

中华人民共和国国家标准

GB/T 15168—2013
代替 GB/T 15168—1994

振动与冲击隔离器静、动态性能测试方法

Vibration and shock isolators measuring method for its static and dynamic characteristics

2013-09-18 发布

2014-06-01 实施

中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局 发布
中国国家标准化管理委员会

目 次

前言	III
1 范围	1
2 规范性引用文件	1
3 术语和定义	1
4 测试分类与原理	2
5 静态性能测试	2
6 动态性能测试	4
7 冲击性能测试	15
附录 A (资料性附录) 动态测试原理	19
附录 B (资料性附录) 冲击测试原理	28

前 言

本标准按照 GB/T 1.1—2009 给出的规则起草。

本标准代替 GB/T 15168—1994《振动与冲击隔离器性能测试方法》。

本标准与 GB/T 15168—1994 相比,主要技术变化如下:

- 修改标准名称为《振动与冲击隔离器静态性能测试方法》;
- 增加了“术语和定义”章节(见第 3 章);
- 增加了“静态性能测试”中隔离器布置形式的描述(见 5.3);
- 修订了静态性能测试时加载速度及额定载荷静变形测试方法(见 5.4.2);
- 修订了静载荷-静变形曲线测试方法(见 5.4.3);
- 增加了“静态性能测试”中的“蠕变测试”(见 5.4.5);
- 增加了“椭圆法”中分别用传递力和输入力求动刚度的测试方法(见 6.4.1.3);
- 合并了“动态性能测试”中基础激振、恒定载荷激振及变载荷激振法为“激振扫描法”(见 6.4.2);
- 修订了“动态性能测试”中“锤击法”改为“自振衰减法”(见 6.4.3);
- 增加了隔离器“动态性能测试”中的“机械阻抗测试”(见 6.4.4);
- 增加了冲击刚度及冲击损耗因子性能参数及其测试方法(见 7.4.3 及 7.4.5);
- 增加了冲击特性的非线性描述及其测试方法(见 7.4.7);
- 增加了“阻抗测试原理”(见附录 A.2);
- 修订了“冲击性能测试原理”(见附录 B)。

本标准由全国机械振动、冲击与状态监测标准化技术委员会(SAC/TC 53)归口。

本标准起草单位:中国船舶重工集团公司第七〇四研究所。

本标准主要起草人:管月英、郭云松、潘国培、冯海军。

本标准所替代标准的历次版本发布情况为:

- GB/T 15168—1994。

振动与冲击隔离器静、动态性能测试方法

1 范围

本标准规定了振动与冲击隔离器的静态性能、动态性能,测试分类与原理及冲击性能的测试方法。本标准适用于各种材质、类型及用途的线性和非线性隔离器的性能测试。

2 规范性引用文件

下列文件对于本文件的应用是必不可少的。凡是注日期的引用文件,仅注日期的版本适用于本文件。凡是不注日期的引用文件,其最新版本(包括所有的修改单)适用于本文件。

GB/T 5170.13—2005 电工电子产品环境试验设备基本参数检定方法 振动(正弦)试验用机械振动台

GB/T 5170.14—2009 电工电子产品环境试验设备基本参数检定方法 振动(正弦)试验用电动振动台

GB/T 5170.15—2009 电工电子产品环境试验设备基本参数检定方法 振动(正弦)试验用液压振动台

GB/T 6592 电工和电子测量设备性能表示

3 术语和定义

下列术语和定义适用于本文件。

3.1

复刚度 **complex stiffness**

由弹性力和其成正交的结构阻尼力合成的隔离器动态传递力与相应位移之比。

3.2

动刚度 **dynamic stiffness**

作用在隔离器上的动态弹性力与相应的位移之比。

3.3

损耗刚度 **loss of stiffness**

作用在隔离器上的与位移成正比、与速度相位相反的结构阻尼力与相应位移之比。隔离器损耗刚度即为隔离器结构阻尼系数。

3.4

损耗因子 **loss factor**

损耗刚度与弹性刚度之比,即隔离器结构阻尼系数与弹性刚度的之比。

3.5

冲击刚度 **shock stiffness**

隔离器冲击弹性力与其冲击位移之比。

4 测试分类与原理

4.1 测试分类

隔离器的性能测试包含：

- a) 静态性能测试；
- b) 动态性能测试；
- c) 冲击性能测试。

4.2 测试原理

根据达郎贝尔原理,在弹性系统中惯性力、阻尼力、弹性力与外力平衡,假定弹性系统中刚度为复刚度、阻尼为结构阻尼、输入为简谐信号的条件下建立力平衡方程式并求解,从而可求出静、动及冲击状态下隔离器性能参数。静态性能测试中惯性力为零,作用力与弹性力相等;冲击性能测试中,输入力为瞬态值,隔离器的冲击弹性力是冲击变形(或速度)的函数。隔离器的动态及冲击性能测试原理详见附录 A 及附录 B。

4.3 测试环境条件

对温度敏感的隔离器,应放置在 $25\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 环境温度内,直至隔离器与试验环境温度一致后,方可进行静、动态性能测试。

5 静态性能测试

5.1 静态性能参数

隔离器静态性能包含：

- a) 额定载荷静变形；
- b) 额定载荷静刚度；
- c) 静载荷与静变形关系曲线；
- d) 蠕变量。

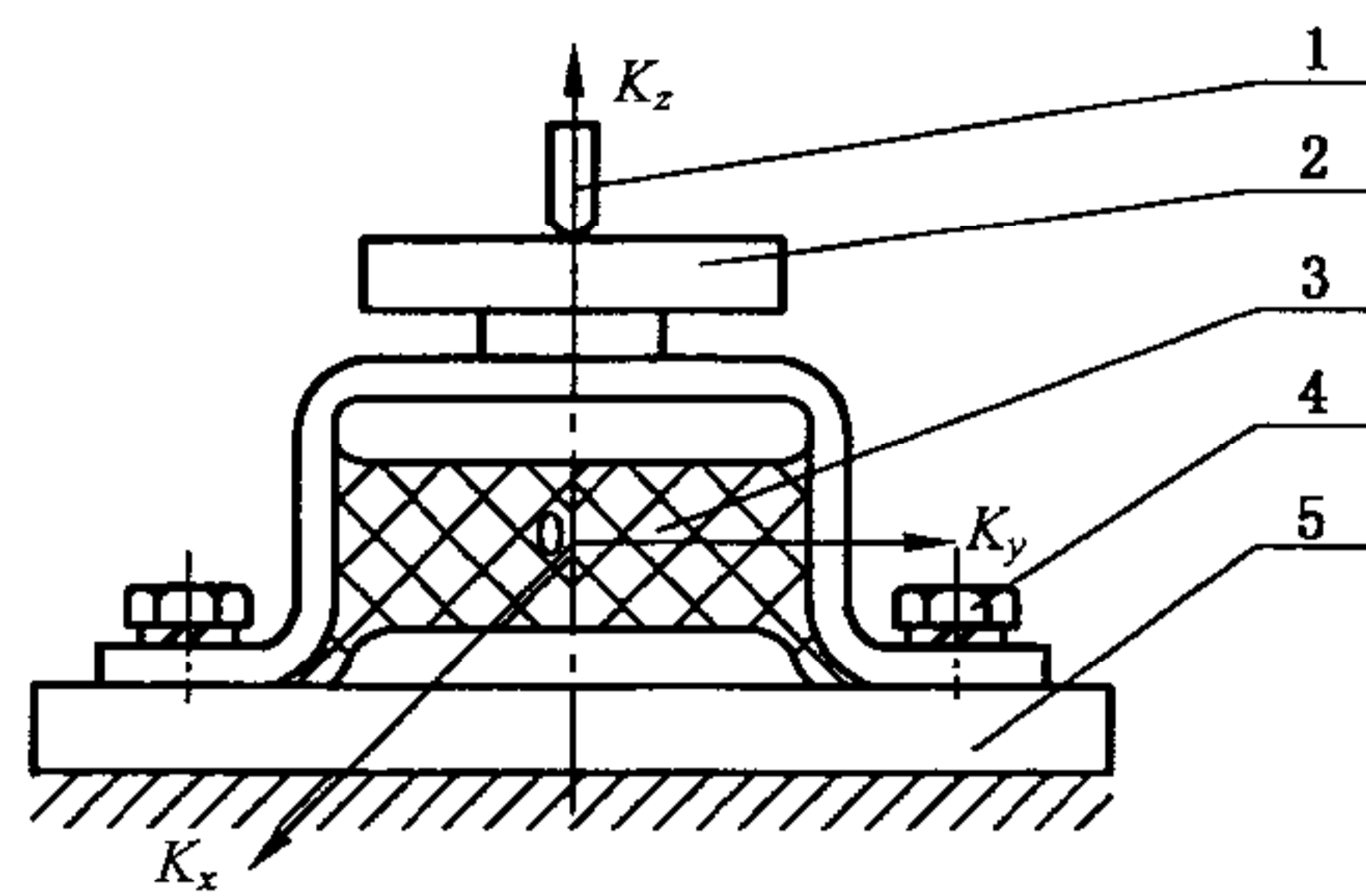
5.2 测试设备及仪器

测试设备及仪器包含：

- a) 加载装置——能均匀加载的装置(最大载荷应满足试验载荷需求)或加载砝码；
- b) 测力装置——测量误差 $\pm 1\%$ ；
- c) 位移测量仪——测量误差 $\pm 1\%$ 。

5.3 隔离器试验布置形式

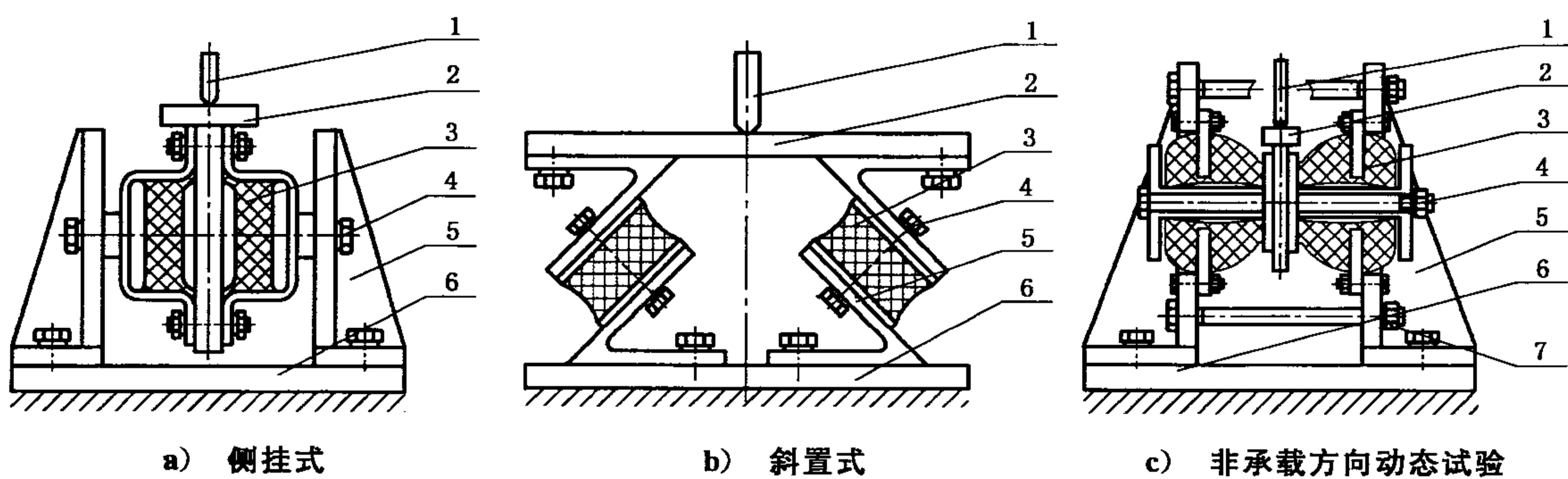
隔离器安装方式通常为平置、侧挂、吊挂及斜置等,隔离器静、动态刚度性能参数测试时施加的静态载荷(或预紧力)方向应与使用状态保持一致。隔离器通常有三向静、动态性能参数,方向如图 1 所示。除常用平置安装外,在承载方向及非承载方向(垂直承载方向)试验工夹具参见图 2a)~图 2c)所示。对非承载方向进行动态性能测试时[如图 2c)],应在承载方向预加额定(或使用)静载荷使其产生预紧变形,激振力施加在非承载刚度方向上。



说明:

- 1——力杆;
- 2——力板;
- 3——隔离器;
- 4——连接螺栓;
- 5——基础。

图 1 平置式隔离器试验安装示图



- a) 侧挂式
- b) 斜置式
- c) 非承载方向动态试验
- 说明:
- 1——力杆;
 - 2——力板;
 - 3——隔离器;
 - 4——连接螺栓;
 - 5——三角架;
 - 6——基础;
 - 7——预紧螺栓。

图 2 隔离器试验工夹具示图

5.4 测试程序

5.4.1 预加载

隔离器在测试方向上重复进行三次预加载、卸载,载荷范围从零加至额定载荷的 1.25 倍后保持 30 s,再逐步卸载至零,隔离器变形速度应均匀。

5.4.2 额定载荷静变形测试

隔离器从零加载至额定载荷,当变形量 ≤ 5 mm 时,加载速度 ≤ 1 mm/min;当变形量 > 5 mm 时,加载速度 ≤ 5 mm/min。隔离器额定载荷下变形值即为隔离器额定载荷静变形。

5.4.3 静载荷与静变形关系曲线

隔离器从零加载至 1.25 倍额定载荷,加载速度同 5.4.2,同时记录各点(最少 10 点,其中含 0.9 倍、1 倍及 1.1 倍额定载荷)加载时的变形值。根据测得的各点静载荷 P_i 及加载时的静变形值 X_i ,绘制静载荷-静变形关系曲线。

5.4.4 静刚度计算

第 i 点静刚度 K_j^i 按式(1)计算:

$$K_j^i = \frac{P_{i+1} - P_{i-1}}{X_{i+1} - X_{i-1}} \dots\dots\dots(1)$$

式中:

P_{i-1} 、 P_{i+1} ——分别为 P_i 点前、后的静载荷,单位为牛顿(N);
 X_{i-1} 、 X_{i+1} ——分别为 P_i 点前、后对应的静变形值,单位为米(m)。

当 $P_i = P_0$ 时隔离器额定载荷静刚度 K_j 按式(2)计算:

$$K_j = \frac{1.1P_0 - 0.9P_0}{X_{1.1} - X_{0.9}} \dots\dots\dots(2)$$

式中:

P_0 ——隔离器额定静载荷,单位为牛顿(N);
 $X_{1.1}$ ——在 1.1 倍额定载荷时隔离器的静变形值,单位为米(m);
 $X_{0.9}$ ——在 0.9 倍额定载荷时隔离器的静变形值,单位为米(m)。

5.4.5 蠕变测试

5.4.5.1 测试程序

隔离器加载前测量原始高度,将隔离器加载至额定载荷并保持,初始 6 h 中每隔 1 h 测量一次蠕变值和环境温度,6 h 以后每 24 h 测量一次蠕变值和环境温度,至少持续 10 d。

5.4.5.2 测试结果计算

测试结果计算如下:

a) 蠕变量

隔离器蠕变量 Δ 按式(3)计算:

$$\Delta = \Delta_2 - \Delta_1 \dots\dots\dots(3)$$

式中:

Δ_1 ——加载 1 h 时隔离器变形量,单位为毫米(mm);
 Δ_2 ——加载 10 d 时隔离器变形量(一般 10 d 后变形量应趋于稳定),单位为毫米(mm)。

b) 绘制蠕变曲线

取时间(h)为横坐标,变形量(mm)为纵坐标,绘制蠕变曲线。

6 动态性能测试

6.1 动态性能参数

隔离器动态性能包含:

a) 线性隔离器动刚度;

- b) 损耗因子;
- c) 额定载荷下固有频率;
- d) 传递率或幅-频特性;
- e) 非线性隔离器动刚度与静载荷、振幅的关系曲线;
- f) 机械阻抗特性。

6.2 动态性能测试方法

本标准规定隔离器动态性能参数测试方法参见附录 A 动态测试原理,其中包括椭圆法、激振扫描法、自振衰减法和机械阻抗法等四种方法。

6.3 测试系统及被试系统安装通用要求

6.3.1 激振装置

激振装置应采用能产生变频简谐激励或白噪声激励的振动试验机、电磁激振器或振动台等,为避免与被试系统发生耦合效应,装置的上限激振频率应大于 4 倍的被试系统固有频率。激振扫描法中通过激振器或基础台面进行激振时,激振设备工作下限频率应低于测试系统共振频率的 1/3。

通过机械阻抗法确定隔离器动态性能参数,需在专用的隔离器机械阻抗检测装置上进行。

6.3.2 激励波形

激励设备提供的正弦波形失真度、频率及位移指示等基本参数,应符合 GB/T 5170.13—2005、GB/T 5170.14—2009、GB/T 5170.15—2005 附录 B 的相关规定。台面均匀度、横向振动分量、白噪声激励的平直度等应控制在 5% 以内。

6.3.3 测量系统

测量系统包含加速度(或速度、位移)传感器、力传感器、电荷放大器和测试分析仪等。为尽量减少测量系统各通道间的相位差,应分别采用一致性较好的传感器、放大器和分析仪等。测量仪器的频率范围、频率响应非线性及精度应符合 GB/T 6592 的规定。

6.3.4 测试系统标定

测量前需对传感器灵敏度、导线、电荷放大器及测试分析仪组成的测量通道进行系统标定,测试频段内非线性度应 $\leq 3\%$ 。

6.3.5 测试设备定期检验

测试设备及测量仪器应经国家认可的计量部门定期标定、具有计量合格证书,并在计量有效使用期内使用。

6.3.6 隔离器的安装

隔离器安装状态应保证激振力方向与隔离器被试方向一致,并在被试方向上产生单一平动位移,而不应耦合其他方向的位移与转动。隔离器应根据额定载荷或使用载荷在承受静载荷方向上施加预紧变形。被试系统各部件之间应紧固连接并采用防松措施。

6.3.7 传感器的固定和安装

测量振动的传感器应靠近系统质量、台面中心线附近,测量传递力的力传感器一端固定在隔离器的

输出端中心线方向上(若不能满足,可多点布置),另一端固定在速度趋近零的刚性基础上。传感器与各部件之间紧固连接。

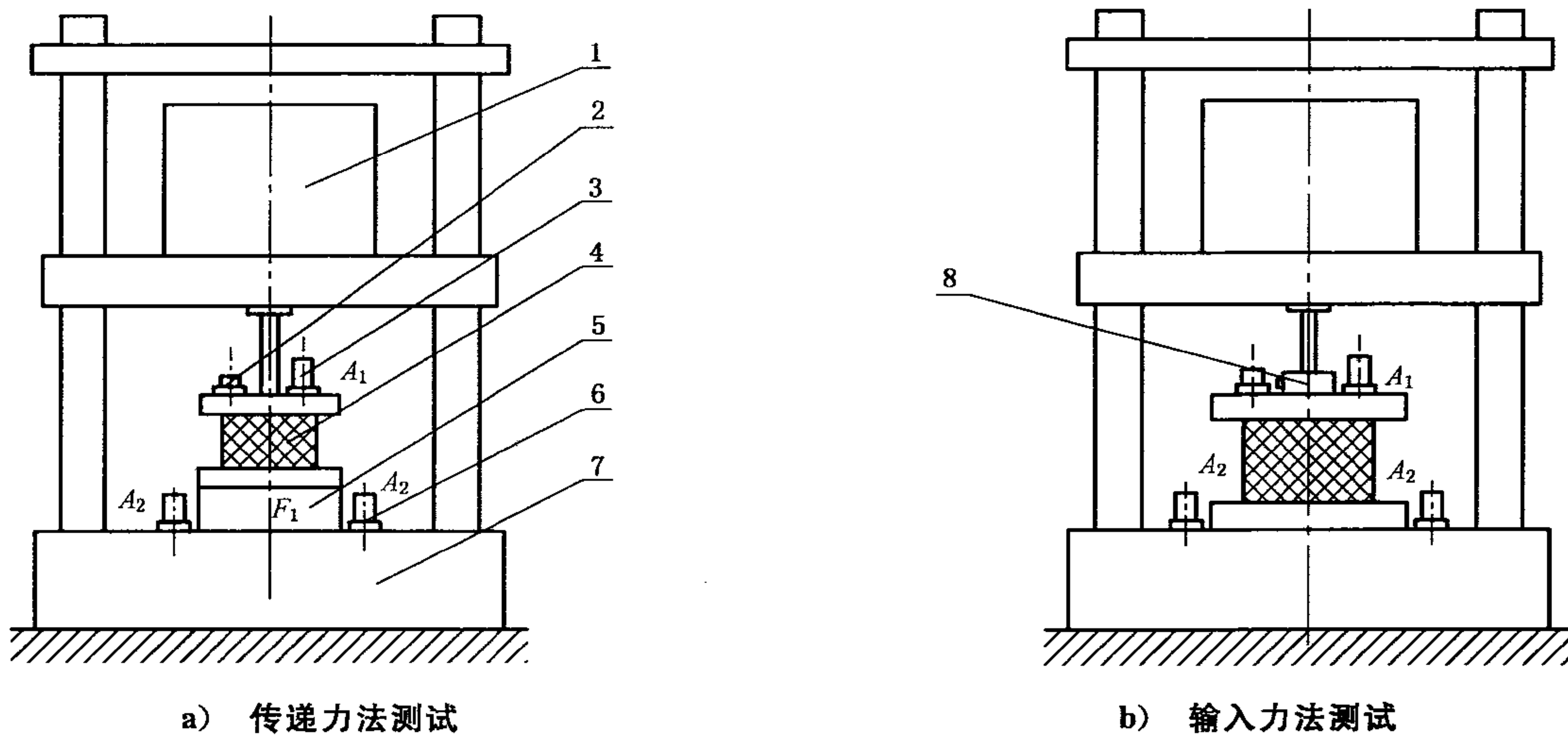
6.4 测试程序及测试结果计算

6.4.1 椭圆法

6.4.1.1 被试系统安装

椭圆法是利用振动试验机在低频激振时,通过测量隔离器传递力及变形时域波形求隔离器的动态参数。当采用输入力求隔离器动刚度时,为忽略被试系统惯性力的影响,必须采用低频激振。

根据隔离器使用安装状态,确定承载方向,选择试验工夹具。根据振动试验机具体使用方法,安装布置传感器。当测量传递力时,力传感器布置在隔离器输出端,并与基础固定,如图 3a)所示。当测量输入力时,力传感器布置在隔离器输入端,如图 3b)所示。在接近激振力作用点和输出点处布置加速度(或速度、位移)传感器,使输入力作用中心、被试弹性元件刚度中心及力传感器中心共线。



说明:

- 1——振动试验机;
- 2——位移传感器;
- 3——加速度传感器(输入端);
- 4——隔离器;
- 5——力传感器(输出端);
- 6——加速度传感器;
- 7——台体;
- 8——力传感器(输入端)。

图 3 振动试验机示图

6.4.1.2 测试程序

6.4.1.2.1 试验前检查

检查力和加速度测试系统各通道信号是否正常,如有干扰需排除,待正常后记录输入点环境背景结构噪声 A_{n1} 。

6.4.1.2.2 施加静载荷

为减小隔离器残余变形,应按 5.4.1 进行预加载后,对隔离器施加额定(或使用)载荷,同时记录最后一次加载时隔离器静变形。

6.4.1.2.3 施加激振力

激振幅值参考表 1。当利用传递力-变形迟滞回线求隔离器的动态参数时,由于系统在低频下刚度特性占主导,激励频率采用低频。当利用输入力-变形迟滞回线求隔离器的动态参数时,必须使激振频率小于被试系统共振频率的十分之一,若找不到系统共振点,可使激振频率小于上限激振频率的十分之一,则此时传递力近似等于输入力。

表 1 激振振幅参考值

激振频率/Hz	参考幅值	
	位移/mm	加速度/(m/s ²)
<8	>1	—
8~15	0.7±0.3	—
15~25	0.3±0.1	—
>25	—	5±0.5

6.4.1.2.4 检查基础刚性

若 $A_1/A_2 \geq 10$,则测量有效,否则应提高激振力幅值。 A_1 为输入端加速度值, A_2 为输出端(即台面)加速度值。

6.4.1.2.5 绘制迟滞回线

记录传递力及位移时域波形,以位移 X 为横坐标、传递力 F 为纵坐标,绘制传递力-位移迟滞回线,如图 4 所示。图中最大弹性力 F_T 发生在隔离器最大变形为 X_0 时刻,最大阻尼力 F_D 发生在隔离器速度最大(即位移为零)时刻。

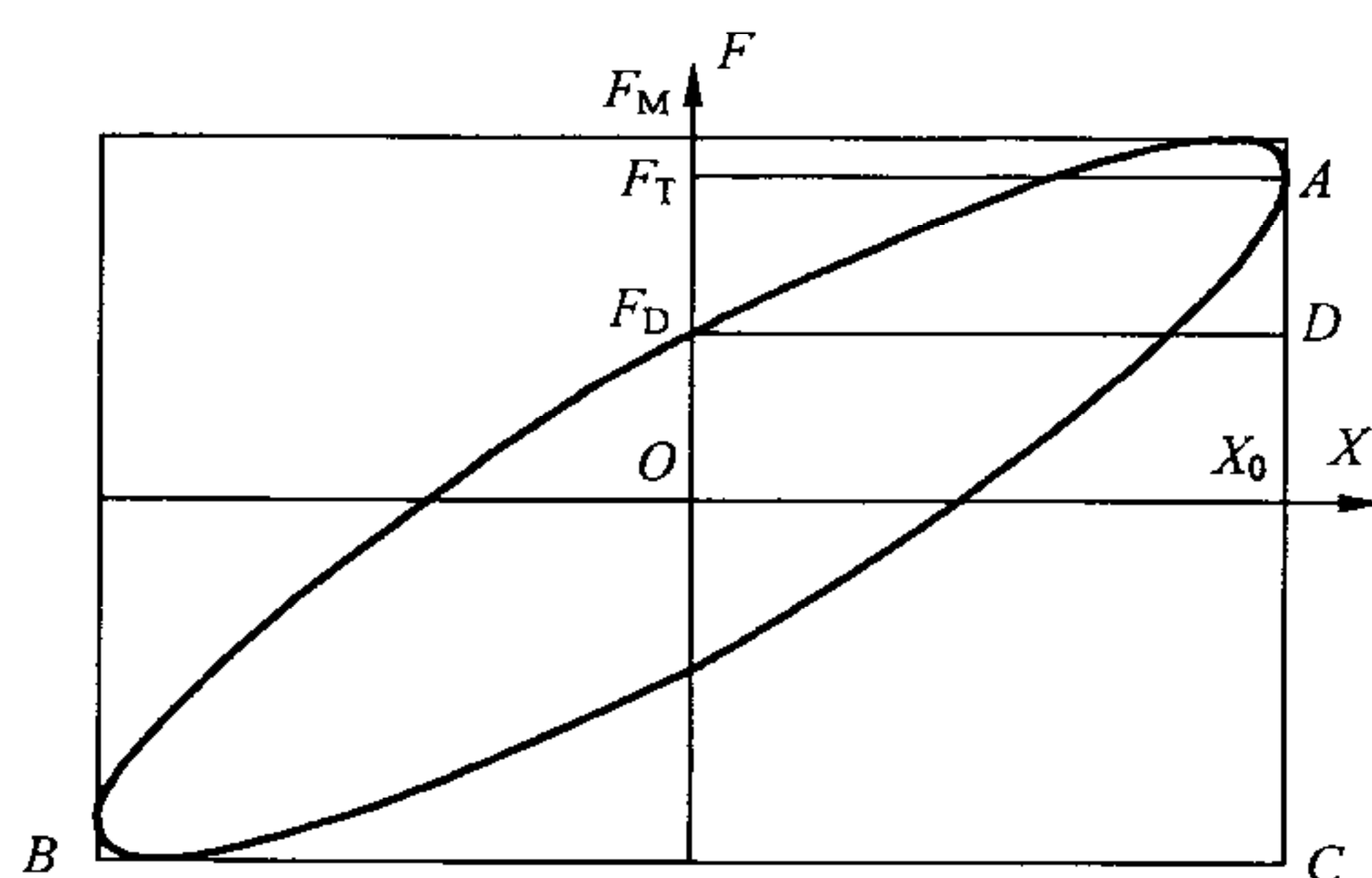


图 4 传递力-位移迟滞回线

6.4.1.3 测试结果计算

测试结果计算如下:

a) 隔离器动刚度

隔离器动刚度按式(4)计算:

$$K_d = 1\ 000F_T/X_0 \quad \dots\dots\dots(4)$$

式中:

K_d —— 隔离器动刚度, 单位为牛顿每米(N/m);

X_0 —— 位移幅值, 即椭圆曲线在 X 坐标中最大值, 作垂直于 OX 轴且与椭圆相切于 A 点的直线 AC , AC 与 OX 轴交于 X_0 , 单位为毫米(mm);

F_T —— 弹性力幅值, 即位移为最大值 X_0 时对应的传递力, 可在椭圆曲线中直接读出, 单位为牛顿(N)。

当隔离器自身质量效应可以忽略不计时, 可通过输入力按式(5)求动刚度:

$$K_d = 1\ 000F_1/X_0 \quad \dots\dots\dots(5)$$

式中:

F_1 —— 输入力幅值, 由输入端力传感器直接测出, 单位为牛顿(N)。

b) 额定载荷固有频率

隔离器在额定载荷下固有频率 f_n 按式(6)计算:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_d}{m}} \quad \dots\dots\dots(6)$$

式中:

f_n —— 隔离器在额定载荷下固有频率, 单位为赫兹(Hz);

m —— 隔离器额定载荷质量, 单位为千克(kg)。

c) 损耗因子

采用椭圆中的弹性力、阻尼力按式(7)计算损耗因子:

$$\eta = F_D/F_T \quad \dots\dots\dots(7)$$

式中:

F_D —— 阻尼力最大值, 即位移为 0 时对应的传递力, 可在椭圆曲线中直接读出, 单位为牛顿(N)。

等效黏性阻尼比 ξ 按式(8)计算:

$$\xi = \eta/2 \quad \dots\dots\dots(8)$$

6.4.2 激振扫描法

6.4.2.1 被试系统安装

激振扫描法根据测试设备及加载方式主要分为基础激振、恒定载荷激振与变载荷激振法。采用基础激振时, 由隔离器及质量块构成的 $M-K$ 系统固定在振动台面上[见图 5a)]; 采用恒定载荷及变载荷激振时, $M-K$ 系统固定在刚性基础上[见图 5b)、图 5c)], 按 6.3 中相关要求检查试验装置及被试系统, 满足要求后在承载方向上施加额定(或使用)静载荷。

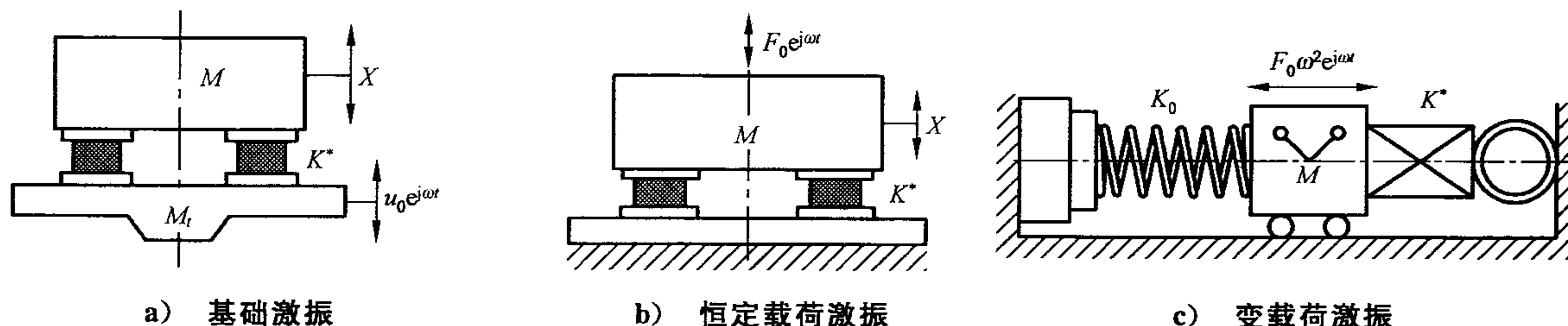


图 5 激振扫描法力学模型

6.4.2.2 测试程序

测试程序如下：

- a) 根据不同激振设备,激振力施加在振动台面或系统质量上,激振频率从 1/4 至 4 倍于被试系统共振频率的范围内进行正弦扫描或白噪声激振扫描,激振振幅参考表 1;
- b) 记录基础激振时台面输入和质量响应在各频率下的位移(或速度、加速度)值,经处理后得到无因次绝对位移响应系数曲线 T_A 如图 6 所示;
- c) 恒定载荷和变载荷激振时的输入力作用在质量 M 上,记录质量 M 在各频率下的位移响应,经处理后得到无因次绝对位移响应系数曲线 T_R 如图 6 所示;
- d) 当共振频率接近设备最高工作频率时,无法获取无因次位移响应系数曲线的情况下,记录系统质量绝对位移随频率变化曲线,分别读取共振点、半功率点对应的频率值,如图 7 所示;

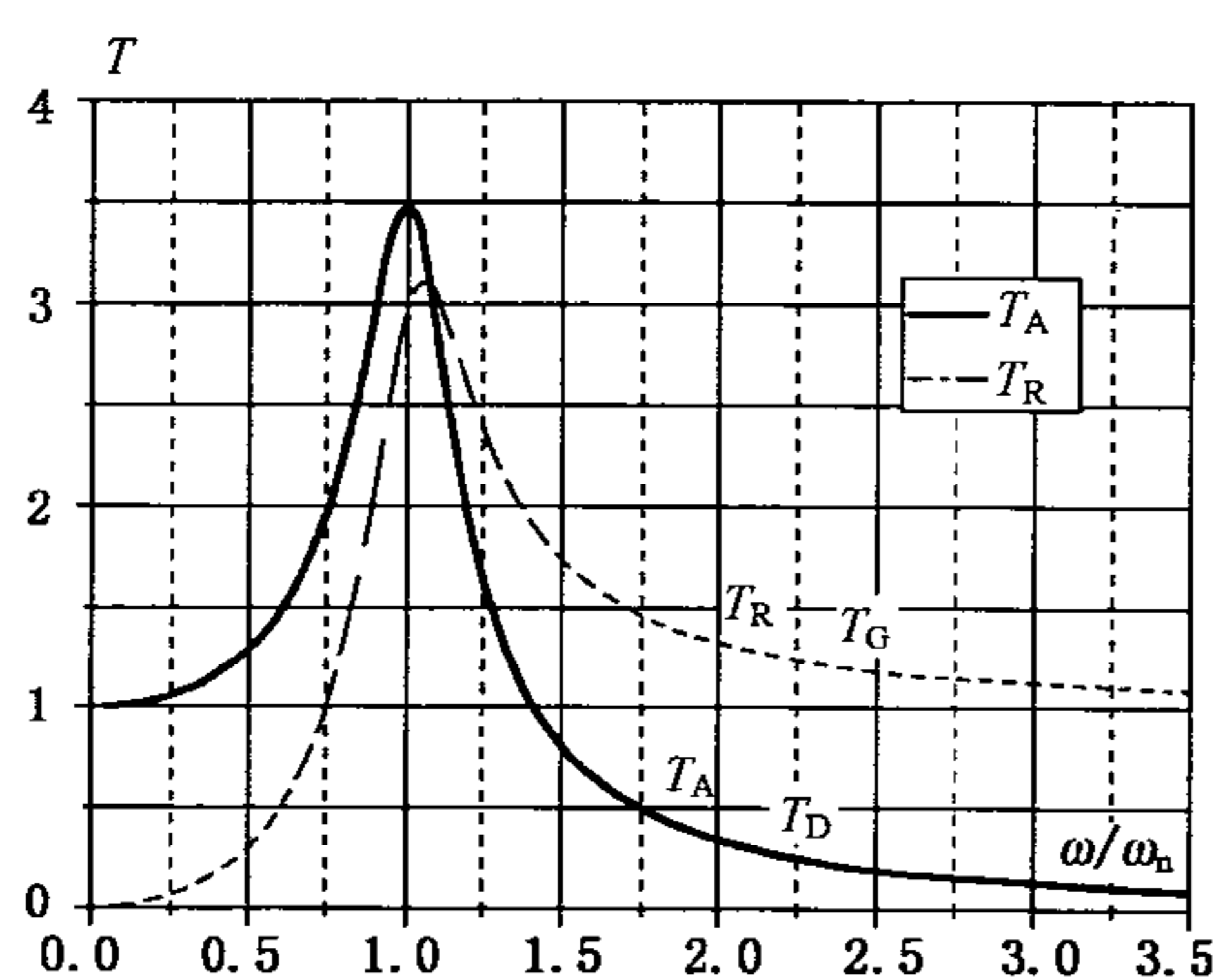


图 6 相对、绝对位移传递系数曲线

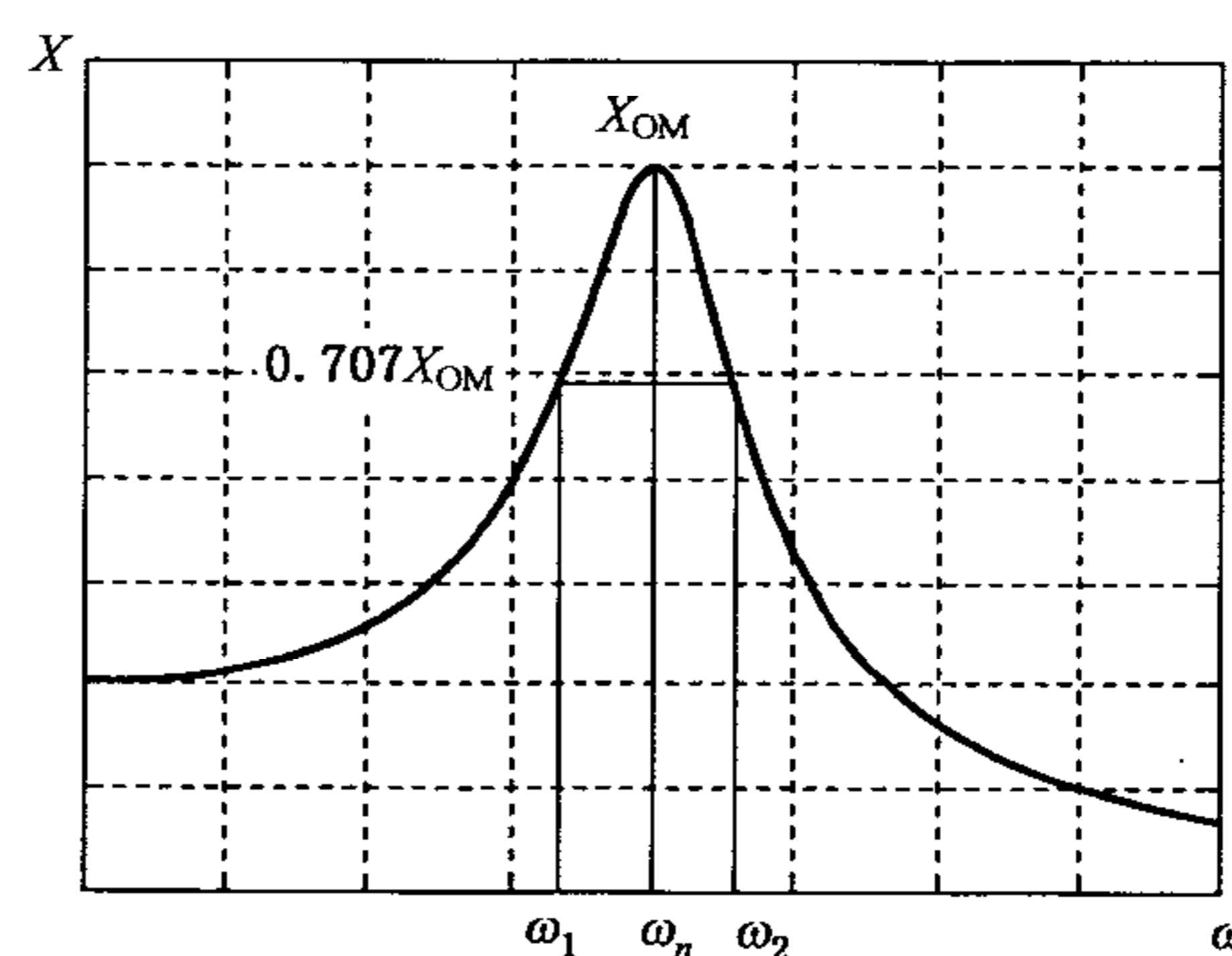


图 7 系统绝对位移响应曲线

- e) 对于非线性隔离器动态特性应分别测出不同静载荷及位移幅值与动刚度(或固有频率)的关系曲线。静载荷及振幅变化如下：
 - 1) 激振振幅不变情况下改变静载荷,以额定载荷的 60% 为起点,按 20% 递增至 140% 的不同静载荷进行激振,重复进行 6.4.2.2 的 a)~d) 程序;
 - 2) 隔离器在额定载荷下改变激振振幅值,以 6.4.2.2. b) 中位移幅值的 60% 为起点,按 20% 递增至 160% 的不同振幅进行激振,重复 6.4.2.2 的 a)~d) 程序。

6.4.2.3 测试结果计算

6.4.2.3.1 位移响应系数曲线

- a) 在基础激振法中,测出系统质量在各频率下绝对位移响应幅值 X_0 (以下简称位移)与基础输入位移幅值 u_0 之比 T_A 按式(9)计算:

$$T_A(\omega) = \frac{X_0(\omega)}{u_0(\omega)} \dots\dots\dots(9)$$

式中:

$T_A(\omega)$ ——绝对位移响应系数;

$X_0(\omega)$ ——各圆频率下系统质量的绝对位移幅值,单位为毫米(mm);

$u_0(\omega)$ ——各圆频率下基础输入绝对位移幅值,单位为毫米(mm)。

系统质量相对台面位移 δ_0 与台面输入位移 u_0 之比 T_R 按式(10)计算:

$$T_R(\omega) = \frac{\delta_0(\omega)}{u_0(\omega)} \dots\dots\dots(10)$$

式中:

$T_R(\omega)$ ——相对位移响应系数。

$\delta_0(\omega)$ ——各圆频率下系统质量的相对位移幅值,单位为毫米(mm)。

- b) 在恒定载荷激振中,测出各频率下系统质量位移 X_0 及 $\omega \leq 0.25\omega_{sn}$ 处的位移 X_D ,其比值 T_D 按式(11)计算:

$$T_D(\omega) = \frac{X_0(\omega)}{X_D} \dots\dots\dots(11)$$

式中:

ω_{sn} ——被试系统共振圆频率,单位为弧度每秒(rad/s);

X_D ——在实测中用 $\omega \leq 0.25\omega_{sn}$ 点处位移替代,单位为毫米(mm)。

- c) 在变载荷激振中,测出各频率下系统质量位移 X_0 及 $\omega_G \geq 4\omega_{sn}$ 处位移 X_G (若 X_G 点频率不满足 $\omega_G \geq 4\omega_{sn}$ 时,则不宜采用此法求取隔离器性能参数)之比, T_G 按式(12)计算:

$$T_G(\omega) = \frac{X_0(\omega)}{X_G} \dots\dots\dots(12)$$

式中:

X_G ——在实测中用 $\omega_G \geq 4\omega_{sn}$ 时的位移替代,单位为毫米(mm)。

可见,在基础激振法中的绝对位移响应系数 $T_A(\omega)$ 等于恒定载荷激振中的 $T_D(\omega)$,即等于力传递率。在变载荷激振中 $T_G(\omega)$ 等于基础激振法中的相对位移响应系数 $T_R(\omega)$ 。

6.4.2.3.2 隔离器动刚度

当 $\eta \leq 0.2$ 时,隔离器动刚度 K_d 按式(13)计算:

$$K_d = M(2\pi f_{sn})^2 - K_0 \dots\dots\dots(13)$$

式中:

M ——被试系统质量,单位为千克(kg);

f_{sn} ——被试系统共振频率,单位为赫兹(Hz);

K_0 ——激振系统中除被试隔离器外其他弹性元件动刚度总和(通常 $K_0 = 0$,在变载荷激振中 $K_0 \neq 0$),单位为牛每米(N/m)。

当 $\eta > 0.2$ 时,

- a) 基础激振及恒定载荷激振,隔离器动刚度 K_d 按式(14)计算:

$$K_d = M(2\pi f_n / \sqrt{1 - \eta^2/2})^2 - K_0 \dots\dots\dots(14)$$

- b) 变载荷激振,隔离器动刚度 K_d 按式(15)计算:

$$K_d = M(2\pi f_n \sqrt{1 - \eta^2/2})^2 - K_0 \dots\dots\dots(15)$$

6.4.2.3.3 额定载荷固有频率

隔离器在额定载荷下固有频率 f_n 按式(6)计算。

6.4.2.3.4 损耗因子

- a) 利用共振点放大倍率求损耗因子。

在基础激振与恒定载荷激振法中,损耗因子 η ,按式(16)计算:

$$\left. \begin{aligned} \eta &= \frac{1}{\sqrt{T_{Amax}^2 - 1}} \\ \eta &= \frac{1}{\sqrt{T_{Dmax}^2 - 1}} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(16)$$

在基础激振中,利用相对位移相应系数 $T_R(\omega)$;在变载荷激振中,用相对位移响应系数 $T_G(\omega)$ 表示时, η 按式(17)计算:

$$\left. \begin{aligned} \eta &= 1/T_{Rmax} \\ \eta &= 1/T_{Gmax} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(17)$$

式中:

T_{Amax} ——共振时绝对位移响应系数最大值, $T_{Amax} = T_{Dmax}$;

T_{Rmax} ——相对位移响应系数最大值, $T_{Rmax} = T_{Gmax}$ 。

b) 利用半功率点求损耗因子。

半功率点法仅适用于小阻尼(相对共振点共振峰近似呈对称状)隔离器。在恒定载荷或变载荷激振中,当系统激振频率不满足 $\omega \leq 0.25\omega_n$ 或变载荷(与 ω^2 成正比)激振中,高频段不满足 $\omega_G \geq 4\omega_n$ 时,可用半功率点法求损耗因子,按式(18)求解:

$$\eta = (\omega_2 - \omega_1)/\omega_n \dots\dots\dots(18)$$

式中:

ω_1, ω_2 ——分别为半功率点对应的圆频率如图 7,单位为弧度每秒(rad/s)。

6.4.3 自振衰减法

6.4.3.1 测试程序

测试程序如下:

- a) 建立 $M-K$ 弹性系统,使隔离器按额定(或使用)载荷加载,被试系统安装按 6.3 中相关要求;
- b) 通过系统质量中心作用一瞬态力,采用锤击法(瞬态冲击力)或初始变形瞬态释放法,使系统自振衰减,衰减波形从第二个周期算起不得少于 3 个,否则无效;
- c) 记录系统质量中心的自振衰减位移波形曲线,参见图 8 所示。

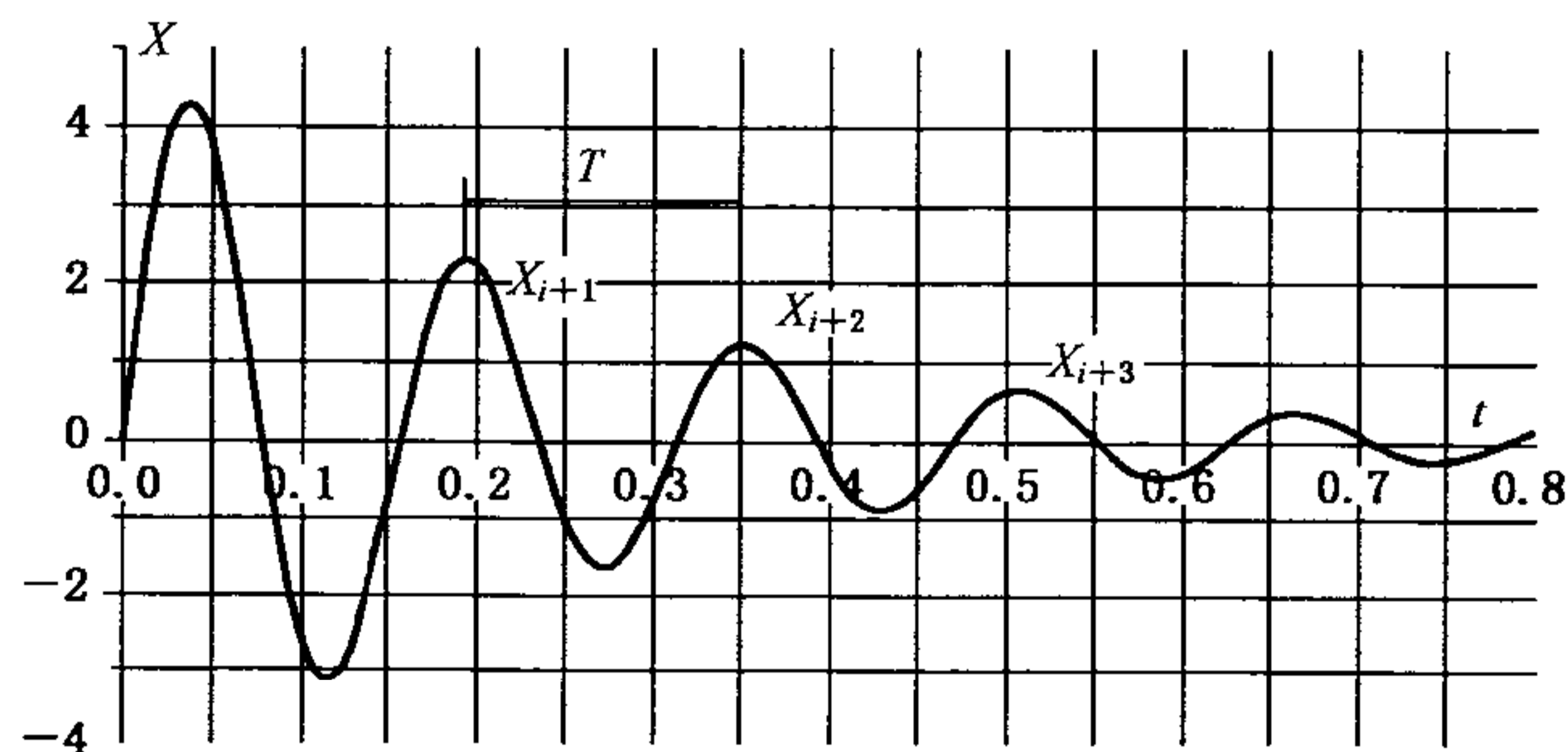


图 8 自振衰减波形

6.4.3.2 测试结果计算

6.4.3.2.1 动刚度

动刚度按式(19)计算:

$$K_d = M(2\pi/T)^2 / N \dots\dots\dots(19)$$

式中:

M ——被试系统质量,单位为千克(kg);

T ——自振衰减波形周期,单位为秒(s);

N ——自振系统中被试隔离器数量。

6.4.3.2.2 额定载荷固有频率

额定载荷下的固有频率 f_n 按式(6)计算。

6.4.3.2.3 损耗因子

损耗因子按式(20)计算：

$$\eta = \ln(x_i/x_{i+n})/(n\pi) \dots\dots\dots(20)$$

式中：

x_i, x_{i+n} ——分别为第 i 个和第 $i+n$ 个波峰的位移幅值；

n ——自振衰减波形个数。

6.4.4 机械阻抗测试

6.4.4.1 被试系统安装

6.4.4.1.1 隔离器安装

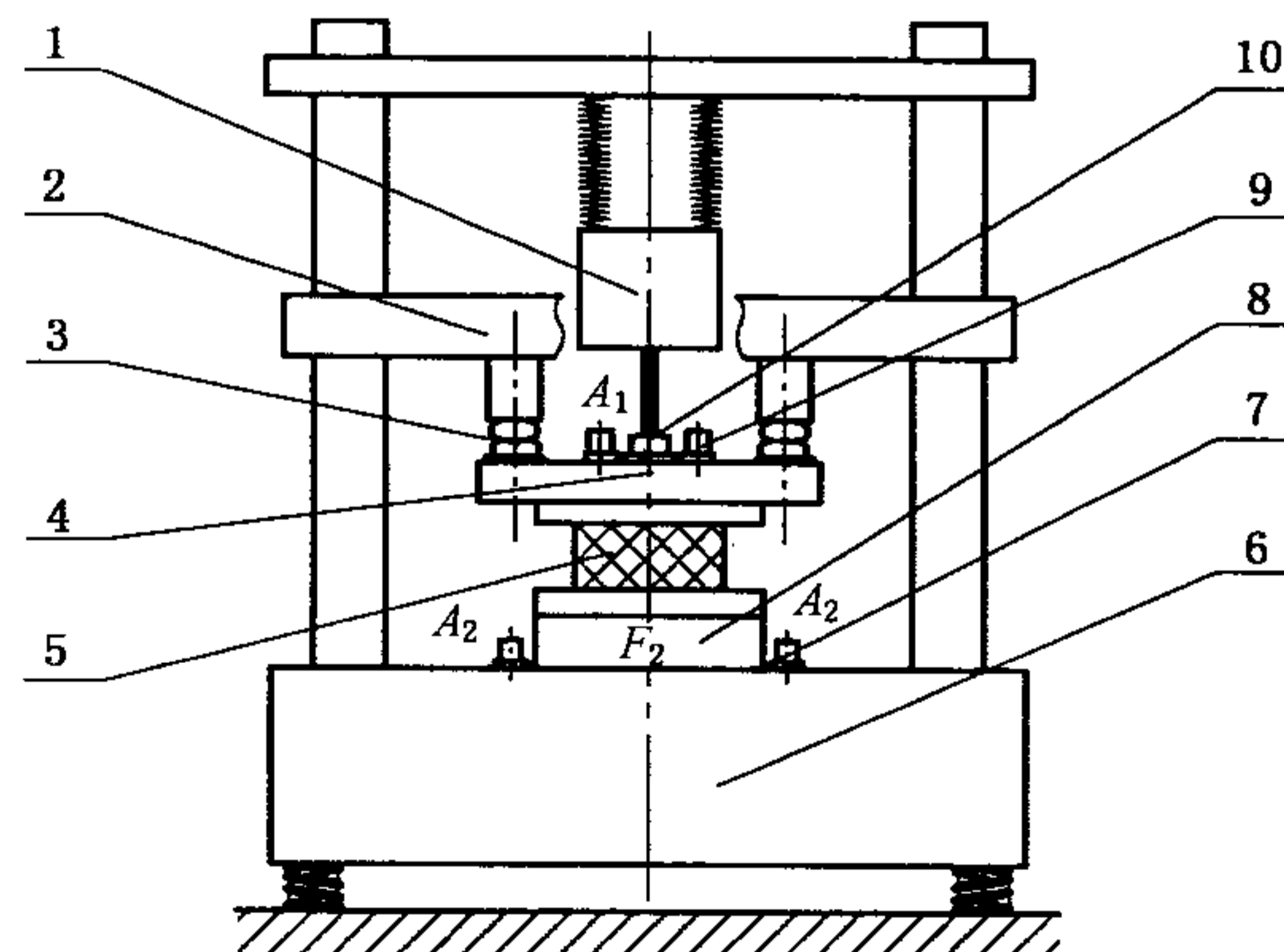
阻抗试验台通过加载弹簧及附加板质量施加静态载荷,对隔离器按额定(或使用)载荷施加预紧变形,参见图 9。隔离器输出端与安装在阻抗测试台上的测力板或力传感器相连,其各构件中心线应共线。

6.4.4.1.2 激振器安装

激振器采用悬吊安装,使激振系统安装频率为测试下限频率 0.3 倍以下,激振力作用在隔离器输入端的中心点上。

6.4.4.1.3 传感器安装

在激振器挠性杆末端与隔离器输入端之间安装阻抗头或者分别安装力传感器和加速度传感器,同时在隔离器输入端的水平向安装加速度传感器用以对激振力进行一维性检查。在隔离器输出端除安装力传感器或测力板外,在阻抗台面垂向上安装传感器对试验过程中台面速度进行测量。



说明：

- | | |
|----------|---------------|
| 1——激振器； | 6——台体； |
| 2——压力计； | 7——加速度计(输出端)； |
| 3——加载弹簧； | 8——力传感器(输出端)； |
| 4——附加质量； | 9——加速度计(输入端)； |
| 5——隔离器； | 10——阻抗头。 |

图 9 阻抗试验台示图

6.4.4.2 测量程序及数据处理

6.4.4.2.1 施加静态载荷

按 5.4.1 进行预加载,用以减小隔离器残余变形。对隔离器施加额定(或使用)静载荷后,记录最后一次载荷下的隔离器静变形。

6.4.4.2.2 施加激振力

激振力幅值应满足信噪比要求。激振力类型优先选取白噪声激励,频率范围应满足隔离器阻抗测量频率范围,否则采用正弦激励。

6.4.4.2.3 检查信噪比和台面刚性

信噪比 R 通过输入点垂向加速度 A_1 及此点环境背景噪声 A_n 计算,当 $R=A_1/A_n \geq 3.16$ 时,认为加速度信号测量结果有效,否则应提高激振力量值。台面输出点加速度响应为 A_2 ,隔离器输入端横向加速度为 A_y ,当 $A_1/A_2 > 10$ 及 $A_1/A_y > 10$ 时,力信号测量结果有效。

6.4.4.2.4 记录稳态信号并处理

当信号进入稳定状态后,正式记录各通道力及加速度时域波形 $F_1(t)$ 、 $F_2(t)$ 、 $A_1(t)$ 、 $A_2(t)$ 。按照图 10 所示进行数据处理,分别得到自谱及互功率谱。

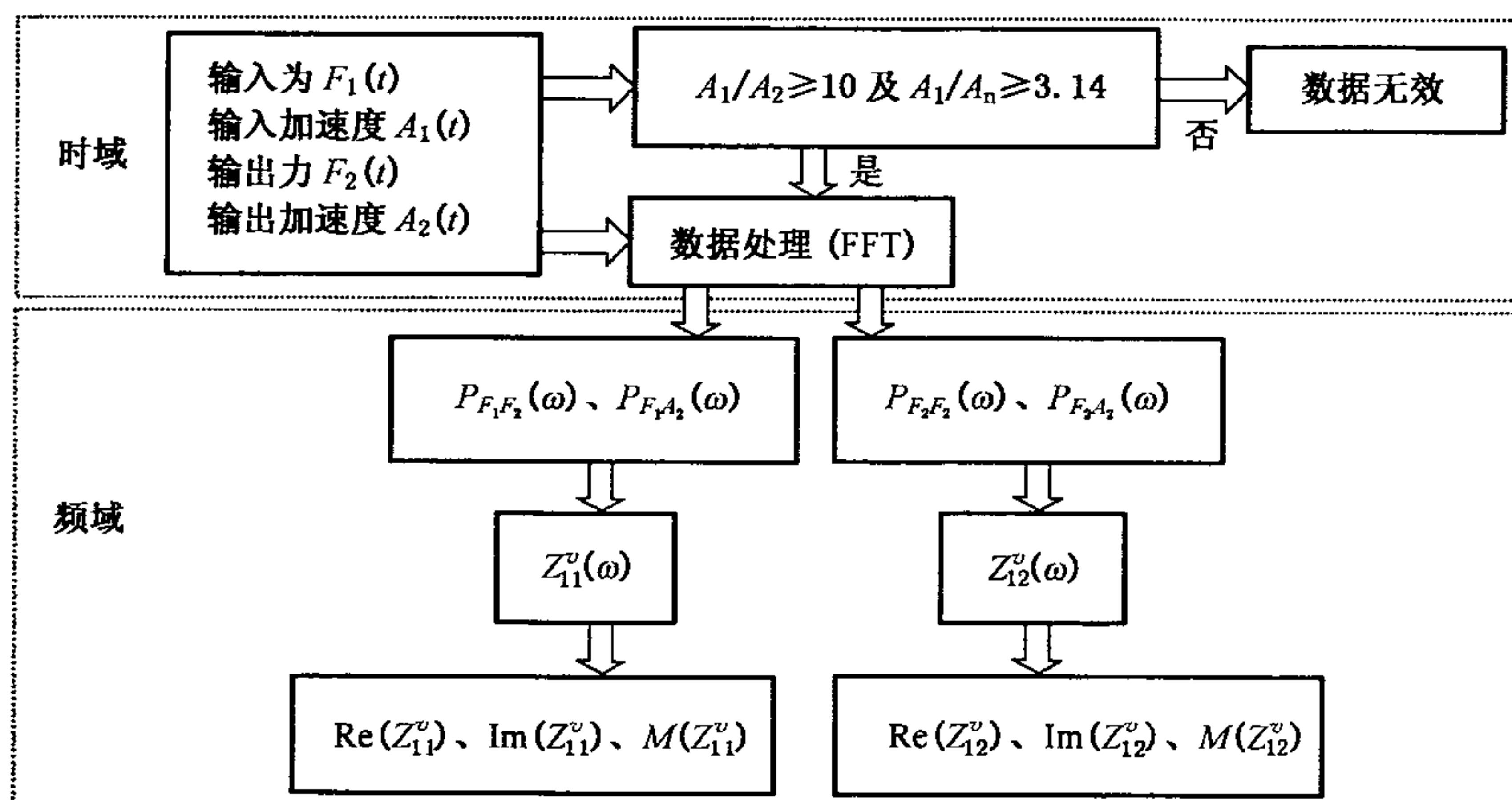


图 10 阻抗试验数据处理框图

图中:

- $P_{F_1F_1}(\omega)$ ——输入力 F_1 自功率谱,单位为二次方牛顿(N^2);
- $P_{F_1A_1}(\omega)$ ——输入力 F_1 与输入加速度 A_1 的互功率谱,单位为牛顿米每二次方秒($N \cdot m/s^2$);
- $P_{F_2F_2}(\omega)$ ——输出力(即传递力) F_2 自功率谱,单位为牛顿平方(N^2);
- $P_{F_2A_1}(\omega)$ ——输出力 F_2 与输入加速度 A_1 的互功率谱,单位为牛顿米每二次方秒($N \cdot m/s^2$)。

6.4.4.3 阻抗参数计算

测试结果计算如下:

a) 隔离器输入机械阻抗按式(21)计算:

$$Z_{11}^v(\omega) = j\omega \frac{P_{F_1F_1}(\omega)}{P_{F_1A_1}(\omega)} - j\left(m_0\omega - \frac{K_0}{\omega}\right) \dots\dots\dots(21)$$

式中:

m_0 ——输入端附加件质量,如传感器、输入端过渡板、连接件及附件等的总质量,单位为千克(kg);

K_0 ——加载弹簧刚度,如果 $K_0 < K/10$ 则加载弹簧刚度可忽略不计,单位为牛每米(N/m);

$Z_{11}^v(\omega)$ ——输入机械阻抗,单位为牛秒每米(N·s/m)。

b) 隔离器输入机械阻抗的模按式(22)计算:

$$|Z_{11}^v(\omega)| = \sqrt{\text{Re}^2[Z_{11}^v(\omega)] + \text{Im}^2[Z_{11}^v(\omega)]} \quad \dots\dots\dots(22)$$

式中:

$|Z_{11}^v(\omega)|$ ——输入机械阻抗的模,单位为牛秒每米(N·s/m)。

c) 隔离器传递机械阻抗按式(23)计算:

$$Z_{12}^v(\omega) = j\omega \frac{P_{F_2 F_2}(\omega)}{P_{F_2 A_1}(\omega)} \quad \dots\dots\dots(23)$$

式中:

$Z_{12}^v(\omega)$ ——传递机械阻抗,单位为牛秒每米(N·s/m)。

d) 隔离器传递机械阻抗的模按式(24)计算:

$$|Z_{12}^v(\omega)| = \sqrt{\text{Re}^2[Z_{12}^v(\omega)] + \text{Im}^2[Z_{12}^v(\omega)]} \quad \dots\dots\dots(24)$$

式中:

$|Z_{12}^v(\omega)|$ ——传递机械阻抗的模,单位为牛秒每米(N·s/m)。

e) 绘制阻抗曲线

在以 10 为底的双对数坐标中分别绘出输入、传递机械阻抗的实部、虚部及模的阻抗曲线图,横坐标为频率 f ,纵坐标为机械阻抗 Z^v ,参见图 A.2 所示。输入机械阻抗和传递机械阻抗的模在低频段 $f \leq f_{sn}/10$ 是重合的(f_{sn} 为隔离器阻抗试验一阶共振频率)。为便于识别隔离器动态性能参数,将阻抗曲线绘制在以 10 为底的速度、位移及加速度阻抗三对数坐标中,参见图 A.3 所示,图中 Q 值即为隔离器共振点放大倍率。

f) 输出阻抗表

阻抗表参见表 A.1,频率取 1/3 倍频程中心频率,阻抗值为对应频率的输入机械阻抗及传递机械阻抗的实部、虚部及模的线谱值。根据测试需要,可增加按 1/3 倍频程能量谱值给出相应的输入、传递机械阻抗的实、虚部及模。1/3 倍频程的能量谱计算方法按式(25)计算:

$$|Z(f_N^{1/3})| = \left\{ \sum_{i=1}^n |Z(f_i)|^2 \right\}^{1/2} \quad \dots\dots\dots(25)$$

式中:

$|Z(f_N^{1/3})|$ ——中心频率为 $f_N^{1/3}$ 的 1/3 倍频程带宽内阻抗模的能量和,单位为牛秒每米(N·s/m);

$|Z(f_i)|$ ——1/3 倍频程带宽内 f_i 频率点对应的阻抗模,单位为牛秒每米(N·s/m);

f_i ——1/3 倍频程带宽内第 i 个线谱频率值,单位为赫兹(Hz);

n ——1/3 倍频程带内包含的线谱频率点数。

6.4.4.4 隔离器动刚度及损耗因子

6.4.4.4.1 隔离器动刚度

隔离器复刚度 K^* 等于传递位移阻抗,按式(26)计算:

$$K^* = j\omega Z_{12}^v(\omega) = -\omega^2 \frac{P_{F_2 F_2}(\omega)}{P_{F_2 A_1}(\omega)} = K_d(1 + j\eta) \quad \dots\dots\dots(26)$$

动刚度 K_d 为传递位移阻抗的实部,即弹性力与位移之比。

6.4.4.4.2 隔离器损耗因子

当系统处于共振点时,对数坐标中输入机械阻抗模与传递机械阻抗模的差值为放大倍数 Q ,则损耗因子按式(27)计算:

$$\eta = \frac{1}{Q} = \frac{1}{\ln|Z_{12}^v(\omega_{sn})| - \ln|Z_{11}^v(\omega_{sn})|} \dots\dots\dots(27)$$

7 冲击性能测试

7.1 冲击性能参数

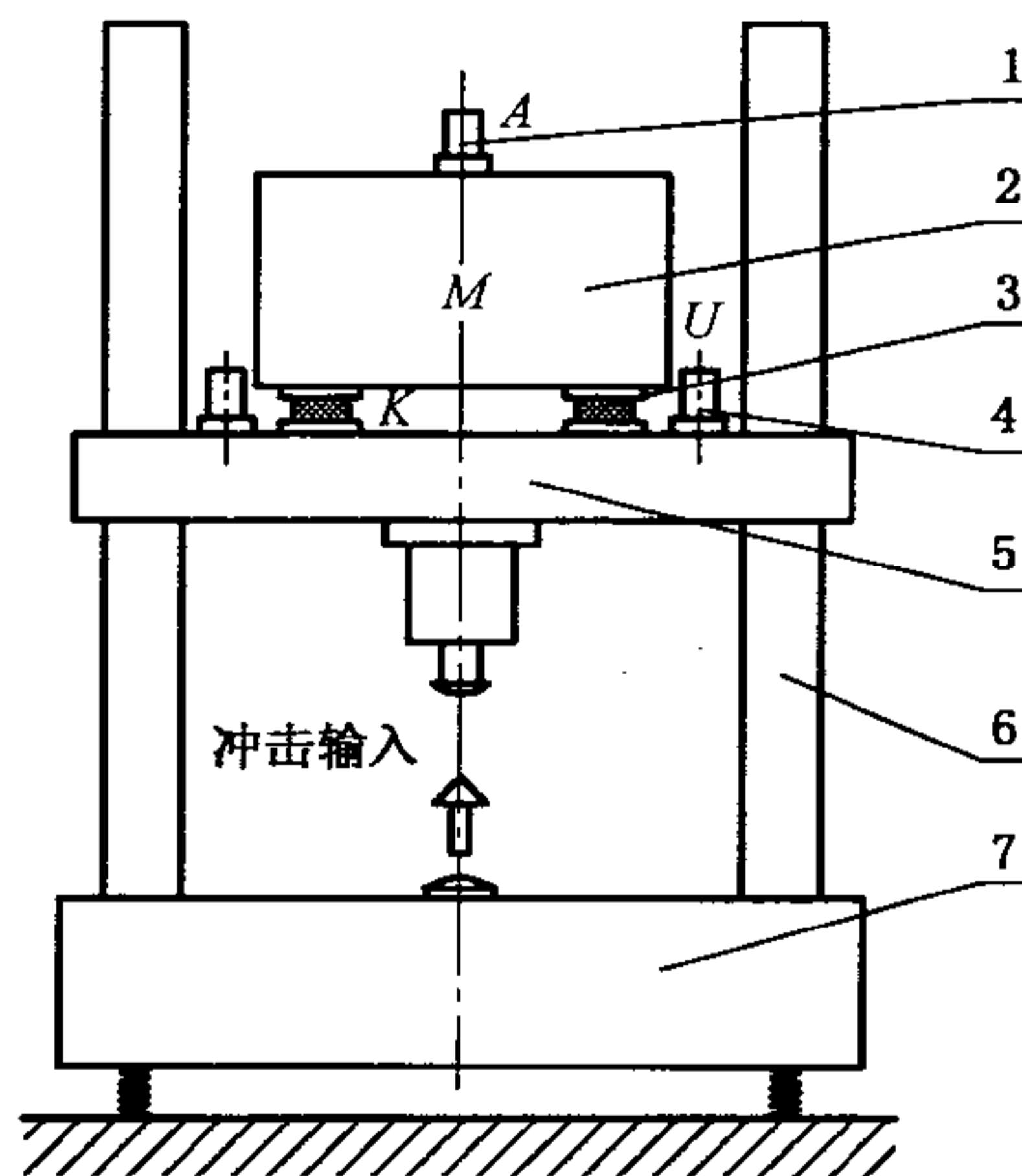
隔离器冲击性能参数包含:

- a) 冲击变形;
- b) 冲击刚度;
- c) 冲击损耗因子;
- d) 冲击传递率;
- e) 隔离器冲击弹性力-变形曲线。

7.2 冲击测试设备及仪器

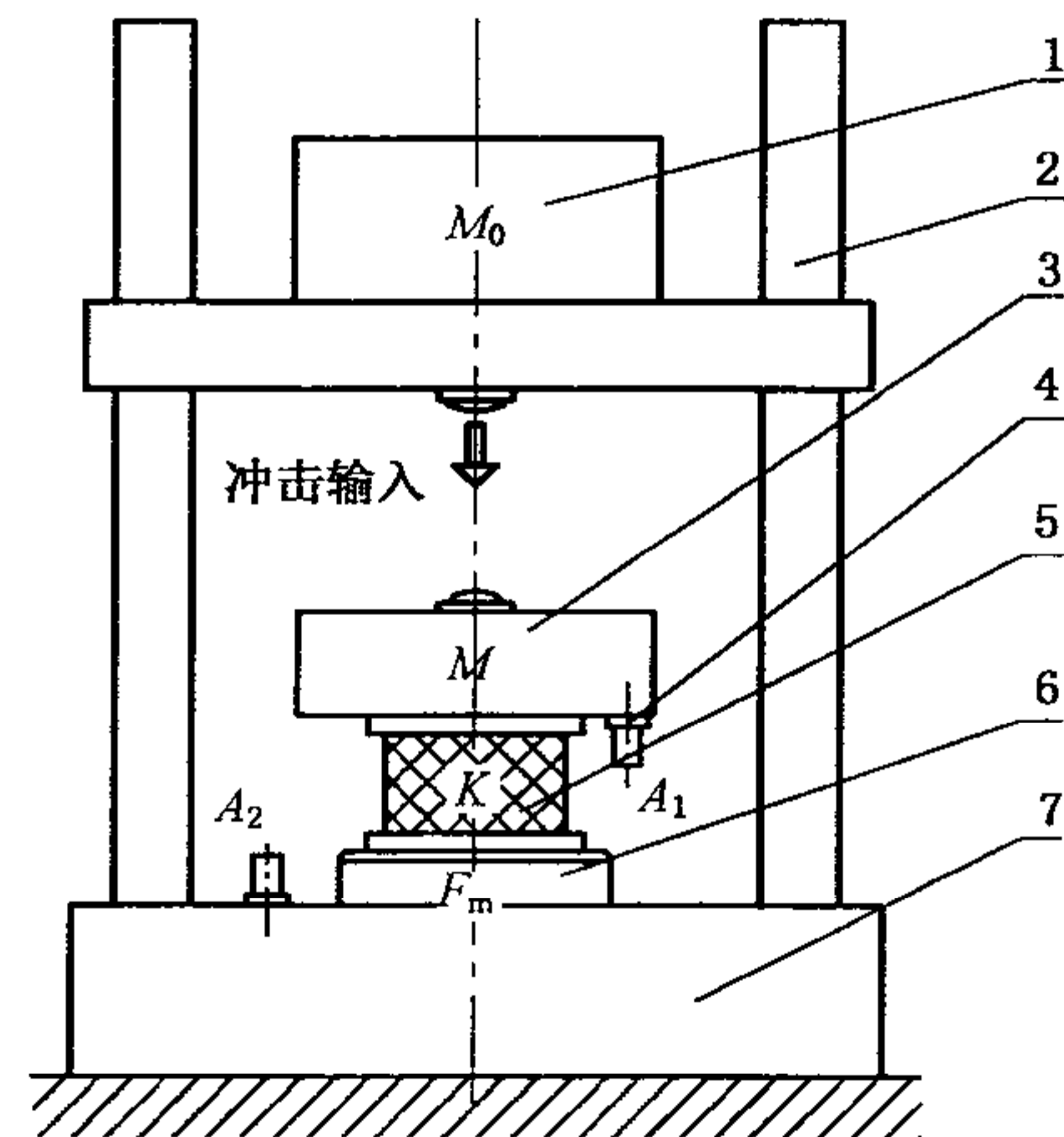
7.2.1 冲击试验装置

冲击试验装置可选用单脉冲或双向不等脉宽脉冲并具有简单波形的冲击试验装置,主要包括基础输入(跌落式、冲击机等)及落锤式冲击试验装置,如图 11 所示。跌落式冲击试验装置冲击输入由装置台面(即被试系统的基础)自由落体后与基础碰撞产生,冲击力由下向上传递至被试系统,输出端为自由状态[如图 11a)];落锤式冲击试验装置,通过落锤自由落体产生的冲击力,直接作用在被试系统质量上,输入力由上至下传递,输出端被钳制[如图 11b)]输出速度趋近于零,输出为传递力。



- 说明:
- 1——加速度传感器(输出);
 - 2——系统质量;
 - 3——隔离器;
 - 4——加速度传感器(输入);
 - 5——冲击台面;
 - 6——导向轴;
 - 7——基础。

a) 跌落式冲击试验系统



- 说明:
- 1——落锤质量;
 - 2——导向轴;
 - 3——系统质量;
 - 4——加速度传感器(输入);
 - 5——隔离器;
 - 6——力传感器(输出);
 - 7——基础。

b) 落锤式冲击试验系统

图 11 冲击试验装置示意图

7.2.2 测量仪器

测量仪器要求如下：

a) 冲击测量通用要求

测量仪器、隔离器及传感器的安装要求参见 6.3.3~6.3.7。

b) 冲击测量系统

冲击测量系统包含位移或加速度测量系统及动态力测量系统，隔离器冲击变形也可通过对加速度信号二次积分获得，或采用激光位移计或数字式高速摄影仪获得。

c) 机械滤波器

为降低加速度计测试时产生回零误差，传感器通过机械滤波器与台面或系统质量相连，应对含滤波器测试系统进行频响线性度检查，系统的工作频率上限不低于 1 kHz。

d) 力与加速度传感器

测量冲击力及冲击加速度用传感器采用冲击型传感器，测试系统（包括机械滤波器）频响范围应满足测试要求，系统非线性度应 $\leq 2\%$ ；传感器横向与轴向灵敏度比 $\leq 3\%$ 。

e) 传感器固定

传感器采用连接螺栓固定，在每次冲击前、后检查螺栓是否松动。防止传感器导线冲击过程中剧烈抖动，导线需与冲击台面或被测物固牢。

7.3 测试程序

7.3.1 冲击输入

冲击输入根据隔离器使用要求确定，通常隔离器应在不同冲击速度下（推荐试验冲击输入速度从 0.5 m/s~5 m/s，按 0.5 m/s 递增或取不少于 6 个点均匀测试）进行多次冲击。

7.3.2 测试信号数据处理

记录被试系统输入、输出加速度和传递力时域波形，在读取时域波形前需滤波处理，消除干扰及局部高频。对于输入加速度信号，推荐采用 2 Hz~1 000 Hz 带通滤波；对于响应加速度信号，推荐采用 2 Hz~200 Hz 带通滤波。若输出点速度趋于零时[如图 11b) 试验装置]应输出传递力时域波形。

7.3.3 隔离器冲击变形测量

隔离器冲击变形测量选择下列方法：

a) 绝对位移通过输入和输出点的加速度时域波形进行二次数字积分获得，其差值为隔离器相对变形。当输出点被钳制即速度趋近于零时，输入点绝对位移即为隔离器冲击变形。

b) 利用激光位移计或数字高速摄影仪分别记录输入和输出点绝对位移时间变化曲线，其差值为隔离器相对变形值。

7.4 测试结果

7.4.1 隔离器冲击变形

7.4.1.1 当采用跌落式冲击试验装置时，冲击最大变形 X_{ch} 按式(28)计算：

$$X_{ch} = \max |U(t) - A(t)| \quad \dots\dots\dots (28)$$

式中：

$U(t)$ ——为台面冲击输入的绝对位移，当用加速度计测量时 $U(t) = \iint \ddot{U}(t) dt$ ，单位为米(m)；

$A(t)$ ——为系统质块输出的绝对位移,当用加速度计测量时 $A(t) = \iint \ddot{A}(t) dt$,单位为米(m);

\ddot{U} 、 \ddot{A} ——分别为台面冲击输入及系统质块输出绝对加速度,由实测得到,单位为米每二次方秒(m/s^2)。

7.4.1.2 当采用落锤式冲击试验装置时,冲击最大变形按式(29)计算:

$$X_{ch} = \max |A(t)| \quad \dots\dots\dots (29)$$

7.4.2 等效冲击刚度

等效冲击刚度通过冲击传递力-变形迟滞回线计算得出:

a) 冲击传递力

1) 当采用基础输入(如跌落式冲击机、双波式冲击机等)时,最大冲击传递力 F_m 即为弹性系统质量惯性力,按式(30)计算;

$$F_m = M\ddot{A}_m \quad \dots\dots\dots (30)$$

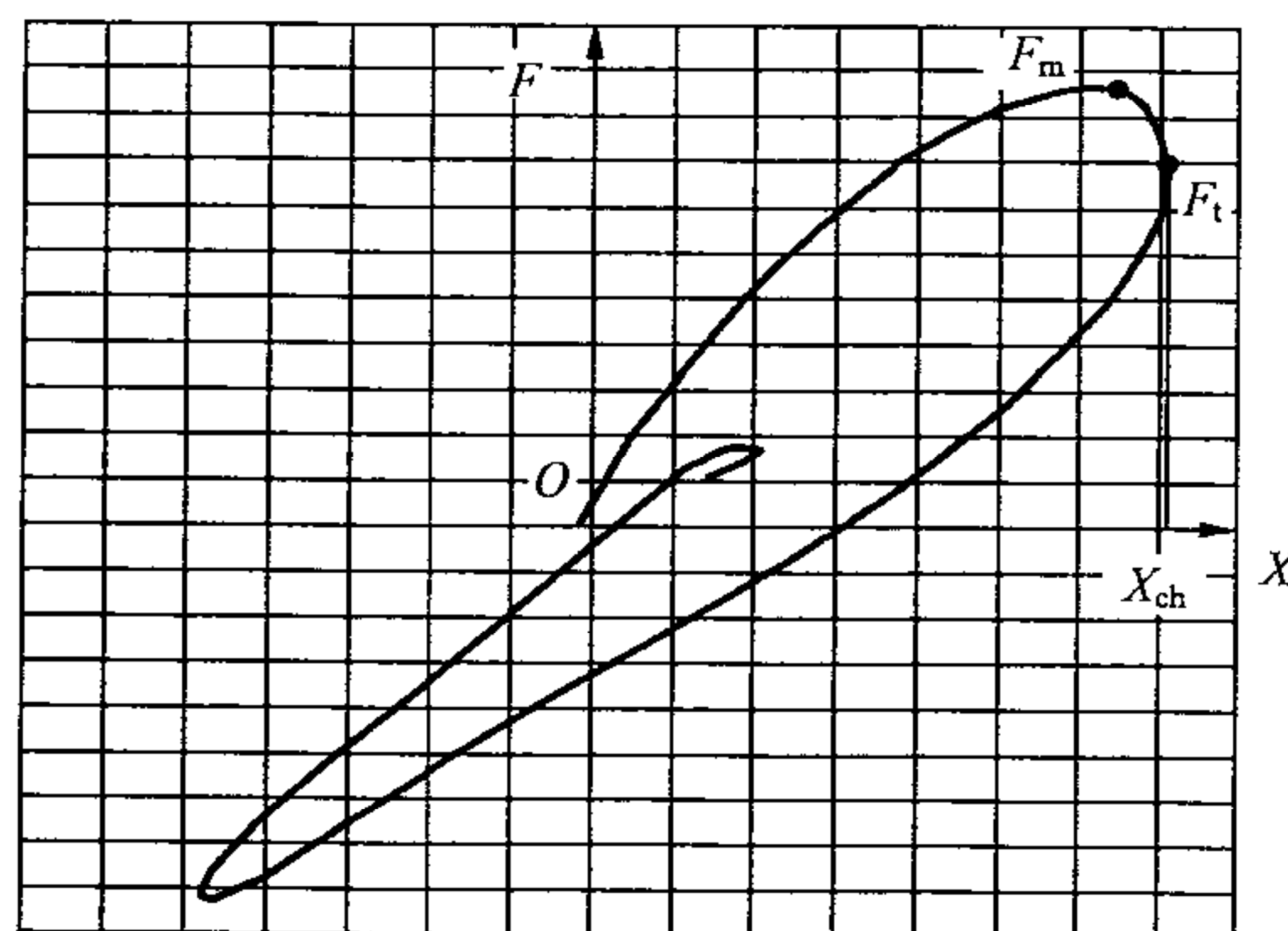
式中:

F_m ——最大冲击传递力,单位为牛顿(N)。

2) 当采用落锤式冲击试验装置时,冲击传递力 F_m 由隔离器输出端的力传感器直接测出。

b) 绘制冲击传递力-变形迟滞回线

曲线横坐标为试验系统隔离器冲击变形瞬态测试值,纵坐标为试验系统传递力瞬态测试值。由于冲击大变形引起的非线性和冲击响应过程呈自振衰减状态,故冲击传递力-变形迟滞回线如图 12 所示呈现不对称性,图中最大冲击位移 X_{ch} 点对应的力为最大冲击弹性力 F_t , F_m 为最大传递力。同样地利用动态试验中的椭圆法计算冲击刚度及冲击损耗因子。



说明:

F_m ——最大传递力;

F_t ——最大弹性力;

X_{ch} ——最大冲击位移。

图 12 冲击传递力-变形迟滞回线

c) 等效冲击刚度

等效冲击刚度由式(31)表示:

$$K_{ch} = F_t / X_{ch} \quad \dots\dots\dots (31)$$

式中:

K_{ch} ——隔离器等效冲击刚度,单位为牛每米(N/m);

F_t ——最大冲击弹性力,由图 12 冲击传递力-变形迟滞回线中直接读出,即最大冲击变形对应的传递力,单位为牛顿(N)。

7.4.3 冲击损耗因子

由图 12 所示,从冲击传递力-变形迟滞回线中,直接读出最大传递力 F_m 及最大弹性力 F_t ,冲击损耗因子按式(32)计算:

$$\eta_{ch} \approx \sqrt{F_m^2 - F_t^2} / F_t \dots\dots\dots (32)$$

式中:

η_{ch} ——冲击损耗因子。

7.4.4 冲击传递率

7.4.4.1 当采用跌落式冲击试验装置时,冲击传递率按式(33)计算:

$$T_A = M\ddot{A} / M\ddot{U} = \ddot{A} / \ddot{U} \dots\dots\dots (33)$$

7.4.4.2 当采用落锤式冲击试验装置时,冲击传递率按式(34)计算:

$$T_A \approx F_m / (M + m_0)\dot{A} \dots\dots\dots (34)$$

式中:

m_0 ——落锤质量,单位为千克(kg)。

7.4.5 隔离器冲击弹性力-变形曲线

隔离器冲击弹性力-变形曲线绘制程序如下:

- a) 冲击速度由低至高对隔离器进行冲击测试,试验冲击输入速度按 7.3.1(隔离器发生物理损坏时试验终止),获取每次冲击最大变形及其对应的弹性力值。
- b) 对多只(至少 3 只)同规格隔离器重复 7.4.5a)试验,绘制隔离器的弹性力-变形曲线并进行平均,平均后曲线即为该型隔离器的弹性力-变形曲线,如图 13 所示,同时拟合出弹性力-变形曲线的函数表达式,推荐拟合误差小于 15%。

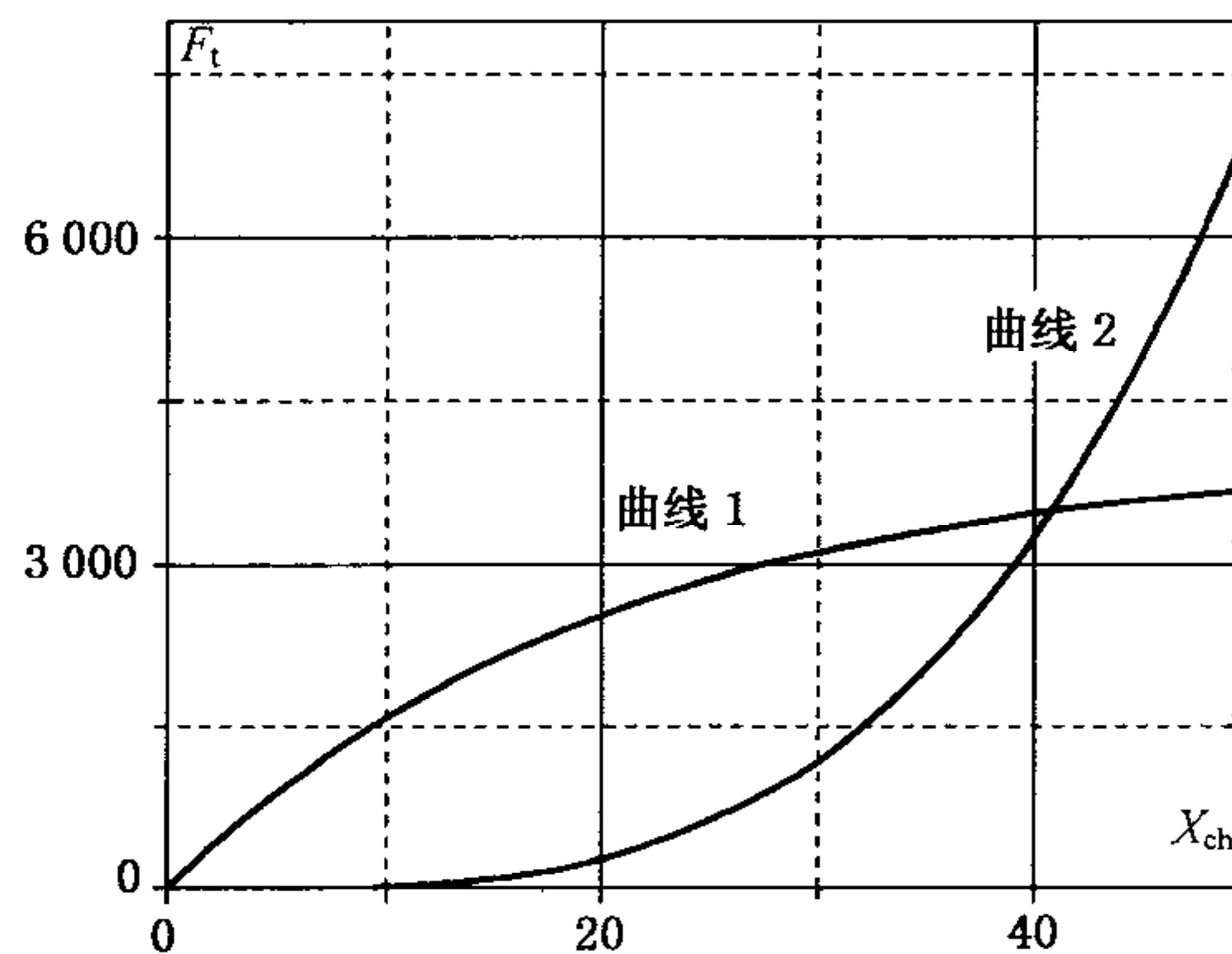


图 13 隔离器弹性力-变形曲线示例

附录 A
(资料性附录)
动态测试原理

A.1 动态性能测试原理

根据单自由度弹性系统中惯性力、弹性力、阻尼力及外力平衡原理确定隔离器动态性能参数。当系统假定为结构阻尼、刚度为线性复刚度及输入为简谐力时,不同的激振法其力学模型如图 5 所示,在刚性基础情况下, M - K 弹性系统运动方程式按式(A.1)确定:

$$M\ddot{X} + KX(1 + j\eta) = F_0 e^{j\omega t} \quad \dots\dots\dots (A.1)$$

式中:

- M ——系统中运动物体质量,单位为千克(kg);
- K ——弹性元件动刚度,单位为牛每米(N/m);
- η ——结构阻尼的损耗因子;
- X ——运动物体的绝对位移,单位为米(m);
- \ddot{X} ——运动物体的绝对加速度,单位为米每二次方秒(m/s^2);
- F_0 ——激振力幅值,单位为牛顿(N);
- ω ——激振圆频率,单位为弧度每秒(rad/s)。

A.1.1 基础激振

A.1.1.1 位移响应幅值

位移响应幅值如下:

- a) 当式(A.1)中 $F_0 = 0$ 、台面位移为 $u = u_0 e^{j\omega t}$ 时为基础激振,力学模型如图 5a)所示,运动方程式转化为式(A.2):

$$M\ddot{X} + KX(1 + j\eta) = K(1 + j\eta)u_0 e^{j\omega t} \quad \dots\dots\dots (A.2)$$

解运动方程式(A.2),得到任意频率绝对位移响应幅值 X_0 及绝对位移共振幅值 X_{0max} 分别由式(A.3)及式(A.4)表示:

$$X_0 = u_0 \frac{\sqrt{1 + \eta^2}}{\sqrt{[1 - (\omega/\omega_n)^2]^2 + \eta^2}} \quad \dots\dots\dots (A.3)$$

$$X_{0max} = u_0 \sqrt{1 + \frac{1}{\eta^2}} \quad \dots\dots\dots (A.4)$$

- b) 当式(A.1)中 $F_0 = 0$ 、 $\ddot{u} = \ddot{u}_0 e^{j\omega t}$ 时,运动方程式转化为式(A.5):

$$M(\ddot{X} - \ddot{u}) + K(X - u)(1 + j\eta) = -M\ddot{u} e^{j\omega t} \quad \dots\dots\dots (A.5)$$

解运动方程式(A.5),得到任意频率相对位移响应幅值 X_0 及相对位移共振幅值 X_{0max} 分别由式(A.6)及式(A.7)表示:

$$\delta_0 = u_0 \frac{(\omega/\omega_n)^2}{\sqrt{[1 - (\omega/\omega_n)^2]^2 + \eta^2}} \quad \dots\dots\dots (A.6)$$

$$\delta_{0max} = u_0 / \eta \quad \dots\dots\dots (A.7)$$

式中:

- u_0 ——为基础激振位移幅值,单位为米(m);

- δ_0 ——质量 M 相对台面位移幅值, $\delta_0 = (X_0 - u_0)$, 单位为米(m);
- \ddot{u}_0 ——为基础激振加速度幅值, 单位为米每二次方秒(m/s^2);
- ω_n ——系统共振圆频率, 单位为弧度每秒(rad/s)。

A. 1. 1. 2 动刚度

众所周知, 当激振 M - K 弹性系统位移共振时, 激振力等于阻尼力、惯性力等于弹性力, 于是动刚度可按式(A. 8)计算:

$$K_d = M \left(2\pi \cdot f_n / \sqrt{1 - \frac{\eta^2}{2}} \right)^2 \dots\dots\dots(\text{A. 8})$$

A. 1. 1. 3 位移响应系数

位移响应系数如下:

- a) 任意频率及其共振频率下的绝对位移响应系数分别按式(A. 9)及式(A. 10)计算:

$$T_A = \frac{X_0}{u_0} = \sqrt{\frac{1 + \eta^2}{[1 - (\omega/\omega_n)^2]^2 + \eta^2}} \dots\dots\dots(\text{A. 9})$$

$$T_{A\max} = \frac{X_{0\max}}{u_0} = \sqrt{1 + 1/\eta^2} \dots\dots\dots(\text{A. 10})$$

- b) 任意频率及其共振频率下的相对位移响应系数分别按式(A. 11)及式(A. 12)计算:

$$T_R = \frac{\omega^2/\omega_n^2}{\sqrt{[1 - (\omega/\omega_n)^2]^2 + \eta^2}} \dots\dots\dots(\text{A. 11})$$

$$T_{R\max} = \frac{\delta_{0\max}}{u_0} = \frac{1}{\eta} \dots\dots\dots(\text{A. 12})$$

A. 1. 1. 4 损耗因子

- a) 利用绝对位移共振响应系数求损耗因子 η 按式(A. 13)计算:

$$\eta = \sqrt{\frac{1}{T_{A\max}^2 - 1}} \dots\dots\dots(\text{A. 13})$$

- b) 利用相对位移共振响应系数求损耗因子 η 按式(A. 14)计算:

$$\eta = \frac{1}{T_{R\max}} \dots\dots\dots(\text{A. 14})$$

A. 1. 2 恒定载荷激振

A. 1. 2. 1 位移响应幅值

当式(A. 5)中 $u=0$ 恒定载荷激振, 力学模型如图 5b)所示, 运动方程式化为式(A. 15):

$$M\ddot{X} + KX(1 + j\eta) = F_0 e^{j\omega t} \dots\dots\dots(\text{A. 15})$$

解运动方程式(A. 15), 得到任意频率位移响应幅值 X_0 及共振频率位移幅值 $X_{0\max}$ 分别由式(A. 16)及式(A. 17)表示:

$$X_0 = \frac{F_0/K}{\sqrt{[1 - (\omega/\omega_n)^2]^2 + \eta^2}} \dots\dots\dots(\text{A. 16})$$

$$X_{0\max} = F_0/(K\eta) \dots\dots\dots(\text{A. 17})$$

A. 1. 2. 2 动刚度

动刚度 K_d 可按式(A. 8)计算。

A. 1.2.3 绝对位移响应系数

当式(A. 16)中 $(\omega/\omega_n)^2 \rightarrow 0$ 时,位移幅值 X_D 为一恒定值,由式(A. 18)表示:

$$X_D = F_0 / (K\sqrt{1 + \eta^2}) \quad \dots\dots\dots (A. 18)$$

任意频率下绝对位移响应幅值 X_0 与 X_D 之比 T_A 按式(A. 19)计算:

$$T_A = \frac{X_0}{X_D} = \sqrt{\frac{1 + \eta^2}{[1 - (\omega/\omega_n)^2]^2 + \eta^2}} \quad \dots\dots\dots (A. 19)$$

当系统共振时,最大绝对位移响应系数按式(A. 17)计算:

$$T_{Amax} = \sqrt{1 + \frac{1}{\eta^2}} \quad \dots\dots\dots (A. 20)$$

A. 1.2.4 力传递率

传递力 F_T 按式(A. 21)计算:

$$F_T = KX\sqrt{1 + \eta^2} \quad \dots\dots\dots (A. 21)$$

力传递率 T_F 按式(A. 22)计算:

$$T_F = \frac{F_T}{F_0} = \sqrt{\frac{1 + \eta^2}{[1 - (\omega/\omega_n)^2]^2 + \eta^2}} \quad \dots\dots\dots (A. 22)$$

A. 1.2.5 损耗因子

利用绝对位移共振响应系数求损耗因子 η ,按式(A. 23)计算:

$$\eta = 1 / \sqrt{T_{Amax}^2 - 1} \quad \dots\dots\dots (A. 23)$$

A. 1.3 变载荷激振法

A. 1.3.1 位移响应幅值

当式(A. 5)中 $u=0$,激振力为 $\omega^2 F_0 e^{j\omega t}$ 时即为变载荷激振法,力学模型如图5c)所示。运动方程按式(A. 24)计算:

$$M\ddot{X} + KX(1 + j\eta) = F_0(\omega^2)e^{j\omega t} \quad \dots\dots\dots (A. 24)$$

解运动方程式(A. 24),得到任意频率下位移响应幅值 X_0 及共振频率下位移响应幅值 X_{0max} 分别由式(A. 25)及式(A. 26)表示:

$$X_0 = \frac{F_0\omega^2/K}{\sqrt{[1 - (\omega/\omega_n)^2]^2 + \eta^2}} \quad \dots\dots\dots (A. 25)$$

$$X_{0max} = F_0/(M\eta) \quad \dots\dots\dots (A. 26)$$

A. 1.3.2 动刚度

动刚度 K_d 按式(A. 27)计算:

$$K_d = M \left(2\pi \cdot f_n \sqrt{1 - \frac{\eta^2}{2}} \right)^2 \quad \dots\dots\dots (A. 27)$$

A. 1.3.3 位移响应系数

当式(A. 25)中 $(\omega/\omega_n)^2 \rightarrow \infty$ 时,位移响应幅值 X_G 为一恒定值,由式(A. 28)表示:

$$X_G = F_0/M \quad \dots\dots\dots (A. 28)$$

任意频率下位移响应幅值 X_0 与 X_G 之比为位移响应系数 T_G ,按式(A. 29)计算:

$$T_G = \frac{X_0}{X_G} = \frac{\omega^2 / \omega_n^2}{\sqrt{[1 - (\omega / \omega_n)^2]^2 + \eta^2}} \dots\dots\dots (A. 29)$$

共振频率下位移响应幅值 X_{0max} 与 X_G 之比按式(A. 29)计算:

$$T_{Rmax} = X_{0max} / X_G = 1 / \eta \dots\dots\dots (A. 30)$$

由上述可见,在基础激振和恒定载荷激振中绝对位移响应系数 T_A 等于力传递率 T_F 。在变载荷激振中位移响应系数 T_G 等于基础激振法中的相对位移响应系数 T_R 。

A. 1. 3. 4 损耗因子

其损耗因子 η 按式(A. 31)计算:

$$\eta = 1 / T_{Rmax} \dots\dots\dots (A. 31)$$

A. 1. 4 利用半功率点求损耗因子

在小阻尼的情况下,也可用半功率点求损耗因子,适用于任意激振方式。以任意频率位移响应如式(A. 19)为例,半功率点位移响应系数如式(A. 32)所示:

$$0.707 T_{Amax} = T_A \dots\dots\dots (A. 32)$$

将式(A. 19)及式(A. 20)代入式(A. 32)中,得到半功率点处频率方程式(A. 33):

$$(\omega / \omega_n)^4 - 2 (\omega / \omega_n)^2 + 1 - \eta^2 = 0 \dots\dots\dots (A. 33)$$

损耗因子 η 由(A. 34)表示:

$$\eta = (\omega_2^2 - \omega_1^2) / (2\omega_n^2) = \Delta\omega / \omega_n \dots\dots\dots (A. 34)$$

式中:

ω_1, ω_2 ——分别为半功率点处所对应的圆频率,单位为弧度每秒(rad/s);

$\Delta\omega = \omega_2 - \omega_1$;

$\omega_n = (\omega_1 + \omega_2) / 2$ 。

A. 1. 5 自振衰减法

当式(A. 5)中 $u=0, F_0=0$ 且初始振幅为 X_0 时,即为自振衰减法,时域波形如图 7 所示。运动方程如式(A. 35)所示:

$$M\ddot{X} + KX(1 + j\eta) = 0 \dots\dots\dots (A. 35)$$

A. 1. 5. 1 瞬态位移响应幅值

第 i 及 $(i+n)$ 个波形的瞬态位移幅值,分别用式(A. 36)及式(A. 37)表示:

$$X_i = X_0 e^{-\frac{\eta}{2}\omega_n t_i} \dots\dots\dots (A. 36)$$

$$X_{i+n} = X_0 e^{-\frac{\eta}{2}\omega_n (t_i + n\frac{2\pi}{\omega_d})} \dots\dots\dots (A. 37)$$

式中:

ω_d ——有阻尼固有圆频率, $\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - (\eta/2)^2}$, 单位为弧度每秒(rad/s)。

A. 1. 5. 2 动刚度

试验系统固有频率根据位移波形的周期,按式(A. 38)计算:

$$f_n = \frac{1}{T} \frac{1}{\sqrt{1 - (\eta/2)^2}} \dots\dots\dots (A. 38)$$

动刚度 K_d 按式(A. 39)计算:

$$K_d = M_s (2\pi f_n)^2 / N \dots\dots\dots (A. 39)$$

式中：

M_s —— 试验系统中加载质量，单位为千克(kg)；

N —— 试验系统中隔振器的个数。

A. 1. 5. 3 损耗因子

自由振动衰减中 n 个波形的对数衰减率按式(A. 40)计算：

$$\ln(X_i/X_{i+n}) = \frac{\eta n \pi}{\sqrt{1 - \eta^2/4}} \dots\dots\dots (A. 40)$$

当 $\ln(X_i/X_{i+n}) \ll 2n\pi$ 时，得到等效损耗因子 η 表达式如式(A. 41)计算：

$$\eta = \ln(X_i/X_{i+n}) / (n\pi) \dots\dots\dots (A. 41)$$

A. 1. 6 椭圆法

A. 1. 6. 1 动刚度

从式(A. 1)中可见，传递力由弹性力和与其正交的阻尼力合成，当位移为最大值 X_0 时对应的传递力 F_m 等于弹性力 KX_0 ，从传递力-变形迟滞回线(如图 4 所示)中可直接得到动刚度 K_d ，如式(A. 42)所示：

$$K_d = F_m/X_0 = AC/BC \dots\dots\dots (A. 42)$$

式中：

AC —— 2 倍弹性力，单位为牛顿(N)；

BC —— 2 倍最大位移，单位为米(m)。

A. 1. 6. 2 损耗因子

在一个循环中弹性力、阻尼力相位差为 90° ，当位移 $X=0$ 时，阻尼力达最大值，此时传递力等于阻尼力，由图 4 可知，椭圆与 Y 轴相交点即为最大阻尼值。

根据定义，损耗因子按式(A. 43)计算：

$$\eta = F_d/F_t = DE/AC \dots\dots\dots (A. 43)$$

式中：

F_d —— 最大阻尼力，单位为牛顿(N)；

DE —— 2 倍阻尼力，单位为牛顿(N)。

A. 2 机械阻抗测试原理

通过建立 M 、 K 元件和系统四端参数，求隔离器输入、输出与其固有特性之间的关系，主要优点如下：

- a) 系统四端参数由系统本身的动态特性决定，与系统外结构无关；
- b) 四端参数阻抗测试法不仅适用于简单元件组合，也适用于质量分布元件及复杂的结构系统；
- c) 便于解决弹性元件中的驻波效应、机脚刚性不足及非刚性基础等振动中的难点问题。

A. 2. 1 弹性系统力学模型

弹性系统力学模型如图 A. 1 所示，假设：输入为简谐力 $F_1 e^{j\omega t}$ ，系统由质量 M 和具有复刚度 K^* 的弹性元件组成，其中图 A. 1(a) 激振力 $F_1 e^{j\omega t}$ 作用在质量上，输出速度 $V_2 = 0$ ；图 A. 1(b) 激振力 $F_2 e^{j\omega t}$ 作用在质量 M_2 上，输出力 $F_1 = 0$ 。

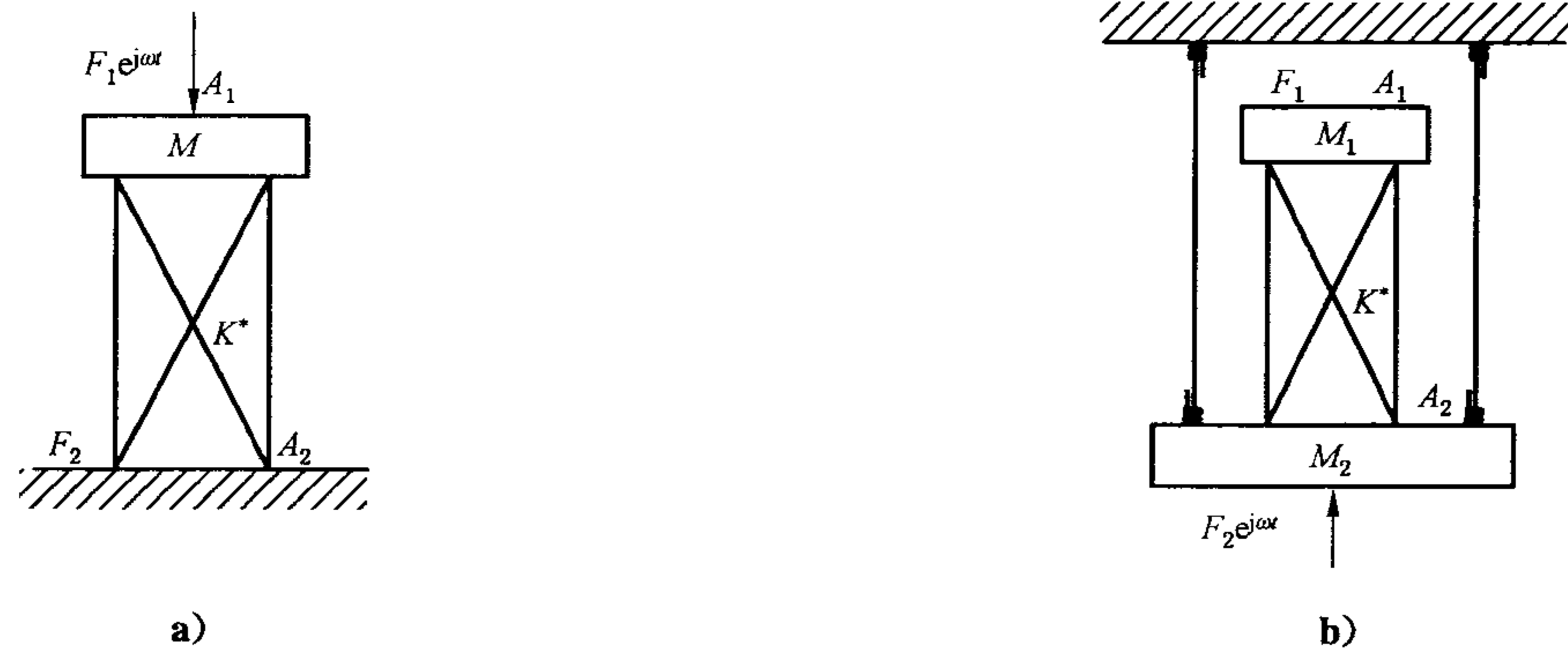


图 A.1 弹性系统力学模型

A.2.2 元件并联系统

a) 系统四端参数

图 A.1a) 为并联系统, 则并联系统四端参数方程按式(A.44)计算:

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ V_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & j\omega m \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \frac{j\omega}{K^*} & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_2 \\ V_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 - \frac{\omega^2 m}{K^*} & j\omega m \\ \frac{j\omega}{K^*} & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_2 \\ V_2 \end{bmatrix} \quad \dots\dots (A.44)$$

b) 系统输入机械阻抗

因图 A.1a) 中输出点 F_2, V_2 连接在质量无限大的基础上, 所以 $V_2 = 0$ (或者满足 $V_1/V_2 \geq 10$), 则式(A.44)简化为式(A.45):

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= \left[1 - \frac{\omega^2 m}{K(1+j\eta)} \right] F_2 \\ V_1 &= \frac{j\omega}{K^*} F_2 \end{aligned} \right\} \dots\dots (A.45)$$

系统输入机械阻抗按式(A.46)计算:

$$Z_{i1}^v = \frac{F_1}{V_1} = \frac{K(1+j\eta)}{j\omega} + j\omega m \quad \dots\dots (A.46)$$

上式复数形式的输入机械阻抗分别以实部 R_e 和虚部 I_m 表示, 则式(A.46)转换成式(A.47):

$$Z_{i1}^v = \frac{K}{\omega} \eta + j \left(\omega m - \frac{K}{\omega} \right) \quad \dots\dots (A.47)$$

系统输入机械阻抗的模按式(A.48)计算:

$$|Z_{i1}^v| = \sqrt{\left(\omega m - \frac{K}{\omega} \right)^2 + \left(\frac{K\eta}{\omega} \right)^2} = \frac{K}{\omega} \sqrt{\left(\frac{\omega^2}{\omega_n^2} - 1 \right)^2 + \eta^2} \quad \dots\dots (A.48)$$

c) 系统传递机械阻抗

传递机械阻抗按式(A.49)计算:

$$Z_{21}^v = \frac{F_2}{V_1} = \frac{K^*}{j\omega} = \frac{K}{\omega} \eta - j \frac{K}{\omega} \quad \dots\dots (A.49)$$

传递机械阻抗的模按式(A.50)计算:

$$|Z_{21}^v| = \frac{K}{\omega} \sqrt{1 + \eta^2} \quad \dots\dots (A.50)$$

在并联系统中,系统输入机械阻抗等于各元件阻抗之和。输入力等于系统的惯性力、弹性力及阻尼力之和。

d) 绘制阻抗曲线

在以 10 为底双对数坐标中分别绘制输入机械阻抗、传递机械阻抗的实部、虚部及模的阻抗曲线图,横坐标为频率 f ,纵坐标为机械阻抗 Z^v 如图 A. 2 所示,输入阻抗和传递阻抗的模在低频段 $f \leq f_{sn}/10$ 重合(f_{sn} 为隔离器阻抗试验一阶共振频率)。为便于识别隔离器动态性能参数在以 10 为底的三对数坐标中分别绘出速度、位移及加速度阻抗坐标如图 A. 3 所示,当速度阻抗坐标顺时针旋转 45° 时为位移阻抗坐标;当速度阻抗坐标逆时针旋转 45° 时为加速度阻抗坐标,在 $\omega=1\ 000(\text{rad/s})$ 时,速度阻抗、位移阻抗及加速度阻抗相交于一点。图 A. 2 及图 A. 3 中的 Q 值即为隔离器共振点放大倍率。

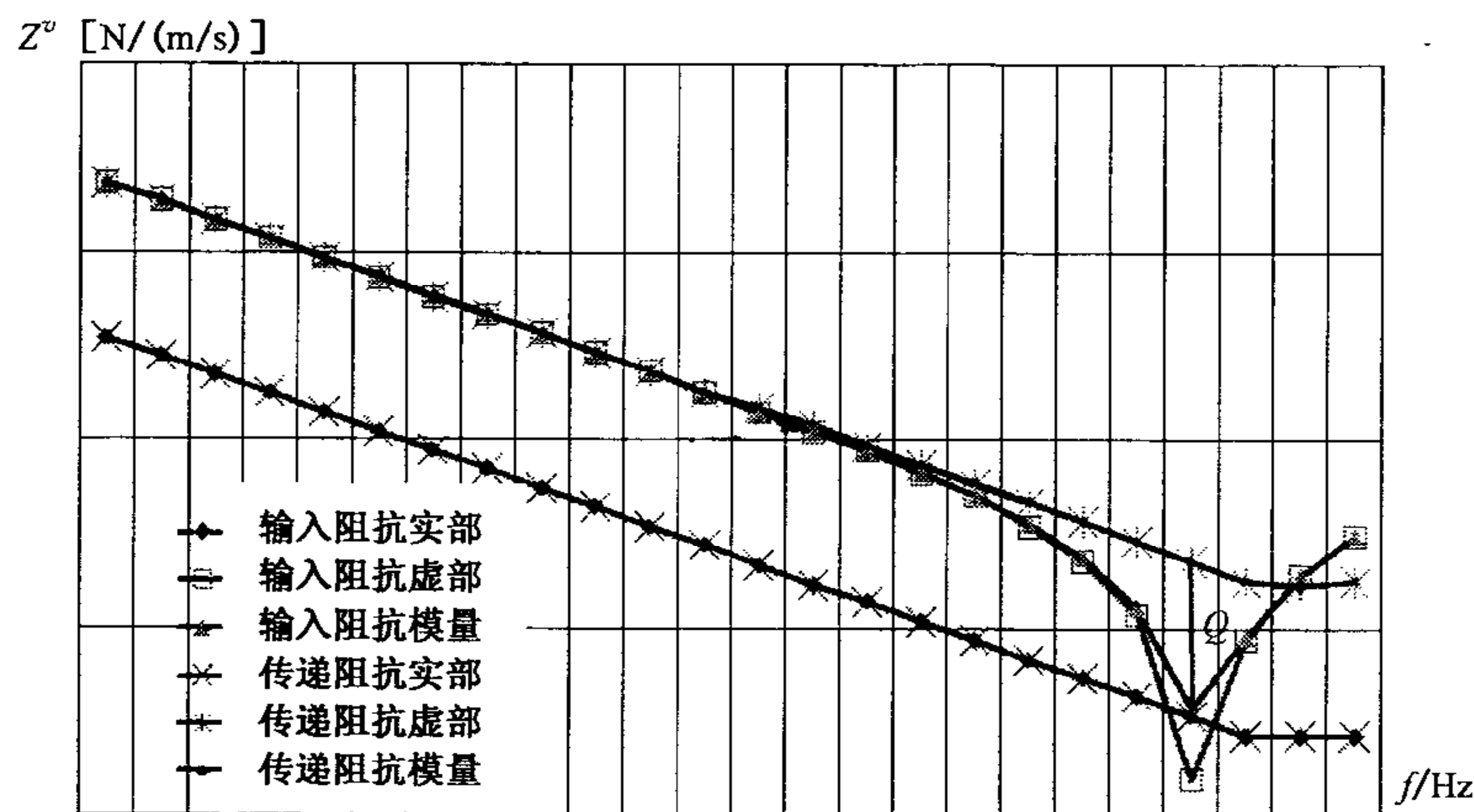


图 A. 2 输入速度阻抗及传递阻抗曲线示例

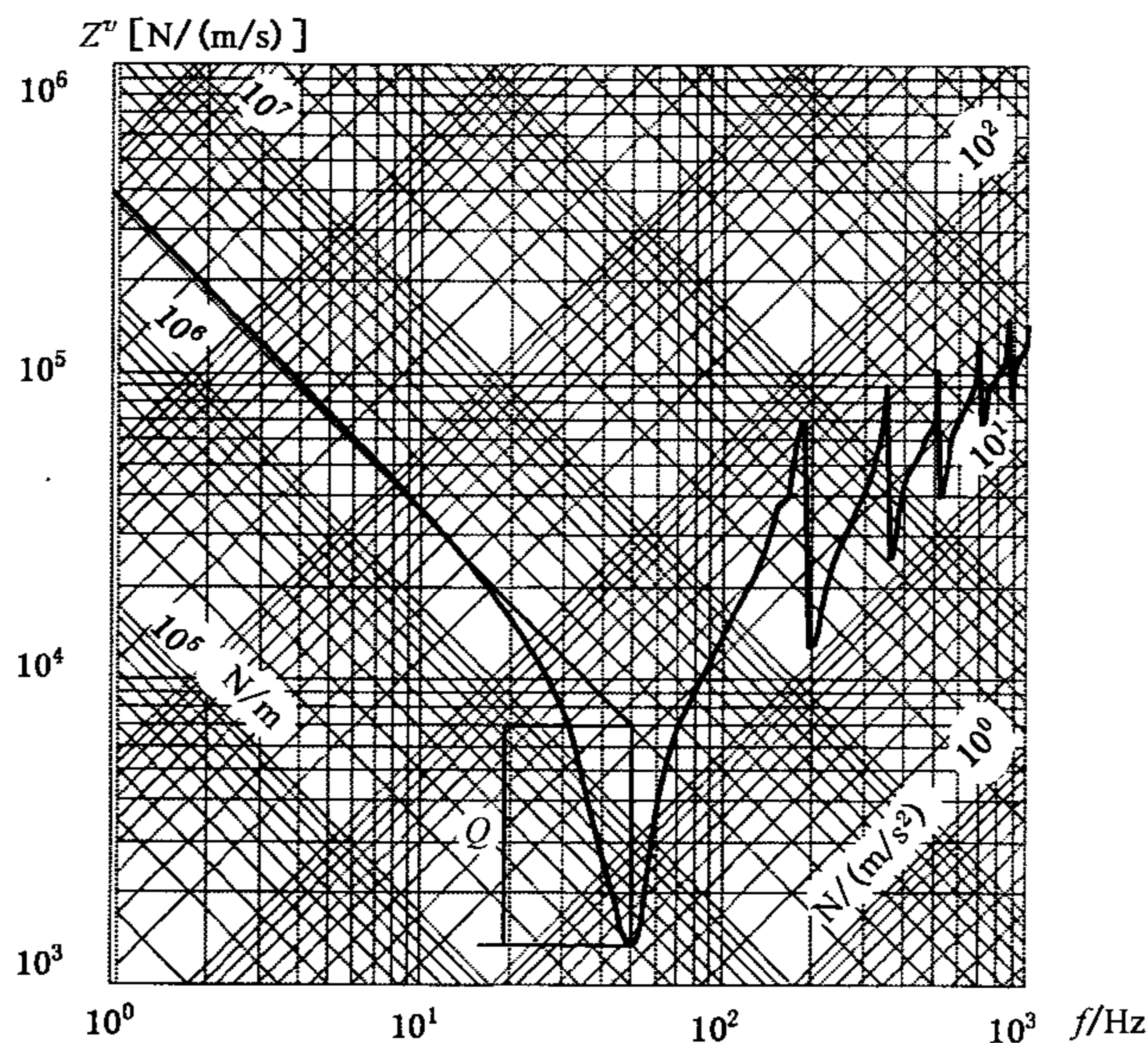


图 A. 3 阻抗诺谟曲线示例

e) 输出阻抗表

阻抗表如表 A. 1 所示,频率按 1/3 倍频程中心频率,阻抗值根据测试需要,可给出对应频率的

线谱值或按 1/3 倍频程能量谱值给出输入速度阻抗、传递速度阻抗的实部、虚部及模。1/3 倍频程的能量谱计算方法如式(25)所示。

表 A.1 隔离器输入及传递速度阻抗值表

频率 Hz	输入速度阻抗 $Z_{i1}^v(\omega)/(N \cdot s/m)$			传递速度阻抗 $Z_{i2}^v(\omega)/(N \cdot s/m)$		
	实部	虚部	模	实部	虚部	模
f_N	$\text{Re}(Z_{i1}^v)$	$\text{Im}(Z_{i1}^v)$	$\sqrt{\text{Re}^2 + \text{Im}^2}$	$\text{Re}(Z_{i2}^v)$	$\text{Im}(Z_{i2}^v)$	$\sqrt{\text{Re}^2 + \text{Im}^2}$
5						
6.3						
8						
...
800						
1 000						

A.2.3 双质量系统

A.2.3.1 双质量系统四端参数

图 A.1(b)中,输入力 F_2 作用在质量 M_2 上,输出端呈自由状态,外力 $F_1 = 0$,根据互易原则,系统四端参数与输入、输出关系按式(A.51)及式(A.52)计算:

$$\begin{bmatrix} F_2 \\ V_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & j\omega m_2 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \frac{j\omega}{K^*} & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & j\omega m_1 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_1 \\ V_1 \end{bmatrix} \dots\dots\dots (A.51)$$

$$\left. \begin{aligned} F_2 &= j\omega V_1 \left(m_1 + m_2 - \frac{m_1 m_2 \omega^2}{K^*} \right) \\ V_2 &= \left(1 - \frac{\omega^2 m_1}{K^*} \right) V_1 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (A.52)$$

A.2.3.2 系统输入机械阻抗

系统输入机械阻抗按式(A.53)计算:

$$Z_{22}^v = \frac{F_2}{V_2} = \frac{j\omega \left(m_1 + m_2 - \frac{m_1 m_2 \omega^2}{K^*} \right)}{\left(1 - \frac{\omega^2 m_1}{K^*} \right)} \dots\dots\dots (A.53)$$

A.2.3.3 系统传递机械阻抗

由(A.52)可以推导出系统传递阻抗,按式(A.54)计算:

$$Z_{12}^v = \frac{F_2}{V_1 - V_2} = \frac{j\omega \left(m_1 + m_2 - \frac{m_1 m_2 \omega^2}{K^*} \right)}{\frac{\omega^2 m_1}{K^*}} = \frac{j \left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right) K^*}{\omega} - j\omega m_2 \dots\dots\dots (A.54)$$

在双质量系统的输入机械阻抗式中,当频率 $\omega = \sqrt{\frac{K^*}{m_1}}$ 时出现反共振点,当频率 $\omega = \sqrt{K^* / \left(\frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \right)}$ 时出现共振点。

A. 2. 3. 4 系统速度点导纳

元件串联情况下,利用系统速度点导纳等于各元件导纳之和的原则求动态性能参数更方便,则输入速度导纳按式(A. 55)~式(A. 58)计算:

$$Y_{22}^v = \frac{V_2}{F_2} = \frac{1}{j\omega m_1} + \frac{1}{j\omega m_2} + \frac{j\omega}{K(1+j\eta)} = \frac{\omega\eta}{K(1+\eta^2)} + j\left[\frac{\omega}{K(1+\eta^2)} - \frac{1}{\omega}\left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2}\right)\right] \dots (A. 55)$$

$$\text{Re}(Y_{22}^v) = \frac{\omega\eta}{K(1+\eta^2)} \dots\dots\dots (A. 56)$$

$$\text{Im}(Y_{22}^v) = j\left[\frac{\omega}{K(1+\eta^2)} - \frac{1}{\omega}\left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2}\right)\right] \dots\dots\dots (A. 57)$$

$$|Y_{22}^v| = \{[\text{Re}(Y_{22}^v)]^2 + [\text{Im}(Y_{22}^v)]^2\}^{0.5} = \left\{\left(\frac{\omega\eta}{K(1+\eta^2)}\right)^2 + \left[\frac{\omega}{K(1+\eta^2)} - \frac{1}{\omega}\left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2}\right)\right]^2\right\}^{0.5} \dots\dots\dots (A. 58)$$

式中:

$\text{Re}(Y_{22}^v)$ ——速度点导纳实部;

$\text{Im}(Y_{22}^v)$ ——速度点导纳虚部;

$|Y_{22}^v|$ ——速度点导纳模。

系统速度点导纳曲线模见图 A. 4 所示。

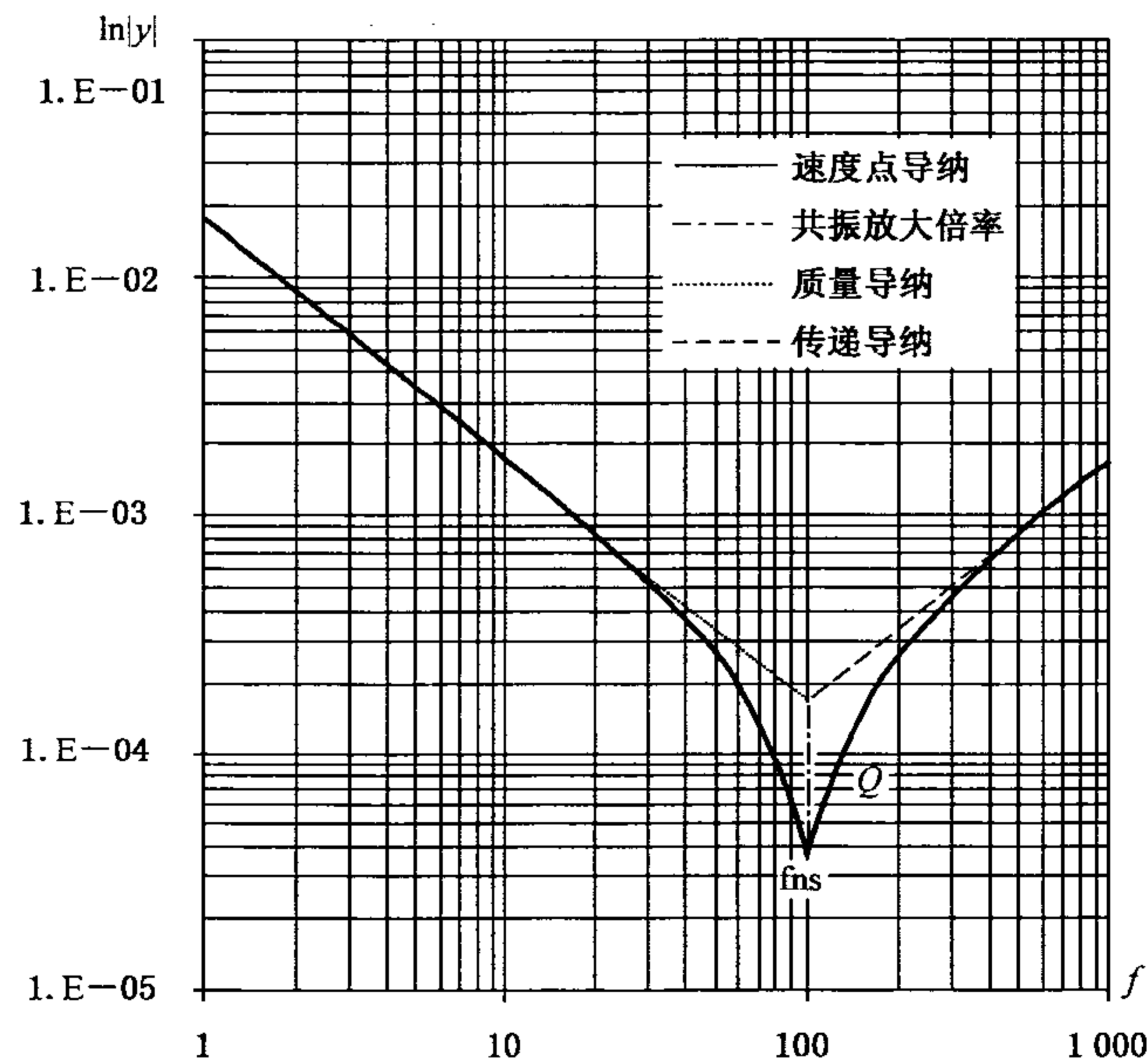


图 A. 4 速度点导纳

附录 B
(资料性附录)
冲击测试原理

B.1 冲击运动方程及其解

跌落式冲击试验系统如图 11a)所示,力平衡方程按式(B.1)计算:

$$M\ddot{X} + K_{ch}X(1 + j\eta_{ch}) = \begin{cases} -M\ddot{u} & (0 < t \leq \tau) \\ 0 & (t > \tau) \end{cases} \dots\dots\dots(B.1)$$

落锤式冲击试验系统如图 11b)所示,力平衡方程按式(B.2)计算:

$$M\ddot{X} + K_{ch}X(1 + j\eta_{ch}) = \begin{cases} -m_0\ddot{X} & (t \leq \tau) \\ 0 & (t > \tau) \end{cases} \dots\dots\dots(B.2)$$

当初始条件时 $t=0$ 时, $x(0) = \dot{x}(0) = 0$, 将其代入式(B.1)、式(B.2)中,得到:

$$X(t) = -\frac{1}{\omega_d} \int_0^t \ddot{u}_m \sin \frac{\pi}{T} \tau \cdot e^{-\frac{\gamma}{2} \omega_n (t-\tau)} \sin \omega_d (t-\tau) d\tau \dots\dots\dots(B.3)$$

对式(B.3)进行积分,并整理简化后得到位移响应,即隔离器变形:

$$\begin{cases} X(t) = x_{01} \sin(\frac{\pi}{T} \tau - \varphi_1) + x_{02} e^{-\xi \omega_0 t} \sin(\omega_d t - \varphi_2) & (0 \leq t \leq \tau) \\ X(t) = x_0 e^{-\xi \omega_0 t} \sin(\omega_d t - \varphi_0) & (t > \tau) \end{cases} \dots\dots\dots(B.4)$$

式中:

- X ——系统质量 M 相对台面的位移,单位为米(m);
- \ddot{X} ——系统质量 M 相对台面的加速度,单位为米每二次方秒(m/s^2);
- K_{ch} ——隔离器冲击刚度,单位为牛每米(N/m);
- η_{ch} ——隔离器的冲击损耗因子;
- \ddot{u}_m ——台面的绝对冲击加速度,单位为米每二次方秒(m/s^2);
- τ ——脉冲作用时间,单位为秒(s);
- m_0 ——落锤质量,单位为千克(kg);
- M ——系统质量,单位为千克(kg)。

B.2 隔离器冲击传递力

冲击输入脉宽远小于隔离器的自由振动周期,隔离器最大位移及最大传递力均发生在($t > \tau$)的时刻。

跌落式冲击试验系统中,冲击力由台面输入,通过隔离器传递至系统质量,传递力等于惯性力,同时等于阻尼力与弹性力矢量和。

落锤式冲击试验系统中,冲击力由落锤作用在系统质量上,再通过隔离器传递至刚性基础,传递力通过隔离器输出端的力传感器直接测得。

B.3 隔离器冲击刚度和损耗因子

隔离器冲击刚度和损耗因子在冲击传递力-变形迟滞回线(图 12)中求出。

a) 冲击刚度

根据冲击刚度定义,位移最大时刻对应的传递力为弹性力,冲击刚度由式(B.5)表示:

$$K_{\text{ch}} = \frac{F_t}{X_{\text{ch}}} \quad \dots\dots\dots (\text{B.5})$$

当系统冲击输入由台面产生时,如图 11a)所示,最大传递力按式(B.6)计算:

$$F_m = M\ddot{A}_m \quad \dots\dots\dots (\text{B.6})$$

当系统冲击输入作用在质量上或隔离器输入端时,如图 11b)所示,传递力由隔离器输出端的力传感器直接测出。

式中:

X_{ch} ——最大冲击位移,单位为米(m);

F_t ——最大冲击位移时对应的传递力即最大弹性力,可由冲击传递力-变形迟滞回线直接读出,单位为牛顿(N);

F_m ——最大冲击传递力,可由冲击传递力-变形迟滞回线直接读出,单位为牛顿(N)。

b) 损耗因子

损耗因子按(B.7)计算:

$$\eta = \frac{F_d}{F_t} = \frac{\sqrt{F_m^2 - F_t^2}}{F_t} \quad \dots\dots\dots (\text{B.7})$$

式中:

F_d ——阻尼力,单位为牛顿(N)。

B.4 冲击传递率

B.4.1 当冲击输入由台面产生时,冲击传递率按式(B.8)计算:

$$T_A = M\ddot{A}/M\ddot{U} = \ddot{A}/\ddot{U} \quad \dots\dots\dots (\text{B.8})$$

B.4.2 当冲击输入由落锤产生作用在弹性系统质量上时,冲击传递率按式(B.9)计算:

$$T_A \approx F_m / [(M+m)\ddot{A}] \quad \dots\dots\dots (\text{B.9})$$

当冲击输入由落锤直接作用在隔离器输入端时, $M=0$ 。

中 华 人 民 共 和 国
国 家 标 准
振动与冲击隔离器静、动态性能测试方法
GB/T 15168—2013

*

中国标准出版社出版发行
北京市朝阳区和平里西街甲2号(100013)
北京市西城区三里河北街16号(100045)

网址 www.spc.net.cn

总编室:(010)64275323 发行中心:(010)51780235

读者服务部:(010)68523946

中国标准出版社秦皇岛印刷厂印刷
各地新华书店经销

*

开本 880×1230 1/16 印张 2.25 字数 60 千字
2013年12月第一版 2013年12月第一次印刷

*

书号: 155066·1-47798

如有印装差错 由本社发行中心调换
版权专有 侵权必究
举报电话:(010)68510107



GB/T 15168-2013