

文章编号: 1007-4708(2008)05-0602-08

一种基于比例反馈控制原理的动载荷时域反演方法

李辉^{*1}, 丁桦²

(1. 中国科学院 国家天文台, 北京 100012; 2. 中国科学院 力学研究所, 北京 100190)

摘要:通过借鉴系统控制论中的比例反馈控制原理,提出了一种新的结构动载荷时域反演方法。该方法在原开环系统的输出与结构模型之间连接一个虚拟的比例反馈增益,使得原来的开环系统成为一个虚拟的闭环反馈控制系统,系统控制信号为实测的结构加速度响应。反馈控制器将系统输出与控制信号之间的差值进行放大后作为反馈不断输入到结构模型中,直到差值趋于稳定,此时该差值与反馈增益的乘积经过高通滤波后即得到所反演的动态载荷。该方法将载荷反演问题的求解转化为正问题中的结构瞬态响应求解,采用一般的数值解法如 Newmark 法即可实现,因此计算比较简便迅速。该方法仅需要测量结构的加速度响应即可进行反演,便于实际应用,而且并不十分依赖于真实的初始条件,由于不存在误差累积的现象,反演结果具有较好的稳定性。最后,通过海洋平台结构冰载荷反演的模型实验和数值仿真证明了该方法的有效性。

关键词:时域;动态载荷反演;比例反馈控制;数值模拟;平台模型实验

中图分类号: O32 **文献标识码:** A

1 引言

结构动力学范畴内的动载荷多种多样,有周期性、冲击型和随机性载荷等,从作用位置上又分为集中载荷和分布载荷两种。在很多情况下,很难对作用于结构的外载荷作直接测量或计算,如飞机、导弹在空中飞行,海洋平台等大型建筑承受风浪激励及海冰冲击作用,只能通过测量结构响应的方式来间接反算结构的激励载荷。这种间接反算结构动载荷的方法称为结构动载荷的反演、结构动载荷的识别或结构动载荷的重构,属于结构动力学中的第二类反问题。动载荷的确定在工程结构的分析与研究中意义重大,准确地反演动载荷是确保工程结构可靠性与安全性的重要保证。

Stevens^[1]和 Dobson^[2]曾对结构动载荷反演领域的研究进展进行了一定的回顾,指出结构模型误差、响应测量噪声和逆矩阵的奇异性是结构载荷反演领域所面临的主要问题。目前动态载荷反演方法主要有频域法和时域法两大类,其中频域法提出较早,识别原理比较简单直观,如最小二乘法,模

态坐标变换法,加权最小二乘法,奇异值分解法,目标函数规整化方法和逆虚拟激励法等。但是频域方法也存在一定的局限,如只适用于周期性或平稳的结构响应过程,需要的数据样本量大;不能作实时反演;难以应用在冲击载荷的反演中;计算量大,需要在每个频率点都进行相同的反演运算。

相对于频域方法而言,时域方法发展得较晚,其基本思想是直接依据结构的响应时程来识别未知载荷的时间历程。与频域方法相比,它具有物理意义明确、便于直接应用、可适用于非平稳载荷(不受测量样本的限制)、可用于实时识别等优点,因而受到工程界的欢迎。冲击载荷由于具有强烈的非平稳特征,故较早地应用了时域反演方法^[3-5]。最初的方法是利用载荷与结构响应在时域中的卷积关系直接进行离散反卷积运算求得反演的动载荷,这种处理方法与频域方法相类似,依然存在着逆矩阵奇异性的问题,从而造成反演结果的不稳定。Jacquelin 等^[6]因此引入了规整化方法来保证解的稳定性,但规整化参数的选取比较困难,此外规整化参数的引入会在一定程度上影响反演的精度。张方等^[7]从另一种思路着手,利用广义正交多项式的级数形式将时域内载荷与响应的逆卷积关系转变为广义正交域的线性算子逆运算,得到了动载荷反演的级数方法,并进一步发展为载荷识别的时间

收稿日期: 2006-09-05; 修改稿收到日期: 2007-08-03.

基金项目: 中国科学院知识创新工程青年人才领域前沿项目资助.

作者简介: 李辉^{*}(1973-),男,博士,助理研究员

(E-mail: lihui @bao. ac. cn);

丁桦(1960-),男,博士,研究员.

有限元方法。但此类方法并未从根本上解决上述文献中存在的反演结果不稳定的问题,反演结果对于测量误差较为敏感,而且存在误差累积现象。另一方面,不少学者曾尝试用结构的模态模型来求解载荷反演问题。Desanghere等^[8]、Ory等^[9]和文祥荣等^[10]将模态坐标变换方法引入到动态载荷时域识别过程中,使运动微分方程转化为非耦合方程形式,将实际载荷的反演转化为对模态力的反演。唐秀近^[11,12]在此基础上得到了 Duhamel 积分逆问题的近似解,并对该方法的识别精度、模态截断的影响作了初步的研究。初良成等^[13]和徐倩等^[14]进一步从比例粘性阻尼结构系统的脉冲响应函数出发,建立了基于阶跃力的时域载荷识别方法。该方法将载荷时间历程划分为多个时间微段,假定每个微段内载荷均为一阶跃力。张运良等^[15]在他们的基础上经过改进,将每个微段内载荷假定为一线性变化载荷,并给出仅仅由结构的一种响应(位移、速度或加速度)进行载荷识别的公式,以便于实际应用。这类识别方法的缺点是在每个时间微段内均需连续进行反演运算,故计算量较大,可能存在误差累积现象,而且反演依赖于结构初始条件。此外,还有加权加速度(SWAT)法和基于神经网络的反演方法等,这些方法前者只适合于刚体结构,后者需要建立复杂的网络结构和大量的训练样本,因此相对还不太成熟。

总的看来,现有的时域反演方法还存在较多的缺陷,如解的稳定性差,在求解过程中比较繁琐,计算量大,存在对初值条件的依赖等。此外,由于载荷反演过程的复杂性,各种因素,例如结构系统的建模误差、响应测量精度、测点位置数量、激励特性和位置数量等等,都对识别效果有很大影响,这使得目前的时域反演方法远没有频域方法成熟,在实际应用中受到很大限制。

本文针对上述缺陷提出一种新的时域动态载荷反演方法。该方法借鉴系统控制论中的比例反馈控制原理,构造一个虚拟控制器与原结构模型一起共同组成一个虚拟的闭环反馈控制系统,系统控制信号为实测的结构响应。虚拟控制器将系统输出与输入之间的差值进行放大后作为反馈再输入到系统中,直到差值趋于稳定。此时该差值与控制增益的乘积即为所反演的动态载荷。该方法可以巧妙地将载荷反演问题的求解转化为正问题中的结构响应求解,采用一般的直接积分法如 New-

mark 法即可实现,因此计算比较简便迅速。由于该方法不依赖于初始条件,也不存在误差累积的现象,可以较好地保证反演结果的稳定性。这种方法只需要测量结构的加速度响应,便于实际工程应用。

2 反演的基本原理

在系统控制论中,反馈是一个很重要的概念。反馈的优势在于可以利用一个系统的输出去控制或改变系统的输入。应用了反馈的系统称为闭环系统,反之,则称为开环系统。与开环系统相比,用闭环系统来实现对输出量的控制具有明显的优点,如对初始扰动不敏感,而且不需要对系统有深入的了解,其原因就在于它能够提供一个误差校正的机理从而减小系统对扰动以及数学模型误差的灵敏度,并且使得原来不稳定的系统变得稳定^[16]。反馈的这种特性使其在动载荷的反演中能够得到极大的应用。与正问题相比,反问题具有不稳定性特点,即解的存在性、稳定性和唯一性不能保证;其中解的稳定性问题在载荷反演中最为突出,它对于误差的存在极为敏感。由于反馈控制系统具有上述优点,可以设想将这一原理应用于载荷反演中。人为地设定一个闭环系统,它的输入是结构实测的响应,模型是结构的数值模型,输出则是闭环系统的被控制量。

在反演过程中,输出始终不停地被反馈到输入中并与输入进行比较,产生一个误差信号,该误差信号经过放大后被用来作用于结构模型中,使得系统输出能够以结构实测的响应为参照不断得到纠正。而用于纠正的误差信号经过放大后实际上就是要反演的载荷。

2.1 单自由度系统的反演

首先以最简单的单自由度系统为例,来说明反演的基本原理,然后再推广到多自由度系统。假定单自由度系统模型可以用线性微分方程来描述:

$$\ddot{x}(t) + 2\zeta\omega_n\dot{x}(t) + \omega_n^2 x(t) = f(t) \quad (1)$$

式中 x , ζ 和 ω_n 和 $f(t)$ 分别表示系统的位移、阻尼比、固有频率和要反演的载荷。从控制论的角度来看,这是一个典型的开环系统。开环系统的输入即为要反演的载荷,而开环系统的输出可以选择 x , \dot{x} 和 \ddot{x} 的任意一个。当输出选定为 \ddot{x} 的时候,可以确定开环系统的输入输出传递函数关系,它的拉普拉斯变换可以表示为^[17]:

$$H(s) = \frac{s^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (2)$$

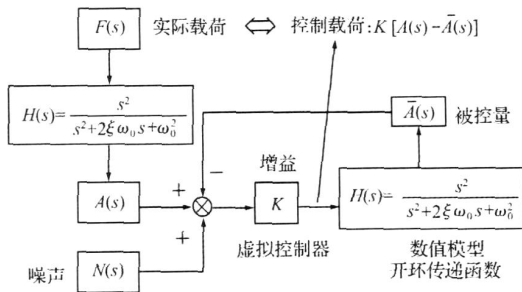


图 1 虚拟闭环系统

Fig. 1 Virtual closed loop system

式(2)实际上是开环系统模型的一种数学描述。在载荷反演的过程中,通过构建虚拟的控制器(反馈放大器)将该开环系统改造成一个反馈闭环系统。为更好地说明反演的原理,画出系统控制论中常用的方框图,如图1所示。

框图的左上部分即为式(1)和式(2)所描述的开环系统。图中 $F(s)$ 、 $A(s)$ 和 $N(s)$ 分别表示输入载荷、加速度响应和噪声的拉普拉斯变换, K 表示反馈放大器的增益值。框图的右下角部分,即从虚拟控制器、结构数值模型(开环传递函数)到被控量 $\dot{A}(s)$,再到虚拟控制器构成一个闭环系统,而开环系统的输出 $A(s)$ 成为新的闭环系统的输入。这里假定结构的数值模型与真实模型之间没有建模误差存在。

暂时不考虑噪声的影响,可以推导出闭环系统输出 $\dot{A}(s)$ 与输入 $A(s)$ 间用拉普拉斯变换表示的传递函数关系,即

$$A(s) - \dot{A}(s) = \left[1 - \frac{K \cdot H(s)}{1 + K \cdot H(s)} \right] A(s) \quad (3)$$

因此有

$$\dot{A}(s) = \frac{K \cdot H(s)}{1 + K \cdot H(s)} A(s) = G(s) \cdot A(s) \quad (3a)$$

由此可以得到控制载荷为

$$\dot{F}(s) = K \cdot [A(s) - \dot{A}(s)] = \frac{K}{1 + K \cdot H(s)} A(s) =$$

$$\frac{K}{K+1} \cdot \frac{s^2 + 2\xi\omega_0s + \omega_0^2}{s^2 + \frac{2\xi\omega_0}{K+1}s + \frac{\omega_0^2}{K+1}} A(s) \quad (4)$$

当增益 $K \rightarrow \infty$ 时,就得到了反演的载荷:

$$\dot{F}(s) = \frac{s^2 + 2\xi\omega_0s + \omega_0^2}{s^2} A(s) = F(s) \quad (5)$$

同理,构建类似的基于结构位移响应或速度响应的虚拟闭环反馈系统,并推导其载荷反演的公式。限于文中篇幅并考虑到在实际工程中加速度响应应用最多,这里仅详细叙述基于结构加速度响应的动载荷反演原理和方法。另外需要指出的是,结

构的位移响应、速度响应和加速度响应对于同一频段的灵敏度并不一样,实际的测量精度也有差别,因此对于测量数据类型的选择应根据实际情况灵活确定。

2.2 反演的具体步骤

从图1中可以看出,新的闭环系统与原开环系统相比,只是将原输入 $F(s)$ 换成了控制输入 $K \cdot [A(s) - \dot{A}(s)]$,因此闭环系统的时域方程可以在式(1)的基础上改写为

$$\begin{aligned} \ddot{x}(t) + 2\xi\omega_0\dot{x}(t) + \omega_0^2x(t) &= K \cdot [\ddot{x}(t) - \ddot{\dot{x}}(t)] \\ \Rightarrow \ddot{x}(t) + \frac{2\xi\omega_0}{K+1}\dot{x}(t) + \frac{\omega_0^2}{K+1}x(t) &= \frac{K}{K+1} \cdot \ddot{x}(t) \end{aligned} \quad (6)$$

式中 $\ddot{x}(t)$ 为 $\dot{A}(s)$ 的拉普拉斯反变换。该式实际上与式(3)等价。由式(6)得到一个新的单自由度系统,该系统固有频率为 $\omega_0/\sqrt{K+1}$,阻尼比为 $2\xi/\sqrt{K+1}$,输入为 $K \cdot \ddot{x}(t)/(K+1)$ 。求解该系统的输出后,就可以根据式(4)得到控制载荷。而根据式(6)求解 $\ddot{x}(t)$ 较为容易,其数值算法也很多,如 Newmark 法或 Wilson 法等。这实际上是将载荷反问题巧妙地转化成为相对较为容易的正问题来进行求解。

综合上述内容,其反演的步骤可以归纳为

- (1) 确定增益 K 的取值;
- (2) 根据式(3)中的传递函数,确定由式(6)所确定的新系统传递函数,用拉氏变换表示为

$$H(s) = \frac{s^2}{s^2 + \frac{2\xi\omega_0}{K+1}s + \frac{\omega_0^2}{K+1}} \quad (7)$$

- (3) 确定新系统的输入:

$$\tilde{f}(t) = \frac{K}{K+1} a(t) \quad (8)$$

- (4) 在时域中求解新系统的输出 $\tilde{a}(t)$ (可用 Newmark 法或 Wilson 法等数值方法);
- (5) 最后得到时域中的反演载荷:

$$\dot{f}(t) = K \cdot [a(t) - \tilde{a}(t)] \quad (9)$$

2.3 考虑误差时的反演载荷滤波和增益 K 的选取

从前面的分析可以看出,增益 K 的取值在闭环系统的设计及其载荷反演过程中十分关键。从理论上说, K 的取值越大越好,但在实际过程中由于误差的存在和离散信号数据处理的需要, K 的取值是受到限制的。动态载荷的反演作为第二类结构动力

学中的反问题,其稳定性问题十分突出,也即解对于误差的存在是非常敏感的,极小的误差经过累积以后也有可能导导致反演的结果出现很大的振荡乃至发散。一个比较稳定可靠的反演方法必须要考虑误差对于反演结果的影响,并设法将这种影响降低到最小程度。下面分析测量数据中的误差对于反演结果的影响。由于误差 $N(s)$ 的存在,式(4)变为

$$\begin{aligned} \dot{F}(s) &= \frac{K}{1 + K \cdot H(s)} [A(s) + N(s)] = \\ & \dot{F}(s) + \frac{K}{K + 1} \cdot \frac{(s^2 + 2\omega_0 s + \omega_0^2)}{s^2} \cdot \\ & H(s) N(s) \end{aligned} \quad (10)$$

式(10)中等号右边第二项的第二个乘积因式实际上是噪声 $N(s)$ 作用于新开环系统 $H(s)$ 的响应输出。从中可以看出,即使在信噪比很大的情况下,当 $N(s)$ 的频谱包含了以新开环系统的固有频率 $\omega_0/\sqrt{K+1}$ 为中心的一小部分频段时,反演的结果 $\dot{F}(s)$ 也将会产生很大的振荡。反之,如果 $N(s)$ 的频谱能够远离这一频段且在信噪比较大的情况下,噪声的存在不会对反演的结果产生明显的影响。

由于在一般情况下有 $K \gg \omega_0^2$,基于上述的分析,可以简单地用高通滤波的方法来消除噪声的影响,阻带的截止频率可以取得较低。而增益 K 值的确定则与滤波中频谱泄漏程度、信号采样的频率和信号数据样本长度密切相关,因此 K 的取值应满足下述条件:

(1) 保证 $K \gg (\omega_0/2)^2$,至少应取 $K > 5(\omega_0/2)^2$,此外还应保证 $K \gg 1$ (ω_0 为圆频率);

(2) 保证 $\omega_0/\sqrt{K+1} < MA X(\omega_f, \omega_c)$,其中 ω_f 为加速度传感器具有稳定响应的下限频率, ω_c 为高通滤波的阻带截止频率;

(3) 保证高通滤波能虑除噪声影响,且频谱泄漏较少,如果采用傅立叶变换和逆变换方法来进行滤波,一般的做法应该保证截取的信号样本长度为要虑除的信号频谱主周期的整数倍,即保证 $T \cdot \sqrt{K+1}/\omega_0 = n/(2)$, $n \in Z$,其中 T 为数据总采样时间。

2.4 推广到多自由度系统

对于多自由度系统,可以采用振型叠加法,将多自由度系统解耦到模态坐标下,然后采用熟悉的单自由度的分析方法,得到模态力,再返回物理坐标^[10]。

下面考察一个具有比例粘性阻尼,自由度数为

n 的离散系统:

$$M\ddot{X}(t) + C\dot{X}(t) + KX(t) = P(t) \quad (11)$$

由实测或有限元分析可得系统的前 m 阶模态参数为固有频率 ω_r , 阻尼比 ζ_r , 模态向量 $\phi_{r \times m} = [\phi_{r1} \ \phi_{r2} \ \dots \ \phi_{rm}]^T$ ($r = 1, 2, \dots, m$)。假定结构上作用有 k 个待识别力 $p_i(t)$ ($i = 1, 2, \dots, k$)。其对应结构总体自由度编号为 $g(i)$ ($i = 1, 2, \dots, k$)。结构上可观测的响应个数为 v , 其对应结构总体自由度编号为 $h(i)$ ($i = 1, 2, \dots, v$)。一般地, v, k 和 m 远小于结构的自由度数 n 。根据振型叠加法,设

$$\ddot{X}(t) = \sum_{r=1}^m \phi_r \cdot \ddot{q}_r(t) \quad (12)$$

式中 $q(t) = \{q_1(t) \ q_2(t) \ \dots \ q_m(t)\}^T$ 为广义模态坐标向量。将式(12)代入式(11),并左乘 ϕ_r^T ,同时按质量矩阵进行正则化处理,则可得到类似于式(1)的无耦合方程:

$$\ddot{q}_r(t) + 2\zeta_r\omega_r\dot{q}_r(t) + \omega_r^2 q_r(t) = f_r(t) \quad (r = 1, 2, \dots, m) \quad (13)$$

式中 $f_r(t)$ 为广义模态力,且有

$$f_r(t) = \sum_{i=1}^k \phi_{r,g(i)} p_i(t) \quad (14)$$

其中 $\phi_{r,g(i)}$ 表示第 r 阶模态向量 ϕ_r 在自由度编号 $g(i)$ 处的值。根据前述分析,可以根据测得的加速度响应由式(12)求得广义模态加速度 $\ddot{q}(t)$ 的最小二乘解。设总体加速度向量中可实测的加速度子向量为 $\ddot{X}(t) = \{\ddot{x}_{h(1)}(t) \ \ddot{x}_{h(2)}(t) \ \dots \ \ddot{x}_{h(v)}(t)\}^T$, 且

$$\begin{aligned} & \{\ddot{x}_{h(1)}(t) \ \ddot{x}_{h(2)}(t) \ \dots \ \ddot{x}_{h(v)}(t)\}^T = \\ & \phi_{v \times m} \cdot \{\ddot{q}_1(t) \ \ddot{q}_2(t) \ \dots \ \ddot{q}_m(t)\}^T \end{aligned} \quad (15)$$

式中 $\phi_{v \times m}$ 为在模态矩阵 ϕ 中确定的 m 阶模态列向量中选取分别对应于自由度编号 $h(i)$ ($i = 1, 2, \dots, v$) 的 v 行后所形成的模态向量子矩阵。当 $v = m$ 时,由式(15)可得最小二乘解:

$$\ddot{q}(t) = \phi_{v \times m}^{-1} \ddot{X}(t) = (\phi_{v \times m}^{-1})^T \ddot{X}(t) \quad (16)$$

然后由 $\ddot{q}(t)$ 反演广义模态力 $f_r(t)$ ($r = 1, 2, \dots, m$);最后根据广义模态力利用式(14)求实际载荷向量 $P(t)$ 的最小二乘解,存在解的条件是 $m = k$ 。

至此,结构所受的未知外载荷得到识别。由于一般情况下结构的测点数远远小于结构自由度数以及受上述求最小二乘解的条件限制,在载荷反演时一般要保证:

- (1) 测点数 v 模态数 m 载荷数 k ;

(2) 根据载荷的空间方位选取合适的模态列子向量(能够被载荷激励起来),实际上就是选择在某一特定载荷激励下具有最大能量的模态,也可以根据 Ritz 基向量叠加法来进行选取;

(3) 测点的优化,即选择合适的模态子矩阵 $v_{\times m}$,使得矩阵中各列向量之间仍然具有相互正交的性质或模态置信度(MAC)比较小,具体的做法是将传感器布置在被选取的各阶振型向量值均较大的地方。

3 时域载荷反演方法在海洋平台模型实验中的应用

图 2 所示为一抗冰振海洋平台模型。模型结构设计为四腿平台、双层正方形水平甲板。考虑到隔振的需要,下层甲板被分割为两层,中间安装橡胶隔振支座,分别布置在甲板的四角,与平台上下桩腿连贯。考虑到冰载荷主要为集中载荷且方向有限的特点,模型结构采用由计算机控制的加载装置进行水平单点加载,所施加的动载荷采用力信号控制方式。为保证实际的控制载荷与实测的动态载荷保持一致,加载点与振动台之间串联了两个完全一样的力传感器,分别用于加载控制和测量。冰载荷由人工信号进行模拟,对结构模型施加的动态载荷包括正弦慢扫频载荷和白噪声随机激励载荷。图 3 所示为激励方向和位置、加速度传感器的测点编号及其位置分布,其中 No. 7 为力传感器测量输出的动态载荷时程曲线,以便于与反演的结果进行对比。通过模态实验分析可以获得平台模型结构的前 5 阶固有模态参数列入表 1。考虑到平台模型作为空间结构其数值模型的单元数和自由度数众多而测

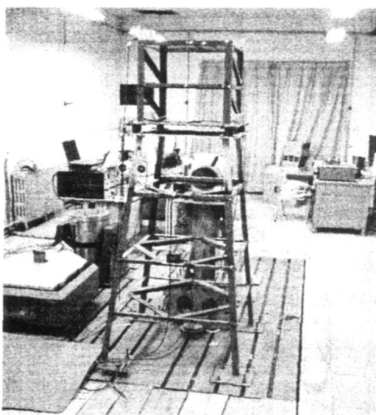


图 2 隔振平台实验模型及其激励设备
Fig. 2 Vibration-isolated platform model and its excitation equipments

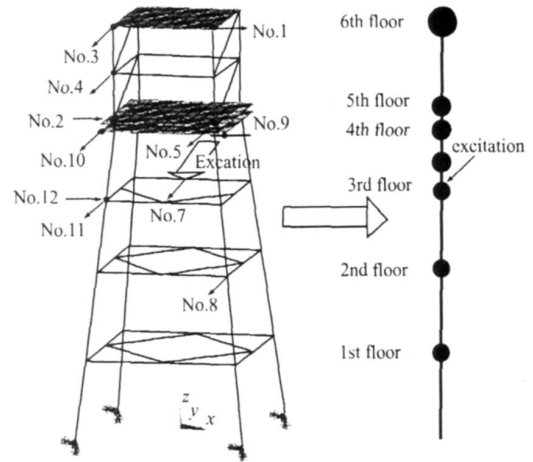


图 3 加速度传感器的编号、布置及其平台模型的减缩
Fig. 3 Number and position of acceleration sensors, and reduction of platform model

点数和测量数据则相对较少的矛盾,在对载荷进行反演时,实际上采用了减缩模型来代替上述的数值模型,如图 3 所示。由于激励方向为 Y 方向,且根据模态分析和实验的结果, Y 方向的振型与 X 方向和扭转方向的振型基本不耦合(模态置信度值小于 2%),故只选取 Y 方向的两阶振动模态参与反演的有关计算。

表 1 平台模型的模态参数

Tab. 1 Modal parameters of platform model

| 模态阶数 | 固有频率 / Hz | 阻尼比 | 振型描述 |
|------|-----------|---------|--------------|
| 1 | 4. 9770 | 0. 0410 | Y 方向 1 阶弯曲 |
| 2 | 5. 5006 | 0. 0410 | X 方向 2 阶弯曲 |
| 3 | 8. 2884 | 0. 0395 | Z 方向扭转 |
| 4 | 14. 6605 | 0. 0384 | Y 方向 1 阶弯曲 |
| 5 | 16. 2804 | 0. 0376 | X 方向 2 阶弯曲 |

3.1 正弦慢扫频载荷

载荷频率从 3 Hz 线性扫频到 25 Hz,扫频时间为 5 分钟,载荷峰值的控制值设置为 7. 5N。加

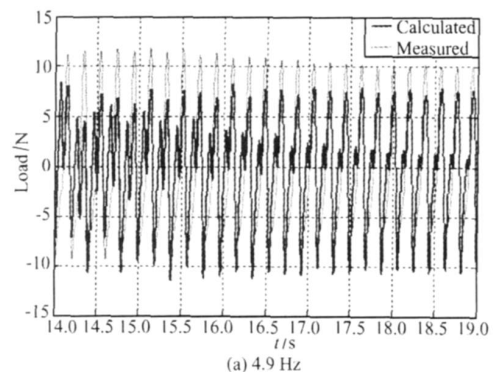


图 4(a)

Fig. 4(a)

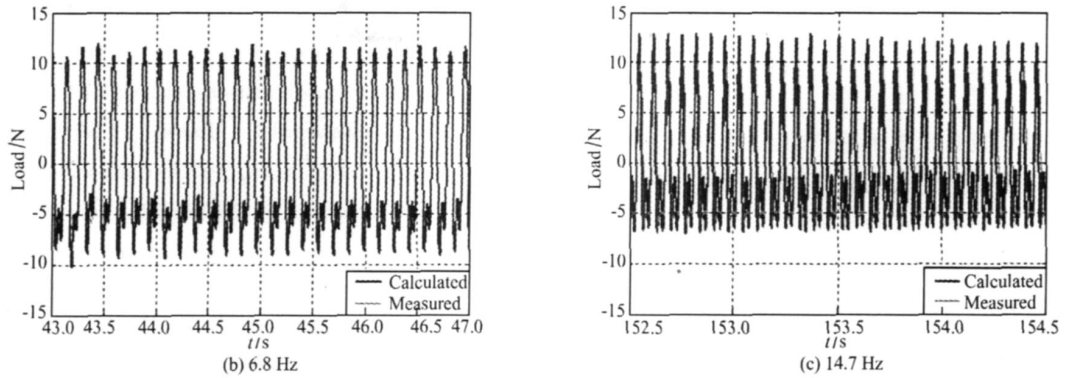


图 4 试验正弦载荷的反演结果与实测值

Fig. 4 The identified results and measurements of the experiment sine wave load

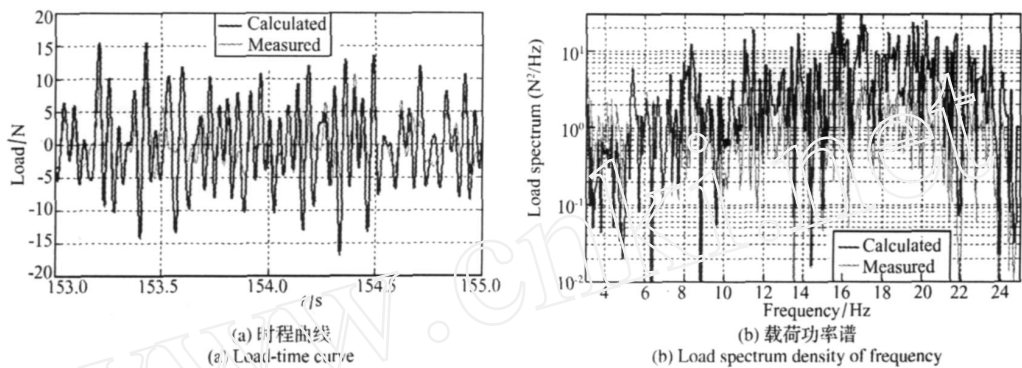


图 5 随机激励载荷的反演结果与实测值

Fig. 5 The identified results and measurements of the experimental random load

速度响应的测量(包括动态载荷的测量)与其同步,采样频率为 655 Hz。选取其中的三段数据各 8192 个采样点进行反演,分别代表了结构第一阶固有频率附近、6.80 Hz 附近和结构第四阶固有频率附近频段的载荷及加速度响应曲线。相应地,反演时分别取第一阶和第四阶模态加速度的增益值为 150 和 684。图 4 给出这三个时段的反演载荷,并与实测的载荷进行了对比。为清楚起见,各图只绘出了载荷实测曲线的一部分时段。由图 4 可以看出,反演的动态载荷基本上反映了实际动态测载荷的特征,有很好的相关度。在结构第一阶固有频率附近,由于在共振时位移响应较大,实际激励载荷控制得并不理想。实测的载荷时程与设计值相比有一定误差,在峰值负向还存在削波现象。反演的结果受到载荷削波效应的影响,出现了较明显的附加高频载荷,使得反演载荷的正向峰值偏低。但随着激励载荷的频率增大,反演的高频载荷随即趋于消失。在载荷频率为 6.80 Hz 附近,由于远离结构固有频率,反演载荷的精度较高。在结构第四阶固有频率附近,反演载荷的精度有所下降,但与图 4(b)相差不大且明显好于第一阶固有频率附近的结果。

其可能原因是在高阶固有频率附近结构的总体阻尼增大,从而增加了结构振动系统的稳定性。

3.2 随机白噪声激励载荷

激励载荷频谱带宽为 3 Hz ~ 25 Hz。选取其中的一段采样数据进行反演,采样时间约 12.5 秒,共计 8192 个采样点。考虑到所选用的结构响应为加速度响应,而实验中的加速度传感器在低频(0 Hz ~ 1 Hz)范围精度不高,故事先对响应数据进行了高通滤波,滤去 1 Hz 以下的低频数据。利用第一、四阶模态振型向量将响应信号转换为两阶模态加速度响应,取这两阶模态的增益值与 3.1 节相同,分别为 150 和 684。图 5 给出了随机激励载荷的反演结果,并与实测的载荷进行了对比。为清楚起见,图 5(a)只绘出了载荷曲线的一部分时段。从图 5(b)的载荷功率谱可以看出,在 3 Hz ~ 16 Hz 频段,反演结果与实测载荷的功率谱密度吻合较好,而在 15 Hz 以上,则反演结果明显偏大,此现象也明显表现在载荷的时程曲线上。其中一个原因可能是在高频区域,传感器的测量噪声明显偏大,从而导致反演的结果偏大。另一个可能原因是在 15 Hz 以上频段,除 1、4 阶模态以外,结构其他

高频模态的作用逐渐变得不可忽视。

4 结 论

通过借鉴系统控制论中的比例反馈控制原理,提出了一种新的结构动载荷时域反演方法,并推导了基于结构加速度响应的载荷反演模式。相对于现有的时域反演方法,本文给出的载荷反演方法计算简便迅速,不依赖于初始条件,且考虑了测量噪声对于反演结果的影响,并通过高通滤波方式消除了由此带来的误差,保证了反演结果的稳定性。

工程实际中动态载荷的反演是一个难度较高且较为复杂的结构动力学反问题,仍有许多问题亟待解决。文中对于其中的测量噪声、模态选取、测点选择与位置优化给出了初步的处理原则,但由于实际工程问题的复杂性,还有许多其他因素,如建模误差的影响、模态截断问题、载荷作用位置的判断和分布载荷的反演等等未在文中的考虑范围之内,尚需要进一步深入的研究工作。

参考文献(References):

- [1] KAIRL K, Stevens. Force identification problems-an overview [A]. Proceedings of the 1987 Society of Experimental Mechanics Spring Conference on Experimental Mechanics[C]. 1987:838-844.
- [2] DOBSON B J, RIDER E. A review of the indirect calculation of excitation forces from measured structural response data[J]. *Journal of Mechanical Engineering Science: Part C*, 1990, **204**: 69-75.
- [3] CHANG C, SUN C T. Determining transverse impact force on a composite laminate by signal deconvolution[J]. *Experimental Mechanics*, 1989, **29**(4): 414-419.
- [4] YEN C S, WU E. On the inverse problem of rectangular plates subjected to elastic impact. Part I: Method development and numerical verification[J]. *Journal of Applied Mechanics*, 1995, **62**(3): 692-698.
- [5] YEN C S, WU E. On the inverse problem of rectangular plates subjected to elastic impact. Part II: Experimental verification and further applications [J]. *Journal of Applied Mechanics*, 1995, **62**(3): 699-705.
- [6] JACQUELIN E, BENNANI A, HAMELIN P. Force reconstruction: analysis and regularization of a deconvolution problem[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2003, **265**: 81-107.
- [7] 张方,朱德懋. 动态载荷识别的级数方法[J]. 振动工程学报, 1996, **9**(1): 1-8. (ZHANG Fang, ZHU De-mao. Identification of dynamic load based on series of expansion [J]. *Journal of Vibration Engineering*, 1996, **9**(1): 1-8. (in Chinese))
- [8] DESANGHERE G, SNOEYS R. Indirect identification of excitation forces by modal coordinate transformation[A]. Proceedings of the 3rd IMAC[C]. Florida, USA, 1985:685-690.
- [9] ORY G, GLASER H, HLZEPPE D. The reconstruction of force function based on aeroelasticity and structural dynamics[A]. Proceedings of 2nd International Symposium On Aeroelasticity and Structural Dynamics[C]. Aschen, FRG, 1985:164-168.
- [10] 文祥荣,智浩,缪龙秀. 基于模态分析法的结构动载荷识别研究[J]. 北方交通大学学报, 2000, **24**(4): 11-14. (WEN Xiang-rong, ZHI Hao, MIAO Long-xiu. Research on structural dynamic load identification based on modal analysis method[J]. *Journal of Northern Jiaotong University*, 2000, **24**(4): 11-14. (in Chinese))
- [11] 唐秀近. 动态力识别的时域方法[J]. 大连理工大学学报, 1987, **26**(4): 21-27. (TANG Xiujin. Dynamic load identification method in time domain[J]. *Journal of Dalian University of Technology*, 1987, **26**(4): 21-27. (in Chinese))
- [12] 唐秀近. 时域识别动态载荷的精度问题[J]. 大连理工大学学报, 1990, **39**(1): 31-37. (TANG Xiujin. Precision problems of dynamic load identification in time domain [J]. *Journal of Dalian University of Technology*, 1990, **30**(1): 31-37. (in Chinese))
- [13] 初良成,曲乃油,邬瑞锋. 动态载荷识别的时域正演方法[J]. 应用力学学报, 1994, **11**(2): 9-19. (CHU Liang-cheng, QU Nai-you, WU Rei-feng. On the dynamic load identification by using of forward analysis in time domain[J]. *Chinese Journal of Applied Mechanics*, 1994, **11**(2): 9-19. (in Chinese))
- [14] 徐倩,文祥荣,孙守充. 结构动态载荷识别的物细逐步积分法[J]. 计算力学学报, 2002, **19**(1): 53-57. (XU Qian, WEN Xiang-rong, SUN Shou-chong. High precision direct integration scheme for structural dynamic load identification[J]. *Chinese Journal of Computational Mechanics*, 2002, **19**(1): 53-57. (in Chinese))
- [15] 张运良,林皋,王永学,等. 一种改进的动态载荷时域识别方法[J]. 计算力学学报, 2004, **21**(2): 209-215. (ZHANG Yun-liang, LIN Gao, WANG Yong-

- xue, et al. An improved method of dynamic load identification in time domain[J]. *Chinese Journal of Computational Mechanics*, 2004, **21** (2): 209-215. (in Chinese))
- [16] FRANKLIN G F,等. 动态系统的反馈控制(第四版)[M]. 朱齐丹,等,译. 北京:电子工业出版社,2004. (FRANKLIN G F. *Feedback Control of Dynamic Systems* (Fourth Edition) [M]. ZHU Qi-dan, Translate. Beijing: Electronics Industry Press, 2004.)
- [17] 多伊尔,等. 反馈控制理论[M]. 慕春棣,译. 北京:清华大学出版社,1993. (DOYER F. *Theory of Feedback Control* [M]. MU Chun-di, Translate. Beijing: Tsinghua University Press, 1993.)

A dynamic load identification method in time domain based on proportional feedback control principle

LI Hui^{*1}, DING Hua²

(1. National Astronomical Observatories, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100012, China;

2. Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China)

Abstract: A new dynamic load identification method in time domain is proposed based on proportional feedback control principle. In the approach the original open-loop dynamic system is changed into a virtual closed-loop feedback control system by connecting a virtual proportional feedback gain between the output and the structural model. The measured structural acceleration response is selected as the control signal of the virtual closed-loop system, and it is always compared with the output in the controller. The control error is amplified by the feedback gain and input into the control system as feedback until it converges or runs stable. Then the product of the error and the feedback gain that goes through high pass filter is the dynamic load signal to be identified. The method changes the inverse problem into the corresponding direct problem, namely solving structural transient response, for which many widely-used numerical algorithms can be employed, e. g. Newmark method, so its calculation is simple and fast. Moreover, the method is quite convenient for engineering application in that only structural acceleration response is necessary and the exact initial condition is no longer indispensable in the calculation. Because the identification error does not cumulate during the calculation, the stability of the identified result can also be strong. Finally, the effectiveness of the method is proved by the model test and numerical simulation of ice load identification of an offshore platform structure.

Key words: time domain; dynamic load identification; proportional feedback control; numerical simulation; platform model test