

基于测试数据的卡箍非线性等效建模方法

吕金华¹, 臧朝平¹, 张让威², 张根辈¹, 王晓伟¹

(1. 南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016;

2. 中国航空发动机集团有限公司 沈阳发动机研究所, 沈阳 110015)

摘 要: 为了快速准确地计算卡箍管路系统的振动响应,提出了基于测试数据的卡箍非线性等效建模方法。对卡箍直管系统进行低幅值激励的模态测试,利用试验数据对有限元模型进行修正,识别卡箍线性刚度、线性阻尼参数。对卡箍直管系统开展不同激励水平下的恒力测试,通过样条插值多项式法将恒力频响函数转换为恒位移、恒速度频响函数,并进一步识别卡箍非线性等效刚度、非线性等效阻尼,建立了考虑卡箍非线性的等效动力学模型。研究表明,该卡箍等效动力学模型的预测频响函数与试验频响函数的最大误差仅为-6.9%,可以有效地反映卡箍实际的刚度、阻尼特性,对解决卡箍管路系统的振动响应分析具有重要的指导意义。

关 键 词: 卡箍; 非线性; 等效建模; 模态测试; 恒力测试

中图分类号: V231.9; O322

文献标志码: A

Nonlinear equivalent modeling method for clamp based on test data

LÜ Jinhua¹, ZANG Chaoping¹, ZHANG Rangwei²,

ZHANG Genbei¹, WANG Xiaowei¹

(1. College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. Shenyang Engine Research Institute,

Aero Engine Corporation of China, Shenyang 110015, China)

Abstract: In order to calculate the vibration response of clamp piping system quickly and accurately, a nonlinear equivalent modeling method for clamp was presented based on test data. The finite element model of simple straight pipe system was modified by the test data of modal test to identify the liner stiffness and damping parameters of clamp. The constant force test was carried out for the simple straight pipe system under different excitation levels. The constant force frequency response function was transformed into constant displacement and constant velocity frequency response function by spline interpolation polynomial method, and the nonlinear equivalent stiffness and damping of clamp were further identified. Finally, the equivalent dynamic model of clamp considering nonlinearity was established. The results showed the maximum error between the predicted frequency response functions and the experimental frequency response functions was only -6.9%. It proves that the equivalent dynamic model of clamp can effectively reflect the actual stiffness and damping characteristics of clamp, and has important guiding significance in vibration response analysis

收稿日期: 2019-01-17

基金项目: 国家自然科学基金委员会与中国工程物理研究院联合基金(U1730129); 重大项目培育基金(NP2018450)

作者简介: 吕金华(1994—),男,硕士生,主要从事结构与振动研究。E-mail:2573915726@qq.com

引用格式: 吕金华,臧朝平,张让威,等. 基于测试数据的卡箍非线性等效建模方法[J]. 航空动力学报,2019,34(9):1944-1952. LÜ Jinhua, ZANG Chaoping, ZHANG Rangwei, et al. Nonlinear equivalent modeling method for clamp based on test data[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(9):1944-1952.

of clamp piping system.

Key words: clamp; nonlinearity; equivalent modeling; modal test; constant force test

卡箍是航空发动机外部管路和机匣、管路和管路之间的主要连接部件之一,一般由金属支架和金属橡胶衬垫组成^[1-2]。由于金属橡胶是一种大阻尼非线性减振材料,以及金属橡胶衬垫和管路之间的摩擦接触,使得卡箍具有非线性。其非线性直接影响到管路系统动力学响应分析,在管路设计中具有重要的作用^[3-5]。目前,卡箍建模的研究多将卡箍简化为固支约束或线性弹簧约束,从而忽略了卡箍的非线性^[6-7]。

邵沛泽等^[8]将卡箍简化为固支约束研究卡箍对输流弯管动力学特性的影响。刘伟等^[9]将卡箍简化为线性弹簧约束研究卡箍位置对管路振动响应的影响。Herrmann 等^[10]采用有限元优化卡箍布局以抑制管道振动噪声。Ertas 等^[11]分析了在变激励幅值,变激励频率以及静态偏心工况下的金属橡胶阻尼器的非线性刚度以及阻尼特性。李鑫等^[12]采用双折线模型描述金属橡胶的力学特性,并对金属橡胶卡箍的传递率进行了理论分析。但是对卡箍非线性的研究,特别是试验研究十分不足。

目前,结构动力学非线性参数辨识方法的研究取得重大进展。Arslan 等、Gaëtan 等^[13-14]将正弦激励和模态分析技术应用于非线性系统辨识。Schwingshackl 等、张根辈等^[15-16]提出了分别用恒定位移幅值下的正弦激励来识别非线性刚度和恒定速度幅值下的正弦激励来识别非线性阻尼的方法。本文提出了基于测试数据建立卡箍非线性等效动力学模型的方法。首先,对卡箍直管系统进行低幅值激励的模态测试,利用试验数据对有限元模型进行修正,识别卡箍的线性刚度、阻尼参数。然后,对卡箍直管系统开展不同激励水平下的恒力测试,通过样条插值多项式法将恒力频响函数转换为恒位移、恒速度频响函数,并进一步识别卡箍非线性等效刚度、非线性等效阻尼,最终建立考虑卡箍非线性的等效动力学模型。

1 卡箍非线性动力学等效建模方法

1.1 卡箍直管系统的建模

如图 1 所示,本文研究的卡箍直管系统由直管和卡箍(包含 L 型支架)组成,直管左端固定,右端由卡箍支承。其中,卡箍由金属橡胶衬垫,金属支架,螺栓和 L 型支架组成。

卡箍直管系统有限元模型的示意图如图 2 所示。直管由梁单元组成,截面为同心圆,外径为 9.5 mm,内径为 7.5 mm,材料为 45 号钢。

卡箍对管路的约束接近固支约束,但是仅在卡箍中间位置建立一个弹簧单元无法限制管路的转动,所以本文在卡箍的左右两侧各建立一个弹簧单元来模拟卡箍对管路的约束。同时在卡箍的左右两侧各建立一个阻尼单元来考虑卡箍的阻尼,在卡箍的中间位置建立一个质量单元以考虑卡箍的质量。为了简化分析,认为卡箍左右两侧的弹簧单元,阻尼单元参数一致。

由于卡箍结构不对称,所以卡箍水平方向和竖直方向的刚度、阻尼特性不同,需要分别在水平方向和竖直方向建立弹簧、阻尼单元。本文由于篇幅有限,仅考虑卡箍水平刚度、阻尼特性,但是本文的方法同样适用于卡箍竖直刚度、阻尼特性的研究。

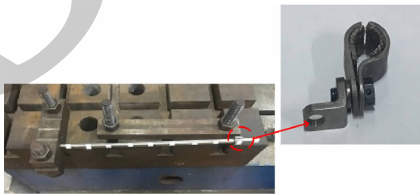


图 1 卡箍直管系统
Fig. 1 Straight pipe system with clamp

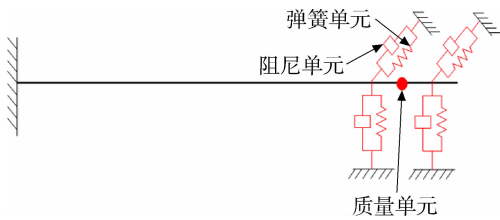


图 2 卡箍直管系统有限元模型示意图
Fig. 2 Diagram of finite element model of straight pipe system with clamp

1.2 卡箍直管系统等效线性化运动方程

含有非线性的卡箍直管系统的运动方程为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} + \mathbf{g}(\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}}) = \mathbf{f}(t) \quad (1)$$

其中 $\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}}, \ddot{\mathbf{x}}$ 分别为卡箍直管系统的位移、速度、加速度矩阵, $\mathbf{M}$ 是质量矩阵, $\mathbf{C}$ 是阻尼矩阵, $\mathbf{K}$ 是刚度矩阵, $\mathbf{g}(\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}})$ 是由卡箍引起的非线性力矩阵, $\mathbf{f}(t)$ 是外激励矩阵。

在卡箍位移,速度确定的情况下,可以把卡箍的非线性力写成如下形式:

$$g(x_n, \dot{x}_n) = k_{\text{nonlinear}} x_n + c_{\text{nonlinear}} \dot{x}_n \tag{2}$$

$x_n, \dot{x}_n$ 分为卡箍非线性自由度上的位移、速度, $k_{\text{nonlinear}}$ 为卡箍非线性等效刚度, $c_{\text{nonlinear}}$ 为卡箍非线性等效阻尼。

由式(1)~式(2)可知卡箍等效刚度 k 由线性刚度和非线性等效刚度组成。同理等效阻尼 c 由线性阻尼和非线性等效阻尼组成。

本文提出的基于测试数据建立卡箍非线性等效动力学模型包含 2 个步骤。步骤 1: 在低幅值激励下,卡箍的非线性可以忽略,卡箍可近似为线性结构。利用卡箍直管系统低幅值激励的模式试验数据对卡箍的刚度、阻尼参数进行修正,辨识卡箍线性刚度、阻尼参数^[17-18]。步骤 2: 通过非线性振动测试确定卡箍的非线性等效刚度、非线性等效阻尼。这一步骤的具体内容将在文中第 1.4 节详细介绍。

1.3 通过分段样条插值将恒力测试转换为恒位移、恒速度测试

恒位移测试是指调整正弦激振力的幅值,使结构位移响应幅值保持恒定的正弦扫频振动测试。通过恒位移测试可以得到卡箍直管系统固有频率与位移幅值的关系,并进一步确定卡箍非线性等效刚度。恒速度测试是指调整正弦激振力的幅值,使结构速度响应幅值保持恒定的正弦扫频振动测试。通过恒速度测试可以得到卡箍直管系统模式阻尼比与速度幅值的关系,并进一步确定卡箍非线性等效阻尼。

恒位移、恒速度测试的难点是如何在不同频率下调整正弦激励幅值,以保持结构的稳态响应幅值(位移、速度)恒定。一般来说,开展恒位移、恒速度振动测试需要专用的激振器反馈控制装置。本文提出了一种利用分段样条插值将恒力测试结果转换成恒位移、恒速度测试结果的方法。该方法不需要专用的激振器反馈控制,具有简单、易操作的特点。

通过结构的恒力测试,可以得到频率 ω_i 处,不同激励力幅值 F 对应的加速度响应幅值 A 。因为恒力测试是正弦扫频测试,所以结构的加速度稳态响应是正弦响应。基于正弦响应加速度幅值 A 与位移幅值 X 、速度幅值 V 的关系,可以得到不同激励力幅值 F 对应的位移响应幅值 X 以及速度响应幅值 V 。通过分段样条插值,可以建

立在频率 ω_i 处,激励力幅值 F 与位移响应幅值 X 以及速度响应幅值 V 的函数关系。

$$F = f(X, \omega_i) \tag{3}$$

$$F = f(V, \omega_i) \tag{4}$$

通过式(3),即可确定在频率 ω_i 处,对于任意给定位移幅值 X 所需的激励力幅值,从而建立恒位移频响函数。同理通过式(4),可以确定在频率 ω_i 处,对于任意给定速度幅值 V 所需的激励力幅值,从而建立恒速度频响函数。

1.4 卡箍非线性等效刚度、非线性等效阻尼辨识

卡箍非线性等效刚度、非线性等效阻尼的辨识流程如图 3 所示。

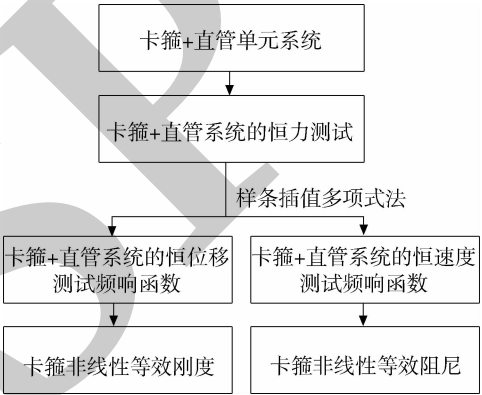


图 3 卡箍非线性等效刚度和阻尼的辨识流程
Fig. 3 Identification process of nonlinear equivalent stiffness and damping of clamp

由图 3 可知,卡箍非线性等效刚度、非线性等效阻尼的辨识流程包含 2 个步骤。

1) 保持激励力幅值恒定,对卡箍直管系统进行多组不同激励水平的正弦扫频振动测试,获取其频响函数,即恒力振动测试。

2) 采用分段样条插值将恒力测试结果转换为恒位移、恒速度测试结果,并进一步得到卡箍等效刚度随位移响应幅值的变化关系以及卡箍等效阻尼随速度响应幅值的变化关系,通过曲线拟合,得到卡箍非线性等效刚度以及非线性等效阻尼。

2 卡箍非线性动力学等效建模的试验研究

2.1 卡箍线性刚度、线性阻尼辨识

卡箍直管系统的模式测试如图 4 所示。在直管表面布置 10 个测点,在 2 号测点以及 7 号测点的水平方向上布置两个传感器。通过力锤逐个测点进行激励,采集力锤的激励信号和传感器的响

应信号进行处理,得到卡箍直管系统的频响函数,如图 5 所示。通过对频响函数的模态分析,得到前 3 阶频率与模态阻尼比如表 1 所示。因为本文只考虑水平方向上的刚度与阻尼,所以选择 1、3 阶模态参数作为模型修正目标。

对卡箍直管系统有限元模型进行模态分析,得到 1、3 阶仿真频率与模态阻尼比,与试验结果对比如表 2 所示。由表 2 可知,仿真结果与试验结果频差最大为 45.6%,需要对有限元模型进行修正,使有限元模型能够真实反映卡箍直管系统的动力学特性。

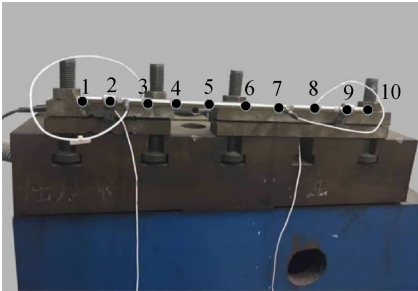


图 4 卡箍直管系统模态试验
Fig. 4 Modal test of straight pipe system with clamp

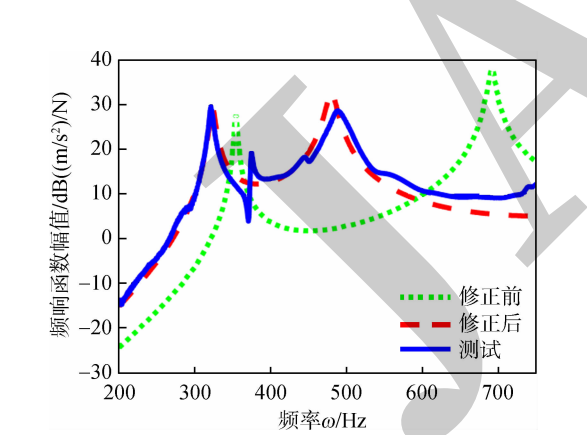


图 5 修正前后仿真频响函数与模态试验频响函数对比
Fig. 5 Comparison of simulation frequency response function and modal test frequency response function before and after modification

表 1 卡箍直管系统的频率和阻尼比 Tabel 1 Frequency and damping ratio of pipe system with clamp			
模态阶次	模态频率/Hz	模态阻尼比	振型
1	322. 22	0. 01	水平一弯
2	374. 7	0. 014	竖直一弯
3	488. 92	0. 0265	水平二弯

表 2 修正前后模态分析结果与试验结果的对比 Tabel 2 Comparison of modal analysis results with test results before and after modification				
模态阶次	频差 %		模态阻尼比误差 %	
	修正前	修正后	修正前	修正后
1	9. 6	0. 42	—25	5
3	45. 6	—3. 02	—14	—7. 69

首先,以直管实际质量对直管密度进行修正,梁单元修正前后的材料参数如表 3 所示。其次,以 1、3 阶试验数据作为基准,对有限元模型中卡箍水平刚度、阻尼参数进行修正,修正前后卡箍水平线性刚度、阻尼参数对比如表 4 所示。修正后卡箍直管系统有限元模型的模态分析结果与试验结果的对比如表 2 所示,修正后频差最大为—3.02%,模态阻尼比误差最大为—7.69%。修正前后系统有限元模型的频响函数与试验频响函数对比如图 5 所示。

表 3 梁单元修正前后的材料参数 Table 3 Material parameters of beam element before and after modification		
材料参数	修正前	修正后
弹性模量/ 10^{11} Pa	2. 1	2. 1
密度/ (kg/m^3)	7 800	7 633. 6
泊松比	0. 3	0. 3

表 4 修正前后卡箍水平参数变化 Tabel 4 Parametric variation of clamp before and after modification		
修正参数	修正前	修正后
弹簧刚度/ (N/mm)	400	0. 0015
阻尼/ $(\text{N} \cdot \text{s}/\text{mm})$	163	0. 00388

2. 2 卡箍直管系统的非线性检测

卡箍直管系统快速正弦扫频试验装置,如图 6 所示。在距离左端固支处 20 mm 的位置粘贴阻抗头,并用连杆将阻抗头与激振器相连,在卡箍处粘贴加速度传感器。

在 200~700 Hz 频段范围内,分别采用电压幅值 U 为 0.1、0.3、0.6、0.8、1、2、3、4 V 的线性调频(chrip)信号对卡箍直管系统进行快速正弦扫频测试,得到的加速度频响函数如图 7 所示。

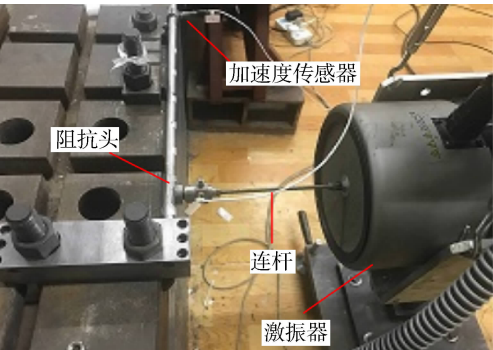


图 6 快速正弦扫频试验
Fig. 6 Fast sinusoidal sweep test

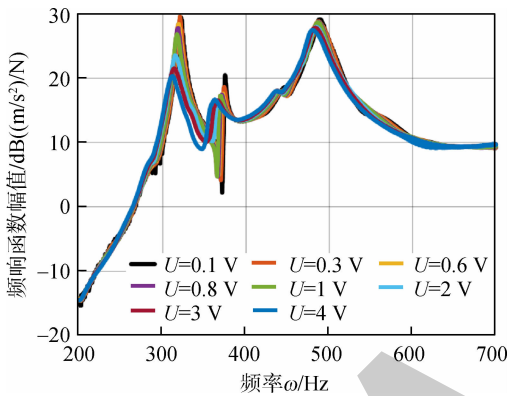


图 7 快速正弦扫频频响函数
Fig. 7 Frequency response function of fast sinusoidal sweep test

由图 7 可知,卡箍直管系统在 1、2、3 阶均表现出非线性,1 阶频率下降了 2.92%,2 阶频率下降了 2.6%,3 阶下降了 1.2%,所以卡箍在 1 阶处的非线性较为明显。本文选择 1 阶非线性作为研究对象,但是本文提出的方法对于 2 阶,3 阶非线性同样适用。1 阶模态附近的放大频响函数如图 8 所示。其中,激励电压较弱时的频响函数,特别是 0.1 V 对应的频响函数有很多毛疵,这可能是由于电压较弱,干扰较大造成的。

2.3 卡箍直管系统 1 阶模态恒力测试

以 0.1 Hz 为步长,在 300~340 Hz 的频段范围内,沿水平方向进行恒力振动测试。取激励力幅值 F 分别为 5.2、7.8、10.8、13.6、16.5、21.9、24.1、28.9 N,得到的恒力测试加速度频响函数如图 9 所示。

对恒力测试数据中的激励和加速度响应进一步处理,得到激励幅值随位移响应幅值的变化关系以及激励幅值随速度响应幅值的变化关系,由于试验频率 f 较大,只展示共振频率附近频率下

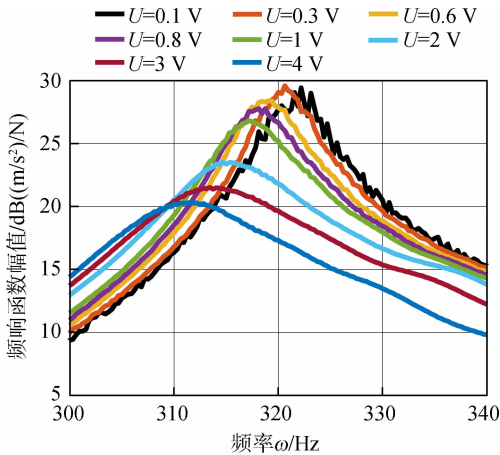


图 8 频响函数在 1 阶模态频率附近的放大图
Fig. 8 Amplified frequency response function near first-order mode

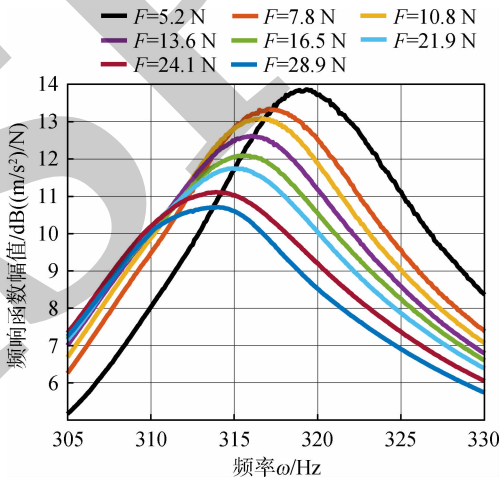


图 9 恒力测试频响函数
Fig. 9 Frequency response function of constant force test

的激励力和位移关系以及激励力和速度关系,分别如图 10,图 11 所示。

由图 10、图 11 可知,在共振频率附近,由于卡箍非线性的影响,位移响应幅值、速度响应幅值与激励幅值呈现非线性递增的关系。当远离共振频率,卡箍非线性影响减弱,此时速度响应幅值、位移响应幅值与激励幅值呈现线性递增关系。

2.4 卡箍非线性等效刚度辨识

按照文中第 1.3 节理论,采用分段样条插值多项式法将恒力测试数据转换为恒位移测试数据,得到位移幅值 $D_1 = 4.8 \times 10^{-3}$ mm、 $D_2 = 6.4 \times 10^{-3}$ mm、 $D_3 = 1.1 \times 10^{-2}$ mm、 $D_4 = 1.4 \times 10^{-2}$ mm、 $D_5 = 1.7 \times 10^{-2}$ mm、 $D_6 = 2 \times 10^{-2}$ mm、 $D_7 = 2.3 \times 10^{-2}$ mm、 $D_8 = 2.6 \times 10^{-2}$ mm、

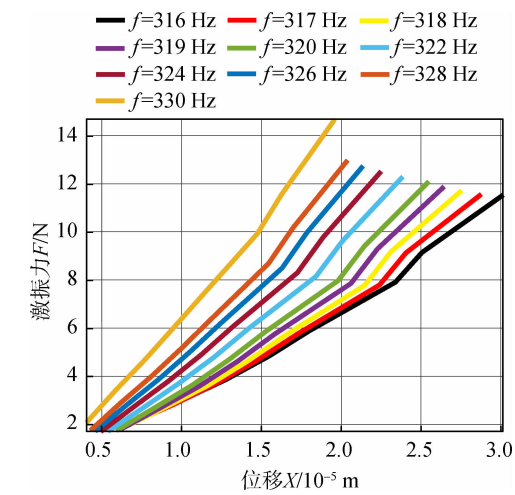


图 10 激励力幅值与位移响应幅值的关系

Fig. 10 Relation between the amplitude of excitation force and displacement response

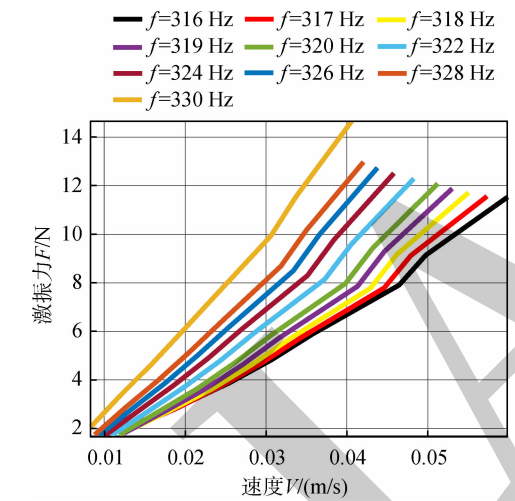


图 11 激励力幅值与速度响应幅值的关系

Fig. 11 Relation between the amplitude of excitation force and velocity response

$D_9 = 2.8 \times 10^{-2}$ mm,共 9 组不同响应水平下的恒位移测试频响函数,如图 12 所示。

另一方面,基于文中第 2.1 节经过低幅值模态测试确认的卡箍直管系统有限模型,通过仿真得到卡箍等效刚度与 1 阶频率的关系,如图 13 所示。

对图 12 中 9 条恒位移测试频响函数进行模态分析,得到 9 组不同位移响应对应的一阶固有频率 ω 。通过图 13 得到 9 个固有频率对应的卡箍等效刚度 k ,即可建立卡箍等效刚度与位移响应幅值的关系,如图 14 所示。

通过对图 14 的曲线进行拟合,给出卡箍刚度函数。

$$k = 156 - 1.136 \times 10^3 X + 1.813 \times 10^4 X^2 \quad (5)$$

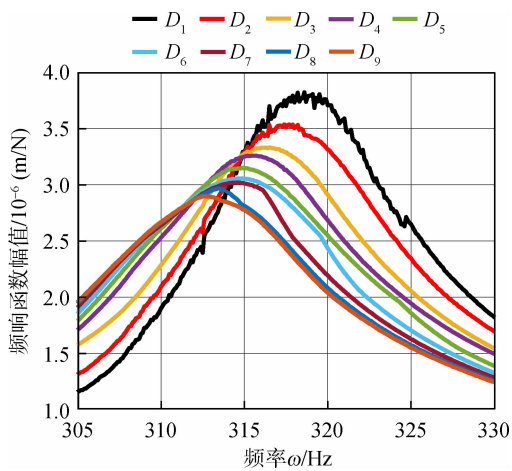


图 12 恒位移测试频响函数

Fig. 12 Frequency response function of constant displacement test

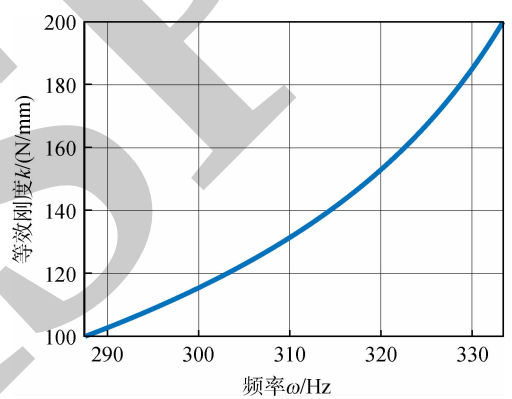


图 13 卡箍刚度与 1 阶固有频率关系

Fig. 13 Relationship between clamp stiffness and first-order natural frequency

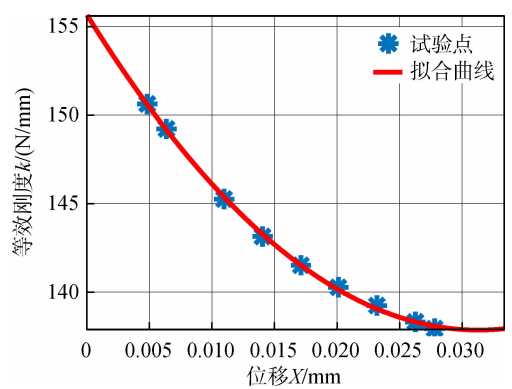


图 14 卡箍等效刚度随位移幅值的变化

Fig. 14 Variation of clamp stiffness with displacement amplitude

式(5)中的常数项为 156 N/mm,与文中第 2.1 节通过模型修正得到的卡箍线性刚度差距仅为 2.56%,这说明通过曲线拟合得到的卡箍等效

刚度函数能够有效反映卡箍的线性刚度特性。

2.5 卡箍非线性等效阻尼辨识

同理,采用分段样条插值多项式法将恒力测试数据转换为恒速度测试数据,得到 11 组不同响应水平下的恒速度测试频响函数,如图 15 所示。图中速度幅值 $V_1 = 10.66 \text{ mm/s}$, $V_2 = 12.91 \text{ mm/s}$, $V_3 = 21.92 \text{ mm/s}$, $V_4 = 28.67 \text{ mm/s}$, $V_5 = 33.18 \text{ mm/s}$, $V_6 = 39.94 \text{ mm/s}$, $V_7 = 42.18 \text{ mm/s}$, $V_8 = 44.44 \text{ mm/s}$, $V_9 = 46.69 \text{ mm/s}$, $V_{10} = 48.94 \text{ mm/s}$, $V_{11} = 53.45 \text{ mm/s}$ 。

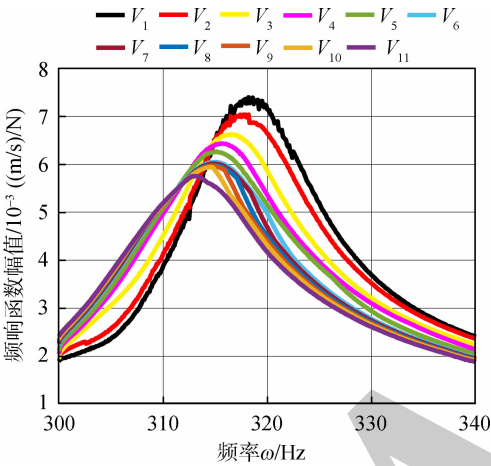


图 15 恒速度测试频响函数
Fig. 15 Frequency response function of constant velocity test

基于文中第 2.1 节经过低幅值模态测试确认的卡箍直管系统有限模型,通过仿真建立 1 阶模态阻尼比与卡箍等效阻尼的关系,如图 16 所示。对图 15 中 11 条恒速度测试频响函数进行模态分析,得到 11 组不同速度响应对应的 1 阶模态阻尼比 ζ 。通过图 16 得到 11 个 1 阶模态阻尼比对应的卡箍等效阻尼 c ,从而建立卡箍等效阻尼与速度响应幅值的关系,如图 17 所示。

通过对图 17 进行曲线拟合,给出卡箍阻尼函数。

$$c = 0.004 + 2.064 \times 10^{-4}V - 6.29 \times 10^{-8}V^3 + 9.27 \times 10^{-12}V^5 \quad (6)$$

式(6)中的常数项为 $0.004 \text{ N} \cdot \text{s/mm}$,与 2.1 节得到的卡箍线性阻尼差距很小,这说明通过曲线拟合得到的卡箍等效阻尼函数能够有效反映卡箍的线性阻尼特性。

基于式(5)和式(6),可得卡箍线性刚度为 156 N/mm ,线性阻尼为 $0.004 \text{ N} \cdot \text{s/mm}$,将其作为卡箍直管系统有限元模型中的卡箍参数,提取

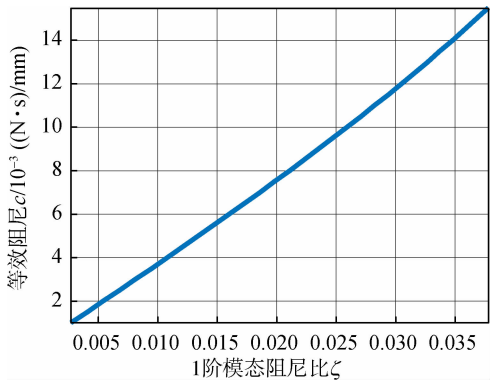


图 16 卡箍阻尼与 1 阶模态阻尼比关系
Fig. 16 Relationship between clamp damping and first-order modal damping ratio

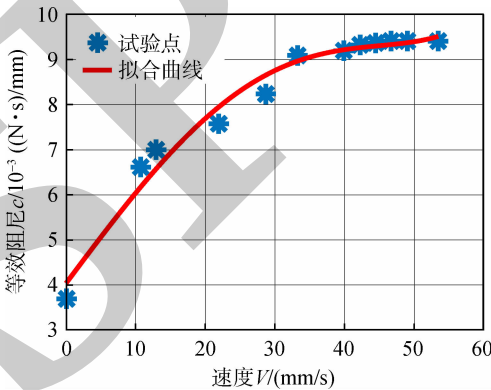


图 17 卡箍等效阻尼随速度幅值的变化
Fig. 17 Variation of clamp damping with velocity amplitude

有限元模型的质量矩阵,刚度矩阵和阻尼矩阵,计算频响函数,与模态试验的频响函数对比如图 18 所示。由图 18 可知,线性预测频响函数与模态试验频响函数相比,在共振频率处差别最大,相差 -6.9% ,在共振频率前后,预测频响函数比试验频响函数较大,这说明由式(6)所得的卡箍线性阻尼比实际卡箍阻尼偏大。

同理,由式(5)和式(6)可得,当卡箍的速度响应幅值为 22 mm/s 时,卡箍的非线性等效刚度为 145.34 N/mm ,非线性等效阻尼为 $0.0079 \text{ N} \cdot \text{s/mm}$,将其作为卡箍直管系统有限元模型中的卡箍参数,仿真卡箍直管系统的恒速度测试。预测结果与试验结果对比如图 19 所示。非线性预测频响函数与恒速度测试频响函数在共振频率前后基本吻合,在共振频率处频率仅相差 0.6% ,响应仅相差 -1.56% 。这说明,建立的卡箍水平等效刚度、等效阻尼函数可以反映实际卡箍水平刚度、阻尼特性。

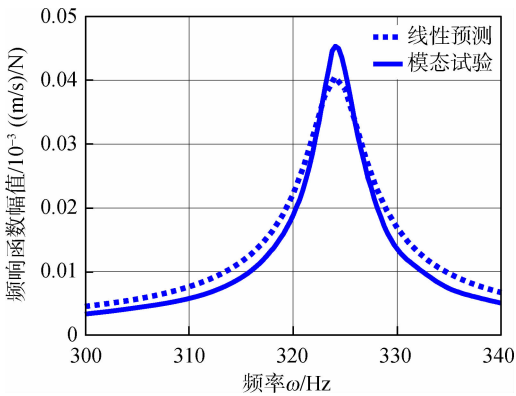


图 18 线性预测频响函数与模态试验频响函数对比
Fig. 18 Comparison of linear predictive frequency response function and modal test frequency response function

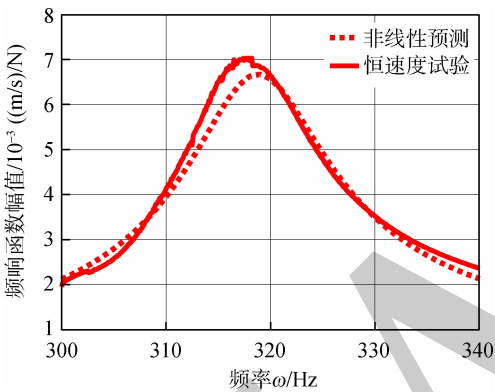


图 19 非线性预测频响函数与恒速度测试频响函数对比
Fig. 19 Comparison of nonlinear predictive frequency response function and constant velocity test frequency response function

3 结 论

本文介绍了基于测试数据建立卡箍非线性等效动力学模型的方法,并基于卡箍直管系统 1 阶模态的恒力测试,建立了卡箍非线性等效刚度函数以及非线性等效阻尼函数。

基于本文建立的卡箍非线性等效动力学模型,对卡箍直管系统模态测试以及恒速度测试的响应进行预测,发现预测频响函数与试验频响函数的最大误差仅为-6.9%,验证了本文建立的卡箍非线性等效动力学模型可以有效反映卡箍的动力学特性。

参考文献:

[1] 尹泽勇,陈亚农.卡箍刚度的有限元计算与实验测定[J].航空动力学报,1999,14(2):179-182.
YIN Zeyong, CHEN Yanong. Finite element calculation

and experimental measurement of clamp stiffness[J]. Journal of Aerospace Power, 1999, 14(2): 179-182. (in Chinese)

[2] 李枫,刘伟,韦顺超,等.航空液压管道卡箍等效刚度及其影响因素研究[J].机械科学与技术,2017,36(9):1472-1476.
LI Feng, LIU Wei, WEI Shunchao, et al. Research on equivalent stiffness and influence factors of aero-clamps for aircraft hydraulic pipelines [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2017, 36(9): 1472-1476. (in Chinese)

[3] 李宇明,郑坚,白鸿柏.金属橡胶材料的动态力学模型[J].材料研究学报,2003,17(5):499-504.
LI Yuming, ZHENG Jian, BAI Hongbai. Dynamic mechanics model of metal-rubber materials[J]. Chinese Journal of Materials Research, 2003, 17(5): 499-504. (in Chinese)

[4] 周艳国,屈文忠.金属橡胶非线性动力学特性建模方法研究[J].噪声与振动控制,2013,33(1):31-36.
ZHOU Yanguo, QU Wenzhou. Several practical approaches for nonlinear dynamic modeling of metal rubber[J]. Noise and Vibration Control, 2013, 33(1): 33-36. (in Chinese)

[5] 赵国伟,李德勇,陈勇.金属橡胶隔振系统动刚度及减振效能分析[J].振动与冲击,2014,33(22):193-197.
ZHAO Guowei, LI Deyong, CHEN Yong. Dynamic stiffness and vibration reduction efficiency of metal rubber[J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 33(22): 33-36. (in Chinese)

[6] 杜林森.航空发动机双管耦合振动的建模与分析[D].沈阳:东北大学,2012.
DU Linsen. Modeling and analysis of coupled vibration of double-pipe system of aero-engine[D]. Shenyang: North-eastern University, 2012. (in Chinese)

[7] 郭家良,王维,贾文强,等.航空发动机外部管路调频方法研究[J].航空发动机,2017,43(6):33-38.
GUO Jialiang, WANG Wei, JIA Wenqiang, et al. Investigation of frequency modulation methods of aeroengine external pipe[J]. Aeroengine, 2017, 43(6): 33-38. (in Chinese)

[8] 邵沛泽,叶红玲,陈宁,等.卡箍对输流弯管动力学特性的影响分析[C]//北京力学学会第 21 届学术年会暨北京振动工程学会第 22 届学术年会论文集.北京:北京力学学会,2015:48-49.

[9] 刘伟,曹刚,翟红波,等.发动机管路卡箍位置动力灵敏度分析与优化设计[J].航空动力学报,2012,27(12):2756-2762.
LIU Wei, CAO Gang, ZHAI Hongbo, et al. Sensitivity analysis and dynamic optimization design of supports' positions for engine pipelines[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(12): 2756-2762. (in Chinese)

[10] HERRMANN J, HAAG T, GAUL L. Experimental and numerical investigation of the dynamics in spatial fluid-filled piping systems[J]. Journal of the Acoustical Society of America, 2008, 123(5): 3299-3304.

[11] ERTAS B H,LUO H. Nonlinear dynamic characterization of oil-free wire mesh dampers[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,2008,130(3):1-10.

[12] 李鑫,张利剑,何银铜. 改进 PSO 的金属橡胶卡箍隔振仿真分析与参数优化[J]. 智能系统学报,2015,10(4):599-606.

LI Xin,ZHANG Lijian,HE Yintong. Simulation analysis and parameter optimization of vibration isolation of metal rubber clamps based on the modified PSO[J]. Chinese Association of Artificial Intelligence(CAAI) Transactions on Intelligent Systems,2015,10(4):599-606. (in Chinese)

[13] ARSLAN O,AYKAN M,OZGUVEN H N. Modal identification of nonlinear structures and the use of modal model in structural dynamic analysis[C]// Proceedings of 26th International Modal Analysis Conference(IMAC). Orlando,USA:IMAC,2008:95.

[14] GAËTAN KERSCHEN,WORDEN K,VAKAKIS AF,et al. Past,present and future of nonlinear system identification in structural dynamics[J]. Mechanical Systems and Signal Processing,2006,20(3):505-592.

[15] SCHWINGSHACKL C W,ZANG C,EWINS D J. The influence of nonlinearity on uncertainty and variability for dynamic models[C]// Proceedings of the 1st International Conference on Uncertainty in Structural Dynamics. Sheffield,UK:The University of Sheffield,2007:311-319.

[16] 张根辈,臧朝平. 基于振动测试的非线性参数识别方法[J]. 振动与冲击,2013,32(1):83-88.

ZHANG Genbei,ZANG Chaoping. A novel method for nonlinear parametric identification based on vibration tests[J]. Journal of Vibration and Shock,2013,32(1):83-88. (in Chinese)

[17] 马双超,臧朝平,兰海波. 某航空发动机机匣的动力学模型修正[J]. 航空动力学报,2013,28(4):878-884.

MA Shuangchao,ZANG Chaoping,LAN Haibo. Dynamic model updating of an aero-engine casing[J]. Journal of Aerospace Power,2013,28(4):878-884. (in Chinese)

[18] SAS P. Modal analysis theory and testing[M]. Belgium: Departement Werktuigkunde Press,1995.

(编辑:李岩梅、张 雪)