ICS 17.160
N 73

中华人民共和国国家标准

GB/T 18328—2001

振动台选择指南

Guidance for selection of vibration generator system

2001-02-26发布　　2001-09-01实施

国家质量技术监督局　发布

前　　言

本标准起草过程中，调查研究和分析了当前有关振动试验要求和国内外振动试验设备水平，考虑了国内各单位的实践经验以及国外在该领域的最新进展，参照了与本标准同步进行制定的国际标准 ISO/CD 10813：1997《Guide for Selection of Vibration Generator System》，依此作为编制的基础。

本标准的附录 A 是提示的附录。

本标准由国家机械工业局提出。

本标准由全国机械振动与冲击标准化技术委员会归口。

本标准起草单位：航天工业总公司 702 研究所、北京机械工业自动化研究所。

本标准主要起草人：宋文治、朱晓民。

本标准委托航天工业总公司 702 研究所和北京机械工业自动化研究所负责具体解释。

中华人民共和国国家标准

振动台选择指南

GB/T 18328—2001

Guidance for selection of vibration generator system

1 范围

本标准给出了主要类型振动台的性能和选择方法。

本标准适用于用户根据试验要求选择振动台。

2 引用标准

下列标准所包含的条文，通过在本标准中引用而构成为本标准的条文。本标准出版时，所示版本均为有效。所有标准都会被修订，使用本标准的各方应探讨使用下列标准最新版本的可能性。

GB/T 2298—1991 机械振动与冲击 术语(neq ISO 2041:1990)

GB/T 2423.10—1995 电工电子产品基本环境试验规程 试验 Fc:振动(正弦)试验方法 (idt IEC 68-2-6:1982)

GB/T 2423.11—1982 电工电子产品基本环境试验规程 试验 Fda:宽带随机振动试验方法 一般要求(idt IEC 68-2-34:1973)

GB/T 7670—1987 电动振动试验设备特性的描述方法(eqv ISO 5344:1980)

GB/T 10179—1988 液压伺服振动试验设备特性的描述方法

GB/T 13309—1991 机械振动台 技术条件

JB/T 7914—1999 振动台辅助台设备特性的描述方法

3 振动台的主要类型和特性参数

用于产生振动并将其传递到其他结构或设备上的机器称为振动发生器，振动发生器和必需的附属设备所组成的系统称为振动台。

3.1 振动台的主要类型

根据原理和结构的不同，其主要类型有机械振动台、液压振动台、电动振动台、电压振动台和磁致伸缩振动台等，经常使用的是机械、电动和液压三种振动台。

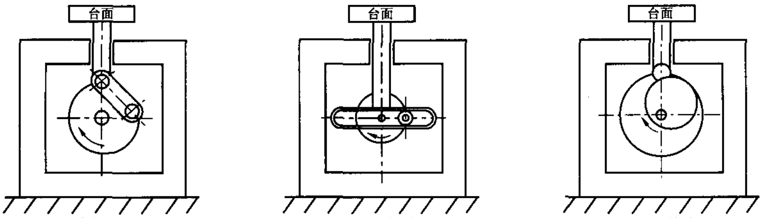
3.1.1 机械振动台

由电机驱动机械结构产生所需振动的振动台称为机械振动台。机械振动台主要有直接驱动式和反作用式两种类型。

3.1.1.1 直接驱动式机械振动台

直接驱动式是由连杆或凸轮等传动机构直接驱动的振动台，根据驱动机构的不同又可分成曲柄连杆式、轭架式和凸轮式三种(见图 1)。其频率由驱动电机转速控制。其位移振幅一般不随负载和频率变化。

国家质量技术监督局 2001-02-26 批准　　2001-09-01 实施



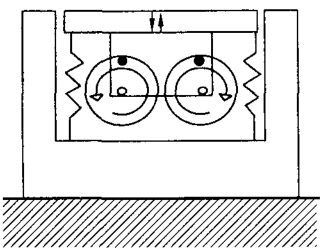
a) 曲柄连杆式　　b) 轭架式　　c) 凸轮式

图 1　直接驱动式机械振动台结构示意图

3.1.1.2　反作用式机械振动台

它是由不平衡质量旋转产生的激振力驱动的振动台，其力 $F=mr\omega^2$，其中 m 为不平衡质量，r 为旋转半径，ω 为转动角速度。

图 2 给出了最常见的一种能做垂直振动的双质量振动台。有时需要既能做垂直振动又能做水平振动，这时可采用三质量振动台（见图 3），其中大质量 M 与两个小质量 m 之和相等。



● — 偏心质量

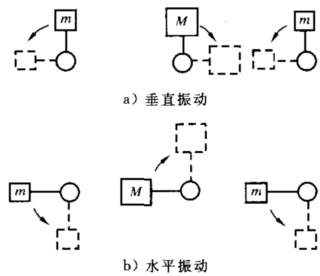


图 2　双质量反作用式机械振动台结构示意图　　图 3　三质量反作用式机械振动台结构示意图

在图 3a）中，两个小质量运动和大质量的旋转引起的离心力在水平方向相互抵消。而垂向则叠加，故产生纯垂向激振力。在图 3b）中，则因大质量相位偏移了 180°，离心力在垂直方向相互抵消，故产生纯水平振动。

3.1.2　电动振动台

由固定磁场和位于磁场中并通有交变电流的可动线圈的相互作用所产生的力驱动的振动台称为电动振动台。它主要由电动振动台、功率放大器和振动控制装置等所组成。该系统的框图见图 4。

电动振动发生器典型结构示于图 5。其中具有工作台的电动振动发生器用于振动环境试验；具有力输出激振头的电动振动发生器用于振动特性试验。

对于小推力情况（<500 N），其固定磁场由永久磁铁提供，大推力情况则是由直流线圈提供的。为避免磁场对试件的不良影响，现多采用双端式交变线圈。

功率放大器用于为振动台提供所需的电流和电压。功率放大器有两种类型可供选择，即线性功率放大器和开关功率放大器。线性功放的失真小，但热耗大，效率低（40%～50%）；而开关功放热耗小，效率高（70%～80%）且体积小，失真亦不大。

功放与振动台的耦合方式有两种，即直接耦合和变压器耦合。前者没有功率损失，频率范围宽；后者则可通过变压器抽头调节额定电压和电流，以适应不同试验要求，但缺点是变压器有功率损失，并限制了使用频率范围。

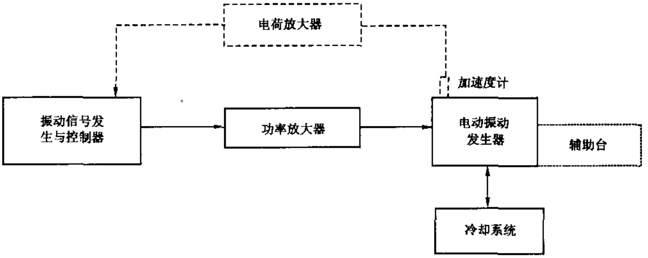
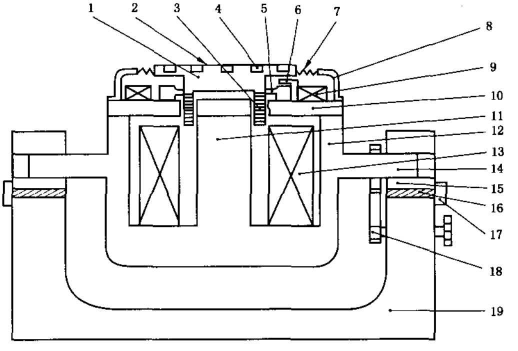
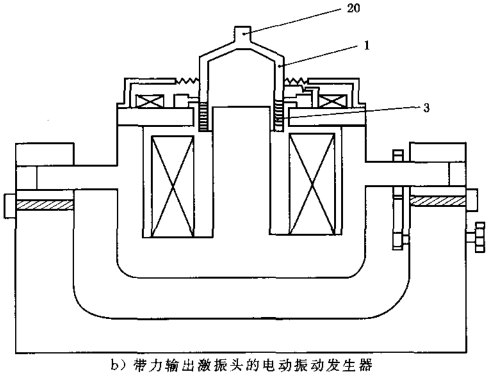


图 4　电动振动台框图



a）带工作台的电动振动发生器



b）带力输出激振头的电动振动发生器

1—骨架；2—工作台；3—动圈；4—安装螺栓套；5—运动部件的悬挂和导向；6—极限制动器；7—弹性密封；8—外罩；9—消磁线圈；10—外部极片；11—中心极片；12—台体外壳；13—励磁线圈；14—耳轴；15—支撑；16—振动台悬挂；17—悬挂锁紧装置；18—振动台定向装置；19—底座；20—力输出激振头

注：运动部件包括骨架、工作台（或力输出激振头）和动圈。

图 5　电动振动发生器典型结构

信号发生器和控制装置用于为功放提供信号源，它可以根据试验要求的不同，提供正弦、随机振动和冲击信号并通过台面实测信号的反馈实现实时控制(使台面振动符合规定要求)。

辅助台通常为一油膜滑台，用于实现水平振动(见5.4)。

冷却装置用于移去振动台动圈及功放产生的热量，有风冷和水冷两种。风冷无需循环水冷却装置，但噪声大；水冷方式噪声小，冷却效率高，但需建循环冷却水塔。

3.1.3 液压振动台

利用液体压力产生振动力进行驱动的振动台称为液压振动台。它由液压振动发生器、液压源、伺服阀控制和保护装置以及振动控制系统所组成。液压振动台方框图见图6。液压振动发生器的结构见图7。

伺服阀实际上为一电液放大器，它通常由电磁驱动线圈、控制滑阀和功率滑阀组成。它将输入电信号转换成液体压力、流量及方向变化，驱动液压缸的活塞运动。该运动由传感器反馈给伺服阀控制装置以控制振动波形满足预定的要求。液压振动台像电动振动台一样，可以实现正弦、随机振动和冲击激励。此外，它还可以利用多个液压缸组成多点或多轴向的振动试验系统。

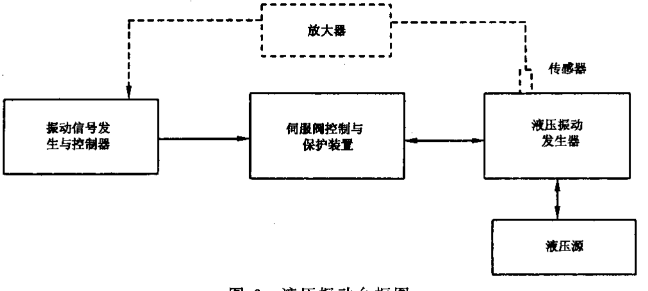


图6 液压振动台框图

3.2 振动台的特性参数

GB/T 7670和GB/T 10179分别规定了电动振动台和液压振动台的特性。其主要特性概括如下：

额定力——在规定试验负载的情况下，可达到加速度(位移、速度)上限的力。

额定负载——在不带运动部件静位移补偿装置的条件下，能达到加速度(位移、速度)上限的负载(试品和夹具)。

额定频率范围——加速度(位移、速度)在规定精度范围内可复现的频率范围。

加速度(位移、速度)限——加速度(位移、速度)可以复现的最高值和最低值。

加速度功率谱密度限——加速度功率谱可以复现的最高值和最低值。

加速度(位移、速度)失真度——描述振动台振动波形与标准正弦波之间误差的百分比，它可用下式表达：

$$k_d = \left[\left(\sum_{i=2}^{n} a_i^2\right)^{1/2} / a_1\right] \times 100\%$$

式中：a_i——i阶加速度(位移、速度)谐波；

a_1——1阶加速度(位移、速度)谐波。

加速度(位移、速度)横向运动比——描述台面横向运动与规定主振轴向(Z)运动的一个比值，它可用下式表达：

$$k_t = [(a_X^2 + a_Y^2)^{1/2} / a_Z] \times 100\%$$

式中：a_X和a_Y——沿X轴和Y轴向的加速度(位移、速度)；

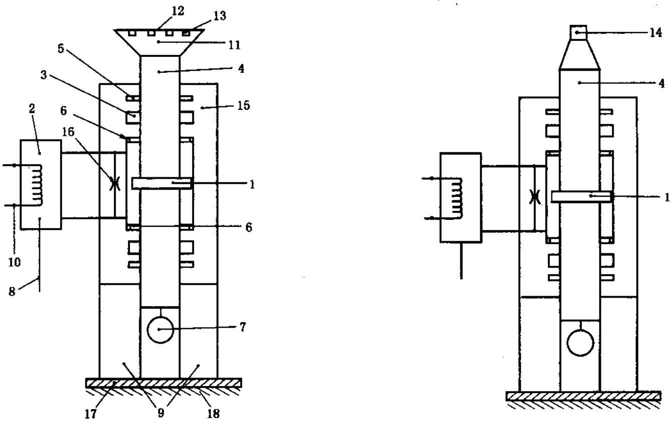
a_Z——沿Z轴向的加速度(位移、速度)。

台面加速度(位移、速度)的不均匀度——描述台面上各安装点与控制点之间的加速度(位移、速度)中的差异的一个参数,它可用下式表达:

$$\theta = (\max|a_i - a_k|/a_k) \times 100\%$$

式中:a_i——第 i 个安装点的加速度(位移、速度);

a_k——控制点 k 的加速度(位移、速度)。



a) 具有工作台的液压振动台　　　　b) 具有力输出激励头的液压振动台

1—活塞;2—伺服阀;3—导向系统;4—活塞杆;5—密封与泄漏收集器;6—限位器;7—位移传感器;8—液压源;9—底座;10—伺服阀控制线圈;11—工作台体;12—工作台面;13—螺纹衬套;14—力输出激励头;15—液压缸体;16—可调旁通阀;17—基板;18—基础或反作用质量

注

1 运动部件包括液压台活塞、活塞杆、工作台体(或力输出端)。

2 液压振动台两端可采取柱铰或球铰联接方式。

图 7 液压振动台的典型结构

3.2.1 机械振动台的特性参数

机械振动台的特性参数见表 1。

表 1 机械振动台的特性参数

<table>
<tr><th>额定负载质量
kg</th><th>频率范围
Hz</th><th>最大位移
mm</th><th>最大加速度
m/s²</th></tr>
<tr><td>5</td><td rowspan="3">5～100</td><td rowspan="3">±5</td><td rowspan="2">150</td></tr>
<tr><td>25</td></tr>
<tr><td>50</td><td rowspan="2">100</td></tr>
<tr><td>100</td><td rowspan="4">5～80</td><td rowspan="3">±3</td></tr>
<tr><td>250</td><td rowspan="3">50</td></tr>
<tr><td>500</td></tr>
<tr><td>1 000</td><td>±2.5</td></tr>
</table>

由表 1 可见,它是按额定负载顺序给出的系列性能参数表。该系统的使用频率范围较窄,最大频率

小于 100 Hz，否则其波形失真过大(>25%)。它可完成正弦定频和等位移扫频试验，其推力随频率平方成比例增加。

3.2.2 电动振动台的特性参数

电动振动台的特性参数见表 2。

表 2 电动振动台的特性参数

额定推力 N	频率范围 Hz	最大位移 mm	空台最大加速度 m/s^2	最大负载 kg	运动系统的质量 kg
31.5	5～13 000	±2.5	200	1.0	—
63	5～10 000	±2.5	250	1.5	—
125	5～8 000	±5.0	500	2.0	0.4
250	5～8 000	±5.0	500	2.0	0.4
500	5～8 000	±8.0	650	2.0	0.4
1 000	5～7 000	±8.0	800	10	0.7
2 000	5～5 000	±12.5，±25.0 可选	1 000	50	1.0
4 000	5～4 000		1 000	100	2.5
8 000	5～3 500		1 000	200	5.0
16 000	5～3 000		1 000	400	13
32 000	5～2 500		1 000	500	25
64 000	5～2 000		1 000	1 000	40
128 000	5～1 800		1 000	2 000	80
200 000	5～1 600		1 000	4 000	180

由表 2 可见，系统基本性能参数是按正弦激振力大小排序(由 31.5 N 到 200 kN)列表的，常用的频率范围为 5～2 000 Hz。应该注意，额定推力不是在整个频率范围都可达到的，而是在低频段受到台体行程限制，可实现额定位移；在中频段受到额定电压限制，可实现额定速度。在高频段则可达到额定加速度，额定加速度是个变数，在给定推力条件下，它所能产生的加速度与负载质量大小有关，若有夹具的话，则这里的负载质量是指负载与夹具质量之和。GB/T 7670 规定了六种标准负载 m_0，m_1，m_2，m_3，m_4，m_5，即在给定推力条件下，相应于台面所能产生加速度分别为空载加速度，40 g，10 g，4 g，1 g，20 g 的负载。

图 8 给出了典型电动振动台的正弦振动额定性能曲线。

上述系统性能的额定值都是按正弦振动给出的，对于随机振动，由于其随机激振力的额定值是加速度功率谱密度、功放电流与电压的峰值/均方根值的函数，故为使随机振动的额定性能有共同的参考基准，GB/T 7670 对加速度功率谱密度形状做了如下规定：

$\Phi(f)=0$， $f<20$ Hz；

$\Phi(f)=(f/100)^2\Phi_0$， 20 Hz $<f<$ 100 Hz；

$\Phi(f)=\Phi_0$， 100 Hz $<f<$ 2 000 Hz；

$\Phi(f)=0$， $f>$ 2 000 Hz。

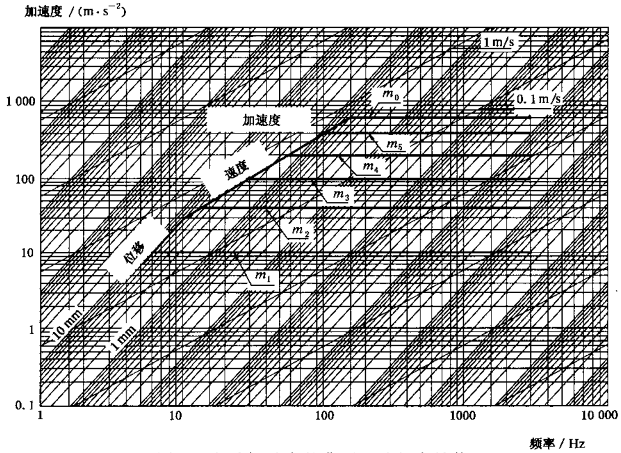


图 8　电动振动台的典型正弦额定性能

3.2.3　液压振动台的特性参数

液压振动台的特性参数见表 3。

表 3　液压振动台的特性参数

额定推力 kN	频率范围 Hz	最大位移 mm	最大速度 m/s	最大加速度 m/s²
5	0.1～140	±5～±150, 可选	2.5,1.7, 0.8,0.3, 0.2,可选	1 000
8	0.1～100			1 000
10	0.1～100			1 000
15	0.1～100			1 000
20	0.1～100			1 000
30	0.1～60			1 000
50	0.1～60			1 000
100	0.1～60			600
200	0.1～60			300
500	0.1～30			100
1 000	0.1～30			30

注

1　表中正弦激振力、频率范围和最大位移均为额定负载条件下的数据。

2　最大位移可达±200 mm,甚至更大,用户可根据需要选择。

3　空载下,最大加速度可达 1 200 m/s²。

4　最大速度可达 10 m/s。

5　额定推力可达 10 MN。

6　频率范围可做到 DC～800 Hz。

典型正弦额定性能曲线见图 9。由图 9 可见，该性能曲线与电动振动台相似，不同的是在高频端受液柱及阀共振频率影响其推力(加速度)大大下降。此外，对于液压振动台，GB/T 10179 规定了六种标准负载 $m_0, m_1, m_2, m_3, m_4, m_5$，相应于台面加速度分别为：空载加速度，1 g，4 g，10 g，20 g，40 g。

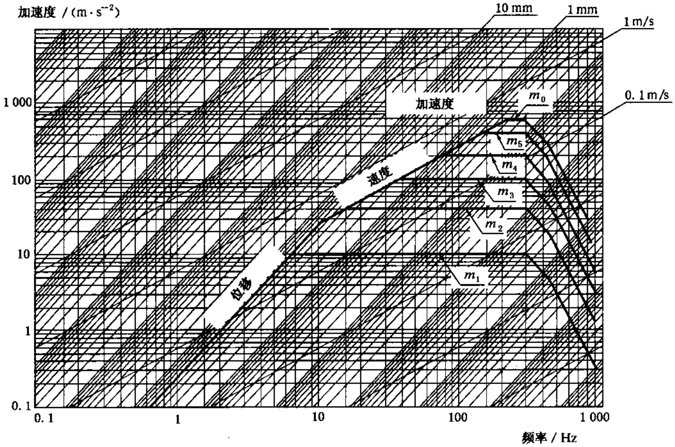


图 9　液压振动台的典型正弦额定性能

随机振动与 3.2.2 相似，亦可给出在规定功率谱密度形状情况下的随机推力值。参见图 10。该图中 f_1, f_2, f_3, f_4, f_5 的具体值由正弦性能曲线确定(见图 9)。

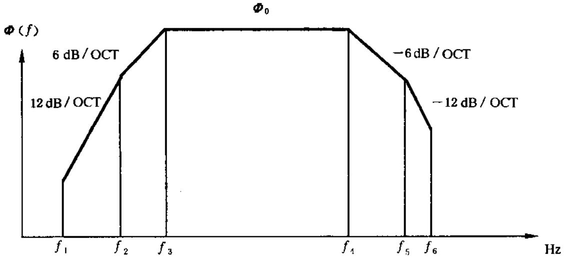


图 10　振动台功率谱密度曲线

4　三种类型振动台的性能比较和选择原则

三种类型振动台的主要性能比较见表 4。

表 4 振动台的性能比较

参数 \ 振动台的类型	电动振动台	液压振动台	机械振动台
额定力/kN	0.1～200	5～10 000	0.5～150
负载/kg	1 000	5 000	500
位移/mm	±8～±25,典型±12.5	±200,典型～±50	±100,典型±5
加速度/(m/s^2)	1 000,典型 1 000	1 000,典型 100	300,典型 100
频率/Hz	0.5～5 000,典型 5～2 000	0～800,典型 0.1～200	0.1～300,典型 5～100
失真/%	2～5,在某些频率处可达 25 以上	在固有频率以下,15;在固有频率以上,5	20 以上
横向运动/%	5～10,在某些频率处可达 25 以上	5	20 以上
台面不均匀度/%	5～10,在某些频率处可达 25 以上	2～5	5～10
台面磁场强度/T	0.001 以上	无	无
对负载偏心的敏感度	高	低	高
激励类型	全部	全部	定频正弦
成本	高	高	低

三种类型振动台的典型应用幅值和频率范围比较见图 11。

图 11 与表 4 一起综合比较了各主要类型振动台的性能和特点,为振动台的选择提供了一览图表。对给定的振动试验要求,使用者可从此图表开始选择工作,所考虑的参数依其重要性的顺序排列如下:

a) 推力;

b) 频率范围;

c) 位移、速度、加速度;

d) 精度要求;

e) 随机、冲击要求;

f) 性能/价格比;

g) 磁场等其他要求。

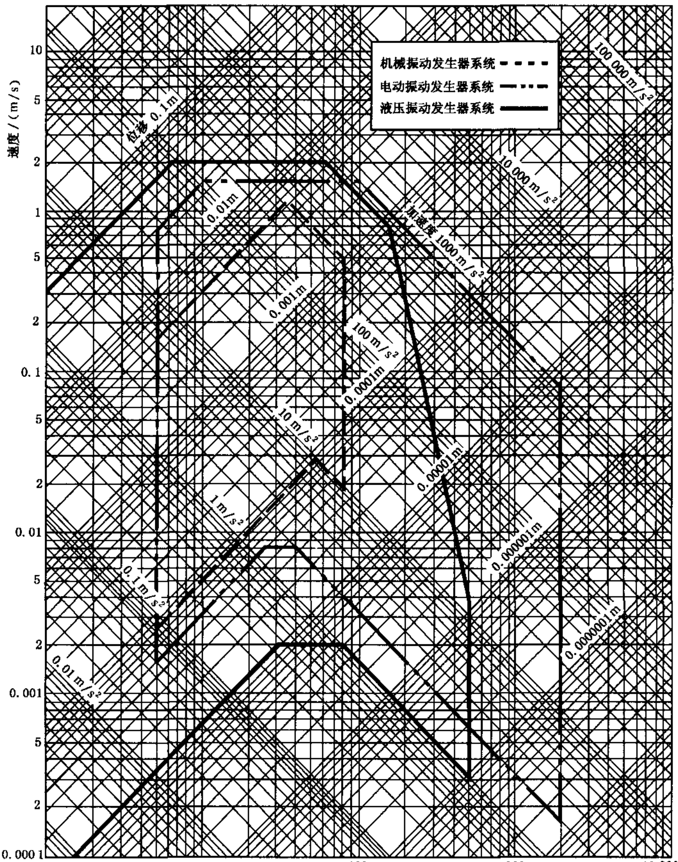


图 11 三种振动台典型应用幅值和频率范围比较

5 振动试验对振动台的要求

在真实环境中，存在着各种振动源，如旋转机械不平衡引起的正弦振动，火箭或航空发动机引起的随机振动，地震、爆炸引起的冲击等。

为了在试验室复现这些振动环境，以研究它们对产品性能和寿命的重要影响和改进产品，我们要求振动台能产生与上述振动源相应的正弦、随机振动和冲击激励。

振动试验按试验目的分，主要有二种类型，一类是以考核产品承受振动环境能力为目的的振动环境模拟试验，如正弦扫频振动、随机振动和瞬态振动或冲击。另一类是以研究和评价产品结构动力学性质为目的的振动特性试验（模态试验），它要求振动台能在感兴趣的频率范围内产生足以激起结构响应的

振动激励力。这可采用正弦或随机振动，亦可用冲击。

对前一类，要求所选用的振动台〔见图5a)，7a)〕的各项性能能满足相应试验规范的要求。对后一类，则要求其力输出端〔见图5b)，7b)〕能在给定的频率范围内能产生所需的激励力。

5.1 试验方法与试验要求

5.1.1 试验方法

试验室振动试验方法可用单频正弦和各种形式的多频振动：如定频、扫频正弦、随机和伪随机（宽带或窄带），还有混合式的。除此而外，激励可以是多向的和多点的。

通常标准采用下列的波形：

a）正弦定频

该激励是一等幅正弦信号，它是在感兴趣的频率范围内，从低频到高频依次施加给试品的单频振动。一般在低频处由位移、在高频处由加速度峰值或均方根值进行控制，频率和幅值用手调。当通过预定频率范围时可给出试品的机械共振和各种不稳定情况。试验条件包括频率范围和各个单频频率、位移或加速度峰值和试验时间。

b）正弦扫频

这种激励是在低频处由位移、在高频处由加速度定义的等幅正弦信号，它在感兴趣的频率范围内，连续地从低频限扫到高频限，或反之。转折频率一般位于10～500 Hz的范围内。它一般由专门的控制系统实现等位移和等加速度峰值或均方根值扫频试验。试验条件包括频率范围位移和加速度幅值、扫描率、转折频率和试验时间。

c）宽带随机

宽带随机激励由在感兴趣的频率范围内，近似实际工作条件的加速度功率谱密度的谱形定义。它是在台面/试品控制点处产生的。试验条件包括试验的频率范围、加速度功率谱量级和试验时间。像正弦扫频一样，它是由专门的系统实现加速度功率谱密度控制的。

d）冲击

它又可分为典型脉冲和冲击响应谱两种。前者要求产生具有给定峰值和脉宽的半正弦、三角或后峰锯齿等典型脉冲波；后者则要求用复杂瞬态波形匹配给定的冲击响应谱。两者的共同特点是加速度峰值高、频率范围宽（0～5 000 Hz，甚至更高）以及持续时间短。

5.1.2 振动试验要求

有关振动试验的主要要求在下列标准中已有说明。

对正弦振动，详见GB/T 2423.10—1995；对宽带随机振动，详见GB/T 2423.11—1982。

在振动试验中严酷度的差别用感兴趣的频率范围、试验持续时间和振动量级（对正弦试验为位移/加速度幅值，对随机试验则是均方根加速度和加速度功率谱密度）表示。

振动试验要求包括：

a）感兴趣的频率范围：对正弦振动，从1到5 000 Hz（1～10 Hz，5～35 Hz，10～55 Hz，10～150 Hz，10～500 Hz，10～2 000 Hz，10～5 000 Hz）；对随机振动，从5到5 000 Hz（5～150 Hz，5～200 Hz，10～150 Hz，10～200 Hz，20～150 Hz，20～200 Hz，20～500 Hz，20～2 000 Hz，20～5 000 Hz，50～500 Hz，50～2 000 Hz，50～5 000 Hz）；

b）正弦振动位移幅值：0.075～100 mm（超过10 mm，只可用在1～10 Hz范围）；

c）正弦振动加速度幅值：9.8～490 m/s^2；

d）随机振动加速度功率谱密度：0.048～9 609$(m/s^2)^2/Hz$，且据此用下式可求得均方根加速度，

$$a = \left[\int_F \Phi_a(f)\mathrm{d}f\right]^{1/2}$$

式中：$\Phi_a(f)$——加速度功率谱密度函数，$(m/s^2)^2/Hz$；

f——感兴趣的频率范围，Hz；

a——均方根加速度，m/s^2；

e）试验时间（暴露时间之和）：对扫频正弦，从下列数组中选取：0.5，1.5，6，30，150 min；

f）波形失真：小于25%；

g）横向运动：小于25%；

h）台面加速度不均匀度：小于25%；

i）幅值允差：±15%；

j）随机振动功率谱密度允差：±3～±6 dB；

k）随机振动均方根加速度允差：±1.5 dB。

5.2 振动试验对振动台的要求

5.2.1 环境模拟试验对振动台的要求

5.2.1.1 正弦振动试验的要求

正弦振动试验所要求的力、振动幅值与频率应在振动台额定性能范围之内。

对机械振动台的额定正弦性能见表1。

对电动振动台，见表2及图8。

对液压振动台，见表3和图9。

对正弦试验，其额定性能可用峰值亦可用均方根值表示。它们有如下关系，峰值等于均方根值的1.414倍。

5.2.1.2 随机振动试验要求及校核

随机振动试验要求是由加速度功率谱密度定义的，其所要求的力与加速度等均可由加速度功率谱密度在给定频率范围内的积分得到。厂家所给出的随机振动额定性能是在规定的标准谱形（见3.2.1）下得到的（有些厂家所给出的随机性能是在平直谱形条件下得到的）。

对随机试验，其额定性能通常用均方根值来表示。其振动波形满足正态分布，故它有如下关系，峰值等于3倍的均方根值。

在某些情况下，厂家仅给出了正弦额定性能，这样就有必要给出随机性能的估算方法和正弦与随机性能额定值之间的关系。

对随机振动，可供选择的振动台只有电动振动台和液压振动台两种。

a）对电动振动台，其下列额定指标应满足试验要求（应大于或等于相应的试验要求值）：

随机激励力 F_{RR}≤正弦激励力 F_{SR}

随机加速度 a_{RR}≤正弦加速度 a_{SR}

随机速度 v_{RP}≤正弦速度 v_{SP}

随机位移 d_{RP}≤正弦位移 d_{SP}

随机电流 I_{RR}≤正弦电流 I_{SR}

随机电压 U_{RP}≤正弦电压 U_{SP}

应注意：其中力、加速度及电流采用均方根值校核，这是因为电流瞬态峰值几乎不引起动圈发热，所以可用均方根值校核。而加速度、力又与电流成正比，故亦可用均方根值校核。式中，第一下角标R表示随机，S表示正弦；第二下角标R表示均方根值，P表示峰值。

b）由于液压振动台采用液压放大，所以液压振动台的随机性能仅需校核随机力、加速度、速度和位移的峰值。

5.2.1.3 冲击试验的要求及校核

冲击试验的特点是加速度幅值高而作用时间短。冲击试验有二种，即典型脉冲试验和冲击响应谱试验。可完成上述试验的振动台有电动振动台和液压振动台两种。

a）典型脉冲试验

这一般是指加速度为半正弦波，末峰锯齿波的试验。由于振动台要求在冲击试验结束时，其位移及

速度必须为零，所以对典型脉冲必须加以修正，即在典型脉冲的前后各加一负脉冲。增加负脉冲会使其单向行程要求剧增。因此对有冲击试验要求的振动台，要选择大位移(≥±25 mm)且能具备静位移调节能力的系统，以充分利用其正、负行程，这一点对电动振动台特别重要。此外，典型脉冲的速度要求亦较高(参见图 12)。

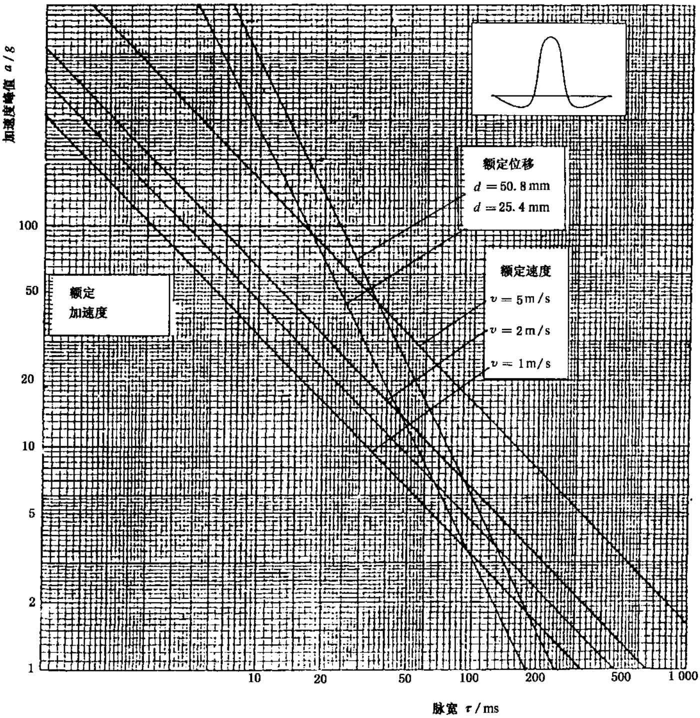


图 12 半正弦脉冲在负脉冲与主脉冲之比 $p=0.1$ 情况下的额定性能

图 12 给出了半正弦脉冲在负脉冲与主脉冲之比 $p=0.1$ 情况下的额定性能。由图 12 可见，若半正弦峰值为 $70g$，则在额定速度为 ±2 m/s 的振动台上，最大可能产生的半正弦脉宽为 9 ms。

b) 冲击响应谱试验

这是用一系列频率、幅值不同的瞬态波之叠加去匹配给定的冲击响应谱的，瞬态波的形式有很多种，如衰减正弦等。冲击谱峰值 A_{SRS} 与冲击峰值 A 有如下关系：

$$A = A_{SRS}/C$$

其中，C 是谱放大倍数，它与所用的瞬态波形、谱阻尼系数有关，在 2～10 之间。做为振动台的冲击谱试验能力估计，可取 $C=3\sim5$ 之间。

由上式据冲击谱试验规范要求谱峰值 A_{SRS} 可求得需由振动台产生的加速度峰值。冲击力的估算按牛顿定律，但要注意：由于冲击的高频分量大，而在高频情况，试件及夹具的动态质量远小于静态质量，故实际振动台可能产生的加速度要高于牛顿公式计算值。

对于电动振动台，由于冲击作用时间短不致引起动圈过热，故允许电流超出额定值，从而可以提供

额外推力。在冲击情况,如采用变压器耦合方式,就可以据冲击试验的需要,通过提高电流获得额外推力。

对于要求进行冲击试验的振动台,其性能额定峰值要高于试验峰值。

5.3 振动特性试验的要求及校核

振动特性试验最常采用的是小推力的永磁式电动振动台。因为它频率范围宽,易于安装,对于水坝、核电站的抗地震研究多采用液压振动台。机械振动台用在低频且精度要求不高的情况。

特性试验要求主要是在给定的频率范围内提供特性试验所需的激振力,且希望振动台对试件振动特性影响尽可能小。为此,通常在振动台的力输出端与试件之间加一细长推力杆,使其能达到既能传递轴向力,而附加横向约束又小的目的。对多台并激的情况,除调节振幅外,还要求能进行相位调节以激励出所需的各阶振型。

5.4 其他要求

下列振动台性能亦应满足试验规范要求:静负载/抗偏载能力/连续工作时间/波形失真/工作台面横向运动/台面加速度均匀度/背景噪声。

5.5 辅助台

辅助台是进行水平方向振动试验的辅助装置,见图13。

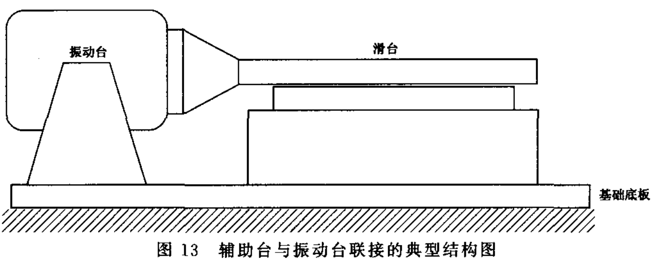


图13 辅助台与振动台联接的典型结构图

若试验有水平方向振动试验的要求则需使用辅助台进行振动试验,这时应按JB/T 7914来选择辅助台的性能参数,并使其满足振动试验规范要求。

6 振动台选择的步骤

振动台选择的步骤有三:振动台类型选择、振动台参数选择和振动台部件选择。

6.1 振动台类型选择

根据振动试验要求(见5.1),所选的振动台应能在特定频率 f 处或在频率范围 $f_L \sim f_H$ 内,使质量为 m_s 的负载按规定参数(位移 d、速度 v、加速度 a 或谱密度 Φ_a)产生所要求的振动,且能满足给定的波形失真、横向运动、台面运动的不均匀度和在台面附近磁场等项要求。

为此,首先应该根据试验任务的要求以及振动台的特点和性能,选择振动台的类型。

对高频(1 000 Hz以上)的试验,可供使用的仅有电动振动台。

对中频(200 Hz以下)的试验,各种振动台均可供使用。

对大位移(±25 mm以上)的试验,一般宜选液压振动台。

对随机振动的试验,电动及液压两种振动台均可供使用。

对大型负载(大于1 000 kg)的试验,肯定以选择液压振动台为佳。

若所需完成的试验有使用各种振动台的可能性,则应进一步考虑精度特性,如允许的波形失真、横向运动、台面运动的不均匀度和在台面附近磁场大小。若试验要求无磁场,则这实际上排除了选用电动振动台的可能性。如果对精度要求较高,一般情况应优先选取电动振动台或液压振动台。但是,如果在

精度特性上没有严格限制，则应选用机械振动台，以便节约试验费用。

对随机振动，电动振动台和液压振动台均可供使用。

在任何情况下，所选振动台的额定性能应该比试验条件所要求的为高。

6.2 振动台参数选择

对试验系统的主要要求是，它应有能力使负载 m_s 在频率 f 处或频率范围 $f_L \sim f_H$ 内产生最大位移 d_{max} 或最大速度 v_{max} 或最大加速度 a_{max} 或规定的加速度功率谱密度 $\Phi_a(f)$ 的振动。

为满足规定试验条件，选择振动台性能参数的程序见 6.2.1 到 6.2.4。所确定的性能决定了被选择的振动台的特定类型。

6.2.1 运动总质量

运动总质量 m_z 由振动台本身运动系统的质量 m_e（包括台面质量）和负载的质量 m_s（包括夹具质量）两部分组成。作为使用方，m_s 应是已知的，而振动台本身运动系统的质量 m_e 则是未知的。作为一次近似，可取 $m_e=(0.1\sim1.0)m_s$。于是运动总质量

$$m_z = m_e + m_s = (1.1 \sim 2.0)m_s$$

即运动总质量可取为负载质量的 1.1 到 2.0 倍。

6.2.2 推力

对正弦试验条件，根据运动总质量 $m_z = m_e + m_s$ 和给定的最大加速度 a_{max}，可由下式确定出振动台的推力 F_s：

$$F_s = m_z a_{max} = (1.1 \sim 2.0)m_s a_{max}$$

对于随机试验条件，其推力可根据运动总质量 m_z 和规定的加速度功率谱密度 $\Phi_a(f)$：

$$F_r = m_z a_r$$

式中：a_r——宽频带内的均方根加速度，

$$a_r = [\Phi_a(f)\Delta f]^{1/2}$$

$\Phi_a(f)$——Δf 范围内的加速度谱密度。

应注意，该均方根推力 F_r 是在整个感兴趣频率带 Δf 内加速度功率谱密度 $\Phi_a(f)$ 为常值的假定下得出的。这样做的目的一是便于估算，二是所估算的值偏于保守，为试验使用留有余量。

6.2.3 额定行程

电动振动台运动部件额定行程 S_L 的定义为，从无负载系统的平衡位置计起向下的最大行程。它与最大位移幅值 d_{max} 和带负载质量 m_z 运动系统固有频率 f_z 有关：

$$S_L > d_{max} + L_{st} = d_{max} + g/(4\pi^2 f_z^2)$$

式中：L_{st}——在有负载情况下产生的相对于平衡位置的静位移。

该式可用无负载系统的固有频率 f_e 写做

$$S_L > d_{max} + L_{st} = d_{max} + L_1 + L_2 = d_{max} + (1 + m_s/m_e)g/(4\pi^2 f_e^2) =$$
$$d_{max} + (1.1 \sim 2.0)g/(4\pi^2 f_e^2)$$

式中：L_1——运动系统其自身质量作用下的静位移；

L_2——在有负载情况下运动系统产生的附加静位移。

对液压台系统，额定行程 S_L 定义为额定活塞行程，它取决于峰-峰位移

$$S_L > 2d_{max} = 2a_{max}/(4\pi^2 f_L^2)$$

式中：f_L——频率范围的下限。

6.2.4 最大速度

对电动振动台，v_{max} 最大速度是由最大位移 d_{max} 和等位移与等速度范围间的转折频率 f_t（约 20 Hz）确定的。

$$v_{max} = 2\pi f_t d_{max}$$

对液压振动台，最大速度 v_{max} 是由最大位移 d_{max} 和频率下限 f_L 确定的。

$$v_{max} = 2\pi f_L d_{max}$$

对液压振动台，上述求得的值应与频率上限 f_H 处的速度 v_H 相比较，而 v_H 与最大加速度 a_{max} 有如下关系式：

$$v_H = a_{max}/(2\pi f_H)$$

应该注意，为求得位移 d、在低频限处的速度 v_L 以及高频限的速度 v_H，最好使用位移、速度和加速度的诺谟图。

6.3 振动台部件的选择

为了提供振动台所要求的特性，除了振动台外，还应正确选择系统的部件，如电动台系统的功率放大器和液压台系统的液压源系统。

6.3.1 功放的选择

功放是用于给电动振动台提供电流的部件。要求它的输出功率从数十瓦到数百仟瓦以满足振动台产生从数十牛到数十万牛推力对功放的要求。

功放的负载是动圈，它是低阻值的，随频率变化的复阻抗。

功放应满足下列主要要求：

a) 根据振动台在规定频率范围的规定力，输出功率；

b) 低失真(小于 1～2%)；

c) 低背景噪音(信噪比≥50 dB)；

d) 连续工作 8 h；

e) 在卸荷时，工作稳定。

6.3.1.1 输出功率

输出功率的一次近似可由下式得到：

$$P = U \cdot I = (0.8 \sim 1.0)F$$

式中：P——输出功率，W；

U——输出电压，V；

I——输出电流，A；

F——输出的力，N。

6.3.1.2 线圈电流

输送给线圈的电流是根据力 F 和电压 U 确定的：

$$I = (0.8 \sim 1.0)P/U$$

输出电压受到功放输出级元件的电源电压限制。若是晶体管，则限制电压为 50～150 V。

6.3.1.3 放大器负载

输出功率以及输出电流和电压取决于放大器负载，亦即运动线圈的阻抗是随频率改变的，参见图 14。

负载阻抗是由线圈的电参数及其运动确定的：

$$P = U/I = R_C + j\omega L_C + Z_m$$

式中：R_C——线圈负载电阻；

L_C——线圈负载电感；

ω——角频率；

Z_m——由于线圈运动的附加电容：

$$Z_m = Fv/I^2$$

式中：F——力；

v——线圈速度；

I——电流。

在低频处，直流附近的线圈阻抗近似于 R_C，电感分量随频率增加。阻抗在线圈悬挂的机械共振频率 f_s 处，由于反馈电动势而达到最大。该频率落在 7～60 Hz 的范围内。在所谓的机电共振频率 200～400 Hz处，负载再次变成电阻性的且近似等于 R_C。当频率进一步上升，负载的感抗再次增高。

6.3.1.4 对放大器选择的建议

阻抗 Z、电流 I 和电压 U 与频率关系的典型曲线示于图 15。由该图可见，最大输出功率是在从等速度到等加速度的转换频率 f_2 处达到的。

为了更有效地使用功放，其参数可通过匹配变压器与振动台阻抗匹配，现代晶体管放大器一般没有匹配变压器，并可直接与电动振动台连接。

用户可从两种主要功放中选取，即线性型和开关型。后者效率高(为 80%～90%，而线性功放在相同输出能力条件下，仅为 40%～55%)且这可大幅度降低运行费用，特别是对于功率为数十仟瓦的大型功放。

6.3.2 液压油源的选择

液压油源的主要参数是平均流量 Q_m，它取决于给定油压下的最大速度 v_{max}和额定推力 F。在某一给定油压下，基于速度 v 和额定推力 F 的估算示于图 16。利用该诺谟图可求得所要求的平均流量 Q_m。

6.3.3 伺服阀的选择

伺服阀直接与液压缸相连，它控制进入液压缸的工作油液的方向和流量以得到规定的活塞运动(位移、速度、加速度)，当需要时可将几个伺服阀并联使用。平均流量 Q_m 和频率范围决定伺服阀的大小。

图 17 和图 18 分别给出了在 1 个或 2 个阀并联使用和在 3 个或 4 个阀并联使用的情况下，选择伺服阀规格的示例。

若频率范围的上限 f_H 很高，应校核速度 v_H 和相应的平均流量 Q_{mH}。

还应对带质量负载 m_s 的运动系统固有频率 f_r 进行校核，若激励器在很大的质量 m_z 处有一长活塞行程，它可能落在感兴趣的固有频率范围里。在这种情况，若比值 f_H/f_r 超过 1.4，平均流量 Q_{mH}应增加到 $Q_{mH}^* = Q_{mH}(f_H/f_r)^2$。若所得到的值高于 Q_m，则伺服阀的规格应在 Q_{mH}^* 的基础上重新计算。

固有频率 f_R 可借助专门的诺谟图确定。诺谟图的例子见图 19，可以看出，f_r 是最大加速度格应在 Q_{mH}^* 的基础上重新计算。

固有频率 f_R 可借助专门的诺谟图确定。诺谟图的例子见图 19，可以看出，f_r 是最大加速度 a_{max}和额定行程 S_L 的函数。

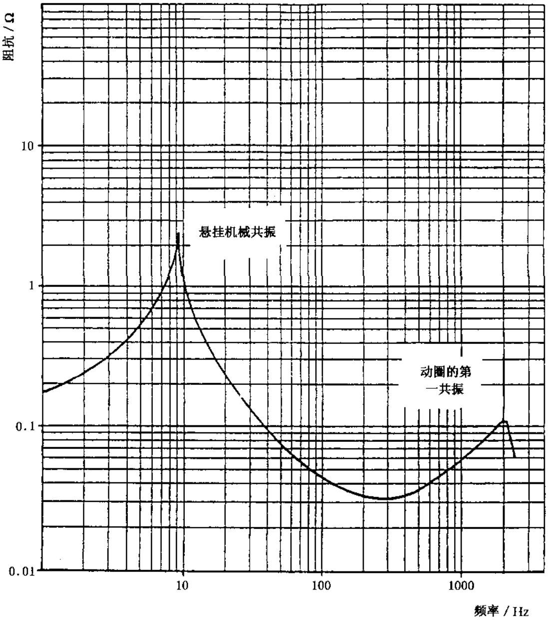


图 14　电动振动台的运动阻抗-频率关系

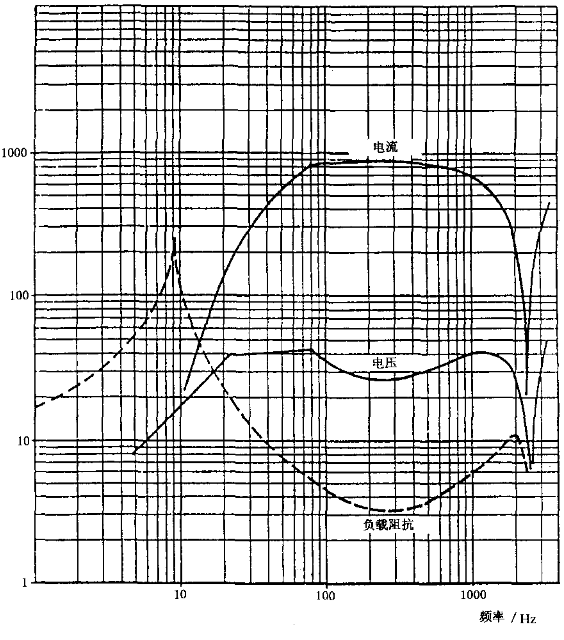


图 15　电动振动台的电流-电压特性

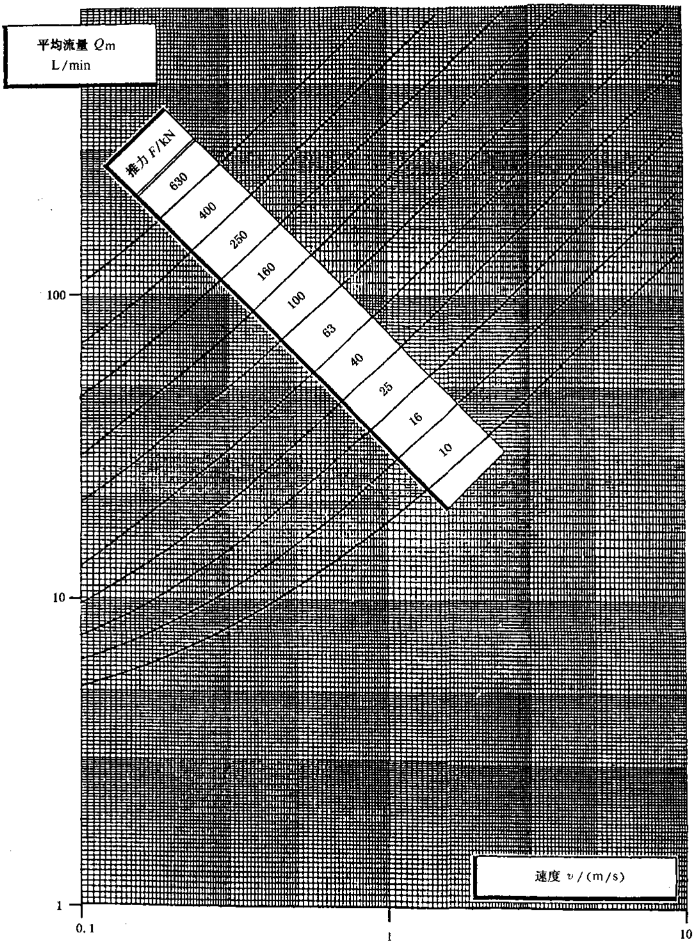


图 16 由最大速度幅值和力确定平均流量

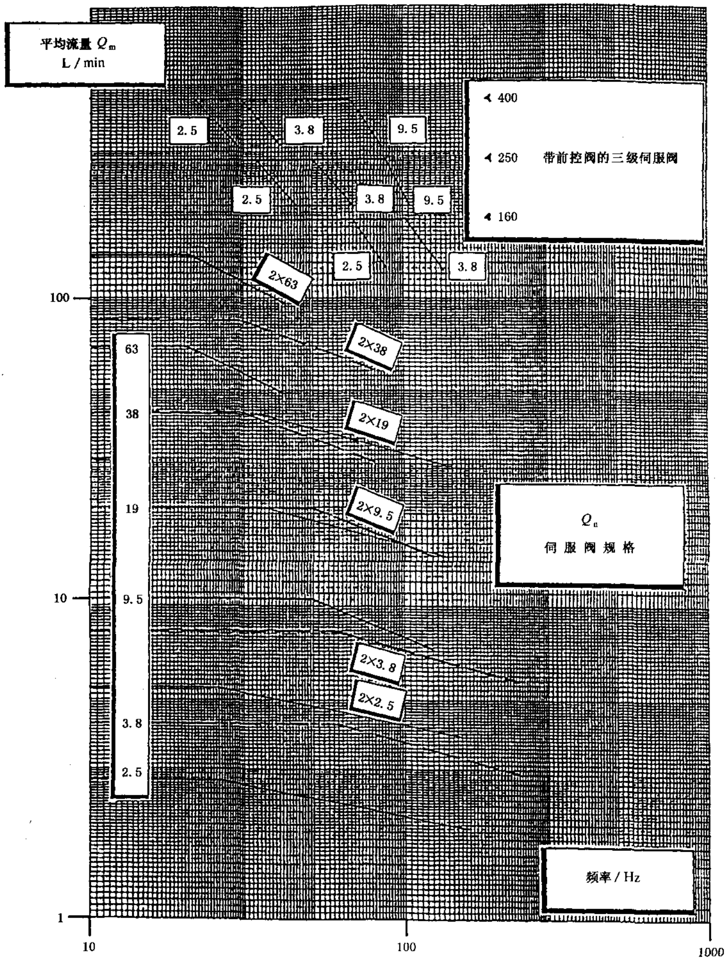


图 17　由平均流量和试验频率确定伺服阀(1～2 个并联)的尺寸

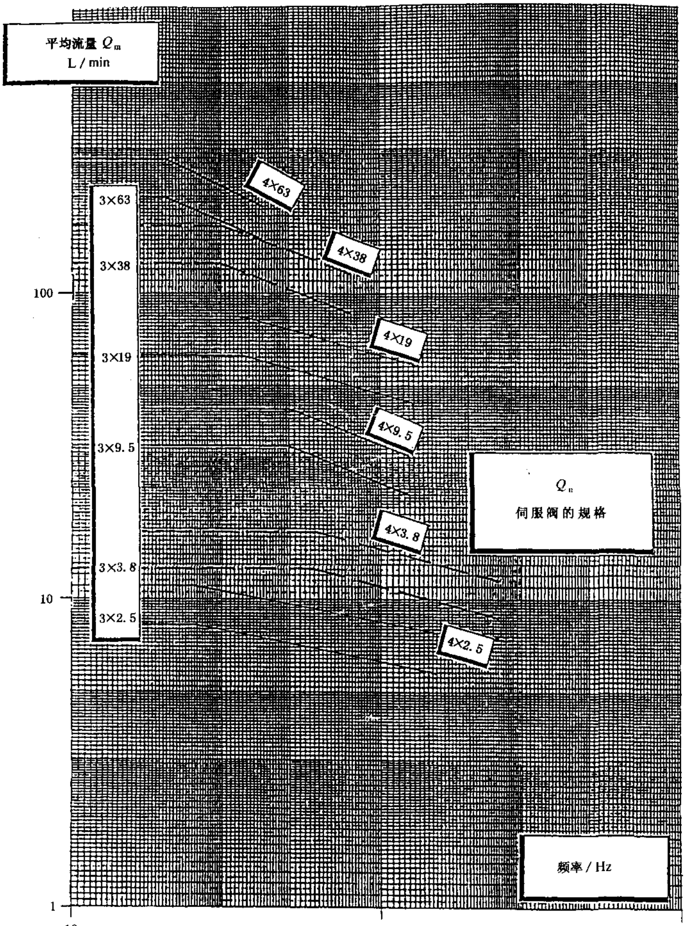


图 18　由平均流量和试验频率确定伺服阀(3～4 个并联)的尺寸

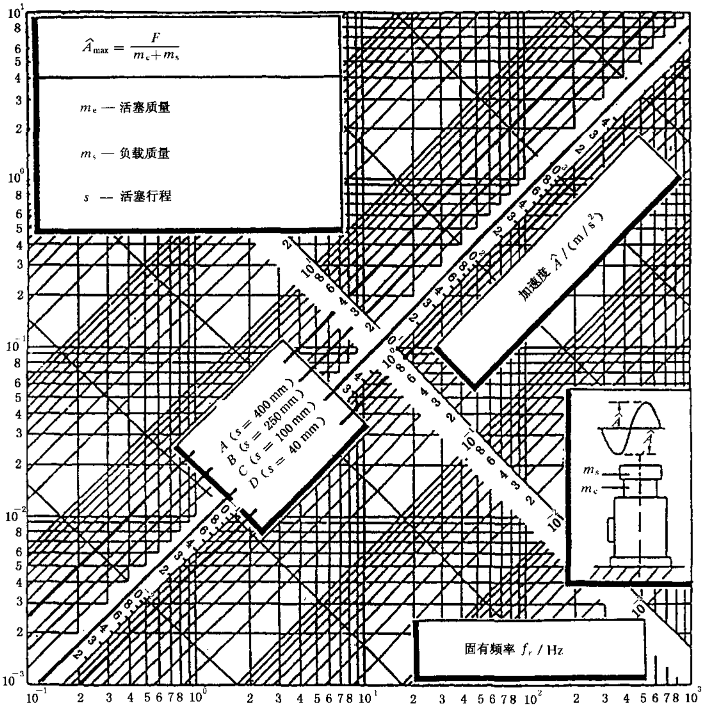


图 19　利用诺谟图确定液压振动台的固有频率

附　录　A
（提示的附录）
振动台选择的示例

A1　电动振动台的选择示例

试验条件：	$m_s=100$ kg；$a=40$ m/s^2；$d_{max}=12.5$ mm；$f_L=20$ Hz；$f_H=2\,000$ Hz；$\Phi_a(f)=0.5(\mathrm{m/s^2})^2/\mathrm{Hz}$
运动系统质量：	$m_e=0.1m_s=10$ kg
总质量：	$m_z=m_e+m_s=110$ kg
额定推力(正弦激励)：	$F_s=m_z a_{max}=4.4$ kN
额定推力(随机激励)：	$a_r=[\Phi_a(f)(f_H-f_L)]^{1/2}=32$ m/s^2；$F_r=m_z a_r=3.52$ kN
额定行程(假定 $f_e=20$ Hz)：	$S_L=d_{max}+g/(2\pi f_e)^2=20$ mm(若有静位移补偿装置，则 $S_L=d_{max}$)
最大速度(假定 $f_t=25$ Hz)：	$v_{max}=2\pi f_t d_{max}=2$ m/s
功率放大器输出：	$P=(0.8\sim1.0)F_s=3\,500\sim4\,400$ V·A
线圈电流(假定 $U=50$ V)：	$I=(0.8\sim1.0)F/U=70\sim88$ A
放大器负载：	$Z=U/I=0.7\sim0.57\ \Omega$(在 f_t 附近电阻性负载)
由于线圈运动引起的负载：	$Z_m=FV/I^2=1.44\sim0.9\ \Omega$

A2　液压振动台的选择示例

试验条件：	$m_s=1\,000$ kg；$a=40$ m/s^2；$f_L=6$ Hz；$f_H=60$ Hz；
额定推力(正弦激励)：	$F_s=m_z a=40$ kN；
最大位移：	$d_{max}=a/(2\pi f_L)^2=28$ mm；
额定行程：	$S_L=2d_{max}=56$ mm；
最大速度：	$v_{max,L}=a/(2\pi f_L)=1.06$ m/s； $v_{max,H}=a/(2\pi f_H)=0.1$ m/s；
平均流量：	$Q_m=60$ L/min(由图 16 查得)； $Q_{mH}=9.8$ L/min(由图 16 查得)；
伺服阀：	Q_m 可用 2 个并联伺服阀(参见图 17)或 4 个并联伺服阀来保证(参见图 18)；
运动系统的固有频率：	$f_r=30$ Hz(见图 19)；
伺服阀规格的修正：	$Q_{mH}{}^*=Q_{mH}(f_H/f_r)^2=39.2$，该流量是由所选择的伺服阀来保证的，不必修正。