

文章编号: 1000-8055(2008)08-1427-05

倾转旋翼机传动系统多状态响应特性研究

缪 君, 王三民, 宁 嵩
(西北工业大学 机电学院, 西安 710072)

摘 要: 以倾转旋翼机发动机短舱内的传动系统为研究对象, 根据设计的传动结构建立了它的动力学模型和动态响应方程, 分析了倾转旋翼机旋翼在起降、巡航和过渡三种状态下的激励特性, 并针对三种状态下旋翼激励的特点对传动系统动态响应进行了数值求解, 最后研究了传动系统中齿轮啮合的动载系数的变化特点, 并对系统的共振频率进行了探讨. 研究工作对倾转旋翼机的传动系统的可靠性分析和动态优化设计等均有参考意义.

关 键 词: 倾转旋翼机; 传动系统; 激励; 动载系数; 共振频率
中图分类号: V233 1 **文献标识码:** A

Dynamic response analysis of the transmission of tilt-rotor in different modes

MIAO Jun, WANG San-min, NING Song

(School of Mechatronics, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: Based the transmission structure in the nacelle of tilt-rotor, the complex gears and shafts coupling dynamic modeling and dynamic response equations were built. And, three types of the force characteristics on the blades: cruise, hover and transition were analyzed. The dynamic response was computed using Runge-Kutta method to obtain the dynamic gearmesh coefficient. Finally, the natural frequency was discussed. The results provide some useful information to analyze the reliability and the dynamics optimization of the transmission.

Key words: tilt-rotor; transmission; response; dynamic coefficient; natural frequency

目前, 美国、欧盟、日本、俄罗斯都在竞相发展倾转旋翼机^[1], 而我国对它的研究很少^[2]. 本文对倾转旋翼机传动系统进行了初步探求, 这对开展倾转旋翼机等新型飞行器基础前沿技术研究具有重要的现实意义.

倾转旋翼机传动系统是一个齿轮耦合复杂转子系统, 在其工作过程中, 旋翼的空气动力激励与传动系统中的不平衡激励、摩擦激励以及时变刚度等因素耦合, 导致传动系统产生复杂的振动特性. 振动一方面产生噪声, 另一方面也减低了飞机的可靠性和舒适性.

本文以某型倾转旋翼机的传动系统为研究对象, 建立了齿轮耦合复杂转子系统的扭转振动模型, 分析了倾转旋翼机旋翼在直升机、固定翼飞机和过渡状态下飞行时对传动系统的激励形式, 然后求解了传动系统的动力学特性, 为倾转旋翼机传动系统的研制提供了理论支持.

1 传动系统结构及动力学模型

倾转旋翼机的两幅旋翼分别安装在固定翼两端的翼尖处, 旋翼可以大范围的旋转, 驱动旋翼的发动机和传动系统安装在固定翼翼尖的短舱内,

短舱可以从水平位置(固定翼飞机模式)旋转到垂直位置(直升机模式). 倾转旋翼机短舱内的传动系统的结构和双旋翼横列式直升机减速器的结构有一定的相似之处, 使用涡轮轴发动机作为动力装置, 经过一传动系统得到需要的输出功率及旋翼转速. 不同的是, 当倾转旋翼机的一台发动机因故障停车时, 另一台发动机可以通过中间协调同步减速器及固定翼中的横轴同时驱动两幅旋翼工作^[3].

本文针对某型倾转旋翼机设计了其传动系统(传动方案如图 1 所示). 整个传动系可分为五部分: 涡轮轴发动机、倾转减速器、中间协调同步减速器、互联驱动轴、其它附属装置(电机、液压、气压等驱动装置). 涡轮轴发动机通过变换功率输出两种转速, 输出轴一方面经高速挠性轴、联轴器、离合器驱动倾转减速器输出旋翼所需要的两种功率及转速; 另一方面通过互联驱动轴驱动中间协调同步减速器工作, 当一发停车时便可通过中间协调同步减速器驱动另一短舱内的倾转减速器工作; 同时经齿轮 5、10 向其它附属装置提供动力. 依据系统的传递功率和转速要求, 对此方案的齿轮参数和轴的结构进行了设计^[4]. 为了减轻重量, 缩小尺寸, 提高可靠度, 采用了高重合度的斜齿轮、人字齿齿轮和弧齿锥齿轮传动. 设计结果的部分参数见表 1.

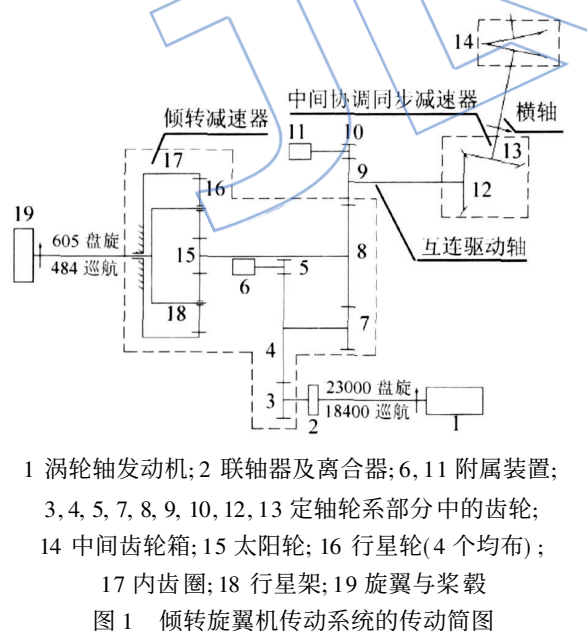


图 1 倾转旋翼机传动系统的传动简图

为进一步对此传动系统的动态性能进行评定, 本文对其振动特性进行了理论分析, 建立的动力学模型如图 2 所示. 在该动力学模型中, 将齿轮减速传动考虑到啮合刚度和扭转刚度, 等效为集

中质量模型, 然后建立起整个传动系统包括发动机和工作装置的动力学模型. 图 2(a) 是整个传动系统动力学特性的计算模型. 考虑到此传动系统比较复杂, 行星传动部分在图 2(a) 中不便表示, 所以将该部分的详细动力学模型在图 2(b) 中表示.

表 1 传动系统中各齿轮的部分参数

Table 1 Some gears parameter in the transmission of tilt rotor

齿轮 编号	齿数 / 个	法面模数 / mm	螺旋角 / (°)	齿宽 / mm
3	25	3.5	25	52
4	76	3.5	25	52
5	29	3.5	25	21
7	30	4	24	73
8	71	4	24	71
9	32	4	24	61
10	34	4	24	61
12	40	4.6	30	79
13	40	4.6	30	79
15	25	3.56	33	80
16	41	3.56	33	80
17	107	3.56	33	80

注: 各齿轮分度圆压力角均为 25°

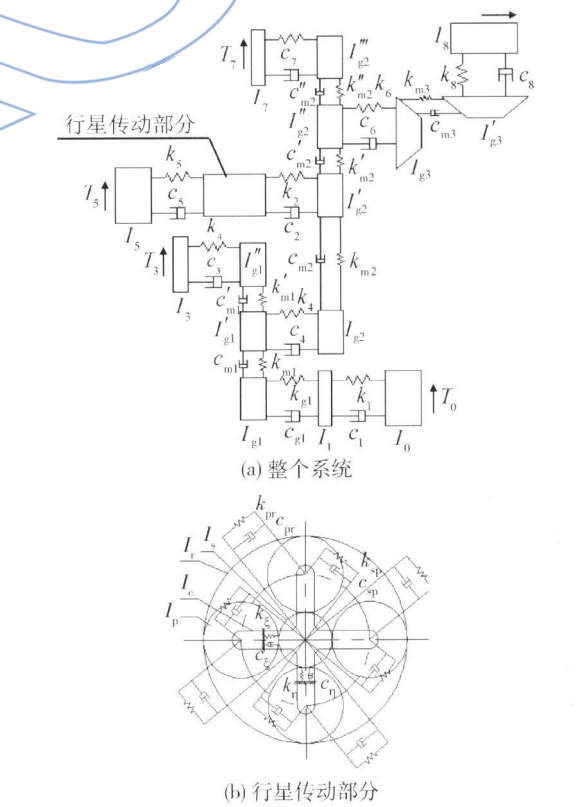


图 2 传动系统动力学模型

Fig. 2 Dyminac modelling of the transmission

在建立该模型中, 采用集中质量法, 把发动机

转子、联轴器和离合器、旋翼和桨毂、齿轮轮体作为集中质量元件来处理;把齿轮轮齿作为无质量的弹性元件;将各轴段的质量按质心不变的原理等效到轴的两端,并将其处理为扭转弹簧.齿轮轮齿间的啮合刚度为平均啮合刚度,同时计入啮合阻尼.以输入转矩作用下各个构件产生地运动方向为各自角位移 θ 相应的正方向.并作如下假设:内齿圈固定在倾转减速器的壳体上,且内齿圈按行星轮个数等分考虑;行星轮支撑为刚性;为使行星轮均载,太阳轮采用浮动安装.考虑到太阳轮处支撑轴的变形,太阳轮有中心位移 2 个自由度,这样整个系统共 23 个自由度.

2 传动系统的振动微分方程

在建立系统振动微分方程时,将传动系统分为定轴轮系和行星轮系两部分进行计算.定轴轮系部分由于结构较简单,可以方便地用牛顿法建立运动微分方程.行星轮系部分则用拉格朗日法更为方便,然后将两部分方程合二为一便建立了整个传动系统的运动微分方程.振动微分方程如下:

$$[I]\{\ddot{\theta}\} + [C]\{\dot{\theta}\} + [K]\{\theta\} = \{T\} \quad (1)$$

式中 $\{\theta\} = [\theta_0 \ \theta_1 \ \theta_{g1} \ \dot{\theta}_{g1} \ \dot{\theta}_{g1} \ \theta_2 \ \theta_{g2} \ \dot{\theta}_{g2} \ \dot{\theta}_{g2} \ \theta_3 \ \theta_{g3} \ \dot{\theta}_{g3} \ \theta_4 \ \theta_5 \ \xi \ \eta \ \theta_{p1} \ \theta_{p2} \ \theta_{p3} \ \theta_{p4} \ \theta_c \ \theta_s]^T$

$$\{I\} = \text{diag}[I_0 \ I_1 \ I_{g1} \ I'_{g1} \ I'_{g1} \ I_3 \ I_{g2} \ I'_{g2} \ I'_{g2} \ I_7 \ I_{g3} \ I'_{g3} \ I'_{g3} \ I_7 \ I_{g3} \ I_{g3} \ I_8 \ I_s \ m_s \ m_s \ I_{p1} \ I_{p2} \ I_{p3} \ I_{p4} \ I_c \ I_5]$$
$$\{T\} = [T_0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ T_3 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ T_7 \ 0 \ 0 \ T_8 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ T_5]^T$$

式中 $[C]$, $[K]$ 为传动系统对应的阻尼矩阵、刚度矩阵; θ 为各集中质量元件在输入扭矩下的振动角位移; ξ , η 为太阳轮在动坐标系上的横向、纵向位移; I 为各集中质量元件的转动惯量; m_s 为太阳轮的质量.

方程(1)是一个 23 自由度的半正定二阶线性微分方程组,系统坐标中包含了刚体位移,方程有不定解.为此,引入相邻质量块之间的相对位移,即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为沿啮合线的相对线位移,同时规定齿面受压时为正方向,如式(2);将轴两端的集中质量元件的角位移换算成沿轴的等效圆周切向方向的相对线位移,如式(3)

$$x = r_1 \theta_1 - r_2 \theta_2 \quad (2)$$

$$x = R(\theta_1 - \theta_2) \quad (3)$$

式(2)中 r_1 , r_2 分别为两啮合齿轮基圆半径, θ_1 , θ_2 分别为两齿轮轮体的振动角位移;式(3)中, R 为

轴的等效半径, θ_1 , θ_2 分别为轴两端集中质量元件的振动角位移.

由于太阳轮计入了支撑的位移,在将太阳轮与行星轮的振动角位移换算到啮合作用线上时必须计入支撑的横向与纵向位移^[5],即表示为所示

$$x_{spi} = x_s - x_p - x_c - \xi \sin(\phi_i - \alpha) + \eta \cos(\phi_i - \alpha); (i = 1, 2, 3, 4) \quad (4)$$

式中 x_{spi} 为太阳轮与行星轮在啮合作用线上的相对位移; x_s , x_p , x_c 为太阳轮、行星轮、行星架的角位移在相应啮合线上产生的等价线位移; ϕ_i 为第 i 个行星轮相对于 ξ 轴的初始角;其中

$$\phi_i = \frac{\pi}{2} (i - 1).$$

消除系统坐标的刚体位移后,运动微分方程写成矩阵形式可表示为

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = \{F\} \quad (5)$$

式中 $[M]$ 为等效质量矩阵; $[C]$ 为等效阻尼矩阵; $[K]$ 为等效刚度矩阵; $\{P\}$ 为激振力列矩阵; $\{X\}$ 为系统坐标消除刚体位移后的相对线位移列矩阵.

式(5)为 22 自由度正定二阶线性微分方程组,方程较复杂,不便于求其精确的解析解.且在求解之前,由于方程中的系数差值过大,首先要对方程进行无量纲化处理.

设 $\omega_n = \sqrt{K_{11}/M_{11}}$, 并定义无量纲的时间变量 $\tau = t\omega_n$, 同时引入位移标称尺度 b_c , 记 $q = \{X\}$. 对它量纲的规定如下:

$$\bar{q} = q/b_c, \quad \bar{\omega} = \omega/\omega_n$$

式中 ω 为系统的激励频率

$$\bar{m}_{ij} = M_{ij}/M_{ii}, \bar{c}_{ij} = C_{ij}/(M_{ii}\omega_n)$$

$$\bar{k}_{ij} = K_{ij}/(M_{ii}\omega_n^2), \bar{F}_i = F_i/(b_c M_{ii}\omega_n^2)$$

则量纲一化得到的系统的动力学微分方程为

$$\ddot{\bar{m}}\bar{q} + \dot{\bar{c}}\bar{q} + \bar{k}\bar{q} = \bar{F} \quad (6)$$

由于坐标变换,式中的阻尼矩阵和刚度矩阵不再是对称矩阵.

3 传动系统的激振力分析

在稳态飞行时,作用在旋翼的气动载荷和惯性载荷是时间的周期函数.这些载荷通过桨毂传递给机身,同时也传递给整个传动系统,构成作用在传动系统上的交变力和力矩,使传动系统振动^[6].由于在指定的飞行状态下,要精确的计算旋翼的气动载荷非常困难,所以本文对三种状态下的激励进行了简化计算^[7].

直升机飞行状态. 在直升机稳态飞行状态时, 旋翼产生的激励主要是在交变气动力和惯性力的作用下产生的弹性振动, 并通过桨毂传递给传动系统. 旋翼像是一个“激振器”, 桨毂像是一个“滤波器”, 桨毂滤掉了某些阶次谐波的力, 只将某些阶次谐波的力传给传动系统. 通常桨毂作用到机身的力矩 T 的谐波频率是桨叶片数的整数倍. 假设 b ($b=3$) 为桨叶数目, Ω 为旋翼旋转角速度, 则作用到机身的力矩 T 的谐波频率为 $mb\Omega$ (正整数 $m=1, 2, 3, \dots$). 桨叶作用到桨毂上的力及力矩的各阶谱量中, 只有当谐波频率 $n\Omega=(mb\pm1)\Omega$ 时, 才传递到传动系统上. 本文将此激振力表示为 $T=T_5+\Delta T_5$, 由于各阶谐波对激振力的贡献随着阶次的增高而迅速减小, 所以取旋翼传递到传动系统的激振力以 2Ω 和 5Ω 为主. 将激振力的频率换算成无量纲频率时, 可将激振力表示为

$$T=T_5+0.1T_5(\cos 0.4t+\cos t) \tag{7}$$

固定翼飞机飞行状态. 在固定翼飞机飞行状态时, 可以用直升机状态类似的方法对旋翼激励进行描述. 仍取旋翼传递到传动系统的激振力以 2Ω 和 5Ω 为主. 将激振力的频率换算成无量纲频率时, 激振力表示为

$$T=T_5+0.1T_5(\cos 0.32t+\cos 0.8t) \tag{8}$$

过渡状态. 倾转旋翼机过渡段的过渡转换方案主要有两种: 定速转换和定功率转换^[1]. 本文采用后者, 旋翼的转速在上述两种状态间变化. 在倾转状态, 由于倾斜桨的桨叶、发动机短舱、机翼之间的气动关系复杂, 尤其是桨叶在倾转过程中, 下洗气流将以不同角度冲刷机翼, 气动影响十分复杂. 本文对此状态的激振力也进行了简化处理, 将激振力也表示为 $T=t_5+\Delta t_5$, 假设旋翼传递到传动系统的激振力的谐波频率以 2Ω 为主, 将激振力的频率换算成无量纲频率时, 激振力表示为

$$T=T_5+0.1T_5(\cos 0.32t+\cos 0.4t) \tag{9}$$

式(7), (8), (9)中, T_5 为稳态飞行时旋翼输出的扭矩均值.

4 传动系统的振动特性分析

假设飞机两台发动机正常工作, 此时输出扭矩 $T_0=756\ 65\text{ N}\cdot\text{m}$, $T_3=T_7=-50\text{ N}\cdot\text{m}$, $T_8=0$, $T_5=-28\ 983\text{ N}\cdot\text{m}$, 对方程(6)采用变步长四阶龙格-库塔方法求解. 并定义一对齿轮副间的动载系数

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

式中 k 为轮齿平均啮合刚度; $x(t)$ 为响应时间历程; c 为轮齿啮合阻尼; $\dot{x}(t)$ 为速度时间历程; P 为作用于齿面接触线上的法向静载荷.

倾转旋翼机在起落、巡航和过渡三个状态时各齿轮副的动载系数如图3~图5所示. 图中 G_1 为齿轮3、4间动载系数; G_2 为齿轮7、8间动载系数; G_{spi} 为太阳轮、行星轮间动载系数; G_{pri} 为行星轮、内齿圈间动载系数.

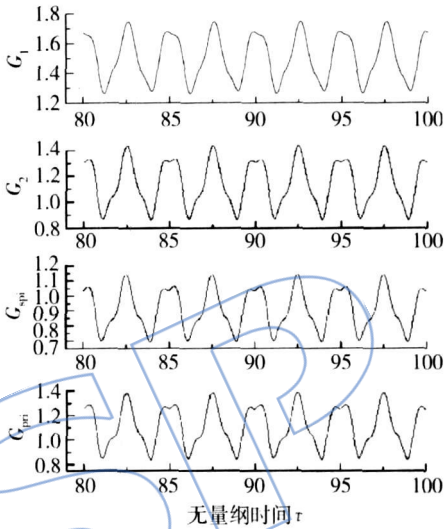


图 3 直升机状态下各齿轮间动载系数
Fig. 3 Dynamic gearmesh coefficient at hover

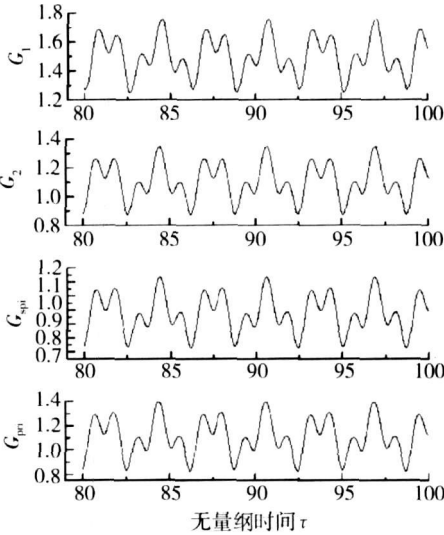


图 4 固定翼状态下各齿轮间动载系数
Fig. 4 Dynamic gearmesh coefficient at cruise

由于三种状态下的旋翼激励均为两个不同频率但方向相同的简谐力的叠加, 所以齿轮副动载系数也均为两个简谐振动的合成. 在图3, 图4中, ω_1/ω_2 为有理数, 所以动载系数仍保持周期性. 在图5中, 由于激振力的振幅相等且频率较为接近, 所以两个简谐振动合成为拍振.

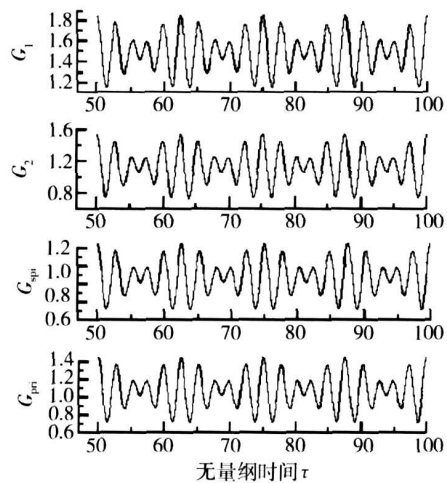


图 5 过渡状态下各齿轮副间动载系数
Fig. 5 Dynamic gearmesh coefficient at transition

在计算过程中发现, 由于太阳轮浮动安装且行星轮均布, 各行星轮与太阳轮、行星轮与内齿圈齿轮副间的动载系数均相等, 这有效地起到了均载作用。

为了进一步研究此传动系统的动力学特性, 本文假设旋翼的激振力为一单周期简谐激振力, 计算在不同的无量纲频率 ω 下齿轮间的动载荷。同时, 定义最大动载系数

$$G_{\max} = \frac{(P)_{\max}}{P}$$

式中 $(P)_{\max}$ 为稳态下动载荷的最大值; P 为作用于齿面接触线上的法向静载荷。

最大动载系数随激振频率变化情况如图 6 所示。

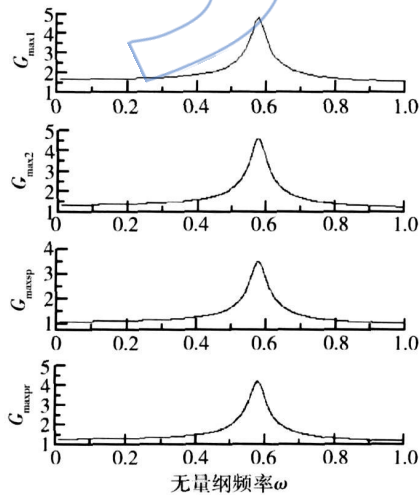


图 6 系统在不同的单周期无量纲频率激励下的动载系数
Fig. 6 Dynamic coefficient caused by the nonr dimension single cycle frequency

图 6 中 $G_{\max 1}$ 为齿轮 3、4 动载系数; $G_{\max 2}$ 为齿轮 7、8 动载系数; $G_{\max sp}$ 为太阳轮、行星轮动载系数; $G_{\max pr}$ 为行星轮、内齿圈动载系数。各齿轮副在同一无量纲频率激振处出现动载系数最大值, 此无量纲频率 $\omega = 0.58$, 介于系统前两阶固有频率 ($\omega_{h1} = 0.52$, $\omega_{h2} = 0.66$) 之间, 且在此无量纲频率的附近, 动载荷明显比其它地方大。这表明, 此传动系统在无量纲频率 $\omega = 0.58$ 的单周期简谐激励下出现共振。在设计过程中可以有效的调整结构参数, 避开共振频率。

5 结 论

本文首先设计了倾转旋翼机的一种传动结构, 然后建立了此传动系统的动力学模型, 并推导了传动系统的动力学方程。初步分析了倾转旋翼机在直升机、固定翼飞机、倾转的过渡状态下飞行时旋翼对传动系的激励, 用变步长的四阶龙格库塔方法求得系统响应的数值解, 并得出以下结论:

- 1) 在上述三种激励下, 系统的响应仍呈现不同的周期性。且在过渡状态下, 由于两个激励频率较为接近, 导致系统出现拍振现象。
- 2) 由于不考虑时变啮合刚度、传动误差等非线性因素, 所以在同一状态下, 系统响应的周期一致, 但动载系数并不相同。
- 3) 齿轮副间的动载系数在合理范围之内。对传动系统进行动力学分析可以更清楚地了解该系统的固有特性以指导结构设计。

参考文献:

[1] 杨军, 吴希明, 凡永华, 等. 倾转旋翼机飞行控制[M]. 北京: 航空工业出版社, 2006.

[2] 徐敏. 发展我国的倾转旋翼机[C] // 第十八届全国直升机年会论文集. [s. l.]: 中国航空学会直升机专业分会, 2002: 19-22.

[3] Rollet P. RHILP A major step for european knowledge in tilt-rotor aeromechanics and flight dynamics[J]. Air & Space Europe, 2001, 3(3): 152-154.

[4] 孙之钊. 直升机强度[M]. 北京: 航空工业出版社, 1990.

[5] Chaari F, Hbaeib R, Fakhfakh T, et al. Dynamic response simulation of planetary gears by the iterative spectral method[J]. Int. J. Simul. Mode, 2005, 4(1): 35-45.

[6] Kahraman A. Free torsional vibration characteristics[J]. Mechanism and Machine Theory, 2001, 36, 953-937.

[7] Barkai S M, Rand O. Modeling and analysis of tilt-rotor aeromechanical phenomena[J]. Mathl. Comput. Modeling, 1998, 27, (12): 17-43.