

DOI:10.16356/j.2097-6771.2026.03.014

考虑传动间隙的起落架摆振特性分析

汪 瑞, 蔡君辉, 陈 潇, 潘昊洋, 李大让, 包旭丹, 张振华

(北京特种机械研究所, 北京 100143)

摘要: 为研究某起落架齿轮传动式前轮操纵系统存在传动间隙时的摆振特性, 本文首先通过简化理论分析合理地设计防摆阻尼; 其次通过理论分析结果和摆振试验结果两种维度校验起落架摆振刚柔耦合多体动力学联合仿真模型; 然后将齿轮传动侧隙和扭力臂轴向、径向传动间隙等非线性因素同时考虑进摆振动力学分析中, 实现含传动间隙的起落架刚柔耦合非线性动力学建模; 最后基于此模型开展多因素对摆振响应特性差异研究。研究发现, 间隙会导致起落架等幅振荡, 其中齿轮传动侧隙对机轮摆角的影响大于扭力臂间隙, 且间隙大小与摆角呈近似正比关系。此外, 增大垂直载荷有助于抑制摆振, 滑行速度主要影响机轮摆动频率。研究成果为起落架防摆系统设计提供理论参考。

关键词: 摆振特性; 齿轮传动; 传动间隙; 非线性; 防摆系统设计

中图分类号: V226

文献标志码: A

文章编号: 1005-2615(2026)03-0606-09

Analysis of Landing Gear Shimmy Characteristics Considering Transmission Clearance

WANG Rui, CAI Junhui, CHEN Xiao, PAN Haoyang, LI Darang,
BAO Xudan, ZHANG Zhenhua

(Beijing Special Machinery Research Institute, Beijing 100143, China)

Abstract: To investigate the vibration characteristics of a landing gear gear-driven nose wheel steering system under transmission clearance conditions, this paper first conducts a simplified theoretical analysis to reasonably design anti-sway damping. Subsequently, the landing gear vibration coupled rigid-flexible multi-body dynamics simulation model is validated using both theoretical analysis results and vibration test results. Then, nonlinear factors such as gear transmission clearance and torque arm axial and radial transmission clearance are simultaneously considered in the vibration dynamics analysis, achieving a coupled rigid-flexible nonlinear dynamics model for landing gear with transmission clearance. Based on this model, a multi-factor study on the differences in vibration response characteristics is conducted. The results reveal that gaps can cause the landing gear to oscillate with constant amplitude, with gear transmission clearance having a greater effect on wheel swing angle than torque arm clearance. Additionally, the gap size is approximately proportional to the wheel swing angle. Increasing vertical load helps suppress vibration, while taxi speed primarily affects the wheel swing frequency. These findings provide theoretical reference for the design of landing gear anti-sway systems.

Key words: shimmy characteristics; gear-driven; transmission clearance; nonlinear; anti-shimmy system design

基金项目: 国家自然科学基金(51805503); 北京市自然科学基金(3202035)。

收稿日期: 2025-11-21; **修订日期:** 2026-01-30

通信作者: 汪瑞, 男, 工程师, E-mail: 710580474@qq.com。

引用格式: 汪瑞, 蔡君辉, 陈潇, 等. 考虑传动间隙的起落架摆振特性分析[J]. 南京航空航天大学学报(自然科学版), 2026, 58(3): 606-614. WANG Rui, CAI Junhui, CHEN Xiao, et al. Analysis of landing gear shimmy characteristics considering transmission clearance[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics(Natural Science Edition), 2026, 58(3): 606-614.

起落架系统作为飞机起飞、着陆及地面运行的关键承载部件,其动力学特性对飞机的操纵性、稳定性和安全性具有直接影响。摆振是飞机滑跑过程中前起落架机轮可能出现的一种偏离中心位置的剧烈振动现象,其动态特性可能引发结构疲劳、操纵失效等严重后果,甚至导致灾难性事故的发生^[1]。统计数据显示,20%以上的起落架故障与摆振相关。根据发生机理的不同,飞机机轮摆振可分为轮胎型摆振、结构型摆振和间隙型摆振^[2]。关于摆振现象机理及防摆抑制的研究最早可追溯至19世纪,经过百余年的探索与研究,现代科学对摆振现象的认识不断深化。现有研究表明,摆振的发生是由稳定距、结构刚度、结构间隙以及其他非线性因素等多因素耦合作用的结果^[3]。在实际工程应用中,部分飞机在交付使用初期未出现摆振现象,但在经过一定使用周期后开始显现摆振问题。值得注意的是,当更换连接处的标准件后,摆振现象通常会减轻或消失,这表明间隙可能是诱导摆振的直接原因^[4]。

结构间隙因其工程特性受到广泛关注。Howcroft等^[5-6]构建了扭转间隙力矩的函数表达式,并对分段函数进行了光滑化优化,同时对主起落架摆振中的间隙特性进行了分析;Mohsen等^[7]在摆振研究中同时考虑了间隙和库伦摩擦力矩的影响,并探讨了两者之间的耦合效应;阮爽等^[8]通过函数光滑化处理,研究了间隙对起落架摆振的非线性影响及其在频域上的表现;张严等^[9]考虑间隙等非线性因素,研究间隙对摆振平衡点的影响,以及支柱扭转阻尼和间隙值对摆振振幅的作用影响;常泳涛^[10]基于多体动力学平台,搭建起落架刚性模型,研究了不同间隙尺寸对起落架稳定性的影响,结果表明运动副材料刚度的变化显著减小了机轮摆角幅值;闫宇飞等^[11]构建了含间隙的起落架摆振动力学仿真模型,探讨了径向配合间隙和球副间隙对摆振特性的影响。

目前,间隙型摆振问题的建模研究已从含扭转间隙的数学建模方法,逐步发展为基于三维多体动力学的建模方法,同时对单一位置间隙的摆振稳定性影响完成了初步探究。然而,关于多间隙耦合作用下的摆振稳定性研究仍存在明显不足。在实际工程中,起落架结构具有复杂性,间隙往往分布于多个部位。多间隙耦合建模可全面考量起落架系统内各间隙的相互作用与动态耦合效应,从而更真实地复现间隙间的非线性动态特性。相较于仅考虑单一位置间隙的建模方法,该方法能够有效规避分析误差,更准确地预测各工况下的振动响应与稳定性,为起落架的设计优化和维护提供更为可靠的

技术基础。

为解决上述问题,考虑到起落架摆振的强非线性特性,本文首先采用简化理论计算某前起落架防摆必须阻尼系数,随后基于一种起落架齿轮传动式前轮操纵系统,建立刚柔耦合摆振多体动力学模型。通过简化理论计算结果和真实摆振试验结果校验仿真模型,然后首次将齿轮传动侧隙和扭力臂轴向、径向传动间隙等非线性因素同时纳入摆振动力学分析中,实现含传动间隙的起落架刚柔耦合非线性动力学建模。最后,基于该模型开展多因素对摆振响应特性差异的研究,为后续起落架防摆系统设计提供了理论依据。

1 齿轮传动式减摆系统及防摆参数计算

1.1 齿轮传动式系统原理

飞机前起落架操纵系统通常由转弯机构和减摆装置组成,其中转弯机构可实现前轮转向控制,防摆装置用于抑制地面滑行过程中可能发生的自激振动。大型飞机通常采用如图1所示的液压转弯减摆操纵系统。

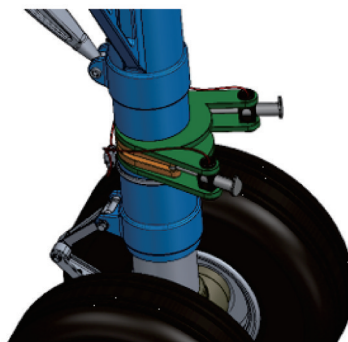


图1 某液压转弯减摆操纵系统

Fig.1 A hydraulic steering and sway-damping control system

某集成式前轮操纵系统原理如图2所示^[12],其采用力矩限制器实现对电机扭矩的限制,通过电磁摩擦离合器实现转弯和减摆工作模式的切换,在转弯模式下离合器线圈通入电流,传递电机转矩至前轮,从而实现转向控制;在减摆模式下,前轮转向机构与驱动系统解耦,机轮不受输入信号的控制,能够自由转动,减速器将电机的高转速、低扭矩输出转换为前轮所需的低转速、高扭矩运动,提供驱动能力。阻尼发生器在转弯状态下不工作,以减少转向阻力;在减摆模式下,阻尼发生器提供一定的阻尼,以消耗地面冲击载荷引起的前轮振荡,从而防止摆振现象的发生^[13]。通过大传动比的齿轮传动副为前轮提供较大的转弯力矩,载荷传感器对输出端的地面载荷进行监测,角度传感器可反馈前轮转向角度,形成闭环控制,确保转向精度。

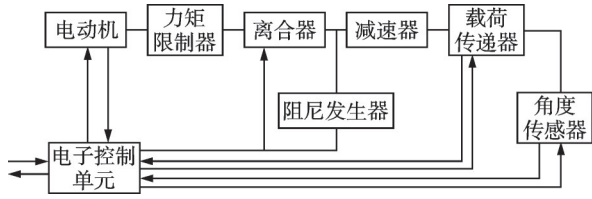


图2 某集成式前轮操纵系统原理

Fig.2 Principle of an integrated nose wheel steering system

1.2 减摆阻尼计算

在初步防摆计算时,飞机在停机载荷及最大刹车动载荷作用下,轮胎压缩量可依据文献[14]提出的以下公式计算,即

$$\delta = \frac{F}{2.4(P_0 + 0.08P_r)\sqrt{WD}} + 0.03W \quad (1)$$

式中: δ 为轮胎压缩量, F 为垂向载荷, P_0 为轮胎初始充气压力, P_r 为轮胎额定充气压力, W 为轮胎的充气断面宽, D 为轮胎的充气外直径。

通过式(1)求得的轮胎压缩量计算在当前前轮载荷下轮胎对应的内压,有

$$P = P_0 + 1.5 \frac{W}{D} P_0 \left(\frac{\delta}{W} \right)^2 \quad (2)$$

式中 P 为轮胎对应压缩量为 δ 时的内压。

然后,由轮胎刚度计算的的经验公式求得轮胎侧向刚度和扭转刚度。

对于 $\delta/D > 0.03$ 的轮胎,有

$$a = 2W(P + 0.24P_r) \left(1 - 0.7 \frac{\delta}{W} \right) \quad (3)$$

$$b = 15 \left(\frac{\delta}{D} - 0.015 \right) (P + 0.8P_r) W^3 \quad (4)$$

式中: a 为轮胎侧向刚度, b 为轮胎扭转刚度。

基于式(3,4)求得的轮胎侧向刚度和扭转刚度,可进一步通过经验公式计算轮胎松弛长度及触地长度的一半,有

$$L = \left(2.8 - 0.8 \frac{P}{P_r} \right) \left(1 - 4.5 \frac{\delta}{D} \right) W \quad (5)$$

$$h_0 = 0.85D \sqrt{\frac{\delta}{D} - \left(\frac{\delta}{D} \right)^2} \quad (6)$$

式中: L 为轮胎松弛长度, h_0 为触地长度的一半。

按照张线理论导出的式(7,8)计算轮胎侧向滚动系数和轮胎扭转滚动系数,有

$$\alpha = \frac{1}{h_0 \left(L + \frac{h_0}{2} \right)} \quad (7)$$

$$\beta = \alpha(L + h_0) \quad (8)$$

式中: α 为轮胎侧向滚动系数, β 为轮胎扭转滚动系数。

简化理论摆振方程组中包含:摆动部分绕摆动轴转动惯量、阻尼系数、稳定距、轮胎参数及滑行速度等参数,有

$$u = \frac{h_{cr}}{\sqrt{aI} \frac{\beta}{\alpha}} \quad (9)$$

$$t_1 = \frac{t}{\frac{\beta}{\alpha}} \quad (10)$$

$$V_1 = \frac{V}{\sqrt{\frac{bt}{\beta I}}} \quad (11)$$

$$k_1 = \frac{b}{a \left(\frac{\beta}{\alpha} \right)} \quad (12)$$

$$k_2 = \frac{1}{a \left(\frac{\beta}{\alpha} \right)^2} \quad (13)$$

式中: u 为无因次阻尼系数, h_{cr} 为防摆必须阻尼系数, I 为摆动部分绕摆动轴转动惯量, t 为结构稳定距, t_1 为无因次稳定距, V 为滑跑速度, V_1 为无因次滑跑速度, k_1 和 k_2 均为轮胎的无因次参数。

摆动部分绕转动轴惯性矩基于以下经验公式求取,有

$$I = C(I_1 + Mt^2) \quad (14)$$

式中:系数 C 一般取1.05~1.2, M 为机轮总质量, I_1 是机轮绕轮轴平行轴线的转动惯量。

$$I_1 = (I_0 + MR^2) \quad (15)$$

式中: R 为轮胎半径; I_0 为机轮绕自身径向轴的转动惯量,有

$$I_0 = \frac{1}{16} MD^2 \quad (16)$$

将求解得到的 a 、 b 、 α 、 β 轮胎参数代入式(10,12,13)可求得不同载荷工况下的 k_1 、 k_2 、 t_1 。

采用拟合近似式(17)估算无因次阻尼系数 μ_{max} ,其中系数 A 可由式(18)求解。

$$\mu_{max} = A(1 - t_1) \quad (17)$$

$$A = 0.42 + 0.32k_1 + \left(0.2 + \frac{1}{e^{1.8k_1 + 0.7}} \right) k_2 \quad (18)$$

基于式(1~18)可解算出不同工况下防摆必须阻尼系数。然而实际情况下,阻尼器提供的阻尼是非线性的,满足以下规律,即

$$h_{sj} = M_0 + h_1 \dot{\theta} + h_2 \dot{\theta}^2 \quad (19)$$

式中: h_{sj} 为减摆器设计防摆阻尼系数, M_0 为缓冲器和转套之间的库伦摩擦力矩, h_1 为线性项阻尼系数, h_2 为二次项阻尼系数, $\dot{\theta}$ 是减摆器轴的转动角速度。

在充分考虑库伦摩擦力矩 M_0 及二次项系数 h_2

后,取防摆阻尼系数的安全系数为 2,即最小当量线性阻尼系数为防摆必须阻尼系数的 2 倍,防摆必须阻尼系数和最小当量阻尼系数取值如表 1 所示。

表 1 不同载荷下防摆必须及最小当量线性阻尼系数
Table 1 Necessary and minimum equivalent linear damping coefficients for anti-shimmy under different loads

载荷工况	防摆必须系数	最小当量线性系数
停机状态	17	34
动载荷状态	16.6	33.2

2 含传动间隙的起落架摆振动力学建模

2.1 无间隙摆振动力学建模及校验

起落架结构复杂,包含众多零件,若完全按照实际情况进行建模,运算量较大且可能存在隐匿错误,不利于问题排查。因此,本文对支柱式前起落架进行了相应简化,保留了活塞杆、外筒、扭力臂、轮轴、机轮、转套以及机身等关键部件。在准确定义前起落架摆振的真实运动关系后,完成了前起落架缓冲器、轮胎、减摆器及侧向激励的力学建模。

在刚性模型的基础上,基于子结构模态法对活塞杆、外筒等前起落架关键承力部件进行柔性化处理,并通过一维蜘蛛网格单元将界面点与有限元模型节点耦合连接,充分考虑弹性变形对系统整体动力学响应的影响,如图 3 所示。

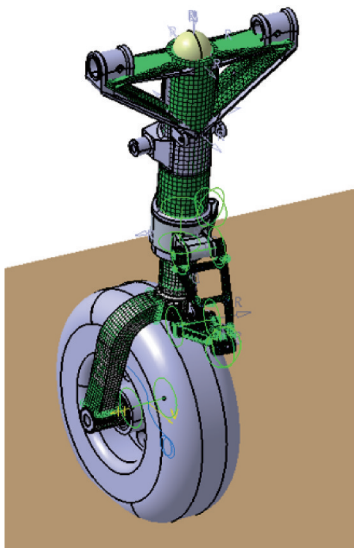


图 3 起落架多体动力学模型

Fig.3 Multibody dynamics model of landing gear

基于上述模型,获得滑行速度为 100 km/h、防摆阻尼系数取 15.1 N·m·s/rad 的停机载荷工况下前起落架机轮摆角的时间历程曲线,如图 4 所示。

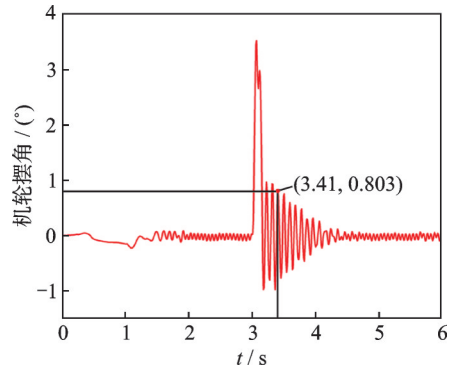


图 4 100 km/h 和 15.1 N·m·s/rad 停机载荷机轮摆角

Fig.4 Wheel shimmy angle under static load at 100 km/h and 15.1 N·m·s/rad

当仿真进行到 3 s 时,在轮轴处施加大小为 1 000 N 的侧向初始激励,初始摆角为 3.3°,经历 3 个周期后,摆角减小为 0.803°,即为初始摆角的 1/4。根据《飞机前起落架防摆设计要求》^[15]:若系统具有足够的稳定裕度,系统提供的阻尼,应能使外界干扰所引起的前轮摆动在 3 个周期后,其振幅衰减到初始扰动的 1/4 或更小。仿真结果表明,该工况下临界防摆阻尼系数为 15.1 N·m·s/rad。

2.2 模型校验

2.2.1 仿真与理论计算结果校验

采用上述方式计算了两种载荷工况下摆振临界阻尼随速度变化的关系,如图 5 所示。仿真结果表明:在全速度范围内临界防摆阻尼系数呈先增大后减小的趋势,其中滑行速度为 70 km/h 时,临界防摆阻尼系数达到最大值 18.4 N·m·s/rad。本文第一节理论计算的防摆必须阻尼系数为 17 N·m·s/rad,与仿真结果相近。

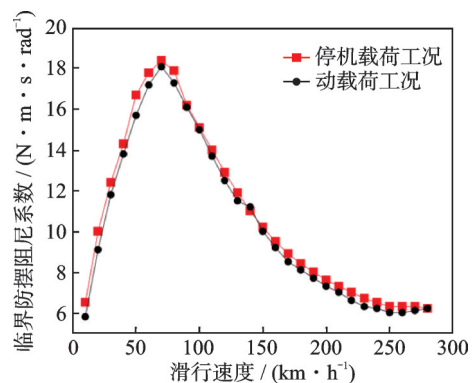


图 5 临界防摆阻尼系数随滑行速度变化的关系

Fig.5 Relationship between critical anti-shimmy damping coefficient and taxiing speed

2.2.2 仿真与试验结果校验

起落架摆振试验是检验起落架防摆性能的关键测试方法之一,同时也是校验仿真模型准确性的重要手段。该试验在如图 6 所示的飞轮摆振试验

台上进行,试验台主要由横梁、伺服作动器、试验夹具、小吊篮、大飞轮、测力传感器和干扰机构等部件组成。试验过程中,通过垂直加载系统的伺服作动器施加模拟前起落架的垂直载荷,利用大飞轮的旋转模拟起飞和着陆滑跑时的速度变化,并通过干扰机构对机轮轴施加瞬态干扰激励,以模拟前起落架在滑跑过程中可能遇到的地面瞬态干扰。

当飞轮调速到设定速度并稳定运转时,垂直加载系统伺服作动器对前起落架施加垂直载荷;垂直载荷加载至设定值并保持稳定后,通过干扰机构对前起落架施加 $2^{\circ}\sim 5^{\circ}$ 瞬态干扰角度进行激励;干扰角度完全释放后,继续滑跑 $1\sim 2$ s,卸载即完成1个试验状态。

在施加干扰激励时,当瞬态干扰角度大于 3° 或小于 -3° 时,触发测试系统保存有效数据,同步测试触发点前后几秒内前起落架的动态响应。

通过六分量力传感器测得起落架与机身各连接铰点垂向力并取代数和求得起落架垂向载荷;侧向载荷则由左右主铰点的侧向力代数和确定;干扰激励载荷通过安装在干扰机构作动筒活塞杆端部的测力传感器直接测量;机轮偏角由角位移传感器测量,当发生摆振时,通过分析起落架响应频谱可确定摆振频率。

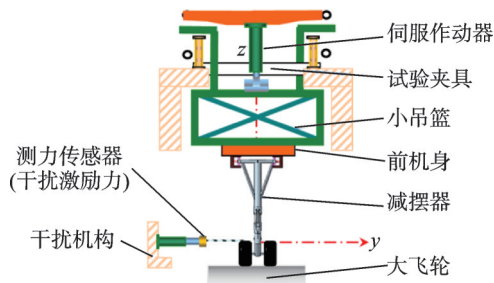


图6 飞机摆振试验台原理图

Fig.6 Schematic diagram of aircraft shimmy test bench

取前文计算得到的最小当量线性防摆阻尼系数 $34\text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$ 进行摆振试验,得到停机载荷下滑行速度 $100\text{ km}/\text{h}$,防摆阻尼系数 $34\text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$ 时摆振试验结果和摆振仿真结果如图7、8所示,具体摆振试验结果与仿真结果见表2所示。

在如图8所示的滑行速度为 $100\text{ km}/\text{h}$ 、防摆阻尼系数为 $34\text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$ 的停机载荷工况下,当干扰激励载荷为 785 N 时,机轮偏转角度达到 3.8° 后迅速回正,过程中最大侧向载荷为 $2\,420\text{ N}$ 。这一结果与图7所示的试验结果趋势一致,表明当采用最小当量线性阻尼系数时,摆振仿真结果与试验结果具有良好的 consistency。

当采用防摆必须阻尼系数进行临界阻尼研究时,仿真所得结果与理论计算结果接近;而采用最

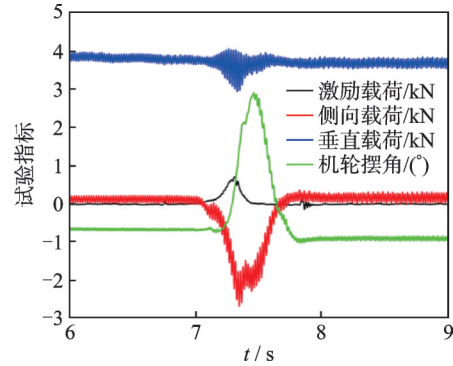


图7 $100\text{ km}/\text{h}$ 和 $34\text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$ 停机载荷工况起落架摆振试验曲线

Fig.7 Landing gear shimmy test curves under static load conditions at $100\text{ km}/\text{h}$ and $34\text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$

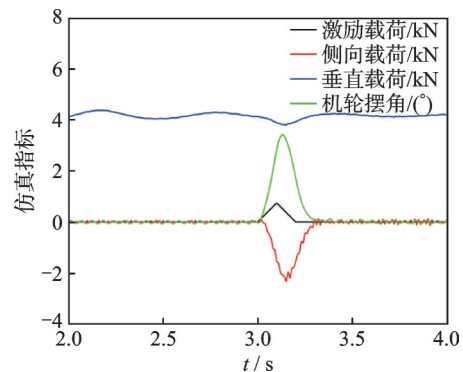


图8 $100\text{ km}/\text{h}$ 和 $34\text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$ 停机载荷工况起落架摆振仿真曲线

Fig.8 Landing gear shimmy simulation curves under static load conditions at $100\text{ km}/\text{h}$ and $34\text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$

表2 摆振试验结果和仿真结果对比

Table 2 Comparison between shimmy test and shimmy simulation results

工况	垂直载荷/ N	激励载荷/ N	侧向载荷/ N	机轮摆角/ ($^{\circ}$)
仿真	4 000	785	2 420	3.8
试验	4 000	750	2 700	3.72

小当量线性防摆阻尼系数进行设计阻尼研究时,仿真结果与摆振试验结果趋势一致,这表明所建立的仿真分析模型具有较高的保真度。

2.3 传动间隙建模

2.3.1 间隙的存在位置及作用形式

起落架作为飞机关键部件,通过协同作用实现缓冲、转向及收放功能。然而,这些传动环节在长期使用过程中,由于频繁的接触碰撞,配合间隙会逐渐增大。需要指出的是,前起落架传动环节的间隙特性并非简单的二维平面间隙,而是一个具有复杂三维空间特征的动态间隙系统。间隙主要集中在各连接处,包括转套与减摆装置之间、上扭力臂与转套之间、上扭力臂与下扭力臂之间、下扭力臂与支柱之间,以及轮轴与轮毂之间如图9所示。本

文重点研究了对摆振响应特性影响较大的间隙1至间隙4,其中间隙2、间隙3和间隙4的作用形式一致,因此可以将这3处间隙合并为一处进行累加考虑。

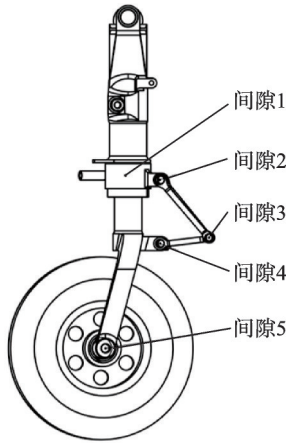


图9 间隙存在位置

Fig.9 Location of clearance

针对某起落架齿轮传动式前轮操纵系统,其间隙主要由制造和装配误差、长期使用导致构件磨损加剧等因素引起。间隙1为前轮操纵系统输出齿轮与转套之间的齿轮副侧隙,直接影响支柱的扭转刚度,可能导致起落架侧向刚度不对称,从而激发高频振动。间隙2、间隙3、间隙4为销轴与衬套的配合间隙,属于三维空间间隙,具体表现为径向和轴向的配合间隙^[16]。间隙存在和作用形式如图10所示。

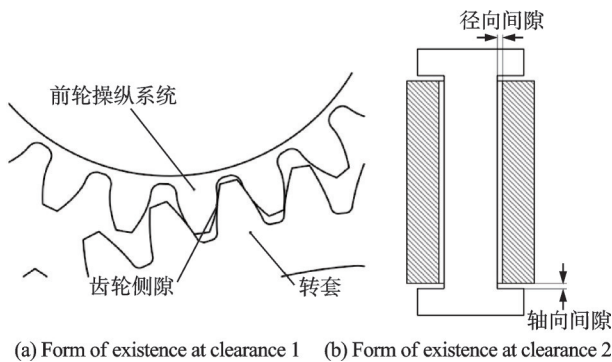


图10 齿轮传动式前轮操纵系统间隙形式
Fig.10 Clearance forms of gear-driven nose wheel steering system

2.3.2 基于Hertz碰撞力学的传动间隙建模

Hertz碰撞理论^[17]是德国物理学家海因里希·鲁道夫·赫兹于1882年提出,核心思想为两个低速弹性物体碰撞时,会由于局部变形在小区域内发生接触,而不是某个点。接触区域大小、产生的压力分布及变形量均可由物体材料属性和几何形状求解。

两构件间碰撞时接触力可分为垂直于接触共

切面和存在于接触共切面的两部分接触力。

垂直于接触共切面的接触力模型基于赫兹接触理论,通过引入恢复力系数来度量碰撞过程中的能量消耗,可表达为

$$F_n = K\delta^n \left[1 + \frac{3(1 - c_h^2)}{4} \frac{\dot{\delta}}{\dot{\delta}_0} \right] \quad (20)$$

式中: F_n 为法向力; K 为碰撞接触刚度系数; δ 为接触小变形; n 为用于修正的系数; c_h 为恢复力系数; $\dot{\delta}$ 为相对接触速度; $\dot{\delta}_0$ 为相对接触初速度。

基于赫兹接触理论,可得到式(20)中碰撞接触刚度及等效弹性模量,有

$$K = \frac{4E^*}{3} \left(\frac{R_1 R_2}{R_1 - R_2} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (21)$$

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1 - \lambda_1^2}{E_1} + \frac{1 - \lambda_2^2}{E_2} \quad (22)$$

式中: E^* 为等效弹性模量; E_1 、 E_2 为两碰撞体的弹性模量; λ_1 、 λ_2 为两碰撞体的泊松比; R_1 、 R_2 为两碰撞体的接触半径。

存在于接触共切面的接触力,即碰撞切向力主要表现为切向摩擦力,其表达式为

$$F_t = \mu_t F_n \quad (23)$$

式中: F_t 为切向力; μ_t 为切向摩擦因数,与切向滑动速度有关。

在动力学平台中通过基于赫兹接触理论的齿轮接触模块实现间隙1建模;而间隙2处的孔轴配合间隙建模需要同时考虑轴向间隙和径向间隙,同时考虑间隙存在的不同工况,如轴孔完全分离、两点接触、单点接触和线接触等^[18]。如图11所示,径向间隙和轴向间隙的接触形式共有8种工况。然而,起落架孔轴配合间隙一般以径向间隙和轴向间隙耦合的复杂形式存在,考虑耦合工况下,转动副空间三维间隙共有13种工况^[15]。

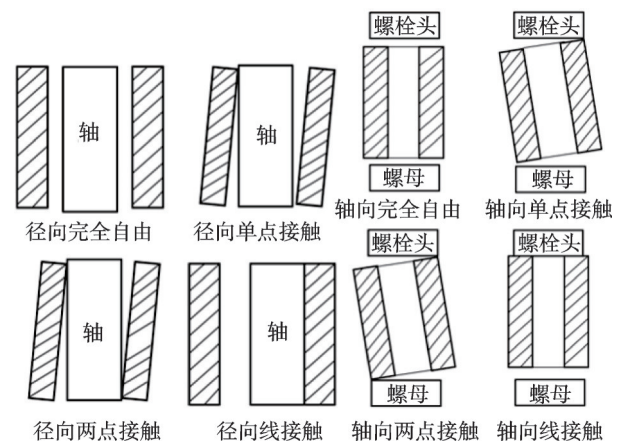


图11 轴孔间隙单独存在的8种形式
Fig.11 Eight forms of separate existence of shaft-hole clearance

对于含间隙孔轴配合,一般将轴离散化为多个球面进行模拟^[17],采用球面接触模拟点接触,若干个球面接触模拟线接触,径向间隙和轴向间隙模拟示意图如图 12 所示。

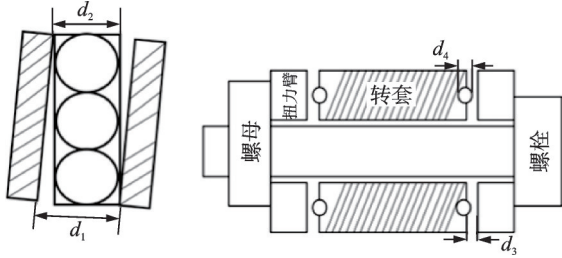


图 12 轴孔间隙模拟示意图

Fig.12 Schematic diagram of shaft-hole clearance simulation

多球表示轴结构,面表示孔面结构,因此径向和轴向间隙值分别为

$$\sigma_r = \frac{d_1 - d_2}{2} \quad (24)$$

$$\sigma_z = d_3 - \frac{d_4}{2} \quad (25)$$

式中: σ_r 为径向间隙, σ_z 为轴向间隙, d_1 为螺栓孔直径, d_2 为轴结构直径, d_3 为转套和扭力臂端面距离, d_4 为多球结构直径。

3 间隙等多因素对摆振特性影响分析

基于上述间隙建模方法,依旧采用摆振试验确定的防摆阻尼系数 $34 \text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$,在动力学仿真平台中搭建含间隙起落架刚柔耦合动力学分析模型,研究不同位置间隙、间隙大小、垂直载荷、滑跑速度等因素对起落架摆振特性影响,仿真分析结果如图 13~16 所示。

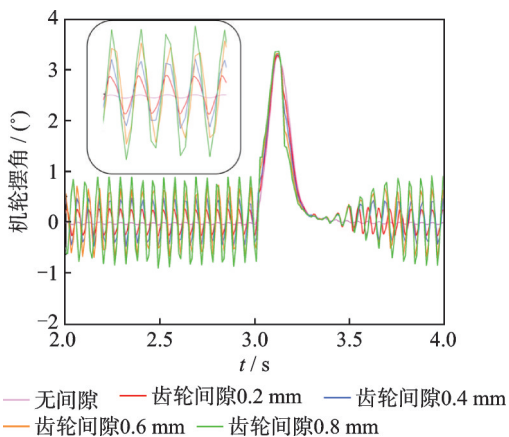


图 13 不同齿轮侧隙的摆振特性曲线

Fig.13 Shimmy characteristic curves under different gear backlashes

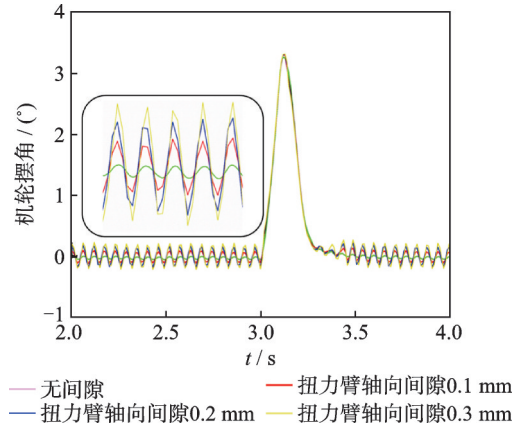


图 14 不同扭力臂轴向间隙的摆振特性曲线

Fig.14 Shimmy characteristic curves under different axial clearances of torsion arm

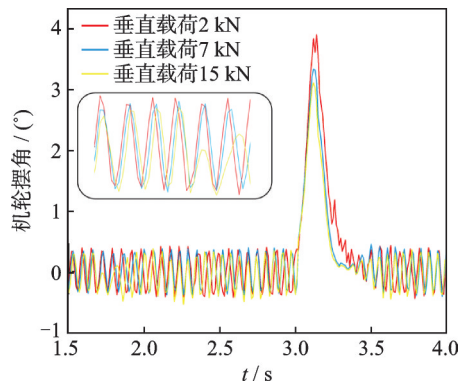


图 15 不同垂直载荷下摆振特性曲线

Fig.15 Shimmy characteristic curves under different vertical loads

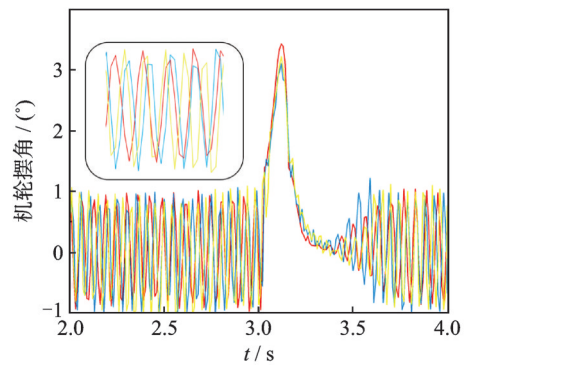


图 16 不同滑行速度摆振特性曲线

Fig.16 Shimmy characteristic curves under different taxiing speeds

如图 13 所示,当齿轮侧隙从 0.2 mm 增加到 0.8 mm 时,起落架总体上呈等幅摆动趋势,机轮摆动角度从 0.4° 增加到 1.7° ,摆动频率变化不明显。这表明间隙对摆动幅度的影响显著且呈近似比例的关系。齿轮侧隙的增大可能导致传动系统的能量传递不连续,引发更大的振动和冲击,从而加剧

摆动幅度。

如图14所示,保持扭力臂径向间隙不变(孔轴配合间隙H8/f7),扭力臂轴向间隙从0.1 mm增加到0.3 mm时,机轮摆动幅度从 0.11° 增加到 0.3° 。这表明扭力臂间隙对摆动幅度也具有显著的影响,但其影响程度小于齿轮侧隙。因此,在工程实践中应优先注重齿轮侧隙的精准控制:在设计阶段,应通过合理的材料选择、工艺设计及公差配合来降低磨损;在维护阶段,则需对该部位间隙进行定期检测,规避摆振风险。

如图15所示,在齿轮侧隙和扭力臂间隙保持不变的情况下,当垂直载荷从2 kN增至15 kN时,摆角呈现衰减趋势,表明垂向载荷对齿轮传动系统的间隙效应有显著的动态调制作用,这可能是因为垂向载荷增加时,传动接触面会产生弹性变形,这些变形会“补偿”部分原始间隙,从而提高摆振稳定性。

如图16所示,在保持垂直载荷、齿轮侧隙和扭力臂间隙不变的前提下,改变滑行速度,机轮呈现等幅震荡,且振荡频率随滑行速度增大而逐渐上升,这是由于滑跑速度的提高使得轮胎侧向响应更“即时”,其等效刚度增大,从而导致摆动频率的增加。

4 结 论

本文通过搭建考虑齿轮传动侧隙和扭力臂轴向和径向传动间隙的非线性刚柔耦合起落架多体动力学模型,开展间隙位置、间隙大小、垂向载荷和滑行速度等多因素对摆振响应特性差异研究,得到如下结论:

(1) 传动间隙会导致起落架发生等幅振荡,振荡幅度随间隙增大近似正比式增大,这可能是由于间隙导致减摆阻尼存在一个不发挥作用的“空窗期”,即在间隙作用下,减摆器无法及时发挥作用,导致系统能量积累,从而引发持续的等幅振荡。结构设计时,应通过装配及工艺手段尽量控制关键部位间隙在0.2 mm之内。

(2) 间隙存在部位对振荡响应幅度有显著影响。在间隙大小保持不变(0.2 mm)的条件下,齿轮传动侧隙引起的机轮摆动幅度为 0.258° ,达到扭力臂处间隙影响的1.5倍。其中,扭力臂和转套连接处的齿轮侧隙对缓冲支柱扭转具有直接影响,其对振荡响应的影响程度显著高于扭力臂处间隙的影响。

(3) 垂直载荷显著影响间隙的非线性特性,导致机轮摆角的动态变化。增加垂直载荷有助于抑

制摆振,随着垂直载荷从2 kN增加至15 kN,机轮的摆动幅度减少12%。

(4) 在控制间隙、载荷等其他条件不变的情况下,滑行速度对摆动幅度影响有限,但会显著影响机轮摆动频率,滑行速度增大将显著增大机轮摆动频率。

参考文献:

- [1] 聂宏,魏小辉,张明,等.飞机起降系统非线性动力学稳定性研究进展[J].航空学报,2025,46(5):291,315.
NIE Hong, WEI Xiaohui, ZHANG Ming, et al. Research progress on nonlinear dynamic stability of aircraft landing system[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2025, 46(5): 291, 315.
- [2] 诸德培.摆振理论及防摆措施[M].北京:国防工业出版社,1984.
ZHU Depei. Shimmy theory and anti swing measures [M]. Beijing: National Defense Industry Press, 1984.
- [3] 向宗威,冯广,姜义尧,等.飞机起落架结构间隙对摆振稳定性影响进展[J].航空工程进展,2022,13(3):86-95.
XIANG Zongwei, FENG Guang, JIANG Yiyao, et al. Research progress on the effect of structural clearance of aircraft landing gear on shimmy stability[J]. Advances in Aeronautical Science and Engineering, 2022, 13(3): 86-95.
- [4] ZHURAVLEV V P, KLIMOV D M. The causes of the shimmy phenomenon[J]. Doklady Physics, 2009, 54(10): 475-478.
- [5] HOWCROFT C, LÖWENBERG M, NEILD S, et al. Effects of freeplay on dynamic stability of an aircraft main landing gear[J]. Journal of Aircraft, 2013, 50(6): 1908-1922.
- [6] HOWCROFT C, LÖWENBERG M, NEILD S, et al. Shimmy of an aircraft main landing gear with geometric coupling and mechanical freeplay[J]. Journal of Computational and Nonlinear Dynamics, 2015, 10(5): 051011-051021.
- [7] MOHSEN R, KAMRAN B. Interaction of torque link freeplay and Coulomb friction nonlinearities in nose landing gear shimmy scenarios[J]. International Journal of Nonlinear Mechanics, 2020, 119: 103338-103348.
- [8] 阮爽,张明,聂宏.结构间隙对起落架地面滑跑摆振特性影响分析[J].振动与冲击,2024,43(2):234-243.
RUAN Shuang, ZHANG Ming, NIE Hong. Influence of the structural clearance on the shimmy characteristics of the landing gear during ground taxiing[J]. Journal of Vibration and Shock, 2024, 43(2): 234-243.

- [9] 张严, 陈大伟, 喻浩文. 考虑间隙特性的起落架摆振非线性分岔分析[J]. 航空计算技术, 2018(1): 53-57. ZHANG Yan, CHEN Dawei, YU Haowen. Nonlinear bifurcation analysis of landing gear shimmy considering freerplay[J]. Aeronautical Computing Technique, 2018, 48(1): 53-57.
- [10] 常泳涛. 含间隙起落架摆振动力学特性研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2020. CHANG Yongtao. Dynamic analysis of gap induced landing gear shimmy[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2020.
- [11] 闫宇飞, 汪瑞, 许锋. 柔性起落架间隙型摆振动力学分析[J]. 科学技术与工程, 2021, 21(14): 6057-6062. YAN Yufei, WANG Rui, XU Feng. Dynamic analysis of clearance shimmy of flexible landing gear[J]. Science Technology and Engineering, 2021, 21(14): 6057-6062.
- [12] 聂青, 聂宏, 张明, 等. 飞机全电式前轮转弯系统设计与优化分析[J]. 机械科学与技术, 2013, 32(9): 1291-1297. NIE Qing, NIE Hong, ZHANG Ming, et al. Design and optimization analysis of all-electric aircraft nose wheel steering system[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2013, 32(9): 1291-1297.
- [13] 王友林, 刘景林. 电磁阻尼器设计研究[J]. 西北工业大学学报, 2006, 24(3): 358-362. WANG Youlin, LIU Jinglin. Designing electromagnetic damper used in space rendezvous[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2006, 24(3): 358-362.
- [14] 《飞机设计手册》总编委会. 飞机设计手册第14册: 起飞着陆系统设计[M]. 北京: 航空工业出版社, 2002. The Editorial Committee of Aircraft Design Handbook. Aircraft design handbook volume 14: Takeoff and landing system design[M]. Beijing: Aviation Industry Press, 2002.
- [15] 中国人民解放军总装备部. 飞机前起落架防摆设计要求: GJB8589—2015[S]. 北京: 总装备部军标出版发行部, 2015. General Armaments Department of the Chinese People's Liberation Army. Design requirements of anti-shimmy for nose landing gear of aircraft: GJB8589—2015[S]. Beijing: Military Standard Press and Publication Department of the General Armaments Department, 2015.
- [16] YAN Shaoze, XIANG Wuweikai, ZHANG Lin. A comprehensive model for 3D revolute joints with clearances in mechanical systems[J]. Nonlinear Dynamics, 2015, 80: 309-328.
- [17] HERTZ H. On the contact of elastic solids[J]. Journal Für Die Reine und Angewandte Mathematik, 1882, 92: 156-171.
- [18] 印寅. 起落架收放动力学及可靠性研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2017. YIN Yin. Study on dynamics and reliability of landing gear retraction[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2017.

(编辑: 刘彦东)