

附加阻尼环的航空齿轮强迫响应分析方法

叶航¹, 王延荣², 苗国磊¹, 苏雷¹, 王帅³

(1. 成都航利(集团)实业有限公司, 成都 610093; 2. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;
3. 中国航发湖南动力机械研究所, 湖南株洲 412002)

摘要: 为了避免航空齿轮振动过大导致齿轮辐板破裂, 在齿轮外缘安装阻尼环是一种有效减振方法。针对工程中阻尼环设计时缺乏有效便捷的设计方法问题, 基于能量法建立了航空齿轮节径型振动下阻尼环的等效参数模型。在给定模态振型下, 将阻尼环的影响效果简化为依赖于齿轮振幅(振动应力)的等效阻尼、等效刚度和等效质量, 实现了齿轮-阻尼环系统幅频响应快速求解。以某航空齿轮为例, 分析了激励载荷、摩擦系数、转速以及结构固有阻尼对强迫响应的影响, 结合许用振动应力进行了阻尼环优化设计。结果表明: 阻尼环减振效果与振动应力具有强非线性, 在本文给定的激励载荷及 100 MPa 许用振动应力下, 阻尼环质量比不应大于 5%, 最佳摩擦系数为 0.1, 设计得当的阻尼环能够降低 50% 以上的振动应力。

关键词: 航空齿轮; 阻尼环; 减振; 等效阻尼; 强迫响应

中图分类号: V232.8

文献标识码: A

doi: 10.13477/j.cnki.aeroengine.2024.01.016

Forced Response Analysis Method of Ring Dampers for Aviation Gears

YE Hang¹, WANG Yan-rong², MIAO Guo-lei¹, SU Lei¹, WANG Shuai³

(1. Chengdu Holy(Group) Industrial Co., Ltd., Chengdu 610093, China; 2. School of Energy and Power Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China; 3. AECC Hunan Aviation Powerplant Research Institute, Zhuzhou Hunan 412002, China)

Abstract: In order to prevent the gear web from cracking due to excessive vibration of the aviation gear, installing a ring damper on the rim of the gear is an effective vibration reduction method. Aiming at the lack of effective and convenient design methods for ring damper design in engineering, an equivalent parameter model of ring damper under nodal-diameter vibration of aviation gears was established based on the energy method. Under a given mode shape, the influence effect of the ring damper is simplified to the equivalent damping, equivalent stiffness, and equivalent mass depending on the gear amplitude (vibration stress), and the fast solution of the amplitude-frequency response of the gear-ring damper system is realized. Taking an aviation gear as an example, the effects of excitation load, friction coefficient, rotational speed, and inherent damping of the structure on the forced response were analyzed. Finally, the optimal design of the ring damper was carried out in combination with the allowable vibration stress. The results show that the damping effect of the ring damper has strong nonlinearity with the vibration stress, under the given excitation load and 100 MPa allowable stress, the mass ratio of the ring damper should not be greater than 5%, and the optimal friction coefficient is 0.1. A well-designed ring damper can reduce vibration stress by more than 50%.

Key words: aviation gear; ring damper; vibration reduction; equivalent damping; forced response

0 引言

在多型航空发动机附件齿轮在试验时发生的辐板掉块故障^[1-3]中, 除材料、加工等因素外, 在工作转速范围内存在较大的共振是这类故障的共因。当齿轮在工作转速范围内存在共振点且难以通过调频减振时, 可以采用附加阻尼环的方式减振。阻尼环通常安

装在齿轮的外缘, 齿轮发生振动时通过阻尼环与齿轮接触面之间的相对运动消耗振动能量, 从而降低振动水平。

早期对于阻尼环的设计主要依靠经验, 1964 年 McIntire^[4]归纳了阻尼环质量与主结构之间的经验公式; 1981 年, Drago^[5]利用试验表明采用开口阻尼环的减振效果要优于闭口环; 1993 年, Niemotka^[6]分析了阻

收稿日期: 2022-04-19 基金项目: 国家自然科学基金(51475022)资助

作者简介: 叶航(1993), 男, 博士, 高级工程师。

引用格式: 叶航, 王延荣, 苗国磊, 等. 附加阻尼环的航空齿轮强迫响应分析方法[J]. 航空发动机, 2024, 50(1): 117-123. YE Hang, WANG Yanrong, MIAO Guolei, et al. Forced response analysis method of ring dampers for aviation gears[J]. Aeroengine, 2024, 50(1): 117-123.

尼环与封严篦齿之间的变形关系,推导出径向振动下阻尼环摩擦耗能理论模型;1991年,Buyukataman等^[7-8]采用模态分析推导了应用于齿轮的阻尼环的摩擦耗能与转速、正压力、阻尼环横截面尺寸等参数的关系;1998年,Lopez^[9]分析了阻尼环与火车轮毂间由于惯性造成的相对滑动,获得接触面在不同振动条件下的摩擦耗能,并通过试验验证了该方法的可行性^[10-11];2005年,Laxalde^[12]采用集总参数法将整体叶盘和阻尼环单个扇区内的模型简化,给出了附加阻尼环的整体叶盘的响应求解方法;2007年,采用多谐波平衡法研究了具有摩擦阻尼器的多级系统的非线性动力学^[13-14]。并通过试验得出阻尼环的刚度越大减振效果越好的结论^[15];2010年,指出阻尼环的最佳减振状态时接触区域是滑移-粘滞交替出现的^[16];2016年,Baek^[17]将接触面上的摩擦力表示为依赖于振幅的等效阻尼与刚度函数,开发了一种附加阻尼环的整体叶盘强迫响应分析模型;Tang^[18]对阻尼环几何形状开展了优化设计;Zucca^[19]利用谐波平衡法降低了分析模型的计算量,并分析了阻尼环的非循环对称性对减振效果的影响^[20];中国针对阻尼环设计方法的研究相对较少,黄宏亮^[21]通过对阻尼环组合结构的简化模型推导了等效阻尼计算公式;王帅^[22]推导了圆形开口环接触压力分布及开口等压阻尼环自由型线求解方法。

目前,针对带阻尼环强迫响应求解主要集中在直接对运动方程进行处理。虽然通过循环对称边界条件^[23]、动态子结构法^[24]及时频转换^[25]等方法极大降低了求解模型的大小,但对于工程设计仍然耗时过长。由于阻尼环对齿轮结构模态振型的影响很小,可以采用无阻尼环时的齿轮结构的模态振型进行减振分析,在求解速度上具有天然的优势。本文利用等效阻尼预测方法,将阻尼环结构简化为依赖于振幅(振动应力)的等效阻尼、等效刚度和等效质量,实现了幅频响应快速求解。最后以某航空齿轮为例,以许用振动应力为约束,进行了阻尼环设计,得到了最优摩擦系数和最小阻尼环质量。

1 强迫响应等效模型

附加阻尼环形状及其安装位置如图1所示。

附加阻尼环的齿轮结构发生振动时,齿轮运动方程为

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku = F_{\text{ext}} - F_{\text{nl}} \quad (1)$$

式中: M 、 C 和 K 分别为齿轮系统的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵; u 为齿轮系统的振动位移; (\cdot) 为对时间的微分; F_{ext} 为随时间变化的外部激振力; F_{nl} 为阻尼槽表面受到的非线性摩擦力,可以表示为等效阻尼和等效刚度的形式^[17]

$$F_{\text{nl}} = C_{\text{eq}}\dot{u} + K_{\text{eq}}u \quad (2)$$

由振型向量的正交性可知,式(1)的解可以表示为无阻尼系统正交模态的线性叠加

$$u = \Phi q \quad (3)$$

式中: Φ 为齿轮系统模态矩阵; q 为模态位移向量。

将式(2)、(3)代入式(1)并左乘 Φ^T 可得

$$I\ddot{q} + Z\dot{q} + \Lambda q + Z_{\text{eq}}\dot{q} + \Lambda_{\text{eq}}q = Q \quad (4)$$

式中: $I = \Phi^T M \Phi$,为单位矩阵; $Z = \Phi^T C \Phi$, $\Lambda = \Phi^T K \Phi$, $Z_{\text{eq}} = \Phi^T C_{\text{eq}} \Phi$, $\Lambda_{\text{eq}} q = \Phi^T K_{\text{eq}} \Phi$,均为对角矩阵; $Q = \Phi^T F_{\text{ext}}$ 。

当系统在第 j 阶固有频率附近振动时,第 j 阶振型占主导地位,其他阶振型的贡献可以忽略不计。因此,式(1)可以表示为

$$\ddot{q}_j + 2(\zeta_j + \zeta_{j,d})\omega_j \dot{q}_j + (k_j + k_{j,\text{eq}})q_j = Q_j \quad (5)$$

式中: ζ_j 和 $\zeta_{j,d}$ 分别为齿轮第 j 阶振型固有模态阻尼比和阻尼环在齿轮第 j 阶振型下提供的等效模态阻尼比; k_j 和 $k_{j,\text{eq}}$ 分别为齿轮第 j 阶等效刚度和阻尼环在齿轮第 j 阶振型下的等效刚度,并且 $k_j = \omega_j^2$; ω_j 为齿轮无阻尼时第 j 阶固有频率,rad/s; $\zeta_{j,d}$ 、 $k_{j,\text{eq}}$ 均依赖于结构振幅,且振幅为0时, $\zeta_{j,d} = 0$, $k_{j,\text{eq}} = 0$ 。

通常,阻尼环的质量远小于主结构的质量,这也是干摩擦阻尼器在设计时的要求之一。阻尼环质量率定义为

$$\beta = m_d/m_g \quad (6)$$

式中: m_d 为阻尼环质量; m_g 为齿轮质量(不含传动轴)。

在本文的研究中,阻尼环质量率 β 小于5%,因此 $k_{j,\text{eq}}$ 远小于 k_j ,通常 $k_{j,\text{eq}}$ 比 k_j 小2个量级^[19]。也就是说,阻尼环几乎不影响结构的刚度和模态振型,仅影响振幅。因此阻尼环对主结构共振频率的影响可以忽略。文献[16,20,22]也表明,阻尼环对结构共振频率的影响小于1%,可以忽略不计。阻尼环主要通过摩擦消耗振动能量的形式降低结构的振幅和振动应力。

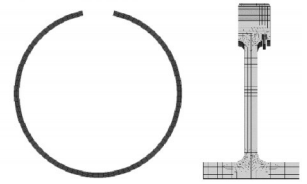


图1 附加阻尼环形状及其安装位置

单模态识别法认为系统各阶固有频率相隔较远,且阻尼较小,由于相邻模态之间的耦合很弱,当激振频率接近某一阶固有频率 ω_n 时,该阶模态将占主导地位。利用单模态识别法获取齿轮-阻尼环系统给定振型下的模态参数,进而利用少量的模态参数和阻尼环等效参数对齿轮-阻尼环系统的强迫响应进行分析,这种基于模态的分析方法相对于直接对齿轮-阻尼环系统的运动方程进行求解具有耗时短、计算效率高的特点。

齿轮-阻尼环系统的振幅 q 为^[21]

$$q = \frac{\delta_{st}}{\sqrt{(1 - \lambda^2)^2 + (2\zeta\lambda)^2}} \quad (7)$$

式中: $\lambda = \omega/\omega_n$,为频率比; $\omega_n = \sqrt{(k + k_{eq})/(m + m_{eq})}$,为无阻尼固有频率; $\zeta = \zeta_0 + \zeta_d$,为阻尼比; $\delta_{st} = \frac{F_0}{k + k_{eq}}$,为静态力 F_0 作用下的静变形; k 和 m 分别为无阻尼环时的齿轮等效刚度和等效质量,可以利用模态分析获得; ζ_0 为材料固有阻尼比; k_{eq} 、 m_{eq} 和 ζ_d 分别为阻尼环的等效刚度、等效质量和等效阻尼比,均为振幅 q 的函数。

2 阻尼环参数等效模型

2.1 阻尼环等效刚度

齿轮阻尼槽由于接触引起的平均弹性应变能 W_s 可以用等效刚度矩阵 K_f 表示为^[17]

$$W_s = \frac{1}{T} \int_0^T X^{relT} K_f X^{rel} dt = \frac{1}{T} \int_0^T q \Phi^{relT} K_f \Phi^{rel} q dt = \frac{1}{T} \int_0^T q^2 k_{eq} dt = q^2 k_{eq} \quad (8)$$

式中: T 为振动周期; $X^{rel} = q\Phi^{rel}$,为齿轮阻尼槽上的相对变形, Φ^{rel} 为相对位移矢量; k_{eq} 为给定振型下阻尼环的等效刚度。

投影到相对位移上的平均摩擦力 \bar{f} 为

$$\bar{f} = \frac{1}{T} \int_0^T F_f \Phi^{rel} dt \quad (9)$$

式中: F_f 为依赖于广义位移 q 的函数。 W_s 为平均弹性应变能,可以用摩擦力 F_f 做功表示为

$$W_s = \frac{1}{T} \int_0^T F_f X^{rel} dt = \frac{1}{T} \int_0^T F_f \Phi^{rel} q dt = q \bar{f} \quad (10)$$

联立式(8)、(10),阻尼环的等效刚度 k_{eq} 为

$$k_{eq} = \bar{f}/q \quad (11)$$

2.2 阻尼环的等效阻尼

摩擦力在 1 个振动周期内消耗的能量为

$$W_{diss} = \int_0^T F_f \dot{X}^{rel} dt = \int_0^T F_f \dot{\Phi}^{rel} q dt \quad (12)$$

式中: W_{diss} 为 1 个振动周期内摩擦力消耗的能量; $\dot{X}^{rel} = \dot{\Phi}^{rel} q$,为相对速度矩阵, $\dot{\Phi}^{rel}$ 为相对速度矢量。

阻尼环的等效阻尼比可表示为消耗能量与总能量的关系^[23]

$$\zeta_d = \frac{W_{diss}}{2\pi q^2 \omega_n^2} \quad (13)$$

因此,阻尼环的等效阻尼比为

$$\zeta_d = \frac{\int_0^T F_f \dot{\Phi}^{rel} q dt}{2\pi q^2 \omega_n^2} \quad (14)$$

2.3 阻尼环的等效质量

阻尼环的等效质量为

$$m_{eq} = \frac{1}{2\pi q^2} \int_0^{2\pi} X_r^T M_r X_r d\theta = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \Phi_r^T M_r \Phi_r d\theta \quad (15)$$

式中: m_{eq} 为阻尼环的等效质量; X_r 为阻尼环的变形; M_r 为阻尼环的刚度矩阵。

3 带阻尼环的齿轮强迫响应数值迭代预测方法

3.1 齿轮模态参数及阻尼环等效参数

齿轮等效质量 m 和等效刚度 k 依赖于齿轮的模态振型和阻尼环位置。由于阻尼环与齿轮之间的摩擦耗能发生在接触面上,提取接触面上的最大模态位移作为衡量齿轮振动的指标,进而获得描述齿轮系统的模态参数,即等效刚度 k 和等效质量 m 。

齿轮的模态动能为

$$W_{modal} = \frac{1}{2} m \omega_n^2 q_{modal}^2 = \frac{1}{2} k q_{modal}^2 \quad (16)$$

因此,齿轮的等效质量可由模态动能、圆频率和模态振幅表示为

$$m = \frac{2W_{modal}}{\omega_n^2 q_{modal}^2} \quad (17)$$

等效刚度可由模态动能和模态振幅为

$$k = \frac{2W_{modal}}{q_{modal}^2} \quad (18)$$

由于振幅在不同振型下表示的结构振动水平有所差异,相同振幅在低频下对应的振动应力低于高频下对应的振动应力,因此工程上多采用振动应力来衡量结构的振动水平。同时在给定振型下最大模态应力与阻尼环位置的最大模态位移成线性关系,因而振动位移与等效参数(刚度、质量和阻尼)的关系可以转

化为振动应力与等效参数的关系。

本文分析阻尼环对齿轮(图1)强迫响应的影响,并进行阻尼环优化设计。齿轮1辐板质量为527 g,阻尼环质量为9.3 g,质量率为1.76%。齿轮模型和阻尼环模型的基本参数见表1。

表1 齿轮模型和阻尼环模型的基本参数

| 振型 | 频率/Hz | 齿轮等效质量/g | 齿轮等效刚度/(N/m) |
|-------|----------|----------|--------------|
| 2节径1阶 | 1823.11 | 173.8 | 22806285 |
| 3节径1阶 | 4349.68 | 173.6 | 129681147 |
| 4节径1阶 | 7943.19 | 174.7 | 435192325 |
| 5节径1阶 | 12314.80 | 175.4 | 1050243739 |
| 6节径1阶 | 17272.20 | 177.4 | 2090402314 |

3.2 数值迭代流程

阻尼环的等效阻尼、等效刚度和等效质量均为依赖于振幅的函数,带入式(7)通过迭代求解可以获得附加阻尼环后齿轮的强迫响应,迭代计算时如果1个频率对应的响应值只有1个解时,采用自然延续法^[22],如果存在多个响应值则采用弧长延续法进行求解^[23]。

扫频范围设定为 $\omega \in [0.9\omega_n, 1.1\omega_n]$,认为在扫频范围内结构振型保持和在 ω_n 时一致,并且附加阻尼器的齿轮固有频率也在扫频范围内,即加上阻尼器后齿轮的固有频率变化不超过10%。数值迭代流程如下:

- (1)输入齿轮模态参数、激励幅值 F_0 及固有阻尼 ζ_0 。
- (2)给定激励频率 ω_i ,获得无阻尼环时的响应 q_i^0 。
- (3)以 q_i^0 为振幅初值,获得阻尼环等效参数 ζ_{di} 、 $k_{eq,i}$ 和 $m_{eq,i}$ 。

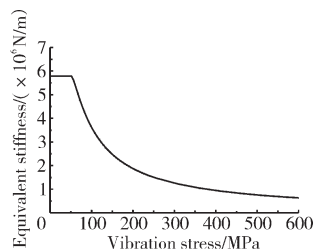
(4)将 ω_i 、 ζ_{di} 、 $k_{eq,i}$ 和 $m_{eq,i}$ 带入式(1)得到 q_i^1 ,如果百分比误差满足小于给定容差 e ,即 $|q_i^1 - q_i^0|/q_i^0 < e$,则停止计算,输出 ω_i 和 q_i^0 ,否则令 $q_i^0 = (q_i^1 + q_i^0)/2$,返回第(3)步。

(5)给定下一个激励频率 ω_{i+1} ,重复(2)~(4),直至覆盖全部扫频范围。

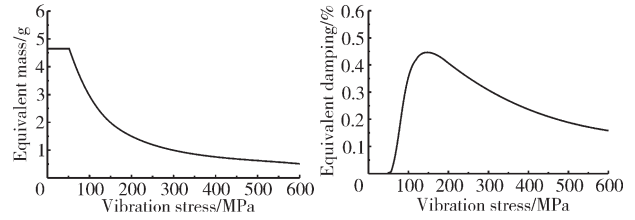
3.3 强迫响应数值预测结果

阻尼环等效参数与振动应力的关系如图2所示。

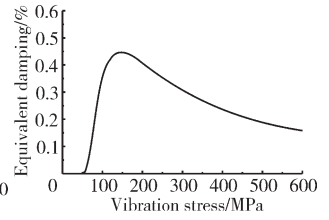
当振动应力小于临界振动应力时,阻尼环与齿轮粘滞在一起,接触面无滑动,等效刚度和等效质量最大,等效阻尼为0。随着振动增大,接触面滑动区域逐渐增大,等效刚度和等



(a) 等效刚度



(b) 等效质量



(c) 等效阻尼

图2 阻尼环等效参数与振动应力的关系

效阻尼迅速减小,等效阻尼迅速增大,存在最优振幅使得等效阻尼最大;当振动应力大于临界振动应力时,等效阻尼开始降低,等效刚度和等效质量减小幅度可开始放缓,当振动应力远大于临界振动应力时,阻尼环与齿轮接触面近似完全滑动,阻尼环等效刚度、等效质量和等效阻尼均趋近于0,此时齿轮的振动状态趋近于无阻尼环时的振动状态。

阻尼环对齿轮响应的影响如图3所示,齿轮固有阻尼比为0.001。从图中可见,无阻尼环时,齿轮的共振频率为7943 Hz,最大振动应力为257.36 MPa。考虑阻尼环等效参数,且在粘滞状态下,齿轮的共振频率为7891 Hz,共振频率略有降低,降幅为0.65%,如前文所述这是由于阻尼环安装在振幅较大的齿轮外缘,其带来的附加质量作用大于附加刚度作用导致的。最大振动应力为253.88 MPa,降低了1.35%,这是由于粘滞状态下刚度增大导致的。当摩擦系数为0.3时,最大振动应力下降至81.48 MPa,相对于无阻尼环时降低了68.3%。峰值响应对应的频率为7904 Hz,介于阻尼环粘滞状态和无阻尼环之间。从图中还可见,当振动应力不超过临界振动应力时,0.3摩擦系数下的响应与粘滞状态下的响应完全一致。当振动应力超过临界振动应力时,阻尼环才能起到减振作用,响应迅速降低。

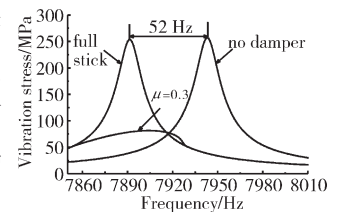


图3 阻尼环对齿轮响应的影响

4 参数对强迫响应的影响

4.1 激励载荷对响应的影响

不同激励载荷对响应的影响如图4所示。从图中可见,最大响应幅值与激励正相关,并且随着激励的增大,共振频率逐渐提高。

为了更好地分析共振响应与激励的关系,响应峰值和共振频率随激励的变化如图5所示,对应的数据

见表 2。从图中可见,根据阻尼环与齿轮阻尼槽接触面上的相对运动,响应可分为 3 个阶段:(1)当激励载荷较小时,接触面处于粘滞状态。在宏滑动摩擦模型计算条件下,阻尼环

不能消耗振动能量,不提供阻尼,振动应力随激励载荷的增大而线性增加,阻尼环没有起到减振作用。(2)随着激励载荷的增大,接触面上的振幅大于临界振幅,阻尼环提供的阻尼迅速增加,响应幅值没有随激励载荷的增加而线性地同比例增加,其增加斜率远小于粘滞阶段,在这个阶段阻尼环的减振效果明显,因此应尽可能使阻尼环在此阶段工作。(3)激励进一步增大,齿轮的振幅远大于临界振幅,此时接触面近似于自由滑动,系统进而再次近似为线性系统,阻尼环的减振效果再次降低,系统的共振频率也趋近于无阻尼环时的共振频率。

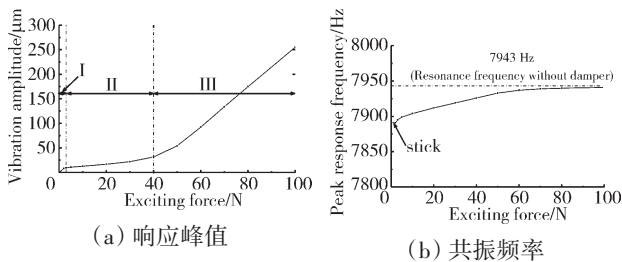


图 5 响应随激励载荷的变化

表 2 响应峰值和共振频率随激励载荷的变化

| 激励幅值/ N | 最大振幅/ μm | 共振频率/ Hz | 激励幅值/ N | 最大振幅/ μm | 共振频率/ Hz |
|------------|------------------------|-------------|------------|------------------------|-------------|
| 0 | 0 | 7891 | 40 | 31.53 | 7926 |
| 2 | 7.88 | 7891 | 50 | 54.01 | 7933 |
| 3 | 9.46 | 7895 | 60 | 92.30 | 7937 |
| 5 | 10.65 | 7899 | 70 | 133.71 | 7949 |
| 10 | 12.66 | 7904 | 80 | 174.64 | 7940 |
| 20 | 16.54 | 7912 | 100 | 255.02 | 7941 |
| 30 | 21.87 | 7919 | 自由 | | 7943 |

4.2 摩擦系数对响应的影响

激励载荷为 10 N 时摩擦系数对响应的影响如图 6 所示。从图 6(a)中可见,在摩擦系数较小时,幅频响应曲线接近无阻尼环时的齿轮响应,随着摩擦系数增大,响应幅值逐渐减小,直至最小值,然后响应幅值随着摩擦系数的增大逐渐增大,响应曲线向粘滞时的

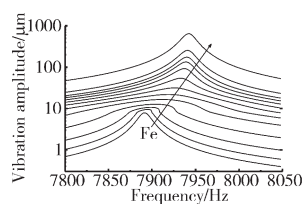


图 4 激励载荷对响应的影响

响应靠近,直至完全重合。从图 6(b)中可见,该计算模型的最优摩擦系数约为 0.1,对应的振动应力为 46.90 MPa,相对于无阻尼环时的最大振动应力 257.36 MPa,降低了 81.78%。同时可以看出在摩擦系数小于 0.05 时,齿轮的响应幅值随摩擦系数增大近似线性降低;当摩擦系数大于 0.2 时,齿轮的响应幅值随摩擦系数增大近似线性增大。

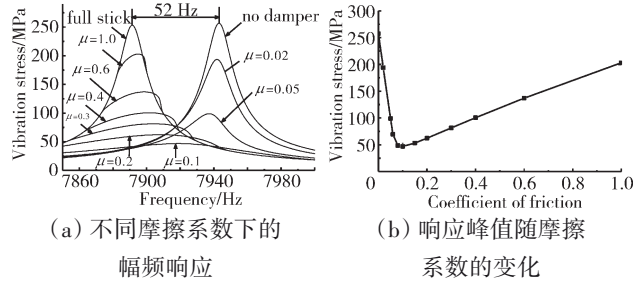


图 6 激励载荷为 10 N 时摩擦系数对响应的影响

给定激励下共振应力与共振频率随摩擦系数的变化见表 3。需要注意的是,通过响应求解得到的最优摩擦系数是在给定转速、激励载荷及结构固有阻尼的条件下。当激励载荷降低 50% 时摩擦系数对响应的影响如图 7 所示。从图中可见,减小激励载荷,最佳摩擦系数也随之变化,最佳摩擦系数约为 0.05,即最佳摩擦系数与激励载荷成正比。

表 3 摩擦系数对最大振动应力及峰值响应频率的影响

| 摩擦系数 | 共振应力/ MPa | 共振频率/ Hz | 摩擦系数 | 共振应力/ MPa | 共振频率/ Hz |
|------|--------------|-------------|------|--------------|-------------|
| 0 | 257.36 | 7943 | 0.2 | 62.31 | 7908 |
| 0.02 | 193.97 | 7942 | 0.3 | 81.48 | 7904 |
| 0.05 | 98.98 | 7937 | 0.4 | 100.48 | 7902 |
| 0.06 | 69.51 | 7933 | 0.6 | 136.99 | 7899 |
| 0.08 | 48.71 | 7924 | 1 | 202.96 | 7895 |
| 0.1 | 46.90 | 7919 | 粘滞 | 253.88 | 7891 |
| 0.15 | 53.23 | 7912 | | | |

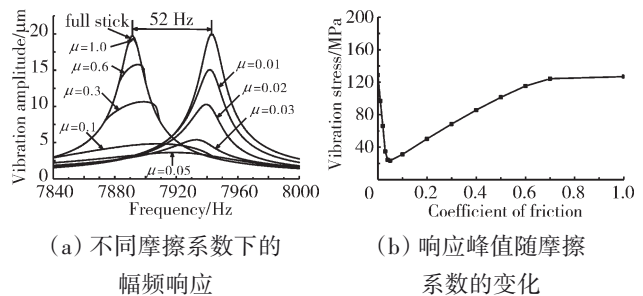


图 7 激励载荷为 5 N 时,摩擦系数对响应的影响

4.3 转速对响应的影响

在不同转速下振动应力随激励载荷的变化如图 8 所示。从图中可见,在给定许用振动应力的前提

下,在不同转速下,由于阻尼环的离心负荷不同,齿轮能够承受的最大激励载荷也不相同。许用振动应力较小时,其对应接触面上的相对振动位移也较小,因此低转速工况的减振效果优于高转速工况,低转速工况能够承受的最大激励载荷也大于高转速工况。反之,若许用振动应力较大,其对应的接触面上的相对振动位移也较大,此时高转速工况的减振效果优于低转速工况,高转速工况承受的最大激励载荷也大于低转速工况。

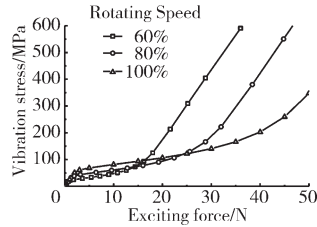


图8 在不同转速下振动应力随激励的变化

不妨设许用振动应力为100 MPa(图8),在60%、80%和100%转速下许用振动应力对应的激励分别为16.5、17.1和21.7 N。假设激励载荷是随转速单调变化的,那么80%转速下许用振动应力对应的激励值一定大于60%和100%转速对应的激励值中的小值。因此,只要60%与100%转速条件下激励载荷满足设计要求,在工作范围内的其他转速工况必然满足设计要求。

4.4 结构固有阻尼的影响

结构固有阻尼对振动应力随激励载荷的影响如图9所示。从图中可见,在激励载荷较小时,结构固有阻尼的影响较小;随着激励的逐渐增大,结构固有阻尼对响应的影响逐渐增大。

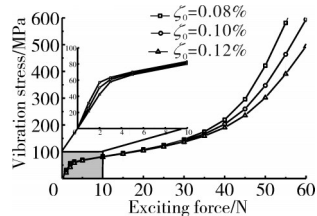


图9 结构固有阻尼对振动应力随激励载荷的影响

在100%转速下激励载荷为10 N时结构固有阻尼对响应的影响如图10所示。从图中可见,无阻尼环和阻尼环粘滞状态下的齿轮响应与材料阻尼成反比,但附加阻尼环的响应受材料阻尼的影响几乎可以忽略。这是由于在此阶段,阻尼环提供的等效阻尼比 ζ_d 较为可观。振动应力随激励载荷变化的第2阶段是阻尼环的目标设计阶段,该阶段材料固有阻

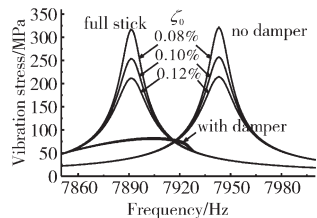


图10 在100%转速下激励载荷为10 N时结构固有阻尼对响应的影响

尼远小于阻尼环提供的等效阻尼,因此可以忽略系统固有阻尼的影响。

5 阻尼环最优设计

通过幅频响应分析可以获得给定条件下的阻尼环减振效果,为了获得阻尼环的最佳设计参数需要综合考虑转速、摩擦系数和阻尼环质量等。

齿轮-阻尼环系统在共振条件下的放大系数为

$$Q = \frac{1}{2[\zeta_0 + \zeta_d(q)]} \quad (19)$$

齿轮-阻尼环系统在幅值为 F_0 的简谐力作用下的共振振幅为

$$q = \frac{\delta_{st}}{2[\zeta_0 + \zeta_d(q)]} = \frac{F_0}{2[k + k_{eq}(q)][\zeta_0 + \zeta_d(q)]} \quad (20)$$

由于 $k_{eq}(q)$ 和 $\zeta_d(q)$ 是 q 的函数,将式(20)迭代求解可以直接获得共振响应幅值与激励载荷的关系,进而得到振动应力与激励载荷的关系。

存在最优摩擦系数使得在60%、100%转速下的振动应力-激励载荷曲线的交点纵坐标为许用振动应力,摩擦系数对振动应力-激励载荷曲线的影响如图11所示。在最优摩擦系数条件下,阻尼环质量对振动应力-激励载荷曲线的影响如图12所示。从图中可见,改变阻尼环质量,交点的纵坐标保持不变,能承受的最大激励载荷(交点的纵坐标值)与阻尼环质量正相关,增大阻尼环质量对60%和100%转速下的减振效果均有提升。因此,存在1个最小的阻尼环质量使得齿轮能承受的激励满足设计要求,且振动应力不超过许用振动应力。

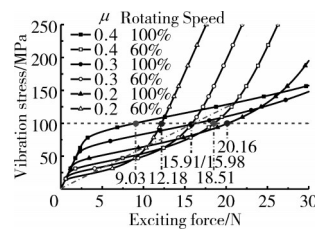


图11 摩擦系数对振动应力-激励载荷曲线的影响

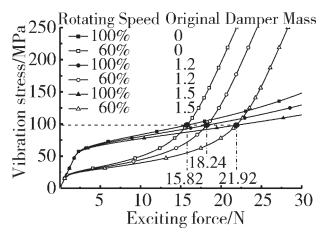


图12 最优摩擦系数下,阻尼环质量对振动应力-激励载荷曲线的影响

6 结论

(1)阻尼环的等效刚度和等效质量相对于齿轮等效质量和等效刚度均较小,但阻尼环质量的影响略大于刚度的影响,这是因为阻尼环安装在振幅较大的齿轮外缘导致的。

(2) 阻尼环的等效刚度和等效质量在振幅小于临界振幅时为恒定值, 此时阻尼环与齿轮的接触面处于粘滞状态, 阻尼环与齿轮之间没有相对运动。当振幅大于临界振幅时, 阻尼环的等效刚度和等效质量随振幅增大而迅速减小, 这是由于阻尼环与齿轮接触面上发生相对滑动造成的。

(3) 齿轮在阻尼环粘滞状态下的共振频率略低于无阻尼环时的共振频率(本文采用算例降低了 0.7%), 齿轮在阻尼环发生滑动时的共振频率介于阻尼环粘滞时和无阻尼环时对应的共振频率之间。

(4) 针对给定的工况存在最优摩擦系数, 但不同转速和激励载荷条件下对应的最优摩擦系数不同, 综合考虑各转速可以获得满足许用振动应力(一般不超过 100 MPa)的最优摩擦系数。

(5) 设计得当的阻尼环能够降低齿轮节径型共振时振动应力 50% 以上。

(6) 增大阻尼环质量有助于减振, 阻尼环质量不宜超过齿轮辐板质量的 5%, 并且存在最小的阻尼环质量使得齿轮能同时满足承受最大激励载荷和振动应力不超过许用振动应力的设计要求。

参考文献:

- [1] 江平, 李刚, 陈青兰, 等. 航空发动机附件传动齿轮辐板动应力测试技术[J]. 航空动力学报, 2016, 31(10): 2536-2542.
JIANG Ping, LI Gang, CHEN Qinglan, et al. Dynamic strain monitoring technique for the rim of cylinder gear in the aeroengine[J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(10): 2536-2543. (in Chinese)
- [2] 陈聪慧, 董书惠, 郭勇, 等. 航空发动机弧齿锥齿轮断裂故障分析[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2018, 31(5): 17-20.
CHEN Conghui, DONG Shuhui, GUO Yong, et al. Investigation on spiral bevel gear fracture failure of an aeroengine[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2018, 31(5): 17-20. (in Chinese)
- [3] 陈雪骑, 马艳红, 王永峰, 等. 复杂激励下涡轴发动机中央从动锥齿轮故障机理[J]. 航空动力学报, 2020, 35(6): 1222-1227.
CHEN Xueqi, MA Yanhong, WANG Yongfeng, et al. Failure analysis on central drive bevel gear of turbo-shaft engine with complex excitation[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(6): 1222-1227. (in Chinese)
- [4] McIntire W L. How to reduce gear vibration failures[C]//AGMA Aerospace Gearing Committee Meeting. Orlando: American Gear Manufacturers Association, 1964: 64-68.
- [5] Drago R J, Brown F W. The analytical and experimental evaluation of resonant response in high-speed, lightweight, highly loaded gearing[J]. Journal of Mechanical Design, 1981, 103(2): 346-356.
- [6] Niemotka M A, Ziegert J C. Optimal design of split ring dampers for gas turbine engines[C]//ASME 1993 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition. Ohio: American Society of Mechanical Engineers, 1993: V002T12A015.
- [7] Buyukataman K. A theoretical study on the vibration damping of aircraft gearbox gears[C]//27th Joint Propulsion Conference. Sacramento: AIAA, 1991: 2558.
- [8] Buyukataman K, Kazerounian K. Vibration damping of aircraft gearbox gears-part II[M]. Houston: AIAA, 1995: 3047.
- [9] Lopez I. Theoretical and experimental analysis of ring-damped railway wheels[D]. Universidad de Navarra, Spain: Thesis, 1998.
- [10] Lopez I, Busturia J M, Nijmeijer H. Energy dissipation of a friction damper[J]. Journal of Sound and Vibration, 2004, 278(3): 539-561.
- [11] Lopez I, Nijmeijer H. Prediction and validation of the energy dissipation of a friction damper[J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 328(4): 396-410.
- [12] Laxalde D, Sinou J J, Thouverez F, et al. Modeling and analysis of friction rim dampers for blisks[C]//Proceedings of the ASME International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference. Long Beach: ASME, 2005: 1013-1021.
- [13] Laxalde D, Thouverez F. Non-Linear vibrations of multi-stage bladed disks systems with friction ring dampers[C]//Proceedings of the ASME International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference. Las Vegas: ASME, 2007: 4-7.
- [14] Laxalde D, Thouverez F, Lombard J P. Vibration control for integrally bladed disks using friction ring dampers[C]//ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air. Las Vegas: American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, 2007: 255-265.
- [15] Laxalde D, Thouverez F, Sinou J J, et al. Qualitative analysis of forced response of blisks with friction ring dampers[J]. European Journal of Mechanics-A/Solids, 2007, 26(4): 676-687.
- [16] Laxalde D, Thouverez F, Lombard J P. Forced response analysis of integrally bladed disks with friction ring dampers[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2010, 132(1): 011013.
- [17] Baek S, Epureanu B. Reduced-order modeling of bladed disks with friction ring dampers[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2017, 139(6): 061011.
- [18] Tang W, Epureanu B I. Geometric optimization of dry friction ring dampers[J]. International Journal of Non-Linear Mechanics, 2019, 109: 40-49.
- [19] Zucca S, Firrone C M, Facchini M. A method for the design of ring dampers for gears in aeronautical applications[J]. Journal of Mechanical Design, 2012, 134(9): 091003.
- [20] Firrone C M, Zucca S. Passive control of vibration of thin-walled gears: advanced modelling of ring dampers[J]. Nonlinear Dynamics, 2014, V76(1): 263-280.
- [21] 黄宏亮, 李贵林, 欧代松. 航空锥齿轮减振阻尼环设计与分析[J]. 航空发动机, 2013, 39(2): 25-30.
HUANG Hongliang, LI Guilin, OU Daisong. Design and analysis on vibration damper ring of aeroengine bevel gears[J]. Aeroengine, 2013, 39(2): 25-30. (in Chinese)
- [22] 王帅, 王晓雷, 江平, 等. 航空发动机齿轮用阻尼环的摩擦耗能 and 型线设计[J]. 推进技术, 2021, 42(1): 200-207.
WANG Shuai, WANG Xiaolei, JIANG Ping, et al. Frictional energy dissipation mechanism and profile design of ring damper for gears in aeroengine[J]. Journal of Propulsion Technology, 2021, 42(1): 200-207. (in Chinese)
- [23] Craig R, Bampton M. Coupling of substructures for dynamic analyses[J]. AIAA Journal, 1968(V6): 1313-1319.
- [24] Nacivet S, Pierre C, Thouverez F, et al. A dynamic lagrangian frequency-time method for the vibration of dry-friction-damped systems[J]. Journal of Sound and Vibration, 2003, V265(1): 201-219.
- [25] Singiresu S R. Mechanical Vibrations[M]. NJ, USA: Addison Wesley, 1995: 411-417.

(编辑: 程海)