

获取界面响应不可测数据的频响探针关键技术研究

王启利¹, 王 军^{1,2}, 卢立新^{1,2}

(1.江南大学,无锡 214122; 2.江苏省食品先进制造装备技术重点实验室,无锡 214122)

摘 要: **目的** 针对传统逆子结构理论在求解过程中界面响应难以实测的问题,提出一种利用频响探针技术来获取该界面响应的关键技术。**方法** 首先基于该频响探针的动力学微分方程,从理论上推导了该频响探针技术的理论公式。对一个含有凹槽的结构进行了有限元仿真,设该凹槽界面处由于物理空间限制难以实测其原点频响函数,利用该频响探针技术获取该界面处难测原点频响函数,并将预测值与有限元计算值进行对比验证。**结果** 预测值与有限元计算值高度吻合,验证了该理论的准确性。**结论** 该频响探针关键技术在获取界面响应不可测数据方面,有很好的应用价值。

关键字: 逆子结构; 频响函数; 频响探针; 界面响应

中图分类号: TB485.3

文献标识码: A

Research on Key Technology for Obtaining Unmeasured Data of the Interface Response

WANG Qi-li¹, WANG Jun^{1,2}, LU Li-xin^{1,2}

1. Jiangnan University, Wuxi 214122, China; 2. Jiangsu Key Laboratory of Advanced Food Manufacturing Equipment and Technology, Wuxi, 214122)

ABSTRACT: The inverse sub-structuring method by using the easily measured system-level FRFs to predict the substructure-level FRFs and the dynamic stiffness of coupling interface. In most engineering application practices, the system-level FRFs from coupling degree of freedoms may not be measured accurately because of there might be some fragile structure in the coupling interface and the difficulties of vibration excitation and response measurement for the coupled interface between components within the limited accessible space. In this paper, the aim is to develop a new FRF-based indirect inverse sub-structuring method for the analysis of the dynamic characteristics of a three-component coupled mechanical system without measuring system-level FRFs at the coupling degree of freedoms. Using a frequency response probe to predict the unmeasured interface auto FRF, the theoretical derivation of the theoretical formula of the frequency response probes is given firstly, then the technology is verified by a finite element simulation, showing exact agreement. The new method shows its great application prospect for obtaining unmeasured data from the coupling interface.

KEY WORDS: inverse substructuring; frequency response function; frequency response probe; interface response

包装动力学是研究产品系统在物流中,受各种冲击和振动的影响下表现出的力学行为的一门学科,通过了解产品的动力学特性,从而更好地指导缓冲包装设计,进而达到保护产品、防止产品破损的目的^[1-2]。数据显示,每年因包装防护不当引起的产品破损达数百亿元^[3]。同时,由于包装防护过度,造成了大量的人力和资源的浪费。目前,物流中的振动和冲击环境下产品防护研究较为薄弱,产品的包装及其在物流中的防护缺乏深入和有效的理论支持与指导。大多数的研究是基于单自由度或线性等极为简化的假设条件,导致理论研究结论与实际不符,难以指导实际设计^[4]。而广泛应用的缓冲包装设计五步法,也是基于确定产品的易损度基础之上的,这既需要大量的实验来获取其易损度,又面临过度包装的风险^[5]。产品的失效是与其关键部件的失效为标准的,因此,以关键部件-产品主体-运载体系统为研究对象更为科学合理,从该系统的角度出发来研究其动力学特性还处于探索阶段。

随着集装化运输的广泛应用,针对由产品、包装、运载体组成的复杂耦合系统的动态响应特性以及耦合界面特征参数识别的研究尤为迫切^[6]。获取其部件水平下的动态响应特性及界面参数,对于产品缓冲包装设计、产品强度评估等具有重要的指导意义。为此,王军、王志伟^[3,6-15]等人将动态逆子结构理论^[16-19]引入到产品运输系统部件动态特性分析,并进一步发展了三级单点耦合、三级多点耦合逆子结构理论,将其应用到关键部件-产品主体-运载体系统的部件动态响应特性分析中,成功地通过车载实验进行了部件动态响应特性在线识别。多数类机电产品其关键部件与产品主体为刚性连接的情况,关键部件的物理形态多数较为复杂,且与产品主体的联接部位结构多样,导致了耦合界面的不确定性及物理空间的局限性。在 FRF 的实际测量中,由于耦合界面物理空间的限制,难以准确布置传感器和激励。针对此类产品,王军^[20]等人又建立了二级、三级刚性耦合逆子结构理论,使得其应用范围大大扩展,但是上述的逆子结构理论预测公式都是基于测量数据完备基础之上的。由于界面的复杂性和物理空间的局限性,使得其应用存在测量信息不完备的风险。

基金信息: 国家自然科学基金(51205167);中央高校基本科研业务费重点项目(JUSRP51403A);教育部博士点基金(20120093120014)江苏省青蓝工程(2014)

作者简介: 王启利(1989—),男,河北张家口人,江南大学硕士生,主攻运输包装。

通讯作者:王军(1982—),男,安徽巢湖人,江南大学教授,主要研究方向为包装动力学。

针对以上问题,提出一种利用频响探针来获取该界面处难测频响的方法^[21]。该频响探针为一根细长的弹性杆,无论从质量上还是体积上都远小于产品主体系统。通过建立该弹性杆两端的动力学微分方程,最终推导出利用该杆自由端处的原点导纳来预测界面连接处的难测原点导纳的理论公式,可以解决界面处由于物理空间限制问题引起的测量信息不完备问题。最后进行数值计算,验证该方法的可行性。

1 刚性连接下的逆子结构理论

1.1 二级单点刚性耦合逆子结构理论

考虑系统的阻尼且在激振力的作用下,结构做线性振动的运动方程表示为:

$$[M]\{\ddot{X}(t)\}+[C]\{\dot{X}(t)\}+[K]\{X(t)\}=\{f(t)\} \quad (1)$$

利用傅里叶变换得到方程(1)的频域形式:

$$(-\omega^2[M]+i\omega[C]+[K])\{X(\omega)\}=\{F(\omega)\} \quad (2)$$

定义动力矩阵(阻抗矩阵):

$$[D]=-\omega^2[M]+i\omega[C]+[K] \quad (3)$$

由于实际测量中存在困难,通常去测量它的逆矩阵,也就是其频率响应函数(FRF)矩阵。频响函数矩阵与动力矩阵的关系为:

$$H(\omega)=D(\omega)^{-1} \quad (4)$$

对于一个有若干子结构组成的系统而言,任何一个子结构都有固定的激励响应关系。通常可表示为图1形式。其中, $o(x)$, $i(x)$, $c(x)$ 分别表示子结构 X 的响应坐标、外部激励坐标和耦合坐标。通过耦合坐标,该子结构与系统其它子结构连接, H_X 表示子结构 X 激励与响应之间的传函关系。其中激励与响应的关系可以表示为:

$$[M_X]\{\ddot{Y}_X\}+[C_X]\{\dot{Y}_X\}+[K_X]\{Y_X\}=\{F_X\} \quad (5)$$

其中, $[M_X]$, $[C_X]$, $[K_X]$ 分别表示质量矩阵、阻尼矩阵、刚度矩阵,下角标 X 表示子结构 X , 设激励 $\{F_X\}$ 为周期力, 将式(5)转换到频域并得到 FRF 的表达式:

$$[H_X]=\begin{bmatrix} [H_X]_{o(x)i(x)} & [H_X]_{o(x)c(x)} \\ [H_X]_{c(x)i(x)} & [H_X]_{c(x)c(x)} \end{bmatrix}=(-\omega^2[M_X]+j\omega[C_X]+[K_X])^{-1} \quad (6)$$

$X=A,B,C,S$

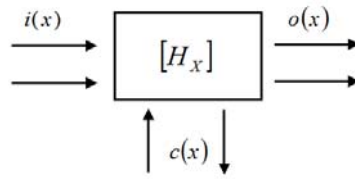


图1 子结构输入输出与耦合示意图

Fig.1 A general substructure representation

式中: $\omega=2\pi f$, 为激励频率, 式(6)可以求出子结构 X 的 FRF 矩阵。矩阵 $[H_X]_{ij}$ 表示子结构 X 的 FRF 矩

阵(在 j 点处激励, i 点处拾取响应时)。比如, 当 $X=A, x=a$ 时, $[H_A]_{o(a)i(a)}$ 表示子结构 A 在 a 点处激励 a 点处响应时的传递函数。设一系统 S 由子结构 A 和子结构 B 通过焊接、铆接等方式连接, 耦合方式为刚性, 耦合界面为 c , 见图2。

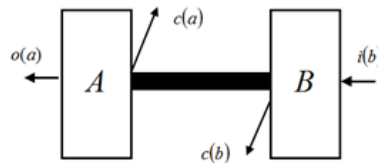


图 2 刚性耦合二级子结构系统

Fig.2 Rigid coupling of two sub-structure system

对于由子结构 A 和 B 组成的系统 S ，其激励与响应的关系同理也可以得到：

$$\begin{Bmatrix} X_{S,o(a)} \\ X_{S,c(x)} \\ X_{S,o(b)} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{S,o(a)i(a)} & H_{S,o(a)c(x)} & H_{S,o(a)i(b)} \\ H_{S,c(x)i(a)} & H_{S,c(x)c(x)} & H_{S,c(x)i(b)} \\ H_{S,o(b)i(a)} & H_{S,o(b)c(x)} & H_{S,o(b)i(b)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_{i(a)} \\ F_{c(x)} \\ F_{i(b)} \end{Bmatrix} \quad (7)$$

基于刚性连接条件下的系统 S ，结合线性叠加原理，引入耦合点内部激励向量 $R_{c(x)}$ ，将激励向量看作是耦合点内部向量和外部激励向量的和，即：

$$\{X_S\} = [H_F]\{F_S\} + [H_R]\{R_{c(x)}\} \quad (8)$$

其中： $[H_F]$ 为子结构未耦合下的频响函数矩阵； $[H_R]$ 为子结构 A 和 B 上耦合点处系统内部耦合频响函数矩阵。

将上式写成展开形式，并结合力平衡和位移协调性条件，得到可由子结构 A 和 B 的水平 FRFs 预测系统水平 FRFs 的子结构理论公式：

$$\begin{bmatrix} H_{S,o(a)i(a)} & H_{S,o(a)c(x)} & H_{S,o(a)i(b)} \\ H_{S,c(x)i(a)} & H_{S,c(x)c(x)} & H_{S,c(x)i(b)} \\ H_{S,o(b)i(a)} & H_{S,o(b)c(x)} & H_{S,o(b)i(b)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{A,o(a)i(a)} & H_{A,o(a)c(x)} & 0 \\ H_{X,c(x)i(a)} & H_{X,c(x)c(x)} & H_{X,c(x)i(b)} \\ 0 & H_{B,o(b)c(x)} & H_{B,o(b)i(b)} \end{bmatrix} \quad (9)$$

$$- \begin{bmatrix} \alpha H_{A,o(a)c(a)} \\ H_{X,c(x)c(x)} \\ \beta H_{B,o(b)c(b)} \end{bmatrix} [D_{AB}] \begin{bmatrix} \alpha H_{A,c(a)i(a)} & H_{X,c(x)c(x)} & \beta H_{B,c(b)i(b)} \end{bmatrix}$$

$$\text{其中：} \quad \alpha = \begin{cases} 1 & x = a, X = A \\ -1 & x = b, X = B \end{cases}, \beta = \begin{cases} 1 & x = b, X = B \\ -1 & x = a, X = A \end{cases}$$

$$D_{AB} = (H_{A,c(a)c(a)} + H_{B,c(b)c(b)})^{-1}$$

其中子结构 A 和子结构 B 的连接方式为刚性，从式 (9) 子结构理论公式中提取子式：

$$H_{S,o(a)i(b)} = H_{A,o(a)c(a)} D_{AB} H_{B,c(b)i(b)} \quad (10)$$

$$H_{S,c(b)c(b)} = H_{B,c(b)c(b)} - H_{B,c(b)c(b)} D_{AB} H_{B,c(b)c(b)} \quad (11)$$

对式 (10) 和 (11) 的形式进行整理，最终可以得到预测子结构 A 的频响函数的间接逆子结构理论公式：

$$H_{A,c(a)c(a)} = (H_{B,c(b)c(b)} - H_{S,c(b)c(b)})^{-1} H_{S,c(b)c(b)} H_{B,c(b)c(b)} \quad (12)$$

$$H_{A,o(a)c(a)} = H_{S,o(a)i(b)} H_{B,c(b)i(b)}^{-1} (H_{A,c(a)c(a)} + H_{B,c(b)c(b)}) \quad (13)$$

式 (12) 和 (13) 即为子结构 A 频响函数预测公式，不难看出，预测公式是基于系统水平下耦合界面处原点 FRF 可测量基础之上的。然而，实际工况下由于耦合界面物理空间限制，导致无法布置传感器，或由于存在脆弱部件难以施加激励，将导致系统水平下耦合界面处的 $H_{S,c(b)c(b)}$ 难以实测，导致逆子结构理论方法无法进行下去，无法顺利预测出子结构 A 的 FRFs。

1.2 三级单点刚柔耦合逆子结构理论

实际工况条件下，将运输系统看作是由关键部件-产品主体-运载体组成的系统更为科学合理，且是一个相对复杂的耦合结构系统。对于大多数产品运输系统而言，产品与运载体通过包装件柔性耦合联接，关键部件与产品主体通常通过焊接、铆接、粘接等方式刚性耦合联接。为此，需建立关键部件-产品-运载体系统三级单点刚柔耦

合系统，其中子结构 A 与子结构 B 通过焊接，粘接等方式进行刚性连接，耦合界面为 c_1 ，子结构 B 与子结构 C 通过弹簧或其他包装缓冲材料柔性连接，耦合界面为 c_2 ，见图 3。

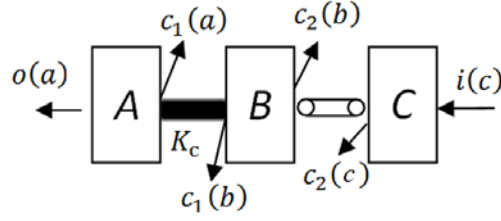


图 3 三级单点刚柔耦合子结构系统

Fig. 3 Single-coordinate coupled three-substructure system

基于分步解耦技术，首先将子结构 B 和子结构 C 看作一整体结构 D ，然后再把子结构 A 和子结构 D 通过刚性连接耦合成系统 S ，见图 4。首先根据二级刚性耦合子结构公式，系统水平 S 的频响函数（FRF）可以由子结构 A 和 D 的 FRFs 表示。进而，在系统 D 中，系统水平 FRFs 可以由子结构 B 和 C 的 FRFs 表示。最终可推导出由子结构 B 和 C 及整个系统水平 FRFs 表示的子结构 A 的 FRF。

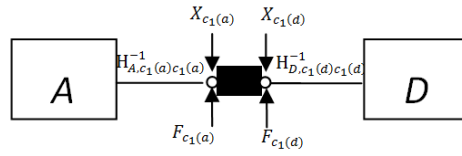


图 4 子结构 A 和 D 的力与位移协调条件

Fig.4 Force and displacement compatibility conditions for substructures A and D

首先把部件 B 和部件 C 看作为一个整体部件 D ，由部件 A 和部件 D 频响传递函数可以得到系统 S 的频响传递函数：

$$\begin{bmatrix} H_{S,o(a)i(a)} & H_{S,o(a)c_1(x)} & H_{S,o(a)i(d)} \\ H_{S,c_1(x)i(a)} & H_{S,c_1(x)c_1(x)} & H_{S,c_1(x)i(d)} \\ H_{S,o(d)i(a)} & H_{S,o(d)c_1(x)} & H_{S,o(d)i(d)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{A,o(a)c_1(x)} & H_{A,o(a)c_1(x)} & 0 \\ H_{X,c_1(x)i(a)} & H_{X,c_1(x)c_1(x)} & H_{X,c_1(x)i(d)} \\ 0 & H_{B,o(d)c_1(x)} & H_{B,o(d)i(d)} \end{bmatrix} \quad (14)$$

$$- \begin{bmatrix} \alpha H_{A,o(a)c_1(a)} \\ H_{X,c_1(x)c_1(x)} \\ \beta H_{B,o(d)c_1(d)} \end{bmatrix} [D] \begin{bmatrix} \alpha H_{A,c_1(a)i(a)} & H_{X,c_1(x)c_1(x)} & \beta H_{B,c_1(d)i(d)} \end{bmatrix}$$

其中：

$$\alpha = \begin{cases} +1 & x=a, X=A \\ -1 & x=d, X=D \end{cases}, \quad \beta = \begin{cases} +1 & x=d, X=D \\ -1 & x=a, X=A \end{cases}$$

$$[D] = (H_{A,c_1(a)c_1(a)} + H_{D,c_1(d)c_1(d)})^{-1}$$

由上述刚性单点耦合二级逆子结构理论预测公式，可以得到由更加易测的子结构 D 与系统频响函数计算子结构 A 的频响函数的预测公式：

$$H_{A,c_1(a)c_1(a)} = \frac{H_{S,c_1(d)c_1(d)} H_{D,c_1(d)c_1(d)}}{H_{D,c_1(d)c_1(d)} - H_{S,c_1(d)c_1(d)}} \quad (15)$$

$$H_{A,o(a)c_1(a)} = \frac{(H_{A,c_1(a)c_1(a)} + H_{D,c_1(d)c_1(d)}) H_{S,o(a)i(d)}}{H_{D,c_1(d)c_1(d)}} \quad (16)$$

上述预测公式中的系统水平频响矩阵 $H_{S,c_1(d)c_1(d)}$ ， $H_{S,o(a)i(d)}$ ，与由子结构 A ， B ， C 组成的系统中频响矩阵

$H_{S,c_1(b)c_1(b)}$ ， $H_{S,o(a)i(c)}$ 对应相等。

下面分析由子结构 B 和 C 组成的柔性耦合系统 D ，可利用二级子结构理论公式可分别求得用子结构 B 和 C

的频响矩阵来表示的上述公式中所涉及到的部件 D 的 FRFs:

$$H_{D,c_1(d)c_1(d)} = H_{D,o(b)i(b)} = H_{B,o(b)i(b)} - H_{B,o(b)c_2(b)} D_{BC} H_{B,c_2(b)i(b)} \quad (17)$$

$$H_{D,c_1(d)i(d)} = H_{D,o(b)i(c)} = H_{B,o(b)c_2(b)} D_{BC} H_{C,c_2(c)i(c)} \quad (18)$$

$$D_{BC} = [H_{B,c_2(b)c_2(b)} + H_{C,c_2(c)c_2(c)} + K_{c_2}^{-1}]^{-1} \quad (19)$$

其中子结构 B 与 C 之间的耦合刚度 K_{c_2} 是未知的, 现将子结构 A 和 B 整体当作子结构 E , 然后子结构 E 和子结构 C 组成一个二级子结构耦合系统, 根据二级柔性耦合逆子结构理论, 耦合界面动刚度预测公式有:

$$K_{c_2} = \frac{H_{S,c_2(c)c_2(c)}}{H_{S,c_2(e)c_2(e)} H_{S,c_2(c)c_2(c)} - H_{S,c_2(c)c_2(e)} H_{S,c_2(e)c_2(c)}} \quad (20)$$

其中 $[H_S]_{c_2(e)c_2(e)}$, $[H_S]_{c_2(c)c_2(c)}$, $[H_S]_{c_2(e)c_2(c)}$ 分别和 $[H_S]_{c_2(b)c_2(b)}$, $[H_S]_{c_2(c)c_2(b)}$, $[H_S]_{c_2(b)c_2(c)}$ 对应相等。将式 (17), (18) 带入到式 (15), (16), 最终可以得到由系统水平频响函数和部件 B 和 C 的频响函数, 求解子结构 A 的频响函数的理论预测公式:

$$H_{A,c_1(a)c_1(a)} = \frac{H_{S,c_1(b)c_1(b)} (H_{B,o(b)i(b)} - H_{B,o(b)c_2(b)} D_{BC} H_{B,c_2(b)i(b)})}{(H_{B,o(b)i(b)} - H_{B,o(b)c_2(b)} D_{BC} H_{B,c_2(b)i(b)}) - H_{S,c_1(b)c_1(b)}} \quad (21)$$

$$H_{A,o(a)c_1(a)} = \frac{(H_{A,c_1(a)c_1(a)} + H_{B,o(b)i(b)} - H_{B,o(b)c_2(b)} D_{BC} H_{B,c_2(b)i(b)}) H_{S,o(a)i(c)}}{H_{B,o(b)c_2(b)} D_{BC} H_{C,c_2(c)i(c)}} \quad (22)$$

$$D_{BC} = [H_{B,c_2(b)c_2(b)} + H_{C,c_2(c)c_2(c)} + K_{c_2}^{-1}]^{-1} \quad (23)$$

其中:

$$K_{c_2} = \frac{H_{S,c_2(c)c_2(b)}}{H_{S,c_2(b)c_2(b)} H_{S,c_2(c)c_2(c)} - H_{S,c_2(c)c_2(b)} H_{S,c_2(b)c_2(c)}} \quad (24)$$

式 (21) 和 (22) 即为三级单点刚柔耦合间接逆子结构理论公式。当由于客观条件限制, A 部件不便测量时, 可利用系统水平 FRF 和部件 B 和 C 的实测频响函数数据进行预测, 获取部件 A 的动态响应特性, 以便更好地进行产品包装运输系统动力学特性分析和缓冲包装设计。然而, 实况条件下, 由于刚性或柔性耦合界面处存在脆弱部件或物理空间的限制, 导致无法准确布置传感器和施加激励, 此界面处的原点频响无法实测, 从而导致预测公式的测量信息不完备, 无法准确预测出子结构 A 的动态特性及柔性耦合界面的等效动刚度。

2 利用频响探针预测界面处难测原点导纳

如图 5 所示, 用 $u(x,t)$ 表示该弹性杆的轴向变形, 建立其动力学微分方程:

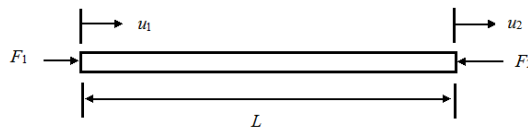


图 5 匀质自由弹性杆示意图

Fig.5 Free body diagram of a uniform bar

$$\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} \quad (25)$$

其中, c 表示声波在材料内的传播速度, 设杆的弹性模量为 E , 密度为 ρ , 则有:

$$c^2 = \frac{E}{\rho} \quad (26)$$

微分方程 (25) 的解有如下形式:

$$u(x, t) = \left[C_1 \sin \frac{\omega x}{c} + C_2 \cos \frac{\omega x}{c} \right] \sin(\omega t + \phi) \quad (26)$$

ω 表示角频率, C_1, C_2, ϕ 为常数, 并由初始条件和边界条件决定。基于此, 该杆左端的边界条件为:

$$\begin{cases} a_1 = -\omega^2 u \Big|_{x=0} = -\omega^2 C_2 \sin(\omega t + \phi) \\ F_1 = -AE \frac{\partial u}{\partial x} \Big|_{x=0} = -AE \frac{\omega}{c} C_1 \sin(\omega t + \phi) \end{cases} \quad (27)$$

该杆右端的边界条件为:

$$\begin{cases} a_2 = -\omega^2 u \Big|_{x=L} = -\omega^2 \left[C_1 \sin \left(\frac{\omega L}{c} \right) + C_2 \cos \left(\frac{\omega L}{c} \right) \right] \sin(\omega t + \phi) \\ F_2 = -AE \frac{\partial u}{\partial x} \Big|_{x=L} = -AE \frac{\omega}{c} \left[C_1 \cos \left(\frac{\omega L}{c} \right) + C_2 \sin \left(\frac{\omega L}{c} \right) \right] \sin(\omega t + \phi) \end{cases} \quad (28)$$

其中, a_1, a_2 分别表示杆的左右两端的加速度, A 表示杆的横截面积。为了表示方便, 现定义一个无量纲参数 α :

$$\alpha = \frac{\omega L}{c} = \frac{\omega}{\sqrt{K_r/m_r}} \quad (29)$$

其中, K_r 表示杆的刚度, $K_r = \frac{AE}{L}$; m_r 表示为弹性杆的质量, $m_r = \rho AL$ 。 α 可以理解为是频率比, 即 $\alpha = \omega/\omega_r$, $\omega_r = \sqrt{K_r/m_r}$, 由式 (27), (28) 可得到简化后的弹性杆的左右两端的状态向量:

$$\begin{cases} a_2 = a_1 \cos \alpha + F_1 \frac{\alpha \sin \alpha}{m_r} \\ F_2 = -a_1 \frac{m_r \sin \alpha}{\alpha} + F_1 \cos \alpha \end{cases} \quad (30)$$

然后, 根据频响函数 FRF 的定义, 现定义弹性杆两端的原点频响函数 (原点导纳):

$$H_{22} = \frac{a_2}{F_2} \quad (31)$$

$$H_{11} = \frac{a_1}{F_1} \quad (32)$$

根据式 (30) — (32) 可以得到:

$$H_{22} = \frac{\frac{\alpha \sin \alpha}{m_r} + H_{11} \cos \alpha}{\cos \alpha - H_{11} \frac{m_r \sin \alpha}{\alpha}} \quad (33)$$

式 (35) 即为由弹性杆自由端原点导纳来预测另一端原点导纳的理论公式。可以将该弹性杆的一端与耦合界面处通过粘接等方式刚性连接, 将该弹性杆当作一频响探针, 由于该弹性杆质量和体积远小于待测结构主体, 可以利用该方法解决由于界面物理空间限制难以实测该界面处频响的问题。

3 数值仿真实验

为了进一步验证该频响探针技术在获取界面难测频响方面的有效性和准确度,现对一带有凹槽的结构进行有限元仿真计算。设该凹槽为连接界面,当与其他部件相互耦合时,由于其物理空间的限制,难以准确布置激励及施加传感器,无法获取该界面处的原点导纳,导致测量信息的不完备,难以应用逆子结构理论获取系统某部件的动态特性以及耦合界面的特征参数。高效获取该界面处原点导纳,构建完备频响数据显得尤为迫切。

如图 6 所示,为频响探针测量原理验证模型,目标测点设位于耦合界面处。板状质量块尺寸为: $600\text{ mm}\times 300\text{ mm}\times 20\text{ mm}$, 凹槽尺寸为: $300\text{ mm}\times 35\text{ mm}\times 10\text{ mm}$, 频响探针尺寸为: $R=10\text{ mm}$, $L=100\text{ mm}$, 质量块与频响探针的物理参数一致: 密度为 $7.6\times 10^{-6}\text{ kg/mm}^3$, 弹性模量为 200 kN/mm^2 , 泊松比为 0.32。

将板状质量块模型导入有限元软件 ANSYS Workbench 中, 利用谐响应分析模块获取测点 c 处的加速度频响函数, 并将此计算值作为测点 c 处的精确值。再对施加频响探针的测试系统模型进行有限元分析, 获取探针自由端测点 p 处的加速度频响。代入预测公式 (33) 来预测测点 c 处的难测原点导纳, 并将该预测值与上面得到的精确值进行对比, 见图 7。

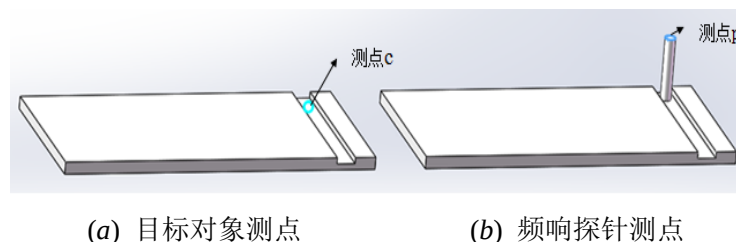


图 6 频响探针测量原理验证模型

Fig. 6 Measurement model of frequency response probes

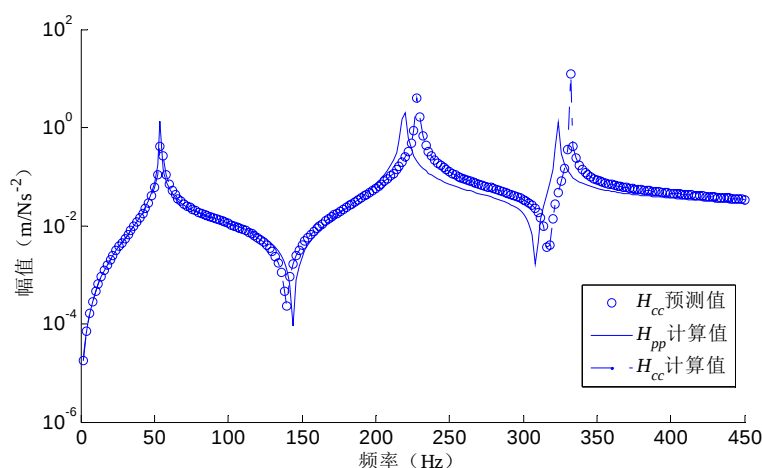


图 7 界面处测点 c 原点导纳的预测值与计算值对比

Fig.7 Comparison of predicted and calculated auto-FRF in measured point c

由图 7 可得, 测点 c 处的原点导纳的预测值与计算值完全吻合, 表明该频响探针技术在解决由于物理空间限制导致的界面响应难测问题方面, 有很好的应用价值。该方法的提出为逆子结构理论测量信息不完备问题, 提供了一种解决思路, 通过在界面处施加一结构简单的频响探针, 利用易测频响函数来预测难测频响数据, 从而为逆子结构理论的最终实现构建了完备频响数据。

4 结论

由于产品运输系统是一个相对复杂的耦合系统, 而以关键部件破损为标志的产品失效行为已被广泛认可。因此, 以关键部件-产品主体-运载体作为系统来对产品特性进行分析, 更为科学合理, 从系统的角度研究和分析其关键部件的动力学特性及包装耦合界面特征参数的识别, 对于缓冲包装的设计和评价具有指导意义。逆子结构理论是近年来提出的一种实用的预测部件动态响应特性和界面特征参数的理论方法, 相继发展了三级单点、多点柔柔、刚柔耦合下的逆子结构理论, 并发展了相应的数据处理技术及误差分析理论。传统的逆子结构理论都是基于测量信息完备条件下建立的。实际上, 由于耦合界面的复杂性和空间的局限性, 极易出现测量信息不完备的风险, 成为阻碍逆子结构理论发展的难题。基于频响探针技术可以有效预测界面处难测原点导纳, 通过简单易测的操作就可以高效预测出界面处难测数据。给出了理论推导过程, 最后又建立有限元仿真模型进行了数值验证, 结果显示预测值与计算值完全吻合。该频响探针技术为逆子结构理论在工程中的实际应用提供了理论支撑, 从而更好地对产品包装系统进行在线评价和优化设计。

参考文献

- [1] NEWTON R E. Fragility Assessment Theory and Practice[R]. Monterey Research Laboratory, Inc. Monterey, California, 1968.
- [2] BURGESS G J. Product Fragility and Damage Boundary Theory[J]. Packaging Technology and Science, 1988, 15(10): 5—10.
- [3] 王军. 产品破损评价及其防护包装动力学理论研究[D]. 无锡: 江南大学, 2009.
WANG Jun. Theoretical Study on Product Damage Evaluation and Protective Packaging Dynamics[D]. Wuxi: Jiangnan University, 2009.
- [4] 张元标. 产品运输包装系统逆子结构分析方法研究[D]. 珠海: 暨南大学, 2013.
ZHANG Yuan-biao. The Study on Inverse Substructure Analysis Method of Product Transport Packaging System [D]. Zhuhai: Jinan University, 2013.
- [5] 兰菊. 浅析缓冲包装设计六步法及其局限性[J]. 印刷质量与标准化, 2011.
LAN Ju. Analysis of Cushion Packaging Design Six-step Method and Its Limitations[J]. Printing Quality & Standardization, 2011.
- [6] 王军, 卢立新, 王志伟, 等. 多级耦合系统界面动态特性预测的间接逆子结构理论[J]. 包装工程, 2011, 22(21): 1—3.
WANG Jun, LU Li-xin, WANG Zhi-wei, et al. Indirect Inverse Substructure Method for Dynamic Characteristic Prediction of Multi-level Coupled System Interface[J]. Packaging Engineering, 2011, 22(21): 1—3.
- [7] 王军, 王志伟, 卢立新, 等. 多部件耦合包装系统逆子结构分析一般性理论[J]. 振动与冲击, 2014(7): 58—62.
WANG Jun, WANG Zhi-wei, LU Li-xin, et al. Generalized Inverse Substructuring Method for Multi-component Coupled Packaging System[J]. Journal of Vibration and Shock, 2014(7): 58—62.
- [8] 王军, 卢立新, 王志伟, 等. 多级耦合系统界面动态特性预测的间接逆子结构理论[J]. 包装工程, 2011, 22(21): 1-3.
WANG Jun, LU Li-xin, WANG Zhi-wei, et al. Indirect Inverse Substructure Method for Dynamic Characteristic Prediction of Multi-level Coupled System Interface[J]. Packaging Engineering, 2011, 22(21): 1—3.
- [9] WANG J, HONG X, QIAN Y, et al. Inverse Sub-Structuring Method for Multi-Coordinate Coupled Product Transport System[J]. Packaging Technology and Science, 2014, 27(5): 385-408.
- [10] WANG J, WANG Z, LU L. Step-by-step Decoupling Method for Inverse Substructuring Analysis of A Three-component Coupled Packaging System[J]. Journal of Vibration and Control, 2013,
- [11] WANG J, SUN G, LU L, et al. General Formulation of Inverse Substructuring Method for Multicoordinate Coupled System[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2014,
- [12] WANG J, SUN G, LU L, et al. Indirect Inverse Sub-structuring Theory for Coupling Dynamic Stiffness Identification of Complex Interface Between Packaged Product and Vehicle Transport System[J]. Packaging Technology and Science, 2014,
- [13] WANG Zhi-wei, WANG Jun. Inverse Substructure Method of Three-Substructures Coupled System and Its Application In Product-Transport-System[J]. Journal of Vibration and Control, 2011, 17(6): 943—951.
- [14] WANG Zhi-wei, ZHANG Y B. Dynamic Characteristic Analysis of Refrigerator - Truck Transport System by Using Inverse Substructure Method[J]. Packaging Technology and Science, 2014, 27(11): 883—900.
- [15] WANG Zhi-wei, WANG J. Inverse Substructure Method of Three-substructure Coupled System and Its Application in Product-transport-system[J]. Journal of Vibration and Control, 2011, 17(6): 943—952.
- [16] LIM T C, STEYER G C. An Improved Numerical Procedure for the Coupling of Dynamic Components Using Frequency Response Functions. Proceedings of the 9th International Modal Analysis Conference, Florence, Italy, 1991.
- [17] ZHEN J, LIM T C, LU G Q, et al. Experimental Determination of Automotive System Response Characteristics[J]. Journal of Passenger Cars: Mechanical Systems, 2001, 110(6): 1755—1762.
- [18] ZHEN J. Development of a Spectral-based Substructuring Technique for Modeling and Vibratory Response of Complex Vehicle Structures[D]. Alabama: University of Alabama, 2000.
- [19] ZHEN J, LIM T C, LU G Q. Determination of System Vibratory Response Characteristics Applying a Spectral-based Inverse Sub-structuring Approach[J]. Part II: Motor Vehicle Structures. Int. J. Vehicle Noise and Vibration, 2004, 1(1-2): 31—67.

- [20]WANG Jun,LU Li-xin,QIAN P J,et.al.Indirect Inverse Substructuring Method for Multibody Product Transport System with Rigid and Flexible Coupling[J].Shock and Vibration,2015,
- [21]C.Q.Liu,ROGER Pawlowski,JEFF.O.A New Method for Obtaining FRF of a Structure in Area Where Impact Hammer Cannot Reach[R]. SAE Noise and Vibration Conference and Exhibition,2007:1966—1968.