

直升机中尾减齿轮啮合非线性模态分析方法与应用

Method and Application of Nonlinear Modal Analysis for Helicopter IGB and TGB Gear Mesh

■ 吴强 / 中国航空发动机研究院

振动是影响直升机安全性能、舒适性能、使用寿命的重要因素，而传动系统的振动是主要振源之一。齿轮传动系统是直升机传动系统的核心运动部件，因此，有必要分析齿轮传动系统的振动，避免出现共振现象，提高疲劳使用寿命。

齿轮广泛应用于直升机传动系统的减速器中，是减速器最重要的基础零件，在传动系统中占有举足轻重的地位。直升机中间减速器和尾减速器（中尾减）是直升机传动系统的重要组成部分，其主要功能是将主减速器输出功率经尾传动轴传递给尾桨，并进行减速和换向，同时为尾桨、尾操纵系统提供安装接口，驱动尾桨，实现直升机的操控和平稳飞行。在结构上，中尾减是一对齿轮换向减速传动装置，齿轮啮合性能直接影响到直升机的动力传递效率和飞行安全。模态分析能够帮助工程人员了解中尾减在不同工作状态下的振动特性，包括固有频率、振型等，这对于预防和解决直升机传动系统的振动问题至关重要。

齿轮传动系统啮合非线性模态分析建模方法

直升机中尾减齿轮传动系统在服役工况下，其转速和扭矩较大，这导致齿轮传动系统中的齿轮啮合副会因为扭矩的传动而紧紧压在一起，并且高转速还会产生较大的离心疲

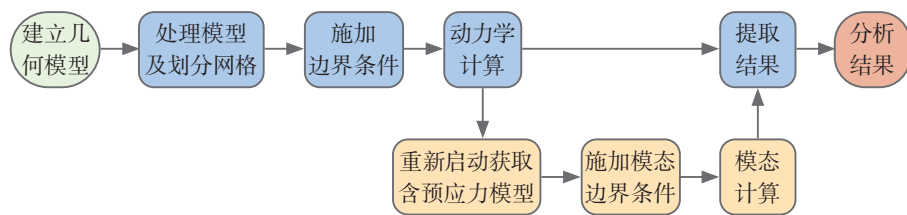


图1 齿轮传动系统模态分析流程

化效应。因此，研究直升机中尾减齿轮传动系统的模态，所建立的模型必须能够如实反映齿轮传动系统在服役工况下所承受的转速及扭矩的影响。同时，在扭矩的作用下，轮齿的啮合点相互压在一起，这是一个接触非线性问题，而齿轮的旋转属于动力学问题。因此，齿轮传动系统啮合模态分析模型需要借助能够处理复杂非线性的瞬态有限元理论来建立。

模态分析是一种用于确定结构或机械系统在自由振动条件下的固有频率和振型的技术。模态分析本质上是求解动力学二阶微分方程特解的过程，即定义外力矩阵为零，所以在模态分析时只能添加约束，不能添加载荷。无阻尼系统的模态特性与结构的刚度与质量直接相关，而结构的刚度一般与结构形式、材

料属性、支承方式等有关，但由于存在应力刚化和旋转软化效应，结构往往在不同外载荷下会表现出不同的模态特性，如同琴弦的绷紧程度不同会表现出不同频率的振动，从而发出不同的音调。故齿轮系统的工况参数也会影响结构的刚度，进而影响到系统的模态特性。因此，在模态分析中不能直接施加载荷，需要通过摄动模态分析来考虑两种效应的影响，即先对齿轮传动系统进行动力学分析，以获取含预应力的模型，程序会根据预应力的大小对结构的刚度进行更新，再以新的刚度进行模态分析。

图1为齿轮传动系统模态分析的流程。首先，按照齿轮传动系统的结构参数，建立齿轮的几何模型；然后，将几何模型进行网格划分，建立齿轮副有限元网格模型；

接着,根据服役工况条件施加边界约束,建立齿轮传动系统的瞬态动力学有限元模型并进行动力学计算;在动力学模型计算到转速稳定阶段,对其进行重新启动得到含有预应力的模型;施加模态边界条件,建立齿轮传动系统啮合非线性模态分析模型;最后,将模态分析模型进行求解计算,并提取结果进行分析。

齿轮传动系统啮合非线性模态分析评估方法

当激励频率与系统固有频率相近,激励方向与固有振型振动方向相同时有可能激起系统的共振,导致系统振动加剧,齿轮啮合效果变差。为了充分了解系统的固有特性,模态分析的最高频率应该大于系统的最高激励频率,所以需要计算系统中的激励频率,主要是齿轮的啮合频率以及转轴的转动频率。齿轮的啮合频率可以通过齿轮转速、齿轮齿数得到,转动频率可以通过齿轮转速获取。

对于齿轮传动系统,如果齿轮啮合频率是某个固有频率的倍数,那么在该频率下,齿轮的振动可能会被放大,从而增加齿轮的应力和磨损,这被称为危险模态。因此,可以将通过模态计算得到的各阶固

有频率结合模态振型图与系统激励频率相对比,初步预测齿轮传动系统的危险模态。

将齿轮传动系统瞬态动力学仿真分析模型提交到求解器进行计算,可以得到各齿轮副在不同时刻的啮合应力斑、动态啮合力等信息,可作为齿轮传动系统动态性能的评价依据,也可验证所预测的危险模态是否被激励。

应用案例

螺旋锥齿轮因能实现相交轴或交错轴之间动力换向传递,且传动平稳、噪声低、承载性能强,故在直升机传动系统中尾减设计上得到广泛的应用。在结构形式上,螺旋锥齿轮和轴承支承是直升机中尾减常见的构型。按照齿轮传动系统啮合非线性模态分析模型的建模方法,建立带轴承锥齿轮副非线性啮合模态分析模型,即基于齿轮参数与工况条件,借助工具建立包含齿轮齿廓形状、齿轮修形、齿侧间隙等信息的齿轮三维几何模型;基于齿轮传动系统运行的原理对轴进行合理的简化,轴上的一些局部的细节(如细小的倒圆、退刀槽、油孔等特征),可以一定程度上进行忽略,花键筒化成一段轴;考虑到时耗性,轴承

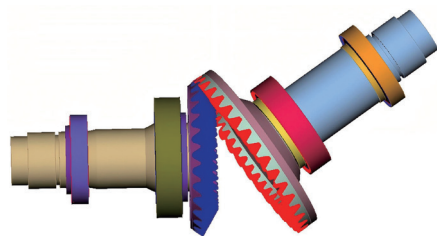


图2 带轴承锥齿轮副非线性啮合模态分析模型

必须进行相应的简化,但应尽可能地保留轴承游隙、轴承刚度等非线性因素,建立的最终模型如图2所示。

将建立好的带轴承锥齿轮副啮合非线性模态分析模型提交到求解器计算,得到的前40阶模态振型以及固有频率汇总如表1所示。

将中尾减齿轮传动系统的工况参数代入齿轮的啮合频率与转动频率公式,计算得到齿轮副转动频率为59.657Hz,齿轮副啮合频率为1730.053Hz。

将计算得到的固有频率与带轴承锥齿轮副激励频率相对比,找到固有频率与齿轮啮合频率下存在倍数关系的模态,即危险模态,并结合危险模态的振型图进行分析,可以初步对带轴承锥齿轮副可能出现的共振情况进行预测。表2所示的是带轴承锥齿轮副可能被激起的危险模态及其固有频率,还有与对应齿轮啮合频率的倍数关系,图3为危险

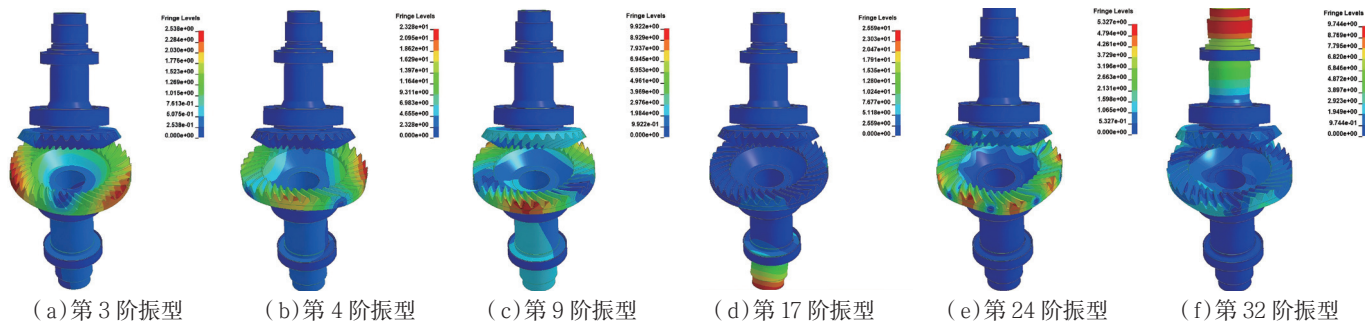


图3 可能的危险模态振型

表1 带轴承锥齿轮副前40阶模态振型以及固有频率

阶数	频率/Hz	振型	阶数	频率/Hz	振型
1	1208.92	从动轮轮辐摆动	21	6472.53	输出轴弯曲振动
2	1415.84	从动轮轮辐摆动	22	6608.65	输入轴末端弯曲振动
3	1658.62	从动轮轮辐摆动	23	6615.52	输入轴末端弯曲振动
4	1874.48	从动轮轮辐弯曲振动	24	7080.71	从动轮四节径振动
5	2249.68	从动轮二节径振动	25	7263.13	从动轮四节径振动
6	2864.07	主动轮一节径振动, 从动轮轮辐弯曲振动	26	7552.28	主动轮近似三节径振动, 输出轴弯曲振动
7	2958.16	主动轮一节径振动, 从动轮轮辐弯曲振动	27	7579.57	主动轮三节径振动
8	3104.73	主动轮轮辐弯曲振动	28	7722.41	主动轮近似三节径振动
9	3465.9	从动轮轮辐弯曲振动	29	7922.01	主动轮轮辐弯曲振动
10	3657.76	主动轮一节径振动	30	8353.85	从动轮节圆型振动
11	3901.93	主动轮弯扭复合振动, 从动轮弯曲振动, 输出轴弯曲振动	31	8566.23	主、从动轮弯曲振动
12	4010.61	主动轮二节径振动, 输出轴弯曲振动	32	8666.95	输入轴末端节圆型振动
13	4137.31	主动轮二节径振动, 从动轮三节径振动, 输出轴弯曲振动	33	8868.56	从动轮弯曲振动
14	4309.19	主动轮二节径振动, 从动轮三节径振动, 输出轴弯曲振动	34	8980.33	输出轴末端点振式振动
15	4418.54	主动轮二节径振动, 从动轮三节径振动, 输出轴弯曲振动	35	8980.35	输出轴末端点振式振动
16	4874.62	主动轮近似二节径振动, 从动轮近似三节径振动	36	9052.45	主、从动轮弯扭复合振动
17	5172.68	输出轴弯曲振动	37	9137.03	输出轴末端点振式振动
18	5285.95	主动轮轮辐弯扭复合振动, 从动轮近似三节径振动	38	9137.04	输出轴末端点振式振动
19	5475.47	从动轮轮辐弯扭复合振动, 输出轴弯扭复合振动	39	9300.53	从动轮弯曲振动
20	5820.26	主、从动轮轮辐弯曲振动	40	10059.7	从动轮弯曲振动

表2 可能的危险模态

阶次	频率/Hz	振型描述	与啮合频率比值
3	1658.62	从动轮轮辐摆动	0.96
4	1874.48	从动轮轮辐弯曲振动	1.08
9	3465.90	从动轮轮辐弯曲振动	2.00
17	5172.68	输出轴弯曲振动	2.99
24	7080.71	从动轮四节径振动	4.09
32	8666.95	输入轴末端节圆型振动	5.01

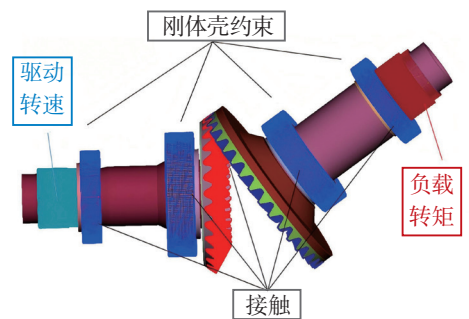


图4 带轴承锥齿轮副瞬态仿真模型

模态对应的振型图。

建立带轴承锥齿轮副瞬态动力学仿真分析模型, 需要注意的是, 在约束设置以及接触设置这两个方面, 需要通过约束轴承外圈的自由度以模拟实际情况下锥齿轮轴的安

装状态, 并且除了对相互啮合的主、从动轮齿面设置接触之外, 带轴承的锥齿轮副啮合瞬态仿真模型还需要对轴承设置接触, 建立的最终模型如图4所示。

将上述模型提交求解器进行计

算, 可以得到锥齿轮副在不同时刻的啮合应力斑、动态啮合力等信息, 可作为带轴承齿轮副动态性能的评价依据。

图5与图6为啮合齿面在同一标尺下的啮合应力云图, 从图中可以

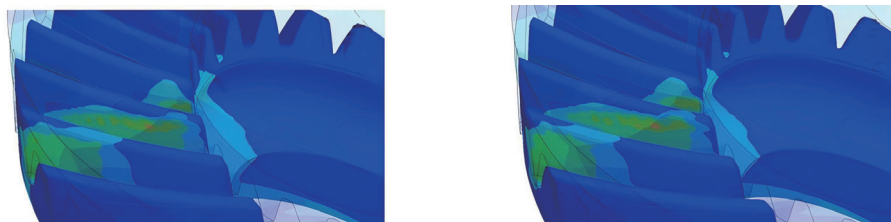


图5 主动锥齿轮在稳定阶段的应力云图



图6 从动锥齿轮在稳定阶段的应力云图

看出，主、从动锥齿轮为双齿、三齿交替啮合，重合度符合弧齿锥齿轮啮合传动的特点；主、从动锥齿轮齿面啮合应力斑集中且均匀，啮合轨迹较长，没有出现啮合在齿顶或是应力集中等情况，啮合情况良好。

提取相同时间段内的带轴承齿轮副的动态啮合力曲线并进行频谱分析，结果如图7所示。

由图7可知，带轴承锥齿轮副的啮合力频谱曲线出现了许多杂频，其主要频率成分为537.682Hz，幅值稍低的频率成分还有293.644Hz、1730Hz、3460Hz以及5190Hz等，这

几个频率分别为锥齿轮转动频率的9倍频（最大）、5倍频，以及锥齿轮啮合频率的1倍频、2倍频与3倍频。结合前面的表1可知，带轴承锥齿轮啮合模态的第3阶、第4阶、第9阶与第17阶的模态频率跟锥齿轮啮合频率的1倍频、2倍频、3倍频接近，从频率的角度看有发生共振的可能性；但是从图7的动态啮合力曲线可以看出，带轴承锥齿轮副在扭矩、转速加载的稳定阶段，动态啮合力无异常振动现象；动态啮合力的最大值为36112N，最小值为30481N，稳定阶段动态啮合力的均方根值为

31524N，波动百分比为17.8%，带轴承模型并没有发生共振；说明带轴承锥齿轮的危险模态即第3阶、第4阶、第9阶以及第17阶的模态是没有被激励的。

结合图3可知，带轴承锥齿轮危险模态的振型，其实与锥齿轮啮合激励的方向比较一致，但共振并没有发生，究其原因，可能是齿轮啮合所产生激励的能量较小，不足以激发齿轮的模态。

结束语

随着直升机在军事和民用领域的广泛应用，对直升机传动系统的可靠性和性能要求日益提高。中尾减作为直升机传动系统的核心组件，其动力学响应特性直接影响到整个直升机的运行效率和安全性。本文研究了一型中尾减带轴承锥齿轮副的齿轮传动系统的动态响应，结果表明没有出现异常振动现象。为了更全面掌握中尾减的齿轮副动态啮合性能，可在此基础上进行后续的研究，助力提升直升机传动系统自主研发能力。

航空动力

(吴强, 中国航空发动机研究院, 高级工程师, 主要从事质量与可靠性技术、直升机传动系统设计研究)

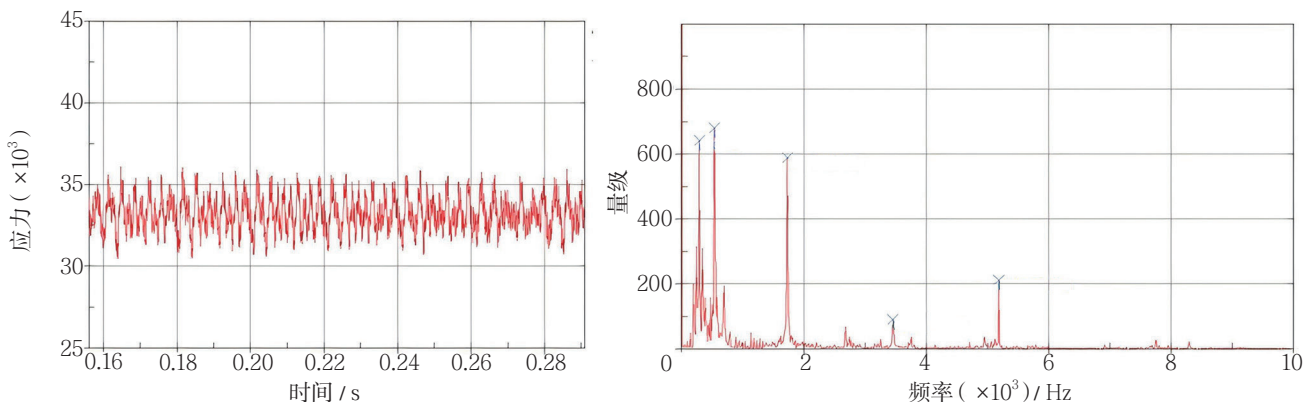


图7 带轴承齿轮副动态啮合力曲线及频谱图