

See discussions, stats, and author profiles for this publication at: <https://www.researchgate.net/publication/360157190>

The Correlation and Comparison of Dynamic Strain and Acceleration in the Description of Mechanical System Dynamics

Article in Journal of Mechanical Engineering · April 2022

CITATION

1

READS

207

3 authors, including:



Aaron Qu

University of Illinois at Chicago

56 PUBLICATIONS 1,093 CITATIONS

SEE PROFILE



Ze-Chao Wang

The Chinese University of Hong Kong

20 PUBLICATIONS 162 CITATIONS

SEE PROFILE

动应变与加速度在机械系统动力学描述中的关联与比较

曲永志¹ 王泽超^{2,3} 周祖德^{2,3}

(1. 机械与工业工程系, 明尼苏达大学德鲁斯分校, 德鲁斯, 55812, 美国;

2. 武汉理工大学机电工程学院 武汉 430070;

3. 武汉理工大学湖北省数字制造重点实验室 武汉 430070)

摘要:近年来, 光纤光栅在结构健康监测以及机械故障诊断中得到了广泛的应用, 其中光纤光栅主要是对应变进行测量。由于应变片和光纤光栅受限于采集设备的频率带宽, 应变一直被认为是一个半静态量, 所以动应变一直没有得到学术界和工业界足够的关注。人们是否能够以及如何利用动应变信号来描述动力学特性一直未能得到足够的探讨。但是据作者了解, 应变率以及应变加速度的概念尚未得到阐释和定义以及应用。基于此, 提出两个基本假设, 第一, 动应变可以像位移一样用于机械系统动力学描述; 第二, 动应变在时间尺度上可微分得到应变率和应变加速度。当我们同时获得了应变, 应变率和应变加速度, 我们可以将它们作为表征机械系统动力学特性的物理参量在时域中对动力学模型进行直接验证, 从而提供了一种新的理论模型与试验数据的对比验证方式。给出应变, 应变率, 和应变加速度描述的动力学方程模型, 同时给出信号在对时间进行微分和积分运算时其幅值和频率之间的理论关系, 并在搭建的齿轮箱试验平台和液压管路试验平台上对比了常用的数值积分方法和数值微分方法在合成信号时候的保真性能。试验结果表明光纤光栅动应变信号通过数值微分合成应变率和应变加速度时其频率成分和幅值均不会失真, 然而加速度信号通过数值积分合成的速度和位移在频率成分和幅值上均出现了失真的现象。

关键词: 动应变; 加速度; 动力学; 光纤光栅

中图分类号:

The Correlation and Comparison of Dynamic Strain and Acceleration in the Description of Mechanical System Dynamics

---The investigation of fiber optic sensing in dynamic strain measurement

QU Yongzhi¹ WANG Zechao^{2,3} ZHOU Zude^{2,3}

(1. Department of Mechanical and Industrial Engineering, University of Minnesota Duluth, Duluth, 55812, US;

2. School of Mechanical and Electronic Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan 430070;

3. Hubei Key Laboratory of Digital Manufacturing, Wuhan University of Technology, Wuhan 43000)

Abstract: Recently, the fiber Bragg grating (FBG) strain sensor has been widely used in structural health monitoring and the fault diagnosis of the machinery. Due to the limitation of the bandwidth of strain gauges and FBG strain sensors, strain has always been considered as a semi-static variable, therefore the dynamic strain has not got enough attention. Whether and how people can use dynamic strain signals to describe dynamic characteristics has not been sufficiently discussed and explored. To the best of the authors' knowledge, the concepts of strain rate the strain acceleration have not been developed and applied. To bridge the gap, this work will propose the concepts of strain rate and strain acceleration and two basic assumptions, i.e. the dynamic strain can be used to describe the dynamics of the mechanical system like the displacement and the dynamic strain ratio and strain acceleration can be obtained by numerical differentiating the strain signals with respect to the time. When we obtain strain, strain ratio and strain acceleration simultaneously, we can use them as physical parameters to characterize the dynamic properties to verify the dynamics model. It opens new path to compare and verify the theoretical model with the data of strain. Moreover, present study develops the dynamic model with the strain, strain ratio and strain acceleration. The theoretical relationships between the original signal and the one which is differentiated and integrated from the original signal in frequency and amplitude are given. The performances of the commonly used numerical differentiation and numerical integration methods are compared with the tests data in gear box and hydraulic pipe system. The results indicate that the high fidelity in frequency components and amplitudes

is kept when the dynamic strain measured by the FBG is differentiated to obtain the strain rate and strain acceleration. However, the numerical integration in obtaining the velocity and displacement from the acceleration lose its accuracy in frequency components and amplitudes.

Key words: dynamic strain; acceleration; dynamics; FBG

0 前言

在研究动力学问题时,我们通常需要考虑系统的微分方程模型。对于一个典型的机械系统,系统的微分方程描述了系统的动态特征。进一步,动态系统的微分方程具体定义了空间尺度和时间尺度上物理量之间的关系。系统的动力学模型,以机械系统的动力学模型为例,描述了位移,速度和加速度之间的关系。众所周知,速度和加速度分别为位移对时间的一阶导和二阶导。微分方程的解可以表示为位移,速度和加速度随时间的动态变化方程。然而,一方面,位移和速度的测量相较于加速度测量则难度较大。另一方面,加速度在高频范围内则比较敏感。因此,在实际测量过程中,我们通常选择测量加速度来验证动力学模型的正确性或者用来做故障诊断^[1]。并且,大多数情况下需要我们将信号转化到频域中进行对比验证^[2-4]。然而,从动力学方程模型出发可知,如果可以可靠地同步测量位移,速度和加速度,势必能更加准确地反演出结构的质量、阻尼和刚度矩阵。如上所言,在实际系统中通过多传感器同时同步测量位移,速度,和加速度将会非常困难,特别是位移信号比较难以获取。因为传统采用激光位移传感器的方式需要其安装牢靠,但是激光位移传感器的固定基座会受到环境振动的影响,因此采用测量应变间接得到位移的方法逐渐兴起,并成功应用到了宇航结构^[5-6]、梁结构^[7]和重型龙门机床刀具底座^[8]的位移评估。

但是,学术界普遍认为,应变信号仅在低频范围内比较敏感,这很大程度上制约了应变信号描述动力学模型的发展以及基于动应变的相关振动测试规范的建立。李德葆等^[9-12]率先建立了基于应变的模式分析理论,并开展了相应的试验研究,并发现模式应变振型对于局部

损伤较为敏感。随后,一些学者开始将模式应变振型用于结构的局部损伤检测,如平面结构^[13],空间桁架结构^[14],管路结构^[15-16]和蜂窝板结构^[17]。应变的直接在位测量相较于位移而言其测量则相对容易且可靠,尤其是光纤光栅传感技术的发展使得能在比较苛刻的环境下进行应变的准确测量。

众所周知,当采用振动加速度信号对结构位移进行评估时往往包含了刚性位移和弹性变形导致的位移两部分,并且这两部分的区分具有一定的难度,这个问题在工程领域则显得较为突出,往往需要通过较为复杂的信号处理手段^[18]。如果能建立基于应变信号的动力学方程模型描述则能有效描述结构的弹性变形部分,因为只有结构发生弹性变形时才会产生应变,相比于位移信号而言应变信号在描述弹性变形时有独特的优势。

本文提出通过试验采集位移,速度或者加速度中的一种信号,然后通过数值积分和数值微分的方式得到另外两种信号,从而获得完整的位移,速度和加速度信号,为微分方程在时域中的验证提供一种新的可能途径。如上面参考文献所述,由于在实际测量过程中,除非在低速场合,位移信号较少被采用,且测量困难,所以本文探讨用应变信号代替位移信号进行研究。区别于加速度信号,不管是位移信号还是应变信号,他们都具有明显的局部特征,例如对于悬臂梁和管路等结构,沿长度方向上不同的点的位移和应变差别很大,为了获得系统整体的特征,我们需要采集多点的应变和位移信号。获得多点的位移信号的成本高,试验设计复杂。应变信号的提取则比较简单,传统的应变片价格低廉,应用方式简单,可以实现多点测量。然而应变片采集的信号为电信号,易受电磁干扰,并且在大量布置时布线繁杂。而光纤光栅提供了一种分布式且可靠的多点应变测量手段。

本文提出通过对光纤光栅测量的动应变信号相对时间求导两次,得到合成应变率信号和合成应变加速度信号,来构建以应变信号描述的动力学方程中对时间的各阶次微分项。类似

地,我们也尝试对振动信号进行积分计算,计算出合成速度和合成位移信号。进而,文章比较动应变信号和振动加速度信号在数值微分和数值积分过程中的失真,特别是在频域中信号的频谱失真,对比通过动应变和振动加速度信号获得微分方程中各阶次微分项的能力,也即通过试验方法得到的微分方程在时域中的解的能力。文章将以齿轮箱系统和液压管路系统为例分别进行试验研究,采集光纤光栅动应变数据和振动加速度数据,并进行数据分析,来比较信号的频谱特征以及信噪比。本文得出的结论可以为光纤光栅在实际系统测量中对系统动力学特性的描述能力提供有效的技术手段,为进一步推进应变信号用于描述动力学方程模型奠定基础。类似于振动速度和加速度的概念,我们提出应变率和应变加速度的概念,应变率和应变加速度分别指应变信号对时间的一阶导和二阶导。

文章的其余部分组织如下:第1部分从动力学方程和信号角度探讨位移,速度与加速度的关系,同时也给出了应变信号描述的动力学方程模型;第2部分,讨论了试验设计,和数值微分和数值积分的一般步骤,说明了试验方法;第3部分讨论了对加速度信号进行积分和对应变信号进行微分过程中的失真和误差。

1. 理论基础

1.1 理论基础

下面我们以简单的机械系统为例,从信号的角度进一步探讨位移,速度,加速度的关系。

在简单的系统中,各微分项之间存在线性关系,例如,一个单自由度弹簧阻尼质量系统其动力学方程可以表示如下

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F(t) \quad (1)$$

该方程描述了三个变量 \ddot{x} , \dot{x} 和 x 之间的关系,分别表示系统的振动加速度,速度与位移。 M , C 和 K 分别表示系统的质量、阻尼和刚度矩阵, $F(t)$ 表示外部的激励力向量,上标“ \cdot ”表示变量对时间 t 求一阶导运算,上标“ $\ddot{\cdot}$ ”表示变量对时间 t 求二阶导运算。

通常在建立系统的微分方程时,多采取物理参数的近似值或者对系统进行了部分简化,我们希望在采集了实际测量信号后能对系统参数进行验证和修正。在验证系统动力学模型时,

通常对微分方程进行求解,并且将理论模型得到的解与试验观测量进行对比。本文作者观察到,如果能同时测量 $\left(\ddot{x}, \dot{x}, x\right)$ 则获取到的信息

更加完备,这更加有利于方程模型和参数的准确识别。如果我们将位移 x 表示为随时间变化的方程,可以写为

$$x = A \sin(\omega t + \varphi) \quad (2)$$

A 表示振动位移向量各质点的峰峰值, ω 表示质点振动的角频率, φ 表示质点振动的初始相位角向量。

首先我们对时间进行第一次求导,得到:

$$\dot{x} = \omega A \sin\left(\omega t + \varphi + \frac{\pi}{2}\right) \quad (3)$$

进一步将 \dot{x} 对时间 t 求导得到:

$$\ddot{x} = \omega^2 A \sin(\omega t + \varphi + \pi) \quad (4)$$

将式(2), (3)和(4)代入方程(1)中便可得到:

$$M\omega^2 A \sin(\omega t + \varphi + \pi) + C\omega A \sin\left(\omega t + \varphi + \frac{\pi}{2}\right) + KA \sin(\omega t + \varphi) = F(t) \quad (5)$$

从(5)式可以看出,如果我们利用信号上的关系,我们只需测量一个变量,例如位移,我们便可以在时域上对系统的微分方程模型进行描述。对于简单的自治系统,在没有外力的作用下, $F(t)$ 为0,系统的验证过程将会非常简单。例如,我们可以测量系统在不同的频率下的位移响应,得到关于 (M, C, K) 的多个方程,从而对系统参数进行求解和验证。

由式(2)~(4)可知,当频率线性增加时,速度信号和加速度信号的高频分量的放大倍数更高,分别为位移信号的 ω 倍和 ω^2 倍。这也决定了在实际应用中位移多用来采集低频振动,速度多用于中频振动,而高频振动往往通过加速度来测量。对于同一个系统,尽管系统的物理参数在无故障的情况下通常不会发生变化,但是在不同的频率激励下,若采集不同的物理量进行分析,系统可能呈现不同的特性。所以对 \ddot{x} , \dot{x} 和 x 其中一个信号进行采集和观察,可能不能准确的描述系统对不同频率的响应。所以,理想情况下,要通过试验获得系统动力学的完整描述,需要同时采集位移,速度和加速度。

综上所述,同时获得位移,速度,加速度信号不但能为动力学模型的试验验证提供另外一条时域上的可能途径,也能为机械系统的动力学特性提供更完备的描述。当通过传感器同时采集完备的信号受到限制时,我们希望探索是否能够通过数值方法构建其他信号。

1.2 加速度的积分

当我们测量得到了振动加速度 \ddot{x} 之后,我们可以通过对加速度进行积分得到瞬时速度 \dot{x} ,和瞬时位移 x 。在实际测量过程中,为了通过振动信号得到速度信号和位移信号,我们需要对振动加速度信号在一定时间长度上积分,我们采用两步积分的方式分别的到速度和位移的信号。与上面的微分情况类似,假设

$$\ddot{x} = A_1 \sin(\omega t + \varphi_1) \quad (6)$$

A_1 表示振动加速向量各质点的峰峰值, ω 表示质点振动的角频率, φ_1 表示质点振动加速度的初始相位角向量。将振动加速度信号对时间 t 进行一次积分可得到速度为

$$\dot{x} = \frac{1}{\omega} A_1 \sin\left(\omega t + \varphi_1 - \frac{\pi}{2}\right) + C_0 \quad (7)$$

式中, C_0 为不定积分常数向量。将式(7)进一步对时间 t 进行积分可得到位移为

$$x = \frac{1}{\omega^2} A_1 \sin(\omega t + \varphi_1 - \pi) + C_1 \quad (8)$$

式中, C_1 为不定积分常数向量。

由上述过程可以看出,跟微分不同,每积分一次,信号的相位超前 90° ,并且每积分一次各个频率的信号的幅值降低到原来的 $\frac{1}{\omega}$,位移信号各个频率的幅值降低到原来的 $\frac{1}{\omega^2}$ 。此外,积分运算会引入待定的常数。

1.3 位移与应变的相似变换

由于在实际的测量过程中,位移信号比较难测量,通常我们只能通过非接触式传感器来测量位移,例如接近传感器以及激光位移传感器等。在很多的应用场合,难以找到安装位移传感器的固定参考系,所以即使通过非接触方式测量位移依然比较困难。应变作为位移的局部表现,可以作为测量位移的间接方法。而应变片以及光线光栅应变传感器,成本低廉,体积小,可以实现多点测量,动应变测量在实际过程中可以成为位移测量的一个替代方式,但前提是被测物体必须要发生弹性变形。

我们都知道位移和应变是相同物理坐标下的相似变换,现将应变表示为

$$\varepsilon = P \cdot x \quad (9)$$

式中, P 为位移和应变之间的变换矩阵与时间 t 无关,进一步将式(9)代入式(1)便可得到如下

$$M_1 \ddot{\varepsilon} + C_1 \dot{\varepsilon} + K_1 \varepsilon = F(t) \quad (10)$$

式中, $\ddot{\varepsilon}$ 和 $\dot{\varepsilon}$ 分别为本文定义的应变率和应变加速度,分别表示应变信号为时间 t 求二阶导和一阶导得到的物理量;且有 $M_1 = P^{-1}M$ 、 $C_1 = P^{-1}C$ 和 $K_1 = P^{-1}K$, M_1 、 C_1 和 K_1 分别为动应变描述下的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵。如前所述,应变可以进行可靠地测量,并且将应变 ε 对时间 t 进行微分运算可得到 $\dot{\varepsilon}$ 和 $\ddot{\varepsilon}$,微分运算的好处就是不引入待定积分常数。从式(10)我们可以看出动应变信号同样可以用来描述弹性变形下结构的动力学微分方程模型。

尽管应变与位移在结构上并无确定的线性对应关系。结构上不同点的应变与位移的关系不同,有些可能是负相关,有些是正相关,并且伴随不同的比例系数。本文中,我们希望探究结构上某一固定位置的位移信号和应变信号是否包含相同的频率成分,以及不同频率成分之间的比值关系是否相同。

我们知道微分变换为线性变换,且应变与位移间的微分或者积分不涉及时间 t ,进而与时间无关,也就是与频率无关。同一位置的应变频谱与位移频谱之间是关于空间位置的微分关系。

接下来,我们将通过试验来研究通过加速度信号和应变信号,分别对时间 t 进行积分和微分得出振动速度、振动位移、应变率和应变加速度四种信号,并对比利用试验信号进行数值微分和数值积分的可行性和误差。

2 试验研究

2.1 齿轮试验

首先,以齿轮箱为对象,在齿轮运行过程中,采集振动加速度信号和光纤光栅动应变信号,齿轮箱为简单直齿圆柱齿轮,包含一对啮合齿轮,啮合比为72:40。齿轮箱运行条件为输出扭矩500Nm,输入转速500 r/min,试验装置如图1所示。



图1 齿轮箱试验平台

在齿轮箱靠近轴承座位置上安装了一个三轴的加速度传感器,可以同时采集三个方向的振动信号。本试验中,采样频率设置为 20 480 Hz。同时我们在齿轮箱体侧面靠近轴承座的位置布置了光纤光栅传感器,光纤光栅动应变信号的采样频率为 5 000 Hz。

我们对采集的离散信号进行数值微分和数值积分。其中微分采用 Matlab 软件中的差分方式进行计算,而积分分段采用 Matlab 自带的 trapz 积分函数。在微分过程中我们几乎不会损失采样频率。然而在积分过程中由于我们需要对多点进行分段求和以剔除不定积分常数的影响,我们会极大的损失采样频率。在本文中,我们通过两步积分,每次取样三个连续的采样点进行积分,这样采样频率每次降低至原来的 1/3,得到位移信号的频率为 $20480/9=2275.6$ Hz。

2.2 液压管路试验

在液压管路试验中,我们同样布置了振动加速度传感器和光纤光栅传感器。试验管路系统如图 2 所示,其中管路运行压力为 5.09 MPa。

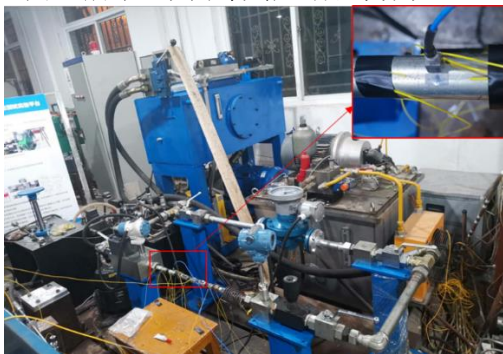


图2 液压管路试验平台

与齿轮箱的振动信号采集类似,我们在管壁上的相同位置同时布置了加速度传感器和光纤光栅,振动加速度的采样频率同样为 20 480 Hz,在管路试验中,光纤光栅的采样频率为 2 000 Hz,这是因为管路系统的液压脉动频带在 1 000 Hz 以内。我们采用与齿轮箱试验相同的方法对管路数据进行数值微分和数值积分。

3 结果讨论

3.1 齿轮箱试验结果

首先来讨论齿轮箱的振动信号的数值微分结果。图 3 给出了对振动加速度信号进行两次积分,分别得到的速度信号和位移信号,其中位移信号清楚的显示低频成分的幅值得到了相对的增长,而高频成分的幅值则相对衰减。

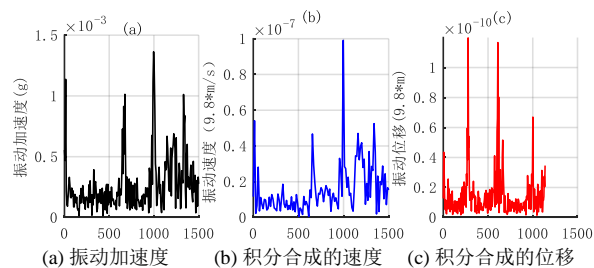


图3 加速度信号及其积分所得的速度和位移信号频谱

为了进一步观察不同的频率成分的变化以及积分带来的噪音,将加速度频谱,速度频谱和位移频谱缩放到同一数量级上,得到图 4 所示结果。

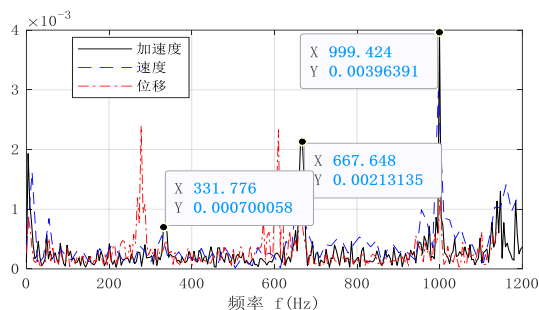


图4 尺度统一后的加速度、速度和位移频谱

由图 4 可以看出,经过一次积分得到的速度信号,在图上所示区间 0~1 200 Hz 范围内,频谱基本无变化,然而当加速度信号经过两次积分得到位移信号,增加了一定的低频噪声。图中 331.8Hz, 667.6 Hz 和 999.4Hz 分别为齿轮的 1, 2, 3 倍啮合频率,非常接近其理论值 333.3 Hz, 666.7 Hz, 和 999.9 Hz。由于数值积分的长度限制,数值积分引入了极大的噪音,出现了与齿轮特征频率无关的频率成分。令人困惑的是,加速度信号经过积分,并没有出现理论上应该产生高频信号衰减,低频信号放大。合成的位移频谱出现了较大幅度低频噪声信号,然而齿轮的特征频率信号的幅值依然小于高频信号的幅值。

由上述结果可以看出,对齿轮的加速度信号进行积分并不能有效的生成速度信号和位移信号。信号频谱产生了低频噪音和频谱幅值失真。

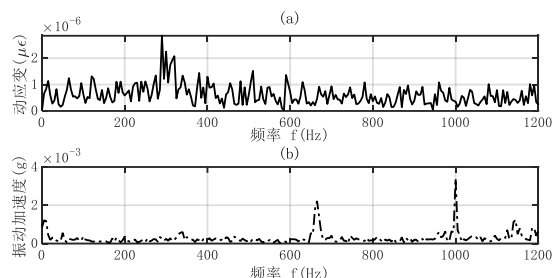


图5 应变信号和加速度信号频谱比较

(a). 动应变 (b). 振动加速度

进一步比较光纤光栅应变传感器的信号进行微分得到的应变速度和应变加速度的频谱。图5给出了光纤光栅得到的应变频谱和振动加速度频谱,动应变的采样频率为5 000 Hz,然而对比加速度信号,齿轮啮合频率等特征频率不够明显,只有一阶啮合频率相对比较明显,这也进一步说明了应变信号对高频信号不敏感。

进一步对光纤光栅信号进行微分,得到合成应变率和应变加速度信号如图6所示。

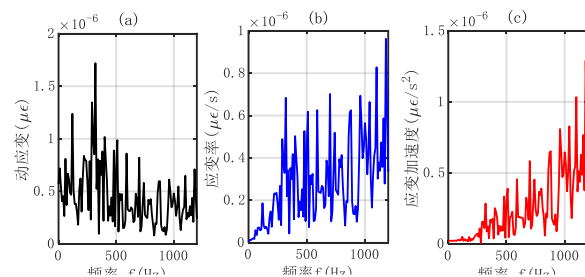


图6 应变信号及其微分所得的应变率和应变加速度频谱

(a). 动应变 (b). 应变率 (c). 应变加速度

从图6频谱上可以看出,经过微分的信号,高频分量变得更加明显,为了对比微分之后的信号的频谱与原频谱,我们对应变率频谱进行了按 $\frac{1}{\omega}$ 的调整,对应变加速度频谱进行了按 $\frac{1}{\omega^2}$ 的调整。在对应变率频谱和应变加速度频谱进行频率相关的调整后,将数量级平移到同样的数量级上,结果如图7所示。

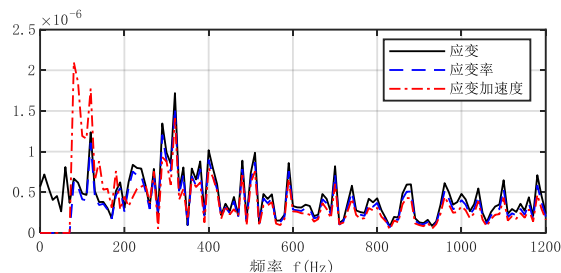


图7 尺度统一后的应变、应变率和应变加速度频谱

从图7可以看出经过微分之后应变信号,基本完整的保留了所有的频率分量成分。经过人工调整之后对比发现,微分得到的应变率与应变加速度频谱,与动应变频谱完全相符。同时可以得出结论,图6中不同的频率分量的幅值严格按照 ω 和 ω^2 得到了成比例的放大。因此,我们得出对光纤光栅动应变信号进行数值微分可以很好的合成应变率信号和应变加速度信号,并且信号基本没有失真。通常我们认为微分会引入更多的噪音,而积分会降低噪音水平,但是齿轮试验的结果并不支持该结论。

3.2 液压管路试验结果

图8展示了管路振动加速度信号,以及振动加速度信号经过积分之后得到速度信号和位移信号,采样频率同样为2 0480 Hz,通过下图可以看出对管路的振动加速度信号进行积分,其频谱变化依然非常小。低频信号并没有显示出明显的放大,而高频信号也没有相应的衰减。

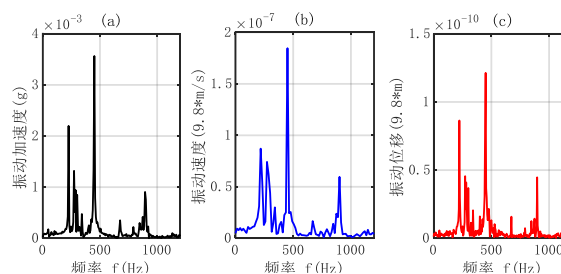


图8 管路振动加速度和积分所得的速度和位移信号频谱

(a) 振动加速度 (b). 振动速度 (c). 振动位移

图9中,我们直接将三种信号进行简单的数量级的调整,将三种信号放在同一图中对比,可以发现加速度信号中低频分量于高频分量的幅值比值关系。我们对比在加速度信号中,

$$\frac{A_x}{x} \Big|_{f=901.2\text{Hz}} = 0.5398, \quad A_x \text{ 为加速度的幅值。而}$$

$$\frac{A_x}{x} \Big|_{f=225.28\text{Hz}}$$

在通过两次积分得到位移信号中,

$\frac{A_x|_{f=897\text{Hz}}}{A_x|_{f=223\text{Hz}}} = 0.5174$ 。这与理论结果并不相符，理论上若位移信号 $\frac{A_x|_{f=897\text{Hz}}}{A_x|_{f=223\text{Hz}}} = 1$ ，加速度信号的频率分量比值应该为 $\frac{A_x|_{f=897\text{Hz}}}{A_x|_{f=223\text{Hz}}} = 16$ 。理论上加速度信号中四倍频的谐波与基波的幅值比应该为位移信号中四倍频谐波与基波幅值比的 16 倍。

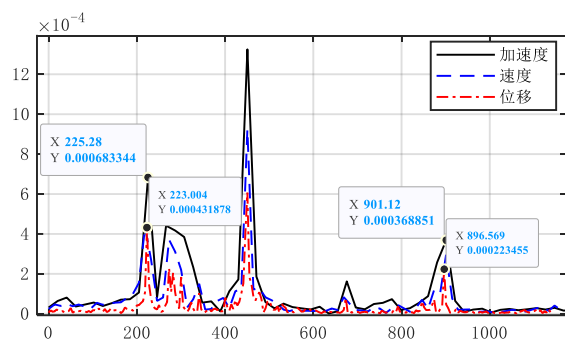


图9 尺度统一后的加速度、速度和位移信号频谱

同样对光纤光栅信号进行了采集，在该试验中光纤动应变的采样频率为 2 000 Hz。首先我们对比加速度频谱与应变频谱，可以看出应变频谱的低频分量较为明显，如图 10 所示。

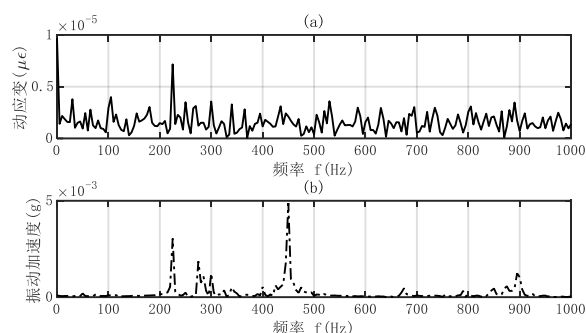


图 10 应变信号和加速度信号频谱比较

(a). 动应变 (b). 振动加速度

接下来，图 11 给出了将应变对时间 t 进行微分得到的应变率与应变加速度信号，在微分过程中，信号的高频分量像齿轮信号一样得到了显著的放大。

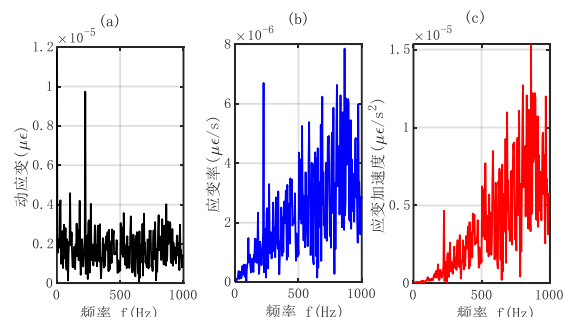


图 11 管路应变和微分所得的应变率和应变加速度信号频谱

(a) 动应变 (b) 应变率 (c) 应变加速度

依然将动应变微分得到的速度和加速度信号按照 $\frac{1}{\omega}$ 和 $\frac{1}{\omega^2}$ 分别进行调整，并放大到同一数量级，得到结果如图 12 所示。

从图 12 中再次可以看出，经过微分后信号的频率成分基本没有变化。在按照频率的倍数对信号的频谱进行调整后，信号频谱基本完全相符。从而也说明图 11 中高频信号的频率增加，与理论上信号的微分过程的高频放大作用完全一致。也就是说，微分运算并未让信号失真。

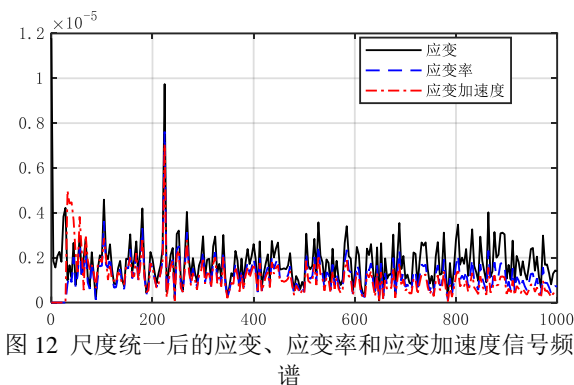


图 12 尺度统一后的应变、应变率和应变加速度信号频谱

4 结果讨论

从上述结果可以看出，通过对光纤光栅动应变信号进行微分，我们可以从动应变构建出应变率与应变加速度信号，并且通过数值微分所构建的信号在不同的频率分量上的幅值与原信号满足频率对应关系。相反的，对加速度信号进行积分，所构建的速度与位移信号，并不能反映积分过程理论上应该带来的频率对应关系。

我们进一步分析了上述传感器采集的原始信号的信噪比，其结果如表 1 所示。

表 1 信噪比较

	齿轮加速 度	齿轮光纤 动应变	管路加速 度	管路光纤 应变
信噪比	-9.11	-10.06	-9.31	-12.75

从表 1 可以看出, 加速度信号的信噪比稍好于光纤光栅动应变信号的信噪比, 但差别并不大。因此, 加速度信号在积分时产生的误差并非由原始信号的噪声所导致, 该误差的来源主要是数值积分过程引入的, 因此本文不建议采用数值积分的方式从加速度信号直接合成位移信号, 这也能解释为何部分学者采用应变求解位移^[5,7,8]。尽管应变信号具有诸多的优势, 但是通过裸光纤光栅采集的应变信号对于高频成分仍不如振动加速度敏感。即使应变信号通过微分可以将高频部分进行放大, 但是高频段的主频峰值在应变加速度频谱中还是不够突出。因此, 在今后的工作中还需设计相应的转换机构实现被测应变在高频范围内的放大。

5 结论

本文通过研究我们可以得出如下结论:

1. 本文提出了对光纤光栅动应变信号进行数值微分来得到应变率与应变加速度, 并给出了应变信号描述的动力学微分方程模型, 文章分析了通过数值方法对动应变数据进行微分, 动应变的频谱成分基本得到完整的保留。
 2. 验证了数值微分使信号的各频率分量的幅值按照频率成比例的放大, 与理论期望相符。由此我们可以得到可靠的应变, 应变率, 和应变加速度, 这些可以为系统动力学在时域上的表达提供新的思路。
 3. 我们同样对比了对加速度信号进行数值积分来获得的速度和位移信号。试验结果说明加速度信号的积分结果引入了大量的低频噪音, 并产生了频率响应幅值的失真。文章说明光纤光栅能够为动力学问题研究提供更全面可靠的测量数据。
- 在未来的工作中, 作者将进一步研究多点测量的动应变数据与实际系统的动力学模型结合方法, 并研究动力学模型在时域中的验证过程, 同时基于光纤光栅敏感元件设计和开发出在高频范围内具有更高应变灵敏度的机械式应变传感器。

参 考 文 献

- [1]. 雷亚国, 韩天宇, 王彪, 等. XJTU-SY 滚动轴承加速寿命试验数据集解读[J]. 机械工程学报, 2019, 55(16): 1-6.
LEI Yaguo, HAN Tianyu, WANG Biao, et al. XJTU-SY rolling element bearing accelerated life test datasets: A tutorial[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55(16): 1-6.
- [2]. 曹宏瑞, 景新, 苏帅鸣, 陈雪峰. 中介轴承故障动力学建模与振动特征分析[J]. 机械工程学报, 2020, 56(21): 89-99.
CAO Hongrui, JING Xin, SU Shuaiming, et al. Dynamic modeling and vibration analysis for inter-shaft bearing fault[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(21): 89-99.
- [3]. 张景玲. 机械振动[M]. 北京: 国防工业出版社, 1985.
ZHANG Jingling. Mechanical vibration[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 1985.
- [4]. 马志赛, 丁千, 刘莉, 等. 线性时变结构模态参数时域辨识方法的研究进展[J]. 机械工程学报, 2018, 54(23): 137-159.
MA Zhisai, DING Qian, LIU Li, et al. Research progress on time-domain modal parameter estimation methods for linear time-varying structures[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(23): 137-159.
- [5]. DERKEVORKIAN A, MASRI S F, ALVARENGA J, et al. Strain-based deformation shape-estimation algorithm for control and monitoring applications[J]. AIAA Journal, 2013, 51(9): 2231-2240.
- [6]. BAKALYAR J, JUTTE C. Validation tests of fiber optic strain-based operational shape and load measurements[C]. Aiaa/asme/asce/ahs/asc Structures, Structural Dynamics & Materials Conference, 2012.
- [7]. KANG Lae-hyong, KIM Dae-kwan, HAN Jae-hung. Estimation of dynamic structural displacements using fiber Bragg grating strain sensors[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 305(3): 534-542.
- [8]. LI Tianliang, LIU Mingyao, LI Ruiya, et al. FBG-based online monitoring for uncertain loading-induced deformation of heavy-duty gantry machine tool base[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2020, 144.
- [9]. 李德葆, 陆秋海. 应变模态分析和曲率模态分析[C]. 全国振动与噪声高技术及应用会议. 2001.
LI Debao, LU Qiuhai. Strain Modal Analysis and Curvature Modal Analysis[C].
- [10]. LI Debao. Establishing strainresponse model of vibrational structure by strain modal analysis approach[J]. Acta Mechanica Solida Sinica, 1990, 3(3): 341-350.
- [11]. YAM L Y, LEUNG T P, LI Debao, et al. Theoretical and experimental study of modal strain analysis[J]. Journal of Sound and Vibration, 1996, 191(2): 251-260.
- [12]. 李德葆. 实验应变/应力模态分析若干问题的进展评述[J]. 振动与冲击, 1996, 15(1): 13-17.
LI Debao. Review on the progress of several problems in experimental strain/stress modal analysis[J]. Journal of Vibration and Shock, 1996, 015(1): 13-17.

- [13]. LI Y.Y, CHENG Li, YAM L H, et al. Identification of damage locations for plate-like structures using damage sensitive indices: Strain modal approach[J]. Journal of Sound and Vibration, 2002, 80: 1881-1894.
- [14]. XU Zhaodong, WU Keyi. Damage detection for space truss structures based on strain mode under ambient excitation[J]. Journal of Engineering Mechanics, 2012, 138(10): 1215-1223.
- [15]. WANG Zechao , LIU Mingyao , QU Yongzhi , et al. The Detection of the pipe crack utilizing the operational modal strain identified from fiber Bragg grating[J]. Sensors, 2019, 19(11).
- [16]. WANG Zechao, LIU Mingyao, ZHU Zaisi, et al. Clamp looseness detection using modal strain estimated from FBG based operational modal analysis[J]. Measurement, 2019, 137: 82-97.
- [17]. YIN Jieming, WANG Zechao, LIAO Wenlin, et al. A data fusion based diagnostic methodology for in-situ debonding detection in beam-like honeycomb sandwich structures with fiber Bragg grating sensors[J]. Measurement, 2022, 191(15): 110810-1:12.
- [18]. Priestley M. J. N. Displacement-based seismic assessment of reinforced concrete buildings. Journal of Earthquake Engineering, 1997, 1 (1): 157-92
-
- 作者简介:** 曲永志, 男, 1985 年出生, 博士, 助理教授。主要研究方向为数据驱动的系统动态分析, 故障诊断, 以及物理意义加强的机器学习。
E-mail: yongzhi@umn.edu
- 王泽超(通信作者): 男, 1992 年出生, 博士。主要研究方向为物理意义增强的机器学习用于建模、偏微分方程发现和求解、结构健康监测, 医疗器械和智能结构。
E-mail: whutwzc@whut.edu.cn
- 周祖德, 男, 1946 年出生, 教授。主要研究方向为数字制造, 碳纤维制造, 制造信息化等。
E-mail: zudezhou@whut.edu.cn