和工程界广泛重视. 面齿轮嵌入传动系统构成新的直升机传动装置的相关研究已经在美国军方与 NASA 联合进行的 ART (advanced rotorcraft transmission) 计划中^[1-2]加以实施, 其中尤为具有标志意义的是含有面齿轮的 AH-64D Apache 武装直升机传动系统的台架试验工作, 显示出含有面齿轮的直升机传动系统研究成为近年来发展的

一个方向.

和含面齿轮的传动系统试验研究情况不同, 理论研究还主要局限于面齿轮本身的传动理论上. 例如, Litvin 等根据啮合原理分析了面齿轮根切和齿顶变尖的几何条件^[3]; 朱如鹏等根据产生根切与齿顶变尖的条件, 获得了面齿轮传动齿宽设计的基本公式, 提出了避免根切和齿顶变尖的直齿面齿轮设计方法, 并在直齿面齿轮啮合仿真和磨齿加工等方面开展了研究工作^[4-5]; 白云飞等人则主要集中于斜齿面齿轮的静力学有限元分

收稿日期: 2008-10-07; **修订日期:** 2008-12-26

基金项目: 国家自然科学基金(50675176)

作者简介: 陈广艳(1984-), 男, 福建连江人, 硕士生, 研究方向为齿轮动力学.

析^[6]. 研究现状表明,有关含面齿轮的传动系统动态特性分析,其中包括含面齿轮的直升机主减速器动态特性分析非常少见. 含面齿轮的直升机主减速器作为一个齿轮耦合复杂转子系统,在其工作过程中,因直升机旋翼的空气动力激励等多个激励因素耦合的作用,导致直升机主减速器系统产生复杂的振动响应,从而降低直升机工作的可靠性. 因此,有必要在这方面开展一些探索性的工作.

本文以含有面齿轮的直升机主减速器为研究对象,建立了含面齿轮的传动系统动力学模型,分析了直升机前飞和悬停飞行状态下旋翼激励形式,研究了在此激励下传动系统的动力学特性,这一工作对于直升机主减速器动态设计和降低主减速器的振动与噪声具有理论和实用意义.

1 含有面齿轮的传动系统结构及动力学模型

图 1 是含有直齿面齿轮结构的直升机主减速器. 考虑到计算工作量以及本文的研究目的,论文的研究对象局限于含有面齿轮的减速器局部传动部分,这部分(含面齿轮的传动系统)的运动简图如图 2 所示,动力通过挠性联轴器和小齿轮输入传动系统,并从大中心轮输出.

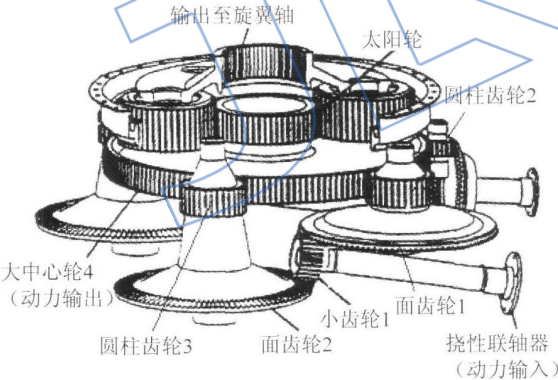


图 1 含有面齿轮的直升机主减速器
Fig. 1 Helicopter transmission with a face-gear drive

根据图 2,采用集中质量法建立含面齿轮的传动系统的动力学模型,齿轮副简化为由阻尼和弹簧相连接的集中质量元件,模型示意图为图 3 (a). 由于图 3 (a) 仅反映出传动系统扭转动力学的特性描述,考虑到小齿轮浮动在两个面齿轮之间,所以采用图 3 (b) 以反映出小齿轮的横向和纵向振动特性.

针对面齿轮传动的实际工作情况,分析中假定齿轮副啮合点与面齿轮中心的距离以及啮合角

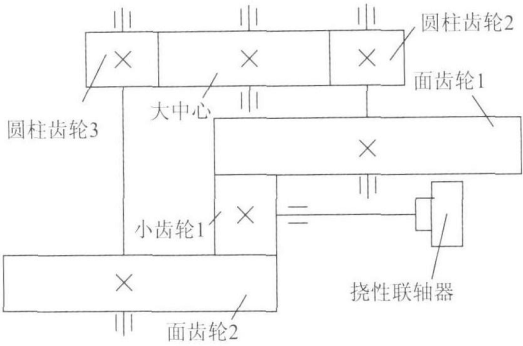
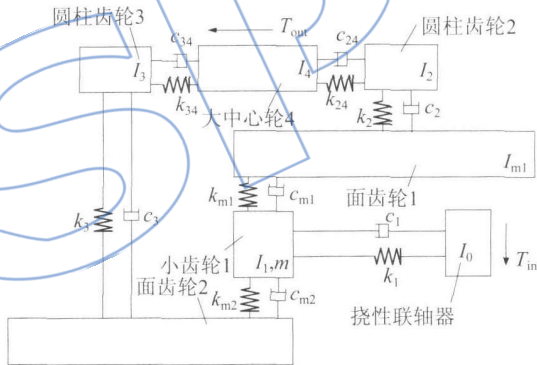
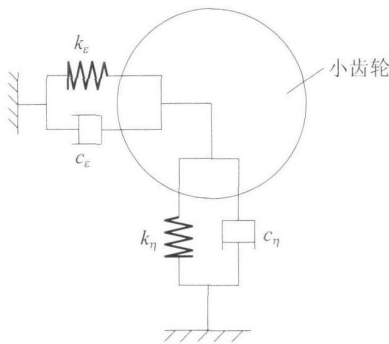


图 2 含面齿轮的传动系统简图
Fig. 2 Gear train with face-gears

的大小保持不变,齿轮啮合力始终作用在啮合线方向上,并且考虑到小齿轮的浮动,除仅计入小齿轮的横向和纵向振动运动外,其它齿轮仅考虑其扭转运动.



(a) 传动系统的扭转动力学模型



(b) 浮动的小齿轮横向和纵向动力学模型

图 3 含面齿轮的传动系统动力学模型
Fig. 3 Dynamic model of gear train with face-gears

图 3(a) 中, I 为各集中质量元件的转动惯量; m 为小齿轮质量; k_i 为轴的扭转刚度; c_i 为轴的扭转阻尼; k_{ij} 为齿轮副平均啮合刚度; c_{ij} 为齿轮副啮合阻尼,其计算公式为 $c_{ij} = 2\zeta \sqrt{k_{ij} / (1/M_1 + 1/M_2)}$; ζ 为阻尼比; M_i 为齿轮在基圆半径 r_b 上的等效质量 ($M_1 = I_{b1} / r_{b1}^2$, $M_2 = I_{b2} / r_{b2}^2$); 下标 1 和 2 分别

代表啮合齿轮副中的主、从齿轮; T_{in} 为输入扭矩; T_{out} 为输出扭矩. 图 3(b) 中 k_{ε} 和 c_{ε} 是小齿轮的横向支承刚度和阻尼; k_{η} 和 c_{η} 是小齿轮的纵向支承刚度和阻尼.

图 3 中的 k_{m1} 是小齿轮与面齿轮 1 的齿轮副啮合刚度. 随着啮合位置的不同, 此齿轮副的啮合刚度是随时间变化的, 这个时变啮合刚度可以通过有限元方法计算获得. 时变特性表现在计算了一个啮合周期中齿轮副在 9 个不同啮合位置的啮合刚度, 以备分析中在不同啮合位置(时间)采用不同啮合刚度. 时变啮合刚度的计算结果见表 1. 图 3 中的 c_{m1} 为小齿轮与面齿轮 1 的齿轮副啮合阻尼, 其计算公式为

$$c_{m1} = 2\zeta \sqrt{k_{m1} / (1/M_1 + 1/M_2)} \tag{1}$$

由于公式(1)中含有时变啮合刚度的影响, 因此小齿轮与面齿轮 1 的齿轮副啮合阻尼也表现出时变特性.

小齿轮与面齿轮 2 的齿轮副啮合刚度和啮合阻尼可以采用同样的方法计算获得, 它们也都表现出时变的特点.

本文计算中涉及的齿轮结构参数和尺寸为: 圆柱齿轮 2、圆柱齿轮 3 和大中心齿轮 4 的模数都为 3.0 mm, 压力角都为 20°; 齿数分别为 32, 32 和 321. 齿轮 1 的齿数为 28; 模数为 3.175 mm; 压力角为 25°; 齿宽为 41 mm. 两个面齿轮结构尺寸相同, 其参数为: 齿数为 140; 模数为 3.175 mm; 齿宽为 40 mm; 压力角为 25°; 面齿轮圆盘半径为 244 mm; 面齿轮的名义半径 $r_{m1} = r_{m2} = 222.25$ mm.

所有齿轮均为钢制, 材料的弹性模量为 2.1×10^8 ; 泊松比为 0.3.

表 1 小齿轮与面齿轮的齿轮副啮合刚度

Table 1 Time-varying meshing stiffness of a face-gear with spur involute pinion

啮合位置	啮合刚度/ 10^8 (N/m)
1	11.4586
2	11.7441
3	11.7578
4	11.6582
5	6.741
6	6.8858
7	6.965
8	6.9626
9	6.8621

由 Lagrange 方程可以推导出图 3 所示系统的动力学微分方程为

$$\begin{aligned} I_0 \ddot{\theta} + c_1 (\dot{\theta} - \dot{\theta}_1) + k_1 (\theta - \theta_1) &= T_{in} \\ I_1 \ddot{\theta}_1 + c_1 (\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}) + k_1 (\theta_1 - \theta) + \\ r_1 (P_{m1} + D_{m1} + P_{m2} + D_{m2}) &= 0 \\ m \ddot{x}_1 + c_{\varepsilon} \dot{x}_1 + k_{\varepsilon} x_1 - \\ (P_{m1} + D_{m1} - P_{m2} - D_{m2}) \cos \alpha &= 0 \\ m \ddot{y}_1 + c_{\eta} \dot{y}_1 + k_{\eta} y_1 - \\ (P_{m1} + D_{m1} - P_{m2} - D_{m2}) \sin \alpha &= 0 \\ I_{m1} \ddot{\theta}_{m1} - r_{m1} \cos \alpha (P_{m1} + D_{m1}) - \\ c_2 (\dot{\theta}_{m1} - \dot{\theta}_2) + k_2 (\theta_{m1} - \theta_2) &= 0 \\ I_{m2} \ddot{\theta}_{m2} - r_{m2} \cos \alpha (P_{m2} + D_{m2}) + \\ c_3 (\dot{\theta}_{m2} - \dot{\theta}_3) + k_3 (\theta_{m2} - \theta_3) &= 0 \\ I_2 \ddot{\theta}_2 + k_2 (\theta_2 - \theta_{m1}) + c_2 (\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_{m1}) + \\ r_2 (P_{24} + D_{24}) &= 0 \\ I_3 \ddot{\theta}_3 + k_3 (\theta_3 - \theta_{m2}) + c_3 (\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_{m2}) + \\ r_3 (P_{34} + D_{34}) &= 0 \\ I_4 \ddot{\theta}_4 - r_4 (P_{34} + D_{34}) - r_4 (P_{24} + D_{24}) &= -T_{out} \end{aligned}$$

(2)

式中 $\theta, \dot{\theta}$ 和 $\ddot{\theta}$ 分别为各集中质量元件在输入扭矩下的振动角位移、角速度和角加速度; α 为齿轮压力角; x_1 和 y_1 为小齿轮的横向与纵向位移; P 和 D 分别为齿轮副的弹性啮合力和黏性啮合力, 其表达式为

$$P_{m1} = k_{m1} (r_1 \theta - r_{m1} \theta_{m1} \cos \alpha - x_1 \cos \alpha - y_1 \sin \alpha) \tag{3a}$$

$$P_{m2} = k_{m2} (r_1 \theta_1 - r_{m2} \theta_{m2} \cos \alpha + x_1 \cos \alpha + y_1 \sin \alpha) \tag{3b}$$

$$P_{24} = k_{24} (r_2 \theta_2 - r_4 \theta_4) \tag{3c}$$

$$P_{34} = k_{34} (r_3 \theta_3 - r_4 \theta_4) \tag{3d}$$

$$D_{24} = c_{24} (r_2 \dot{\theta}_2 - r_4 \dot{\theta}_4) \tag{3e}$$

$$D_{34} = c_{34} (r_3 \dot{\theta}_3 - r_4 \dot{\theta}_4) \tag{3f}$$

$$D_{m1} = c_{m1} (r_1 \dot{\theta}_1 - r_{m1} \dot{\theta}_{m1} \cos \alpha - \dot{x}_1 \cos \alpha - \dot{y}_1 \sin \alpha) \tag{3g}$$

$$D_{m2} = c_{m2} (r_1 \dot{\theta}_1 - r_{m2} \dot{\theta}_{m2} \cos \alpha + \dot{x}_1 \cos \alpha + \dot{y}_1 \sin \alpha) \tag{3h}$$

式中 r_1, r_2, r_3 和 r_4 分别为各圆柱齿轮的基圆半径; r_{m1} 和 r_{m2} 分别为两面齿轮的名义半径.

方程组(2)是一个 9 自由度、半正定的二阶线性微分方程组, 系统坐标 $(\theta, \dot{\theta}, x_1, y_1, \theta_{m1}, \theta_{m2}, \theta_2, \theta_3, \theta_4)$ 中因包含有刚体位移使得方程有不定解. 将由于轮齿相互啮合而使齿轮轮体发生的振

动角位移转换成啮合作用线上的相对线位移,同时规定齿面受压时为线位移的正方向,则有

$$x_1 = r_1 \theta_1 - r_2 \theta_2 \quad (4)$$

将各轴两端集中质量元件的角位移换算成轴的圆周切向方向的相对线位移,则有

$$x_2 = R(\theta_1 - \theta_2) \quad (5)$$

式(4)和式(5)中, r_1 和 r_2 分别为两个啮合齿轮基圆半径; θ_1 和 θ_2 分别为两个啮合齿轮的振动角位移; R 为轴的半径; θ_1 和 θ_2 分别为轴两端集中质量元件的振动角位移。

将面齿轮与小齿轮的振动角位移换算到啮合作用线上的相对线位移时,需要计入小齿轮的横向与纵向位移,即表示为

$$x_{m1} = r_1 \theta_1 - r_{m1} \theta_{m1} \cos \alpha - x_1 \cos \alpha - y_1 \sin \alpha \quad (6)$$

$$x_{m2} = r_1 \theta_1 - r_{m2} \theta_{m2} \cos \alpha + x_1 \cos \alpha + y_1 \sin \alpha \quad (7)$$

在方程组(2)中,由于各方程的系数数值相差很大,求解中可能会因为计算机的舍入误差或方程刚性而导致结果不正确,因此,有必要对方程组(2)进行无量纲化处理。引入位移标称尺度 b_c ($b_c = 10^{-4}$) 和时间标称尺度 ω_h , 令 $t = \tau \omega_h$, τ 是无量纲化处理前方程组的时间变量, t 是无量纲化

处理后方程组的时间变量, $\omega_h = \sqrt{\frac{k_1}{M}}$, 其中 $\frac{1}{M} = \left[\frac{1}{I_0} + \frac{1}{I_1} \right]$, 则式(4)~式(7)转化为

$$x_1 = \frac{r_1 \theta_1 - r_2 \theta_2}{b_c} \quad (8)$$

$$x_2 = \frac{R(\theta_1 - \theta_2)}{b_c} \quad (9)$$

$$x_{m1} = \frac{r_1 \theta_1 - r_{m1} \theta_{m1} \cos \alpha - x_1 \cos \alpha - y_1 \sin \alpha}{b_c} \quad (10)$$

$$x_{m2} = \frac{r_1 \theta_1 - r_{m2} \theta_{m2} \cos \alpha + x_1 \cos \alpha + y_1 \sin \alpha}{b_c} \quad (11)$$

由此定义新的广义坐标 $\{X\} = \{x_0, x_{m1}, x_{m2}, x_1, y_1, x_{m2}, x_{m3}, x_{24}, x_{34}\}$, 则方程组(2)转换为如下无量纲形式

$$\{\ddot{X}\} + \frac{\bar{C}}{\omega_h} \{\dot{X}\} + \frac{\bar{K}}{\omega_h^2} \{X\} = \frac{\bar{P}}{b_c \omega_h^2} \quad (12)$$

式中 $\bar{C}$ 为等效阻尼矩阵; $\bar{K}$ 为等效刚度矩阵; $\bar{P}$ 为激振力矩列矩阵; $\{X\}$ 为系统坐标消除刚体位移后的相对线位移列矩阵。

各个矩阵包含的元素因篇幅原因不再给出。

2 含有面齿轮的传动系统旋翼激励分析

直升机主减速器的动态特性受直升机许多运动部件的激励影响,其中尤以旋翼振动通过桨毂传给主减速器的动态激励最为主要。稳态飞行条件下,作用在直升机旋翼的气动载荷和惯性载荷通过桨毂传给主减速器,构成作用在主减速器上的交变作用力,导致主减速器的振动。考虑到精确计算旋翼气动载荷和惯性载荷非常困难,因此本文只对前飞和悬停两种稳定飞行状态下的旋翼激励进行简化分析。

旋翼通过桨毂作用于主减速器旋翼轴的力矩用傅立叶级数表示为^[7]

$$T_s = bh [P_0 + P_b \cos(b\Omega\tau) + P_{2b} \cos(2b\Omega\tau) + P_{3b} \cos(3b\Omega\tau) + \cdots + P_{mb} \cos(mb\Omega\tau) + Q_b \sin(b\Omega\tau) + Q_{2b} \sin(2b\Omega\tau) + Q_{3b} \sin(3b\Omega\tau) + \cdots + Q_{mb} \sin(mb\Omega\tau)] \quad (13)$$

式中 b 为桨叶片数; h 为桨叶半径; P 和 Q 为来自于旋翼的各谐波力项振幅, Ω 为旋翼激振频率, τ 是无量纲化处理前的时间变量。

从式(13)可以看出,作用在旋翼桨叶上的各阶谐波力矩中,只有频率是桨叶片数整数倍的谐波力矩项 $mb\Omega$ ($m=1, 2, 3, \cdots$) 通过桨毂传到主减速器旋翼轴。也就是说,除稳定力矩 bhP_0 外,只有频率是 $mb\Omega$ 谐波力矩项对式(13)中的力矩 T_s 有贡献。对于四片桨叶的旋翼来说,只有 $4\Omega, 8\Omega, 12\Omega, \cdots$ 的谐波力矩项通过桨毂传给主减速器旋翼轴。

由于大中心轮到旋翼轴之间的力矩传递属于稳定传递,故大中心轮上的输出力矩与旋翼轴上的力矩之间的关系可以表示为

$$T_{out} = \frac{T_s}{i} \quad (14)$$

式中 i 为旋翼轴与大中心轮间的传动比。

考虑到公式(13)中各阶谐波力矩对力矩 T_s 的贡献随着谐波力矩阶次的增高而迅速减小^[7], 所以,对于四片桨叶的旋翼,分析中只考虑其上的频率为 4Ω 和 8Ω 的谐波力矩,即在公式(13)中只选取前三项作为旋翼通过桨毂作用于主减速器旋翼轴的激振力矩。根据文献[8]的推荐,取 $P_b = P_{2b} = 0.1 P_0$ 。

在上述分析的基础上,直升机前飞状态下作

用于大中心轮上的激振力矩可以表示为

$$T_{out} = \frac{bhP_0}{i} + 0.1 \frac{bhP_0}{i} \cdot [\cos(4\Omega_{cruise}\tau) + \cos(8\Omega_{cruise}\tau)] \quad (15)$$

式中 Ω_{cruise} 为直升机前飞状态下的旋翼激振频率。
直升机悬停状态下作用于大中心轮上的激振力矩可以表示为

$$T_{out} = \frac{bhP_0}{i} + 0.1 \frac{bhP_0}{i} \cdot [\cos(4\Omega_{hover}\tau) + \cos(8\Omega_{hover}\tau)] \quad (16)$$

式中 Ω_{hover} 为直升机悬停状态下旋翼激振频率。

3 含有面齿轮的传动系统 动态特性分析

动载系数是航空齿轮强度计算中用于考虑轮齿啮合力因系统振动而增大的定量指标,是航空齿轮设计的重要内容.一般定义齿轮副间的动载系数为

$$G = \frac{kx(t) + c\dot{x}(t)}{P} \quad (17)$$

式中 k 为齿轮副平均啮合刚度; $x(t)$ 为啮合作用线上的相对线位移响应时间历程; c 为齿轮副啮合阻尼; $\dot{x}(t)$ 为啮合作用线上的相对线速度时间历程; P 为作用于齿面接触线上的法向静载荷,可以通过输入扭矩计算获得.

本文分析了直升机前飞和悬停飞行状态下的旋翼激励对面齿轮与小齿轮之间动载系数的时间历程影响,部分计算结果如图 4 和图 5 所示.

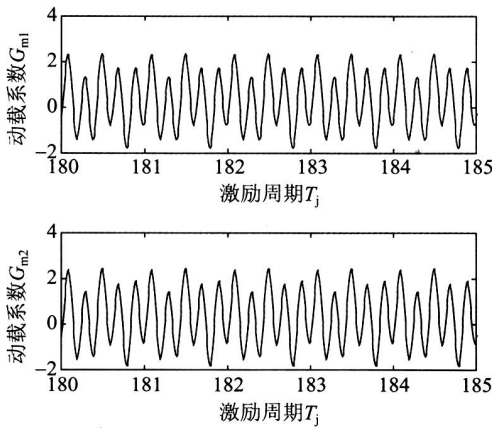


图 4 前飞状态下两面齿轮与小齿轮间的动载系数历程
Fig. 4 Dynamic load coefficient response between two face-gears and a pinion in the cruise condition

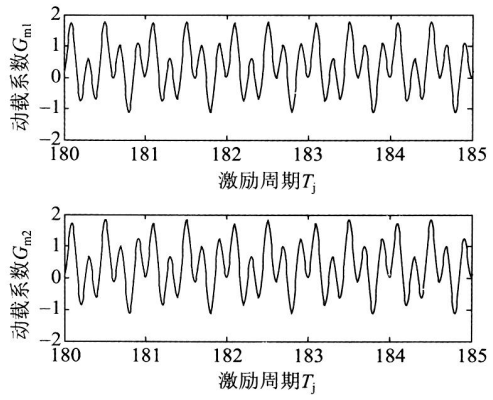


图 5 悬停状态下两面齿轮与小齿轮间的动载系数历程
Fig. 5 Dynamic load coefficient response between two face-gears and a pinion in the hover condition

图 4 和图 5 分别表示了直升机前飞和悬停状态下面齿轮与小齿轮之间动载系数随时间变化的历程.图中, G_{m1} 是面齿轮 1 与小齿轮间的动载系数; G_{m2} 是面齿轮 2 与小齿轮间的动载系数.为消除运动初始条件的影响,图中曲线均取自稳定状态下的结果.

从图中可以看出,两种飞行状态下面齿轮与小齿轮之间动载系数时间历程都是周期性变化的,但动载系数变化幅度不同,前飞状态下的动载系数变化幅度更大.其原因在于前飞状态较之悬停状态,其旋翼激振频率更接近传动系统的共振频率,从而导致齿轮动载系数更大.

图 4 和图 5 的结果还表明,面齿轮 1 与小齿轮之间、面齿轮 2 与小齿轮之间的动载系数历程几乎是一致的,这是由于浮动安装的小齿轮有效地起到了均载作用,从而对两面齿轮与小齿轮之间的动载系数产生了均化效应.

为了分析小齿轮安装形式对面齿轮与小齿轮之间动载荷大小的影响,本文研究小齿轮在浮动安装和固定安装两种形式下,对应不同的无量纲旋翼激振频率 $\omega \left(\omega = \frac{\Omega}{\omega_n} \right)$ (包含了前飞和悬停状态)的面齿轮 1 与小齿轮间的动载系数幅值 $G_{(m1)\max}$ 的变化,如图 6 所示.图中表明,除共振区域外,在无量纲旋翼激振频率的其它区域,小齿轮浮动安装时的动载系数幅值明显低于小齿轮固定安装时的动载系数幅值,表现出小齿轮浮动安装有利于减小面齿轮与小齿轮之间的动载荷.

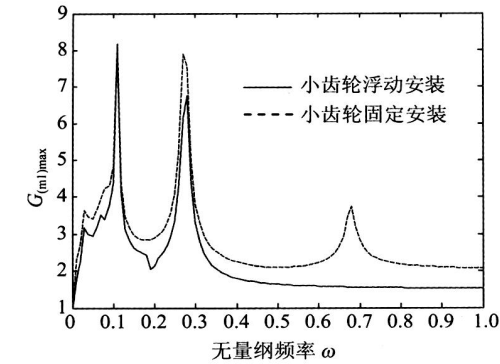


图 6 两种小齿轮安装条件下动载系数幅值随无量纲旋翼激励频率变化图

Fig. 6 Amplitude variation of dynamic load coefficient with change of the non-dimensional rotor excitation frequency in two different installations

4 结 论

本文建立了含面齿轮的传动系统的动力学模型,分析了直升机旋翼在前飞和悬停等飞行状态下对传动系统的激励形式,研究了在此激励下传动系统的动力学特性,并得出以下结论:

- 1) 在前飞和悬停飞行状态下两个面齿轮与小齿轮之间动载系数历程都是周期性变化的,但动载系数变化幅度不同,前飞状态下的动载系数变化幅度更大;
- 2) 小齿轮的浮动安装,有效地起到了均载作用,其表现是两个面齿轮与小齿轮之间的动载系数历程几乎一致;
- 3) 小齿轮浮动安装也有利于降低面齿轮与小齿轮之间的动载荷,有利于提高含面齿轮的传动系统的动态强度.

参考文献:

[1] Litvin F L , Wang J C , Bossler R B. Application of face-gear drives in helicopter transmissions[J]. Journal of Mechanical Design , Transactions of the ASME, 1994 , 116 (3) :672-676.

[2] Handschuh R F , Zakrajsek J J. Current research activities in drive system technology in support of the NASA rotorcraft program [C]// American Helicopter Society , AHS Vertical Lift Design Conference . Cleveland : AHS ,2006 : 123-136.

[3] 李特文. 齿轮啮合原理[M]. 卢贤占,高业田,王树人,译. 上海:上海科学技术出版社,1984.

[4] 朱如鹏,高德平. 在面齿轮设计中避免根切和齿顶变尖的设计方法的研究[J]. 中国机械工程 , 1999 , 10 (11) : 1274-1277.

ZHU Rupeng , GAO Deping . Study on the method of avoiding dedendum undercutting and addendum pointing in face gear design [J]. China Mechanical Engineering , 1999 , 10 (11) : 1274-1277 . (in Chinese)

[5] 付自平,朱如鹏. 正交面齿轮加工的计算机仿真[J]. 机械工程师 , 2005 , (9) : 68-70.

FU Ziping , ZHU Rupeng . Computer simulation of perpendicular face gear processing [J]. Mechanical Engineer 2005 , (9) : 68-70 . (in Chinese)

[6] 白云飞. 斜齿圆柱齿轮和面齿轮啮合传动的几何和静力学仿真[D]. 西安 : 西北工业大学 , 2006 .

BAI Yunfei . Geometry and statics simulation of a face-gear drive with a helical involute pinion [D]. Xi'an : Northwestern Polytechnical University , 2006 . (in Chinese)

[7] 孙之钊. 直升机强度[M]. 北京 : 航空工业出版社 , 1990 .

[8] 缪君. 倾转旋翼机传动系统动态特性研究及寿命计算 [D]. 西安 : 西北工业大学 , 2008 .

MIU Jun . Dynamic characteristics analysis and life prediction of drive system of tilt-rotor [D]. Xi'an : Northwestern Polytechnical University , 2008 . (in Chinese)