

UDC

中华人民共和国国家标准



P

GB 50463 – 2019

工程隔振设计标准

Standard for design of engineering vibration isolation

2019 – 11 – 22 发布

2020 – 06 – 01 实施

中华人民共和国住房和城乡建设部
国家市场监督管理总局

联合发布

中华人民共和国国家标准

工程隔振设计标准

Standard for design of engineering vibration isolation

GB 50463 - 2019

主编部门：中国机械工业联合会

批准部门：中华人民共和国住房和城乡建设部

施行日期：2020年6月1日

中国计划出版社

2019 北 京

中华人民共和国住房和城乡建设部公告

2019 年 第 327 号

住房和城乡建设部关于发布国家标准 《工程隔振设计标准》的公告

现批准《工程隔振设计标准》为国家标准,编号为 GB 50463—2019,自 2020 年 6 月 1 日起实施。其中,第 7.1.5、8.2.6 条为强制性条文,必须严格执行。原国家标准《工程隔振设计规范》(GB 50463—2008)同时废止。

本标准在住房和城乡建设部门户网站(www.mohurd.gov.cn)公开,并由住房和城乡建设部标准定额研究所组织中国计划出版社出版发行。

中华人民共和国住房和城乡建设部

2019 年 11 月 22 日

前 言

本标准是根据住房和城乡建设部《关于〈印发 2016 年工程建设标准规范制订、修订计划〉的通知》(建标〔2015〕274 号)的要求,由中国机械工业集团有限公司、中国中元国际工程有限公司会同有关单位,在《隔振设计规范》GB 50463—2008 的基础上修订而成。

本标准在修订过程中,修订组开展了专题研究,进行了广泛的调查分析,总结了近年来我国在隔振设计方面的实践经验,与相关标准进行了协调,与国际先进标准进行了比较和借鉴,充分考虑了我国的经济条件和工程实践,在此基础上广泛征求意见,并经过反复讨论、修改、充实,最后经审查定稿。

本标准的主要技术内容是:总则、术语和符号、基本规定、主动隔振、被动隔振、屏障隔振、智能隔振、隔振器与阻尼器等。

本标准修订的主要技术内容是:1. 完善了隔振设计的基本规定;2. 增加了城市轨道交通隔振设计的内容;3. 增加了屏障隔振设计的内容;4. 增加了智能隔振设计的内容;5. 修订了隔振器和阻尼器设计的内容;6. 增加了电涡流阻尼器、调谐质量减振器、钢丝绳隔振器设计的内容等。

本标准由住房和城乡建设部负责管理和对强制性条文的解释,由中国机械工业勘察设计协会负责日常管理,由中国机械工业集团有限公司和中国中元国际工程有限公司负责具体技术内容的解释。执行过程中如有意见或建议,请寄送中国机械工业集团有限公司(地址:北京市海淀区丹棱街 3 号,邮政编码:100080)或中国中元国际工程有限公司(地址:北京市海淀区西三环北路 5 号,邮政编码:100089)。

本标准组织单位:中国机械工业勘察设计协会

本标准主编单位:中国机械工业集团有限公司

中国中元国际工程有限公司

本标准参编单位:湖南大学

中国汽车工业工程有限公司

隔而固(青岛)振动控制有限公司¹

中国电子工程设计院有限公司

华北电力设计院有限公司

北方工程设计研究院有限公司

中国铁道科学研究院集团有限公司

哈尔滨工业大学²

机械工业勘察设计研究院有限公司

广州大学

广州安固隔振环保科技有限公司

军事科学院国防工程研究院工程防护
研究所

机械工业第六设计研究院有限公司

中国联合工程公司

合肥通用机械研究院

中机中联工程有限公司

同济大学

中联西北设计研究院有限公司

中国恩菲工程技术有限公司

北京市劳动保护科学研究所

哈尔滨电机厂有限责任公司

本标准主要起草人员:徐 建 张同亿 陈政清 万叶青

尹学军 陈 骝 周建军 黎益仁

杨宜谦 李 惠 郑建国 杨 俭

张 炜 王建刚 胡明祎 高星亮

邵晓岩	王伟强	谭 平	陈勤儿
杜建国	曹雪生	黄 伟	钱春宇
宫海军	陆 锋	赵远扬	王 建 ²
高广运	秦敬伟	牛华伟	李 波
刘鹏辉	向渊明	王 建 ¹	刘东顺
李志和	户文成	兰日清	杜林林
本标准主要审查人员:周福霖	李华军	苏经宇	范 重
张洪波	张芳芭	曾 滨	邹 宏
祁 皓			

目 次

1	总 则	(1)
2	术语和符号	(2)
2.1	术语	(2)
2.2	符号	(3)
3	基本规定	(6)
3.1	一般规定	(6)
3.2	隔振体系及参数	(8)
4	主动隔振	(15)
4.1	计算规定	(15)
4.2	旋转式机器	(20)
4.3	往复式机器	(22)
4.4	冲击式机器	(24)
4.5	城市轨道交通	(29)
5	被动隔振	(34)
5.1	计算规定	(34)
5.2	精密仪器及设备	(36)
5.3	精密机床	(37)
6	屏障隔振	(40)
6.1	一般规定	(40)
6.2	沟式屏障隔振	(40)
6.3	排桩式屏障隔振	(41)
6.4	波阻板屏障隔振	(41)
7	智能隔振	(44)
7.1	一般规定	(44)

7.2	智能隔振系统计算	(44)
7.3	智能隔振设计	(48)
8	隔振器与阻尼器	(51)
8.1	一般规定	(51)
8.2	圆柱螺旋弹簧隔振器	(52)
8.3	碟形弹簧与迭板弹簧隔振器	(53)
8.4	橡胶隔振器	(55)
8.5	调谐质量减振器	(56)
8.6	空气弹簧隔振器	(58)
8.7	钢丝绳隔振器	(60)
8.8	粘滞阻尼器	(61)
8.9	电涡流阻尼器	(62)
附录 A	有阻尼系统脉冲作用下的传递率	(64)
	本标准用词说明	(70)
	引用标准名录	(71)
	附:条文说明	(73)

Contents

1	General provisions	(1)
2	Terms and symbols	(2)
2.1	Terms	(2)
2.2	Symbols	(3)
3	Basic requirements	(6)
3.1	General requirements	(6)
3.2	Vibration isolation system and parameters	(8)
4	Active vibration isolation	(15)
4.1	Calculation requirements	(15)
4.2	Rotary machines	(20)
4.3	Reciprocating machines	(22)
4.4	Impact machines	(24)
4.5	Urban rail transit	(29)
5	Passive vibration isolation	(34)
5.1	Calculation requirements	(34)
5.2	Precision instruments and equipment	(36)
5.3	Precision machine tools	(37)
6	Barrier isolation	(40)
6.1	General requirements	(40)
6.2	Trench type of isolation barrier	(40)
6.3	Rowed piles type of isolation barrier	(41)
6.4	Wave resistance plate type of isolation barrier	(41)
7	Intelligent vibration isolation	(44)
7.1	General requirements	(44)

7.2	Calculation for intelligent vibration isolation	(44)
7.3	Design for intelligent vibration isolation	(48)
8	Vibration isolators and dampers	(51)
8.1	General requirements	(51)
8.2	Cylindrical coil spring isolator	(52)
8.3	Disk spring and laminated spring vibration isolator	(53)
8.4	Rubber isolator	(55)
8.5	Tuned mass damper	(56)
8.6	Air spring vibration isolator	(58)
8.7	Wire rope vibration isolator	(60)
8.8	Viscous fluid damper	(61)
8.9	Eddy current damper	(62)
Appendix A Transmissibility for damped system		
	excited by a pulse	(64)
	Explanation of wording in this standard	(70)
	List of quoted standards	(71)
	Addition;Explanation of provisions	(73)

1 总 则

1.0.1 为使工程隔振设计依据振源及隔振对象的特性,合理地选择隔振方式、动力参数、支承结构形式和隔振器等,做到技术先进、经济合理,确保正常使用,满足生产和环境的要求,制订本标准。

1.0.2 本标准适用于下列情况的隔振设计:

1 降低动力机器、交通工具等产生的振动对生产、工作、生活和周边环境不利影响的主动隔振和智能隔振;

2 降低外部振动对仪器仪表、机器设备不利影响的被动隔振和智能隔振。

1.0.3 本标准不适用于隔离由地震、风、海浪等自然作用引起的振动。

1.0.4 工程隔振设计除应执行本标准外,尚应符合国家现行有关标准的规定。

2 术语和符号

2.1 术 语

2.1.1 主动隔振 active vibration isolation

对振动源采取的隔振措施。

2.1.2 被动隔振 passive vibration isolation

对受振动影响的仪器、仪表、机器等设备采取的隔振措施。

2.1.3 智能隔振 intelligent vibration isolation

有外界控制能源输入,控制参数可根据控制目标进行智能调节的隔振措施。

2.1.4 屏障隔振 barrier vibration isolation

在振动传递路径中设置屏障以减弱地面振动传递的影响。

2.1.5 隔振系统 vibration isolation system

由台座结构、隔振器和必要的阻尼器组成的系统。

2.1.6 隔振对象 vibration isolated object

需要采取隔振措施的仪器、仪表、机器等。

2.1.7 隔振体系 vibration isolation institution

由隔振对象和隔振系统组成的体系。

2.1.8 容许振动值 allowable vibration value

受振对象的最大振动限制值。

2.1.9 传递率 transmissibility

振动系统在受迫振动时,位移响应幅值与外加激励位移幅值的比值;对于主动隔振,为隔振体系输出位移与扰力幅值作用下系统静位移之比;对于被动隔振,为隔振体系输出位移与输入干扰位移之比。

2.1.10 隔振器 vibration isolator

隔离振动或冲击传递的装置,常与阻尼器组合应用。

2.1.11 阻尼器 damper

通过能量耗散的方法来减少冲击或振动的装置。

2.2 符 号

2.2.1 作用和作用效应:

F_x ——作用在隔振体系质量中心处沿 x 轴向的扰力值;

F_y ——作用在隔振体系质量中心处沿 y 轴向的扰力值;

F_z ——作用在隔振体系质量中心处沿 z 轴向的扰力值;

M_x ——作用在隔振体系质量中心处绕 x 轴的扰力矩值;

M_y ——作用在隔振体系质量中心处绕 y 轴的扰力矩值;

M_z ——作用在隔振体系质量中心处绕 z 轴的扰力矩值;

u ——振动位移;

v ——振动速度;

a ——振动加速度;

u_x ——隔振体系质量中心处沿 x 轴向的振动位移;

u_y ——隔振体系质量中心处沿 y 轴向的振动位移;

u_z ——隔振体系质量中心处沿 z 轴向的振动位移;

$u_{\varphi x}$ ——隔振体系质量中心处绕 x 轴旋转的振动角位移;

$u_{\varphi y}$ ——隔振体系质量中心处绕 y 轴旋转的振动角位移;

$u_{\varphi z}$ ——隔振体系质量中心处绕 z 轴旋转的振动角位移;

u_{ox} ——支承结构或基础处产生的沿 x 轴向的振动位移;

u_{oy} ——支承结构或基础处产生的沿 y 轴向的振动位移;

u_{oz} ——支承结构或基础处产生的沿 z 轴向的振动位移;

$u_{o\varphi x}$ ——支承结构或基础处产生的绕 x 轴旋转的振动角位移;

$u_{o\varphi y}$ ——支承结构或基础处产生的绕 y 轴旋转的振动角位移;

$u_{o\varphi z}$ ——支承结构或基础处产生的绕 z 轴旋转的振动角位移。

2.2.2 计算指标:

K_x ——隔振器沿 x 轴向总刚度；
 K_y ——隔振器沿 y 轴向总刚度；
 K_z ——隔振器沿 z 轴向总刚度；
 $K_{\varphi x}$ ——隔振器绕 x 轴抗扭总刚度；
 $K_{\varphi y}$ ——隔振器绕 y 轴抗扭总刚度；
 $K_{\varphi z}$ ——隔振器绕 z 轴抗扭总刚度；
 ω ——干扰圆频率；
 ω_{nx} ——隔振体系沿 x 轴向的无阻尼固有圆频率；
 ω_{ny} ——隔振体系沿 y 轴向的无阻尼固有圆频率；
 ω_{nz} ——隔振体系沿 z 轴向的无阻尼固有圆频率；
 $\omega_{n\varphi x}$ ——隔振体系绕 x 轴旋转的无阻尼固有圆频率；
 $\omega_{n\varphi y}$ ——隔振体系绕 y 轴旋转的无阻尼固有圆频率；
 $\omega_{n\varphi z}$ ——隔振体系绕 z 轴旋转的无阻尼固有圆频率；
 ζ ——阻尼比；
 ζ_x ——隔振器沿 x 轴向振动的阻尼比；
 ζ_y ——隔振器沿 y 轴向振动的阻尼比；
 ζ_z ——隔振器沿 z 轴向振动的阻尼比；
 $\zeta_{\varphi x}$ ——隔振器绕 x 轴旋转振动的阻尼比；
 $\zeta_{\varphi y}$ ——隔振器绕 y 轴旋转振动的阻尼比；
 $\zeta_{\varphi z}$ ——隔振器绕 z 轴旋转振动的阻尼比；
 E_s ——隔振材料的静弹性模量；
 E_d ——隔振材料的动弹性模量；
 $[u]$ ——容许振动位移；
 $[v]$ ——容许振动速度；
 $[a]$ ——容许振动加速度；
 $[\tau]$ ——容许剪应力；
 m ——隔振体系的总质量；
 f ——隔振体系的频率。

2.2.3 几何参数：

J_x ——隔振体系绕 x 轴的转动惯量；

J_y ——隔振体系绕 y 轴的转动惯量；

J_z ——隔振体系绕 z 轴的转动惯量。

3 基本规定

3.1 一般规定

3.1.1 工程隔振设计应具备下列资料：

- 1 隔振对象的型号、规格及轮廓尺寸；
- 2 隔振对象的质量中心位置、质量及转动惯量；
- 3 隔振对象底座尺寸、附属设备、管道位置、灌浆层厚度、地脚螺栓和预埋件的位置；
- 4 与隔振对象和基础相连接的管线资料；
- 5 当隔振器支承在楼板或支架上时，提供支承结构的设计资料；当隔振器支承在基础上时，提供工程地质勘察资料、地基动力参数和相邻基础的有关资料；
- 6 当振动作用为周期扰力时，提供频率、扰力值、扰力矩值、作用点的位置和作用方向；当振动作用为随机扰力时，提供频谱资料、作用点的位置和作用方向；当振动作用为冲击扰力时，提供冲击质量、冲击速度及两次冲击的间隔时间等资料；
- 7 隔振对象支承处干扰振动的幅值和频率特性等资料；
- 8 隔振对象的环境温度及腐蚀性介质影响的资料；
- 9 隔振对象的容许振动标准。

3.1.2 隔振设计方案的选用应经多种方案优化比较后确定。

3.1.3 隔振方式的选用应符合下列规定：

1 当采用支承式隔振时，如图 3.1.3(a)、图 3.1.3(b)所示，隔振器宜设置在隔振对象的底座或台座结构下，可用于隔离竖向和水平振动。

2 当采用悬挂式隔振时，如图 3.1.3(c)、图 3.1.3(d)所示，隔振对象宜安置在两端铰接刚性吊杆悬挂的台座上或将隔振对象

底座悬挂在两端铰接刚性吊杆上,可用于隔离水平振动;当在悬挂吊杆上端或下端设置隔振器时,可用于隔离竖向和水平振动,如图 3.1.3(e)、图 3.1.3(f)所示。

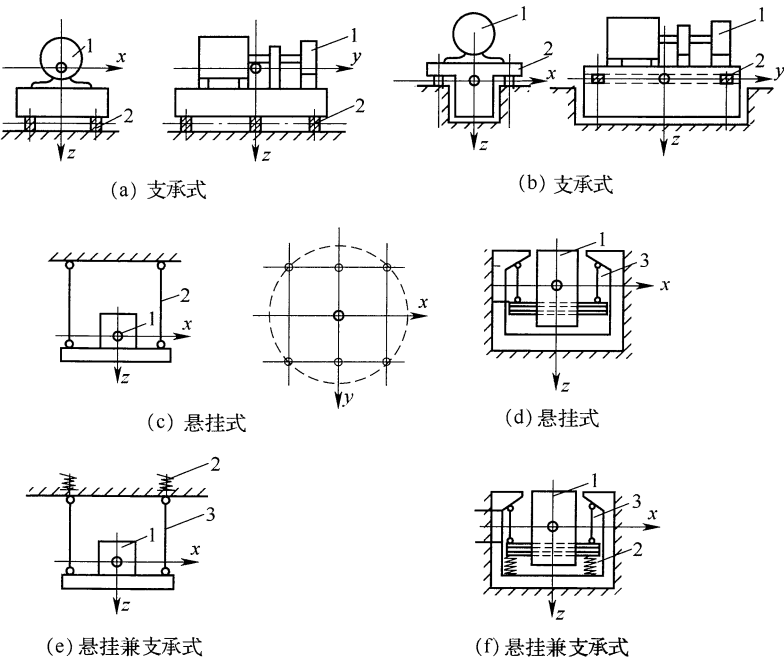


图 3.1.3 隔振方式

1—隔振对象;2—隔振器;3—刚性吊杆

3 当采用屏障隔振时,可采用沟式屏障、排桩式屏障、波阻板屏障及组合式屏障等隔振方式,可用于隔离近地表层场地振动的传播。

3.1.4 隔振对象经隔振后的振动响应不应大于现行国家标准《建筑工程容许振动标准》GB 50868 及设备厂家要求的容许振动值,主动隔振时尚应满足环境振动的要求。

3.1.5 隔振器应进行承载力验算,振动荷载及内力组合应符合现

行国家标准《建筑振动荷载标准》GB/T 51228 和《建筑结构荷载规范》GB 50009 的有关规定。

3.1.6 当隔振系统的使用寿命低于隔振对象的使用寿命时,隔振系统应具备可更换的条件。

3.2 隔振体系及参数

3.2.1 隔振体系宜包括隔振器、阻尼器、台座结构和隔振对象,智能隔振体系还应包括控制系统和监测系统。

3.2.2 隔振器和阻尼器应经隔振计算后确定,其布置应符合下列规定:

1 隔振器的刚度中心与隔振体系的质量中心宜在同一铅垂线上;

2 隔振体系的质量中心与扰力作用线之间的距离宜减小;

3 隔振器宜布置在同一水平面内;

4 隔振器和阻尼器布置时,应预留安装、维修和更换空间。

3.2.3 当隔振器或阻尼器的计算水平位移超过限值时,应设置水平限位装置,并应与隔振对象和台座结构脱离。

3.2.4 当隔振对象底座刚度无法满足要求时,应设置台座结构。

3.2.5 管道与隔振对象宜采用柔性连接或设置弹性支承。

3.2.6 主动隔振体系阻尼比的确定应符合下列规定:

1 隔振体系阻尼比应按下列公式计算:

$$\zeta = \frac{F_v}{2[u]K} \left(\frac{\omega_{nv}}{\omega} \right)^2 \quad (3.2.6-1)$$

$$\zeta_\varphi = \frac{M_v}{2[u_\varphi]K_\varphi} \left(\frac{\omega_{\varphi nv}}{\omega} \right)^2 \quad (3.2.6-2)$$

式中: ζ ——隔振体系沿 x 、 y 、 z 轴向振动时的阻尼比;

ζ_φ ——隔振体系绕 x 、 y 、 z 轴旋转振动时的阻尼比;

F_v ——在工作转速时,作用在隔振体系质量中心处沿 x 、 y 、 z 轴向的扰力(N);

M_v ——作用在隔振体系质量中心处、绕 x 、 y 、 z 轴的扰力矩 ($N \cdot m$)；

$[u]$ ——机器容许振动位移(m)；

$[u_\varphi]$ ——机器容许振动角位移(rad)；

K ——隔振器沿 x 、 y 、 z 轴向总刚度(N/m)；

K_φ ——隔振器绕 x 、 y 、 z 轴抗扭总刚度($N \cdot m/rad$)；

ω_{nv} ——隔振体系沿 x 、 y 、 z 轴向振动的固有圆频率(rad/s)；

$\omega_{\varphi nv}$ ——隔振体系绕 x 、 y 、 z 轴旋转振动的固有圆频率(rad/s)；

ω ——干扰圆频率(rad/s)。

2 当为脉冲振动时，阻尼比应按下列公式计算：

$$\zeta = \frac{1}{\omega_n t} \ln \frac{u_p}{u_a} \quad (3.2.6-3)$$

$$\zeta_\varphi = \frac{1}{\omega_{\varphi n} t} \ln \frac{u_{p\varphi}}{u_{a\varphi}} \quad (3.2.6-4)$$

式中： ω_n ——隔振体系沿 x 、 y 、 z 轴向振动的无阻尼固有圆频率 (rad/s)；

$\omega_{\varphi n}$ ——隔振体系绕 x 、 y 、 z 轴旋转振动的无阻尼固有圆频率 (rad/s)；

u_p ——受脉冲扰力作用下产生的最大振动位移(m)；

$u_{p\varphi}$ ——受脉冲扰力作用下产生的最大振动角位移(rad)；

u_a ——受脉冲扰力作用产生的经时间 t 衰减后的位移(m)；

$u_{a\varphi}$ ——受脉冲扰力作用产生的经时间 t 衰减后的角位移 (rad)；

t ——振动衰减时间(s)。

3.2.7 主动隔振时，台座结构的质量应符合下式规定：

$$m_2 \geq \frac{F_z}{[u]\omega^2} - m_1 \quad (3.2.7)$$

式中： m_1 ——隔振对象的质量(kg)；

m_2 ——台座结构的质量(kg)；

F_z ——作用在隔振体系质量中心处沿 z 轴向的扰力(N)。

3.2.8 隔振体系固有圆频率宜小于干扰圆频率的 0.4 倍,并宜符合下式规定:

$$\omega_n \leq \omega \sqrt{\frac{\eta}{1+\eta}} \quad (3.2.8)$$

式中: η ——隔振体系的传递率,可按本标准第 3.2.9 条的规定计算。

3.2.9 隔振体系的传递率宜符合下列规定:

1 被动隔振的传递率宜符合下列规定:

$$\eta \leq \frac{[u]}{u} \quad (3.2.9)$$

式中: η ——隔振体系的传递率;

u ——干扰振动位移(m)。

2 主动隔振的传递率不宜大于 0.2。

3.2.10 隔振体系的固有圆频率可按下列规定计算:

1 单自由度体系的固有圆频率,可按下列公式计算:

$$\omega_{nx} = \sqrt{\frac{K_x}{m}} \quad (3.2.10-1)$$

$$\omega_{ny} = \sqrt{\frac{K_y}{m}} \quad (3.2.10-2)$$

$$\omega_{nz} = \sqrt{\frac{K_z}{m}} \quad (3.2.10-3)$$

$$\omega_{n\varphi x} = \sqrt{\frac{K_{\varphi x}}{J_x}} \quad (3.2.10-4)$$

$$\omega_{n\varphi y} = \sqrt{\frac{K_{\varphi y}}{J_y}} \quad (3.2.10-5)$$

$$\omega_{n\varphi z} = \sqrt{\frac{K_{\varphi z}}{J_z}} \quad (3.2.10-6)$$

$$m = m_1 + m_2 \quad (3.2.10-7)$$

式中: ω_{nx} ——隔振体系沿 x 轴向的无阻尼固有圆频率(rad/s);

ω_{ny} —— 隔振体系沿 y 轴向的无阻尼固有圆频率(rad/s);
 ω_{nz} —— 隔振体系沿 z 轴向的无阻尼固有圆频率(rad/s);
 $\omega_{n\varphi x}$ —— 隔振体系绕 x 轴旋转的无阻尼固有圆频率(rad/s);
 $\omega_{n\varphi y}$ —— 隔振体系绕 y 轴旋转的无阻尼固有圆频率(rad/s);
 $\omega_{n\varphi z}$ —— 隔振体系绕 z 轴旋转的无阻尼固有圆频率(rad/s);
 K_x —— 隔振器沿 x 轴向总刚度(N/m);
 K_y —— 隔振器沿 y 轴向总刚度(N/m);
 K_z —— 隔振器沿 z 轴向总刚度(N/m);
 $K_{\varphi x}$ —— 隔振器绕 x 轴抗扭总刚度(N · m/rad);
 $K_{\varphi y}$ —— 隔振器绕 y 轴抗扭总刚度(N · m/rad);
 $K_{\varphi z}$ —— 隔振器绕 z 轴抗扭总刚度(N · m/rad);
 J_x —— 隔振体系绕 x 轴的转动惯量(kg · m²);
 J_y —— 隔振体系绕 y 轴的转动惯量(kg · m²);
 J_z —— 隔振体系绕 z 轴的转动惯量(kg · m²);
 m —— 隔振对象与台座结构的总质量(kg)。

2 双自由度耦合振动时的固有圆频率,可按下列公式计算:

$$\omega_{n1} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{[(\lambda_1^2 + \lambda_2^2) - \sqrt{(\lambda_1^2 - \lambda_2^2)^2 + 4\gamma\lambda_1^4}]}$$

(3.2.10-8)

$$\omega_{n2} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{[(\lambda_1^2 + \lambda_2^2) + \sqrt{(\lambda_1^2 - \lambda_2^2)^2 + 4\gamma\lambda_1^4}]}$$

(3.2.10-9)

式中: ω_{n1} —— 双自由度耦合振动时的无阻尼第一振型固有圆频率(rad/s);

ω_{n2} —— 双自由度耦合振动时的无阻尼第二振型固有圆频率(rad/s);

$\lambda_1, \lambda_2, \gamma$ —— 计算系数,可按本标准第 3.2.12 条的规定计算。

3.2.11 隔振器的总刚度可按下列规定计算:

1 对于支承式隔振,可按下列公式计算:

$$K_x = \sum_{i=1}^n K_{xi} \quad (3.2.11-1)$$

$$K_y = \sum_{i=1}^n K_{yi} \quad (3.2.11-2)$$

$$K_z = \sum_{i=1}^n K_{zi} \quad (3.2.11-3)$$

$$K_{\varphi x} = \sum_{i=1}^n K_{yi} z_i^2 + \sum_{i=1}^n K_{zi} y_i^2 \quad (3.2.11-4)$$

$$K_{\varphi y} = \sum_{i=1}^n K_{xi} z_i^2 + \sum_{i=1}^n K_{zi} x_i^2 \quad (3.2.11-5)$$

$$K_{\varphi z} = \sum_{i=1}^n K_{xi} y_i^2 + \sum_{i=1}^n K_{yi} x_i^2 \quad (3.2.11-6)$$

式中： K_{xi} ——第 i 个隔振器沿 x 轴向的刚度(N/m)；

K_{yi} ——第 i 个隔振器沿 y 轴向的刚度(N/m)；

K_{zi} ——第 i 个隔振器沿 z 轴向的刚度(N/m)；

x_i ——第 i 个隔振器的 x 轴坐标值(m)；

y_i ——第 i 个隔振器的 y 轴坐标值(m)；

z_i ——第 i 个隔振器的 z 轴坐标值(m)。

2 对于悬挂式隔振,可按下列公式计算：

$$K_x = \frac{mg}{L} \quad (3.2.11-7)$$

$$K_y = \frac{mg}{L} \quad (3.2.11-8)$$

$$K_{\varphi z} = \frac{mg R^2}{L} \quad (3.2.11-9)$$

式中： L ——刚性吊杆的长度(m)；

R ——刚性吊杆按圆形排列时,可取圆的半径(m)。

3.2.12 计算系数可按下列规定计算：

1 支承式隔振的计算系数 λ_1 、 λ_2 ,可按下列规定计算：

1)当 $x - \varphi_y$ 耦合振动时,可按下列公式计算：

$$\lambda_1 = \sqrt{\frac{K_x}{m}} \quad (3.2.12-1)$$

$$\lambda_2 = \sqrt{\frac{K_{\varphi y}}{J_y}} \quad (3.2.12-2)$$

2) 当 $y - \varphi_x$ 耦合振动时, 可按下列公式计算:

$$\lambda_1 = \sqrt{\frac{K_y}{m}} \quad (3.2.12-3)$$

$$\lambda_2 = \sqrt{\frac{K_{\varphi x}}{J_x}} \quad (3.2.12-4)$$

2 悬挂式的计算系数 λ_1 、 λ_2 , 可按下列公式计算:

1) λ_1 可按下式计算:

$$\lambda_1 = \sqrt{\frac{g}{L}} \quad (3.2.12-5)$$

2) 当 $x - \varphi_y$ 耦合振动时, λ_2 可按下式计算:

$$\lambda_2 = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n K_{zi} x_i^2 + \frac{mgz^2}{L}}{J_y}} \quad (3.2.12-6)$$

式中: z ——隔振器刚度中心或吊杆下端至隔振体系质量中心的竖向距离(m)。

3) 当 $y - \varphi_x$ 耦合振动时, λ_2 可按下式计算:

$$\lambda_2 = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n K_{zi} y_i^2 + \frac{mgz^2}{L}}{J_x}} \quad (3.2.12-7)$$

3 计算系数 γ 可按下列规定计算:

1) 当 $x - \varphi_y$ 耦合振动时, 可按下式计算:

$$\gamma = \frac{mz^2}{J_y} \quad (3.2.12-8)$$

2) 当 $y - \varphi_x$ 耦合振动时, 可按下式计算:

$$\gamma = \frac{mz^2}{J_x} \quad (3.2.12-9)$$

3.2.13 弹簧隔振器支承结构的变形不应大于弹簧压缩量的 $1/10$, 当不能满足要求时, 应计入支承结构与隔振系统的耦合作用。

4 主动隔振

4.1 计算规定

4.1.1 当隔振体系为单自由度时,质量中心处的振动位移可按下列公式计算:

$$u_x = \frac{F_x}{K_x} \eta_x \quad (4.1.1-1)$$

$$u_y = \frac{F_y}{K_y} \eta_y \quad (4.1.1-2)$$

$$u_z = \frac{F_z}{K_z} \eta_z \quad (4.1.1-3)$$

$$u_{\varphi x} = \frac{M_x}{K_{\varphi x}} \eta_{\varphi x} \quad (4.1.1-4)$$

$$u_{\varphi y} = \frac{M_y}{K_{\varphi y}} \eta_{\varphi y} \quad (4.1.1-5)$$

$$u_{\varphi z} = \frac{M_z}{K_{\varphi z}} \eta_{\varphi z} \quad (4.1.1-6)$$

式中: u_x ——隔振体系质量中心处沿 x 轴向的振动位移(m);

u_y ——隔振体系质量中心处沿 y 轴向的振动位移(m);

u_z ——隔振体系质量中心处沿 z 轴向的振动位移(m);

$u_{\varphi x}$ ——隔振体系质量中心处绕 x 轴旋转的振动角位移(rad);

$u_{\varphi y}$ ——隔振体系质量中心处绕 y 轴旋转的振动角位移(rad);

$u_{\varphi z}$ ——隔振体系质量中心处绕 z 轴旋转的振动角位移(rad);

F_x ——作用在隔振体系质量中心处沿 x 轴向的扰力(N);

F_y ——作用在隔振体系质量中心处沿 y 轴向的扰力(N);
 F_z ——作用在隔振体系质量中心处沿 z 轴向的扰力(N);
 M_x ——作用在隔振体系质量中心处绕 x 轴的扰力矩(N·m);
 M_y ——作用在隔振体系质量中心处绕 y 轴的扰力矩(N·m);
 M_z ——作用在隔振体系质量中心处绕 z 轴的扰力矩(N·m);
 η_x ——单自由度隔振体系沿 x 轴向的传递率;
 η_y ——单自由度隔振体系沿 y 轴向的传递率;
 η_z ——单自由度隔振体系沿 z 轴向的传递率;
 η_{φ_x} ——单自由度隔振体系绕 x 轴旋转的传递率;
 η_{φ_y} ——单自由度隔振体系绕 y 轴旋转的传递率;
 η_{φ_z} ——单自由度隔振体系绕 z 轴旋转的传递率。

4.1.2 当隔振体系为双自由度耦合振动时,质量中心处的振动位移宜按下列规定计算:

1 当 $x-\varphi_y$ 耦合振动时,宜按下列公式计算:

$$u_x = \rho_1 u_{\varphi 1} \eta_1 + \rho_2 u_{\varphi 2} \eta_2 \quad (4.1.2-1)$$

$$u_{\varphi y} = u_{\varphi 1} \eta_1 + u_{\varphi 2} \eta_2 \quad (4.1.2-2)$$

$$u_{\varphi 1} = \frac{F_x \rho_1 + M_y}{(m \rho_1^2 + J_y) \omega_{n1}^2} \quad (4.1.2-3)$$

$$u_{\varphi 2} = \frac{F_x \rho_2 + M_y}{(m \rho_2^2 + J_y) \omega_{n2}^2} \quad (4.1.2-4)$$

$$\rho_1 = \frac{K_x z}{K_x - m \omega_{n1}^2} \quad (4.1.2-5)$$

$$\rho_2 = \frac{K_x z}{K_x - m \omega_{n2}^2} \quad (4.1.2-6)$$

2 当 $y-\varphi_x$ 耦合振动时,宜按下列公式计算:

$$u_y = \rho_1 u_{\varphi 1} \eta_1 + \rho_2 u_{\varphi 2} \eta_2 \quad (4.1.2-7)$$

$$u_{\varphi x} = u_{\varphi 1} \eta_1 + u_{\varphi 2} \eta_2 \quad (4.1.2-8)$$

$$u_{\varphi 1} = \frac{F_y \rho_1 + M_x}{(m \rho_1^2 + J_x) \omega_{n1}^2} \quad (4.1.2-9)$$

$$u_{\varphi 2} = \frac{F_y \rho_2 + M_x}{(m \rho_2^2 + J_x) \omega_{n2}^2} \quad (4.1.2-10)$$

$$\rho_1 = \frac{K_y z}{K_y - m \omega_{n1}^2} \quad (4.1.2-11)$$

$$\rho_2 = \frac{K_y z}{K_y - m \omega_{n2}^2} \quad (4.1.2-12)$$

式中: $u_{\varphi 1}$ ——隔振体系耦合振动第一振型的当量角位移(rad);

$u_{\varphi 2}$ ——隔振体系耦合振动第二振型的当量角位移(rad);

ρ_1 ——隔振体系耦合振动第一振型中的水平位移与转角的比值(m/rad);

ρ_2 ——隔振体系耦合振动第二振型中的水平位移与转角的比值(m/rad);

η_1 ——双自由度隔振体系第一振型的传递率;

η_2 ——双自由度隔振体系第二振型的传递率。

4.1.3 隔振体系的传递率宜符合下列规定:

1 当扰力、扰力矩为简谐作用时,传递率宜按下列公式计算:

$$\eta_x = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{nx}}\right)^2\right]^2 + \left(2 \zeta_x \frac{\omega}{\omega_{nx}}\right)^2}} \quad (4.1.3-1)$$

$$\eta_y = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{ny}}\right)^2\right]^2 + \left(2 \zeta_y \frac{\omega}{\omega_{ny}}\right)^2}} \quad (4.1.3-2)$$

$$\eta_z = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{nz}}\right)^2\right]^2 + \left(2 \zeta_z \frac{\omega}{\omega_{nz}}\right)^2}} \quad (4.1.3-3)$$

$$\eta_{\varphi x} = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{n\varphi x}}\right)^2\right]^2 + \left(2 \zeta_{\varphi x} \frac{\omega}{\omega_{n\varphi x}}\right)^2}} \quad (4.1.3-4)$$

$$\eta_{\varphi y} = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{n\varphi y}}\right)^2\right]^2 + \left(2 \zeta_{\varphi y} \frac{\omega}{\omega_{n\varphi y}}\right)^2}} \quad (4.1.3-5)$$

$$\eta_{\varphi z} = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{n\varphi z}}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta_{\varphi z} \frac{\omega}{\omega_{n\varphi z}}\right)^2}} \quad (4.1.3-6)$$

$$\eta_l = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{nl}}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta_l \frac{\omega}{\omega_{nl}}\right)^2}} \quad (4.1.3-7)$$

$$\eta_z = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{nz}}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta_z \frac{\omega}{\omega_{nz}}\right)^2}} \quad (4.1.3-8)$$

$$\zeta_x = \frac{\sum_{i=1}^n \zeta_{xi} K_{xi}}{K_x} \quad (4.1.3-9)$$

$$\zeta_y = \frac{\sum_{i=1}^n \zeta_{yi} K_{yi}}{K_y} \quad (4.1.3-10)$$

$$\zeta_z = \frac{\sum_{i=1}^n \zeta_{zi} K_{zi}}{K_z} \quad (4.1.3-11)$$

$$\zeta_{\varphi x} = \frac{\zeta_y \frac{\omega_{n\varphi x}}{\omega_{ny}} \sum_{i=1}^n K_{yi} z_i^2 + \zeta_z \frac{\omega_{n\varphi x}}{\omega_{nz}} \sum_{i=1}^n K_{zi} y_i^2}{K_{\varphi x}} \quad (4.1.3-12)$$

$$\zeta_{\varphi y} = \frac{\zeta_z \frac{\omega_{n\varphi y}}{\omega_{nz}} \sum_{i=1}^n K_{zi} x_i^2 + \zeta_x \frac{\omega_{n\varphi y}}{\omega_{nx}} \sum_{i=1}^n K_{xi} z_i^2}{K_{\varphi y}} \quad (4.1.3-13)$$

$$\zeta_{\varphi z} = \frac{\zeta_x \frac{\omega_{n\varphi z}}{\omega_{nx}} \sum_{i=1}^n K_{xi} y_i^2 + \zeta_y \frac{\omega_{n\varphi z}}{\omega_{ny}} \sum_{i=1}^n K_{yi} x_i^2}{K_{\varphi z}} \quad (4.1.3-14)$$

式中： ζ_x ——隔振系统沿 x 轴向振动的阻尼比；

ζ_y ——隔振系统沿 y 轴向振动的阻尼比；

ζ_z ——隔振系统沿 z 轴向振动的阻尼比；

$\zeta_{\varphi x}$ ——隔振系统绕 x 轴旋转振动的阻尼比；

$\zeta_{\varphi y}$ ——隔振系统绕 y 轴旋转振动的阻尼比；
 $\zeta_{\varphi z}$ ——隔振系统绕 z 轴旋转振动的阻尼比；
 ζ_1 ——两自由度隔振体系第一振型的阻尼比；
 ζ_2 ——两自由度隔振体系第二振型的阻尼比；
 ζ_{xi} ——第 i 个隔振器沿 x 轴向振动的阻尼比；
 ζ_{yi} ——第 i 个隔振器沿 y 轴向振动的阻尼比；
 ζ_{zi} ——第 i 个隔振器沿 z 轴向振动的阻尼比；
 ω_{nx} ——隔振体系沿 x 轴向的无阻尼固有圆频率；
 ω_{ny} ——隔振体系沿 y 轴向的无阻尼固有圆频率；
 ω_{nz} ——隔振体系沿 z 轴向的无阻尼固有圆频率；
 $\omega_{n\varphi x}$ ——隔振体系绕 x 轴旋转的无阻尼固有圆频率；
 $\omega_{n\varphi y}$ ——隔振体系绕 y 轴旋转的无阻尼固有圆频率；
 $\omega_{n\varphi z}$ ——隔振体系绕 z 轴旋转的无阻尼固有圆频率。

2 当为后峰齿形脉冲、对称三角形脉冲、矩形脉冲、正弦半波脉冲和正矢脉冲等冲击作用时，传递率宜按本标准附录 A 确定。

4.1.4 双自由度隔振体系第一、第二振型的阻尼比宜符合下列规定：

1 当 $x-\varphi_y$ 耦合振动时，宜按下列规定确定：

- 1) 第一振型的阻尼比，可取隔振器沿 x 轴向振动的阻尼比与隔振器绕 y 轴旋转振动的阻尼比二者较小值；
- 2) 第二振型的阻尼比，可取隔振器沿 x 轴向振动的阻尼比与隔振器绕 y 轴旋转振动的阻尼比二者较大值。

2 当 $y-\varphi_x$ 耦合振动时，宜按下列规定确定：

- 1) 第一振型的阻尼比，可取隔振器沿 y 轴向振动的阻尼比与隔振器绕 x 轴旋转振动的阻尼比二者较小值；
- 2) 第二振型的阻尼比，可取隔振器沿 y 轴向振动的阻尼比与隔振器绕 x 轴旋转振动的阻尼比二者较大值。

4.1.5 任意点的振动位移的计算应符合下列规定：

1 当作用在隔振体系质量中心处沿各轴向的简谐扰力和绕各轴的简谐扰力矩的工作频率均相同且在作用时间上没有相位差

时,任意点的振动位移,可按下列公式计算:

$$u_{xL} = u_x + u_{\varphi y} z_L - u_{\varphi z} y_L \quad (4.1.5-1)$$

$$u_{yL} = u_y + u_{\varphi z} x_L - u_{\varphi x} z_L \quad (4.1.5-2)$$

$$u_{zL} = u_z + u_{\varphi x} y_L - u_{\varphi y} x_L \quad (4.1.5-3)$$

式中: u_{xL} ——隔振体系任意点沿 x 轴向的振动位移(m);

u_{yL} ——隔振体系任意点沿 y 轴向的振动位移(m);

u_{zL} ——隔振体系任意点沿 z 轴向的振动位移(m);

x_L ——任意点的 x 轴坐标值(m);

y_L ——任意点的 y 轴坐标值(m);

z_L ——任意点的 z 轴坐标值(m)。

2 当作用在隔振体系质量中心处沿各轴向的简谐扰力和绕各轴的简谐扰力矩的工作频率均相同且在作用时间上有相位差时,任意点的振动位移,应计入相位差的影响。

3 当作用在隔振体系质量中心处沿各轴向的简谐扰力和绕各轴的简谐扰力矩的工作频率均不相同,任意点各轴向的最大振动位移,可按下列公式计算:

$$u_{xL, \max} = |u_x| + |u_{\varphi y} z_L| + |u_{\varphi z} y_L| \quad (4.1.5-4)$$

$$u_{yL, \max} = |u_y| + |u_{\varphi z} x_L| + |u_{\varphi x} z_L| \quad (4.1.5-5)$$

$$u_{zL, \max} = |u_z| + |u_{\varphi x} y_L| + |u_{\varphi y} x_L| \quad (4.1.5-6)$$

式中: $u_{xL, \max}$ ——隔振体系任意点沿 x 轴向的最大振动位移(m);

$u_{yL, \max}$ ——隔振体系任意点沿 y 轴向的最大振动位移(m);

$u_{zL, \max}$ ——隔振体系任意点沿 z 轴向的最大振动位移(m)。

4 当扰力、扰力矩为脉冲作用时,任意点处的振动位移可按本条式(4.1.5-1)~式(4.1.5-3)进行计算。

4.2 旋转式机器

4.2.1 在下列条件下,旋转式机器宜采用基础隔振:

- 1 机组的工作转速和基础—设备系统的固有频率相接近时;
- 2 厂址地基条件较差、易发生不均匀沉降时;

3 非隔振设计不能满足振动控制要求时。

4.2.2 旋转式机器基础的隔振宜采用支承式；隔振器的选用和设置应符合下列规定：

1 汽轮发电机、汽动给水泵基础的隔振，宜采用圆柱螺旋弹簧隔振器，隔振器宜设置在柱顶或满足刚度要求的梁顶面；

2 压缩机、离心机、风机、电动机基础的隔振，宜采用圆柱螺旋弹簧隔振器或橡胶隔振器，隔振器宜设置在满足刚度要求的梁顶或基础底板的支墩上；当为小型机器时，隔振器也可设置在地面或楼板上；

3 隔振器应满足三维隔振的需求；

4 隔振体系的阻尼比不宜小于 0.05，当隔振器的阻尼不满足要求时，应与阻尼器配合使用。

4.2.3 汽轮发电机、汽动给水泵基础的隔振，可采用板式、梁式或梁板混合式钢筋混凝土台座结构；台座结构应按多自由度体系进行动力分析，并应计入台座弹性变形的影响。压缩机、离心机、风机、电动机基础的隔振，可采用钢筋混凝土板或具有足够刚度的钢支架台座结构，台座结构可按刚体进行动力分析。

4.2.4 汽轮发电机、汽动给水泵基础振动速度计算值，宜取在工作转速 $\pm 25\%$ 范围内的最大振动速度均方根值，其容许振动值应符合现行国家标准《建筑工程容许振动标准》GB 50868 的有关规定。

4.2.5 压缩机、离心机、风机、水泵、电动机基础的隔振设计应符合下列规定：

1 隔振体系的静力平衡计算，应计入连接部件和正常运转时介质的质量，以及作用于柔性连接处的作用力；

2 立式泵的两个水平向振动荷载可取相同值，竖向振动荷载宜取水平向振动荷载的 1/2；

3 振动荷载的作用点应取叶轮或转子的中心。

4.2.6 汽轮发电机基础的隔振设计应符合下列规定：

1 弹簧隔振台座应具有良好的动力特性、足够的强度和刚度；汽轮发电机弹簧隔振基础台板重量与设备重量之比不宜小于 1.5；

2 隔振元件的选型和布置应满足汽轮发电机正常运行时在振动荷载作用下轴承座处基础变形的要求；

3 弹簧隔振元件宜布置在同一水平面内，每组弹簧隔振器的合力作用点应与下部支撑结构的截面形心重合；

4 弹簧隔振台座与周边平台结构应脱开布置，并应预留足够的间隙。

4.2.7 压缩机、离心机、风机和水泵介质出入口的连接管道应采用柔性连接；连接风机、水泵的管道进行隔振时，宜采用悬挂式或地面支承式，不宜采用墙和柱侧向挑出的悬臂结构支承。

4.3 往复式机器

4.3.1 往复式机器基础隔振应采用支承式；隔振台座宜采用混凝土块体或厚板，中小型机器隔振设计时，亦可采用铸钢或钢结构底座，并应避免产生扭转共振。

4.3.2 隔振器的选用应符合下列规定：

1 宜优先采用配备阻尼装置且竖向和水平向刚度接近的圆柱螺旋弹簧隔振器，当机器的工作转速不低于 1000r/min 时，亦可采用水平向与竖向刚度接近的橡胶隔振器；

2 隔振体系的阻尼比不应小于 0.05；

3 对于四冲程发动机，隔振体系固有频率与其最低工作转速对应的干扰频率之比不宜大于 0.25；

4 隔振器的刚度和阻尼性能应满足环境条件的使用要求，用于试验台基础隔振时，使用寿命不宜低于 15 年。

4.3.3 当机器自身配备隔振器时，隔振设计不得激发机器自身产生共振。

4.3.4 往复式机器基础的振动计算应符合下列规定：

1 单一扰力或扰力矩作用下机器基础的振动,应按本标准第4.1节的规定计算。

2 振动控制点的振动值宜按下列规定进行叠加:

- 1)一谐水平扰力和扰力矩的振动响应值与一谐竖向扰力和扰力矩的振动响应值,宜按平方和开方叠加,当隔振体系质量中心与隔振器平面刚度中心相差较大时,宜按绝对值叠加;
- 2)二谐扰力和扰力矩的振动响应值,宜按绝对值叠加;
- 3)一谐扰力和扰力矩的振动响应值与二谐扰力和扰力矩的振动响应值,宜按绝对值叠加;
- 4)倾覆力矩各谐次的振动响应值,宜按平方和开方叠加;
- 5)一谐、二谐扰力和扰力矩的振动响应总值与倾覆力矩各谐次的振动响应总值,宜按平方和开方叠加。

4.3.5 振动控制点的位置应取隔振台座振动值最大的角点。

4.3.6 往复式机器试验台基础的隔振设计应符合下列规定:

1 隔振体系的质量中心与刚度中心应位于同一铅垂线上;当通用试验台需要满足多种机型试验时,安装在机器主轴方向的最大机型和最小机型的质心中心与刚度中心的偏离值不得超过试验台该方向边长的1.5%;

2 隔振计算时,应取扰力最大机型所对应的参数,隔振器的选择应满足最大负荷的承载要求;

3 试验台与周边结构之间应设隔振缝,隔振缝的宽度不宜小于50mm,隔振缝的顶部宜设活动盖板;

4 隔振器和阻尼器应能适应试验室工作环境的要求;弹簧和阻尼材料应避免与水、油、烟气接触,当排烟管从地下室通过时,应采取隔热通风措施;

5 试验台周边应设排水沟,排水沟与外部排水管的连接应采用柔性接头。

4.3.7 发动机的排烟管宜采用带弯头的金属波纹管连接,压缩机

的吸气管和排气管宜采用带弯头的金属软管连接。

4.4 冲击式机器

I 锻 锤

4.4.1 锻锤基础的隔振设计应符合下列规定：

- 1 基础和砧座的最大竖向振动位移不应大于容许振动值；
- 2 锻锤在下一次打击前，砧座应停止振动；
- 3 锻锤打击后，隔振器上部质量不应与隔振器分离。

4.4.2 锻锤基础隔振后的振动分析模型应符合下列规定：

1 砧座振动计算时，可假定基础为不动体，宜采用有阻尼单自由度振动模型(图 4.4.2-1)。

2 基础振动计算时，振动荷载可取隔振器作用于基础的扰力，宜采用无阻尼单自由度振动模型(图 4.4.2-2)。

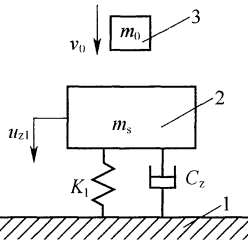


图 4.4.2-1 有阻尼单自由度振动模型

1—基础；2—砧座；3—锤头

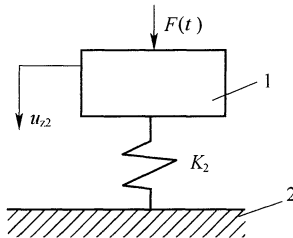


图 4.4.2-2 无阻尼单自由度振动模型

1—基础；2—地基

4.4.3 隔振锻锤砧座的最大竖向振动位移(图 4.4.2-1)可按下列公式计算:

$$u_{z1} = \frac{(1 + e_1) m_0 v_0}{(m_0 + m_s) \omega_n} \exp\left[-\zeta_z \frac{\pi}{2}\right] \quad (4.4.3-1)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K_1}{m_s}} \quad (4.4.3-2)$$

$$\zeta_z = \frac{C_z}{2 \sqrt{m_s K_1}} \quad (4.4.3-3)$$

式中: u_{z1} ——砧座的最大竖向振动位移(m);

m_0 ——锻锤锤头的质量(kg);

m_s ——隔振器上部的总质量(kg);

v_0 ——锤头的最大冲击速度(m/s);

e_1 ——回弹系数,模锻锤可取 0.5,自由锻锤可取 0.25,锻打有色金属时可取 0;

K_1 ——隔振器的竖向刚度(N/m);

ζ_z ——隔振体系的阻尼比;

C_z ——隔振器的竖向阻尼系数(N·s/m)。

4.4.4 隔振锻锤基础的最大竖向振动位移(图 4.4.2-2)可按下列公式计算:

$$u_{z2} = \frac{K_1(1 + e_1) m_0 v_0}{K_2(m_0 + m_s) \omega_n} \sqrt{1 + 4 \zeta_z^2} \exp\left[-\zeta_z \left(\frac{\pi}{2} - \tan^{-1} 2 \zeta_z\right)\right] \quad (4.4.4-1)$$

$$K_2 = 2.67 K_z \quad (4.4.4-2)$$

式中: u_{z2} ——基础最大竖向振动位移(m);

K_2 ——基础底部的折算刚度(N/m);

K_z ——基础底部地基土的抗压刚度(N/m),应按现行国家标准《动力机器基础设计规范》GB 50040 的规定确定。

4.4.5 锻锤基础的隔振设计应符合下列规定:

1 锻锤砧座质量较大时,可直接对砧座进行隔振;砧座质量

较小时,宜在砧座下增设钢筋混凝土台座;

2 砧座或钢筋混凝土台座底面积较大、砧座重心与砧座底面距离较小时,可采用支承式隔振;砧座底面积较小、砧座重心与砧座底面距离较大且不采用钢筋混凝土台座时,可采用悬挂式隔振;

3 锻锤的打击中心、隔振器的刚度中心和隔振器上部的质量中心,宜在同一铅垂线上;

4 砧座或钢筋混凝土台座宜设置导向或防偏摆的限位装置;

5 采用圆柱螺旋弹簧隔振器时,应配置阻尼器;采用迭板弹簧隔振器时,可不配置阻尼器;

6 锻锤隔振系统的阻尼比,不宜小于 0.2。

II 压 力 机

4.4.6 压力机基础的隔振设计应符合下列规定:

1 当压力机启动(图 4.4.6-1)产生的冲击力矩使机身产生绕其底部中点的摇摆振动时,压力机工作台两侧的最大竖向振动位移可按下列公式计算:

$$u_{z3} = \frac{cm_z m_y (l + h_1)}{2 m_y \omega_k (R_1^2 + h_1^2)} \exp\left(-\zeta_{zl} \frac{\pi}{2}\right) \quad (4.4.6-1)$$

$$R_1 = \sqrt{\frac{J}{m_y}} \quad (4.4.6-2)$$

$$\omega_k = \sqrt{\frac{c^2 K_1}{4(R_1^2 + h_1^2) m_y}} \quad (4.4.6-3)$$

$$\zeta_{zl} = \frac{C_z c}{4 \sqrt{4(R_1^2 + h_1^2) m_y K_1}} \quad (4.4.6-4)$$

式中: u_{z3} —— 压力机工作台两侧的最大竖向振动位移(m);

m_y —— 压力机的质量(kg);

m_z —— 主轴偏心质量与连杆折合质量之和(kg),连杆折合质量可取连杆质量的 1/3;

r —— 曲柄半径(m);

h_1 —— 压力机质心 O 至隔振器的距离(m);

- l —— 主轴轴承 O' 至压力机质心 O 的距离(m);
 c —— 隔振器之间的距离(m);
 R_1 —— 压力机绕质心轴的回转半径(m);
 J —— 压力机绕质心轴的质量惯性矩($\text{kg} \cdot \text{m}^2$);
 n_y —— 压力机主轴的额定转速(rad/s);
 ω_k —— 压力机摇摆振动的固有圆频率(rad/s);
 ζ_{zl} —— 隔振体系摇摆振动的阻尼比。

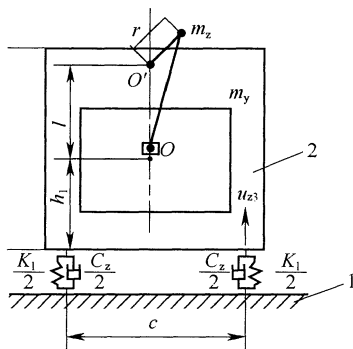


图 4.4.6-1 压力机启动时的力学模型

1—基础;2—压力机机身

2 压力机冲压工作时(图 4.4.6-2),工作台的最大竖向振动位移可按下列公式计算:

$$u_{zl} = \frac{2F m_t}{K_3(m_t + m_g)} \quad (4.4.6-5)$$

$$K_3 = \frac{E_1 A_1}{L_1} + \frac{E_2 A_2}{L_2} \quad (4.4.6-6)$$

式中: u_{zl} —— 压力机工作台的最大竖向振动位移(m);

F —— 压力机额定工作压力(N);

m_t —— 压力机头部的质量(kg);

m_g —— 压力机工作台的质量(kg);

K_3 —— 压力机立柱及拉杆的刚度(N/m);

E_1 —— 压力机立柱的弹性模量(N/m²)；
 E_2 —— 压力机拉杆的弹性模量(N/m²)；
 A_1 —— 压力机立柱的平均截面积(m²)；
 A_2 —— 压力机拉杆的平均截面积(m²)；
 L_1 —— 压力机立柱的工作长度(m)；
 L_2 —— 压力机拉杆的工作长度(m)。

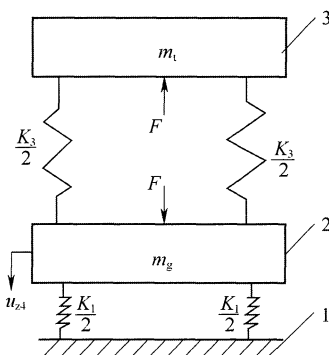


图 4.4.6-2 压力机冲压工作时的力学模型

1—基础；2—压力机工作台；3—压力机头部

3 压力机冲压工件时,基础的竖向振动位移可按下式计算:

$$u_{z5} = u_{z4} \frac{K_1}{K_2} \quad (4.4.6-7)$$

式中: u_{z5} —— 冲压工件时压力机基础的竖向振动位移(m)。

4.4.7 压力机基础的隔振设计应符合下列规定:

- 1 闭式多点压力机宜将隔振器直接安装在压力机底部;
- 2 闭式单点压力机和开式压力机,可在压力机下部设置台座,隔振器宜安置在台座下部;
- 3 热模锻压力机,应在压力机下部设置钢框架台座,隔振器宜安置在台座下部;
- 4 螺旋压力机,应在压力机下部设置钢台座或混凝土台座,隔振器宜安置在台座下部;

5 压力机隔振系统的竖向阻尼比,不宜小于 0.1。

4.5 城市轨道交通

4.5.1 城市轨道交通采用隔振与减振措施时,施工和列车运营产生的振动及室内二次结构噪声应控制在国家现行标准容许的范围内。

4.5.2 城市轨道交通的隔振与减振设计应具备下列资料:

- 1 工程概况;
- 2 轨道交通模式、列车车辆的参数;
- 3 环境影响评价报告及相关文件;
- 4 振动环境功能区、振动敏感目标及其使用功能、环境振动或室内二次结构噪声要求、建筑物结构类型及规模、建筑物基础类型、设计速度曲线等;
- 5 振动敏感目标附近的岩土工程勘察资料;
- 6 排水、预埋过轨管线的位置、类型及方式,杂散电流防护要求,通信、信号等专业的特殊要求。

4.5.3 城市轨道交通隔振与减振可采用振源控制、传播路径控制、建筑物振动控制等综合控制措施,并应符合下列规定:

1 振源控制可采用轨道隔振、重型钢轨和无缝线路、阻尼钢轨、钢轨调谐质量阻尼器、减振接头夹板、减轻车辆的簧下质量、优化车辆的悬挂系统、平面小半径曲线处采用轮轨润滑装置、轨道不平顺管理、定期进行车轮镟修或钢轨打磨等措施;

2 传播路径控制可采用屏障隔振,地下线可采用超重型隧道,地面线可采用桩板结构,高架线可采用桥梁隔振支座、桥梁梁体安装调谐质量减振器等措施;

3 建筑物振动控制可采用基础隔振、房中房隔振、浮筑楼板隔振等措施。

4.5.4 轨道隔振应符合下列规定:

- 1 轨道隔振不应降低轨道结构的强度和稳定性,并应具有良

好的绝缘性,列车运行安全性和平稳性应符合现行国家标准《地铁设计规范》GB 50157 的有关规定;

2 轨道隔振应保证轨道具有快速可维修性和可更换性的要求;

3 新型隔振轨道结构和产品设计时,应进行列车—轨道—支承结构耦合动力学计算;轨道结构的强度和疲劳性能应进行足尺模型试验验证;

4 采用新型隔振轨道结构、产品时或特殊工况使用时,应在实际工程中铺设试验段,并应测试评价列车运行时的安全性和平稳性以及减振效果;

5 每种隔振轨道的标准有效长度不宜小于最大列车编组长度;

6 隔振轨道的标准有效长度应至少在振动敏感目标两端各延长 20m;

7 不同类型的隔振轨道之间、隔振轨道与非隔振轨道之间应设置过渡段,过渡段长度应根据轨道综合刚度差确定,且不宜小于车辆定距;

8 除了减小车内噪声或道床的辐射噪声外,不宜组合使用两种及以上轨道隔振措施;

9 轨道隔振元件应满足抗疲劳、耐候性和耐久性要求,在设计文件中应给出隔振元件的设计使用寿命。

4.5.5 轨道隔振可采用扣件隔振、轨枕隔振、道床隔振等措施,隔振设计应符合下列规定:

1 扣件隔振可采用高弹性扣件,隔振设计应符合下列规定:

1)扣件零部件的物理力学性能指标,应符合扣件产品相关技术条件的规定和设计要求;

2)无砟轨道的隔振扣件的节点竖向静刚度设计值宜为 $5\text{kN/mm} \sim 20\text{kN/mm}$,容许偏差宜取 $\pm 20\%$,动静刚度比不应大于 1.4;

- 3)在定员荷载列车通过时,隔振扣件单侧钢轨轨顶最大横向动位移不宜大于 2mm;
- 4)隔振扣件疲劳试验的荷载和荷载循环次数宜根据最不利受力工况和使用寿命确定,且荷载循环次数不应少于 300 万次。

2 轨枕隔振可采用弹性短轨枕、弹性长枕、梯形轨枕等,隔振元件材料可采用橡胶、聚氨酯等,隔振设计应符合下列规定:

- 1)隔振元件的刚度与扣件刚度应合理匹配;
- 2)隔振轨枕的竖向无荷载固有频率宜为 25Hz~45Hz,阻尼比不应小于 0.05;
- 3)在定员荷载列车通过时,钢轨最大竖向动位移不宜大于 4mm;
- 4)隔振元件的竖向静刚度不应偏离设计值的 $\pm 15\%$,动静刚度比不应大于 1.4;
- 5)隔振元件疲劳试验的荷载和荷载循环次数宜根据最不利受力工况和使用寿命确定,且荷载循环次数不应少于 300 万次。

3 无砟轨道道床隔振可采用橡胶或聚氨酯等高分子材料支承浮置板、钢弹簧支承浮置板等,隔振设计应符合下列规定:

- 1)浮置板应具有足够的截面积或采用高密度混凝土提高其隔振效果:列车编组长度对应的浮置板的质量宜大于板上列车定员荷载质量与 3 倍板上列车簧下质量之和,浮置板的平均厚度不宜小于 300mm;
- 2)钢弹簧支承浮置板的竖向无荷载固有频率宜为 6.5Hz~12Hz,橡胶或聚氨酯等高分子材料支承浮置板的竖向无荷载固有频率宜为 12Hz~25Hz,阻尼比不应小于 0.05;
- 3)在定员荷载列车通过时,钢轨最大竖向振动位移不宜大于 5mm;
- 4)钢弹簧隔振元件的实际竖向静刚度不应偏离设计值的

±10%；橡胶或聚氨酯等高分子材料隔振元件的实际竖向静刚度不应偏离设计值的±15%，动静刚度比不应大于1.3；

- 5) 隔振元件疲劳试验的荷载和荷载循环次数宜根据最不利受力工况和使用寿命确定，且荷载循环次数不应少于500万次。

4 有砟轨道道床隔振可采用道砟垫、浮置式道砟槽等，隔振设计应符合下列规定：

- 1) 道砟垫材料可采用橡胶、聚氨酯等；
- 2) 在定员荷载列车通过时，道砟垫最大竖向动位移不宜大于3mm，钢轨最大竖向动位移不宜大于5mm；
- 3) 道砟垫的竖向静态道床模量宜为 $0.01\text{N/mm}^3 \sim 0.02\text{N/mm}^3$ ，动静刚度比不应大于1.4；
- 4) 应通过压实路基或采用混凝土板增大道砟垫的下部基础刚度；
- 5) 道砟垫疲劳试验的荷载和荷载循环次数宜根据最不利受力工况和使用寿命确定，且荷载循环次数不应少于1000万次。

4.5.6 隔振轨道与减振轨道的减振效果测试和评价应符合下列规定：

- 1 应对比测试有、无隔振与减振措施时下部结构的振动值；
- 2 宜选用原位换铺对比测试评价，如图4.5.6(a)所示，列车车辆类型、车辆轴重、簧下质量、列车速度宜相同；
- 3 选用非原位对比测试评价时，如图4.5.6(b)所示，线路应满足经常保养等级的规定，地质条件、车辆类型、车辆轴重、簧下质量、列车速度、直(曲)线、有缝(无缝)线路、钢轨类型、扣件类型、隧道结构和断面、桥梁梁型及结构或路基类型、桥梁支座类型、桥墩基础类型等宜相同；

- 4 当评价环境振动影响时，应符合国家现行标准《城市区域环

境振动标准》GB 10070、《城市区域环境振动测量方法》GB 10071 和《环境影响评价技术导则 城市轨道交通》HJ 453 的有关规定；

5 当评价隔振轨道及减振轨道产品的减振效果时,应符合现行行业标准《浮置板轨道技术规范》CJJ/T 191 的有关规定。

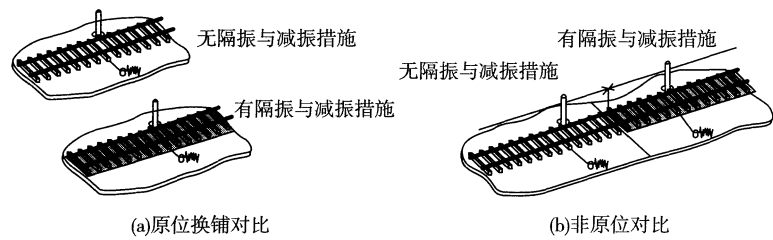


图 4.5.6 轨道隔振减振效果测量

5 被 动 隔 振

5.1 计 算 规 定

5.1.1 当隔振体系支承结构或地基处产生简谐干扰振动位移时,隔振体系质量中心处的振动位移可按下列规定确定:

1 当隔振体系为单自由度时,可按下列公式计算:

$$u_x = u_{ox} \eta_x \quad (5.1.1-1)$$

$$u_y = u_{oy} \eta_y \quad (5.1.1-2)$$

$$u_z = u_{oz} \eta_z \quad (5.1.1-3)$$

$$u_{\varphi x} = u_{o\varphi x} \eta_{\varphi x} \quad (5.1.1-4)$$

$$u_{\varphi y} = u_{o\varphi y} \eta_{\varphi y} \quad (5.1.1-5)$$

$$u_{\varphi z} = u_{o\varphi z} \eta_{\varphi z} \quad (5.1.1-6)$$

式中: u_{ox} —— 支承结构或基础处产生的沿 x 轴向的干扰振动线位移(m);

u_{oy} —— 支承结构或基础处产生的沿 y 轴向的干扰振动线位移(m);

u_{oz} —— 支承结构或基础处产生的沿 z 轴向的干扰振动线位移(m);

$u_{o\varphi x}$ —— 支承结构或基础处产生的绕 x 轴旋转的干扰振动角位移(rad);

$u_{o\varphi y}$ —— 支承结构或基础处产生的绕 y 轴旋转的干扰振动角位移(rad);

$u_{o\varphi z}$ —— 支承结构或基础处产生的绕 z 轴旋转的干扰振动角位移(rad)。

2 当隔振体系为双自由度耦合振动时,可按下列规定计算:

1) 当 $x - \varphi_y$ 耦合振动时,可按下列公式计算:

$$u_x = \rho_1 u_{\varphi 1} \eta_1 + \rho_2 u_{\varphi 2} \eta_2 \quad (5.1.1-7)$$

$$u_{\varphi y} = u_{\varphi 1} \eta_1 + u_{\varphi 2} \eta_2 \quad (5.1.1-8)$$

$$u_{\varphi 1} = \frac{K_x(\rho_1 - z)u_{ox} + (K_{\varphi y} - \rho_1 K_x z)u_{o\varphi y}}{(m\rho_1^2 + J_y)\omega_{n1}^2} \quad (5.1.1-9)$$

$$u_{\varphi 2} = \frac{K_x(\rho_2 - z)u_{ox} + (K_{\varphi y} - \rho_2 K_x z)u_{o\varphi y}}{(m\rho_2^2 + J_y)\omega_{n2}^2} \quad (5.1.1-10)$$

2) 当 $y - \varphi_x$ 耦合振动时,可按下列公式计算:

$$u_y = \rho_1 u_{\varphi 1} \eta_1 + \rho_2 u_{\varphi 2} \eta_2 \quad (5.1.1-11)$$

$$u_{\varphi x} = u_{\varphi 1} \eta_1 + u_{\varphi 2} \eta_2 \quad (5.1.1-12)$$

$$u_{\varphi 1} = \frac{K_y(\rho_1 - z)u_{oy} + (K_{\varphi x} - \rho_1 K_y z)u_{o\varphi x}}{(m\rho_1^2 + J_x)\omega_{n1}^2} \quad (5.1.1-13)$$

$$u_{\varphi 2} = \frac{K_y(\rho_2 - z)u_{oy} + (K_{\varphi x} - \rho_2 K_y z)u_{o\varphi x}}{(m\rho_2^2 + J_x)\omega_{n2}^2} \quad (5.1.1-14)$$

3 当隔振体系为多自由度耦合振动时,可采用振型分解法进行解耦计算。

5.1.2 隔振体系的传递率可按下列公式计算:

$$\eta_x = \frac{\sqrt{1 + \left(2\zeta_x \frac{\omega}{\omega_{nx}}\right)^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{nx}}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta_x \frac{\omega}{\omega_{nx}}\right)^2}} \quad (5.1.2-1)$$

$$\eta_y = \frac{\sqrt{1 + \left(2\zeta_y \frac{\omega}{\omega_{ny}}\right)^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{ny}}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta_y \frac{\omega}{\omega_{ny}}\right)^2}} \quad (5.1.2-2)$$

$$\eta_z = \frac{\sqrt{1 + \left(2\zeta_z \frac{\omega}{\omega_{nz}}\right)^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{nz}}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta_z \frac{\omega}{\omega_{nz}}\right)^2}} \quad (5.1.2-3)$$

$$\eta_{\varphi x} = \frac{\sqrt{1 + \left(2 \zeta_{\varphi x} \frac{\omega}{\omega_{n\varphi x}}\right)^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{n\varphi x}}\right)^2\right]^2 + \left(2 \zeta_{\varphi x} \frac{\omega}{\omega_{n\varphi x}}\right)^2}} \quad (5.1.2-4)$$

$$\eta_{\varphi y} = \frac{\sqrt{1 + \left(2 \zeta_{\varphi y} \frac{\omega}{\omega_{n\varphi y}}\right)^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{n\varphi y}}\right)^2\right]^2 + \left(2 \zeta_{\varphi y} \frac{\omega}{\omega_{n\varphi y}}\right)^2}} \quad (5.1.2-5)$$

$$\eta_{\varphi z} = \frac{\sqrt{1 + \left(2 \zeta_{\varphi z} \frac{\omega}{\omega_{n\varphi z}}\right)^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{n\varphi z}}\right)^2\right]^2 + \left(2 \zeta_{\varphi z} \frac{\omega}{\omega_{n\varphi z}}\right)^2}} \quad (5.1.2-6)$$

$$\eta_1 = \frac{\sqrt{1 + \left(2 \zeta_1 \frac{\omega}{\omega_{n1}}\right)^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{n1}}\right)^2\right]^2 + \left(2 \zeta_1 \frac{\omega}{\omega_{n1}}\right)^2}} \quad (5.1.2-7)$$

$$\eta_2 = \frac{\sqrt{1 + \left(2 \zeta_2 \frac{\omega}{\omega_{n2}}\right)^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{n2}}\right)^2\right]^2 + \left(2 \zeta_2 \frac{\omega}{\omega_{n2}}\right)^2}} \quad (5.1.2-8)$$

5.1.3 对于超大型、超长型或平面为异形的隔振体系,隔振设计应采用数值分析方法。

5.2 精密仪器及设备

5.2.1 设有精密仪器和设备的厂房或实验室,其建设场地应进行环境振动评价;精密仪器和设备的布置应远离振源,并应采取以下防振措施:

- 1 降低建筑物地基基础和结构的振动;
- 2 振源设备的主动隔振;
- 3 精密仪器的被动隔振。

5.2.2 精密仪器及设备的隔振计算应包括下列内容：

- 1 隔振体系固有频率；
- 2 在支承结构干扰振动位移作用下，隔振体系振动响应；
- 3 隔振体系受精密设备内部振源影响的振动响应；
- 4 本条第 2 款和第 3 款计算结果叠加的振动值，满足精密仪器及设备容许振动值的要求。

5.2.3 精密设备的台座结构，可采用钢筋混凝土台座、型钢混凝土台座、钢台座或钢架台座；在下列情况下，精密设备应设置台座结构：

- 1 设备由若干个分离部分组成，需要将各部分连成整体时；
- 2 设备采用直接弹性支承，需要设置台座结构满足设备的刚度要求时。

5.2.4 当采用商品隔振台座时，应根据隔振台座的特性参数，验算支承结构在干扰振动作用下隔振体系的振动响应，并应满足容许振动标准的要求。

5.2.5 台座隔振设计时，台座结构的一阶固有频率宜避开精密设备的固有频率。

5.2.6 隔振体系的各向阻尼比，均不宜小于 0.10。

5.3 精 密 机 床

5.3.1 精密机床隔振设计时，应根据环境振动测试结果优选工作场地。

5.3.2 精密机床的隔振计算应包括下列内容：

- 1 隔振体系固有频率；
- 2 隔振体系在外部干扰振动作用下的振动响应；
- 3 当机床本身有内部较大扰力时，验算机床因内部扰力产生的振动响应；
- 4 本条第 2 款和第 3 款计算结果的叠加值，满足精密机床的振动容许值的要求。

5.3.3 用于精密机床的隔振器各向阻尼比不应小于 0.10。当机床内有加速度较大的回转部件或快速往复运动部件时,隔振器各向阻尼比不宜小于 0.15。

5.3.4 当机床有内部扰力时,台座的一阶弯曲固有频率不宜小于机床最高干扰频率的 1.25 倍。台座结构的一阶弯曲固有频率,可按下式计算:

$$f_{b1} = 3.56 \sqrt{\frac{EI}{ml_1^3}} \quad (5.3.4)$$

式中: f_{b1} ——台座结构的一阶弯曲固有频率(Hz);

E ——台座材料的弹性模量(N/m²);

I ——台座结构的截面惯性矩(m⁴);

l_1 ——台座结构的长度(m);

m ——台座结构与机床的质量(kg)。

5.3.5 当机床具有慢速往复运动部件时,机床质量中心变化产生的倾斜度不应大于机床倾斜度的容许值,机床倾斜度容许值宜由设备制造厂提供,机床的倾斜度宜按下式计算:

$$\theta = \frac{m_j g u_v}{\sum K_{gi} x_{gi}^2} \quad (5.3.5)$$

式中: θ ——机床倾斜度;

m_j ——机床往复运动部件的质量(kg);

u_v ——移动部分质心相对于初始状态的移动距离(m);

K_{gi} ——各支承点的竖向刚度(N/m);

x_{gi} ——各支承点距刚度中心的坐标(m)。

5.3.6 当机床台座为大块式台座时,在下列情况下,可不计算机床内部扰力产生的振动响应:

1 当内部仅有不平衡质量产生的内部扰力,且最大转动质量小于机床和台座总质量的 1/100 时;

2 当内部最大扰力小于机床和台座总重量的 1/1000 时。

5.3.7 下列情况下,机床应设置台座结构:

- 1 机床由若干个分离部分组成,需要将各部分连成整体时;
 - 2 机床直接采用弹性支承,需要设置台座结构满足机床的刚度要求时;
 - 3 机床内部扰力产生的振动值大于机床的容许振动值,需要增加机床的刚度和配重时;
 - 4 机床有慢速往复运动部件使机床产生较大倾斜,需要增加配重时。
- 5.3.8 精密机床隔振应采用高度可调节的隔振器。**

6 屏障隔振

6.1 一般规定

6.1.1 屏障隔振设计应符合下列规定：

1 主动隔振设计时，应具备下列资料：

- 1) 振源基础类型、尺寸、埋深及平面位置；
- 2) 振源的扰力类型、扰力值、作用点位置、干扰频率范围及主要干扰频率；
- 3) 场地岩土工程勘察报告；
- 4) 地基动力特性测试报告。

2 被动隔振设计时，应具备下列资料：

- 1) 隔振对象的容许振动标准；
- 2) 场地岩土工程勘察报告；
- 3) 地基动力特性测试报告；
- 4) 场地环境振动测试及分析报告。

6.1.2 屏障隔振设计宜采用动力仿真计算。

6.1.3 屏障隔振施工后，应对正常工作条件下的振动进行测试，检验屏障隔振效果是否满足设计要求，振动测试应符合现行国家标准《地基动力特性测试规范》GB/T 50269 的有关规定。

6.2 沟式屏障隔振

6.2.1 动力机器基础、地基强夯施工、桩基施工、岩土爆破、地面交通等主要振动干扰频率大于 20Hz 的场地隔振，可采用沟式屏障。

6.2.2 主动隔振时，沟式屏障应环绕振源设置；被动隔振时，沟式屏障的长度应根据隔振对象的长度、沟式屏障与隔振对象距离、隔

振对象的容许振动标准等综合确定,并应大于隔振对象的长度。

6.2.3 隔振沟的深度不宜小于场地瑞利波波长的 $1/2$ 。

6.2.4 沟式屏障可采用填充沟或空沟。填充沟设计尚应符合现行行业标准《建筑基坑支护技术规程》JGJ 120 的有关规定,空沟设计尚应符合现行国家标准《建筑边坡工程技术规范》GB 50330 的有关规定。

6.2.5 沟式屏障应具有良好的排水设施。

6.3 排桩式屏障隔振

6.3.1 刚度较小的软土地基,动力机器基础、地基强夯施工、桩基施工、岩土爆破、地面交通、地下轨道交通等主要干扰频率大于 10Hz 的场地隔振可采用排桩式屏障隔振。

6.3.2 主动隔振时,排桩应环绕振源设置;被动隔振时,排桩的长度应根据隔振对象的长度、排桩屏障与隔振对象的距离、隔振对象的容许振动标准等综合确定,并应大于隔振对象的长度。

6.3.3 排桩的深度不宜小于场地瑞利波的波长,且排桩底部应深于地下振源 3m 以上。

6.3.4 排桩可采用单排、双排或多排,排桩间距宜为桩直径的 1.5 倍;当排桩为双排和多排时,两排之间的距离可取桩直径的 2.5 倍。

6.3.5 排桩的桩径不宜小于 0.4m 且不宜大于 1.0m ;排桩设计和施工应符合现行行业标准《建筑桩基技术规范》JGJ 94 的有关规定。

6.4 波阻板屏障隔振

6.4.1 下列情况下,可采用波阻板屏障隔振:

1 对振动干扰频率小于 100Hz 的地面人工振源,可在地面振源下方设置水平波阻板进行主动隔振,如图 6.4.1(a)所示;

2 当需减少环境振动对隔振对象影响时,可在隔振对象下的

土面或砂垫层表面设置波阻板进行被动隔振,如图 6.4.1(b)所示;

3 当采用波阻板无法达到隔振要求时,可采用波阻板与其他隔振方式组合隔振,如图 6.4.1(c)、图 6.4.1(d)所示。

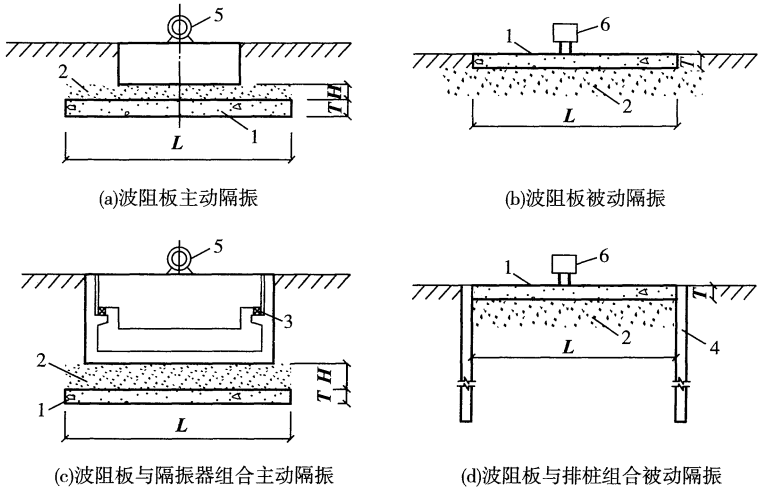


图 6.4.1 波阻板屏障隔振

1—波阻板;2—砂垫层;3—隔振器;4—排桩;5—振源;6—隔振对象

6.4.2 波阻板的隔振设计应符合下列规定:

1 当采用波阻板主动隔振时,应符合下列规定:

1)波阻板的尺寸宜符合下列要求:

$$0.5\lambda_s \leq L \leq 1.0\lambda_s \quad (6.4.2-1)$$

$$0.04\lambda_s \leq T \leq 0.1\lambda_s \quad (6.4.2-2)$$

2)波阻板的垫层厚度宜符合下式要求:

$$0.025\lambda_s \leq H \leq 0.1\lambda_s \quad (6.4.2-3)$$

式中: L ——波阻板宽度(m);

T ——波阻板厚度(m);

H ——垫层厚度(m);

λ_s ——垫层的剪切波长(m)。

2 采用波阻板被动隔振时,波阻板宽度应符合本标准式(6.4.2-1)要求,波阻板垫层厚度应符合本标准式(6.4.2-3)的要求,波阻板的厚度宜符合下式规定:

$$0.125 \lambda_s \leq T \leq 0.33 \lambda_s \quad (6.4.2-4)$$

3 隔振要求较高时,可采用波阻板与隔振器组合进行主动隔振[图 6.4.1(c)]、波阻板与排桩组合进行被动隔振[图 6.4.1(d)]。

6.4.3 波阻板屏障应符合下列规定:

1 波阻板宜采用整体现浇或整体预制混凝土结构;

2 波阻板置于动力基础下方时,应按现行国家标准《建筑地基基础设计规范》GB 50007 的规定计算,波阻板应满足抗冲切、抗剪切及局部受压的要求;

3 当下卧土层为软弱土时,应进行地基处理,并应符合现行行业标准《建筑地基处理技术规范》JGJ 79 的有关规定;

4 地基承载力和沉降的验算应符合现行国家标准《建筑地基基础设计规范》GB 50007 的有关规定。

7 智能隔振

7.1 一般规定

7.1.1 智能隔振系统应由隔振器、阻尼器、测量装置、采集装置、控制装置、制动装置、外部能源装置构成。

7.1.2 智能隔振设计方案应根据振源及隔振对象的特性、振动容许标准、使用条件等综合确定。

7.1.3 智能隔振可采用主动控制和半主动控制,控制类型可采用反馈控制、前馈-反馈控制。

7.1.4 智能隔振采用反馈控制和前馈-反馈控制时,应对反馈控制时滞性进行评估和设计。

7.1.5 智能隔振设计时,应进行隔振系统稳定性和鲁棒性检验。

7.1.6 智能隔振系统稳定性应符合下列规定:

1 智能隔振系统应仅有一个平衡状态;

2 智能隔振体系在其参数变化范围内应具有渐进稳定性,控制效果的变化不宜小于 20%;

3 制动装置的时滞不应影响智能隔振系统的稳定性。

7.1.7 当振源频率大于 20Hz 或振动幅值较高、卓越频带较宽时,智能隔振应与其他隔振组合使用。

7.2 智能隔振系统计算

7.2.1 智能隔振体系的计算模型应符合下列规定:

1 智能隔振体系的计算模型应由隔振对象、控制系统以及连接构件组成,并应真实反映体系的振动特性与工作状态;

2 体系的振型、频率和阻尼比等设计参数应真实反映隔振对象振动的实际情况。

7.2.2 气浮式有源无伺服装置的智能隔振系统,计算刚度应取稳态静刚度作为设计值;其他智能隔振系统,应取实时动刚度计算值作为设计值。

7.2.3 智能隔振系统的计算模型可按下列规定进行简化:

1 动力设备的智能隔振主动控制系统,可采用动力设备主动控制模型(图 7.2.3-1)。

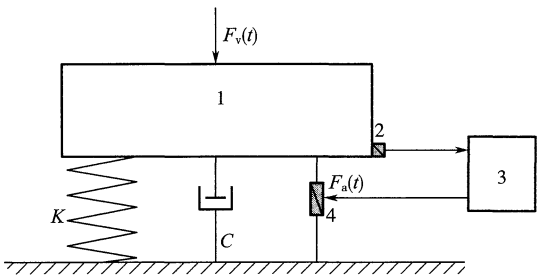


图 7.2.3-1 动力设备主动控制模型

1—动力设备;2—传感器;3—控制器;4—制动器

$F_a(t)$ ——由主动控制器驱动下制动器输出的主动控制力;

$F_v(t)$ ——动力设备产生的振动荷载; C ——隔振体系的阻尼尼;

K ——隔振体系的刚度

2 精密设备的智能隔振主动控制系统可采用精密设备主动控制模型(图 7.2.3-2)。

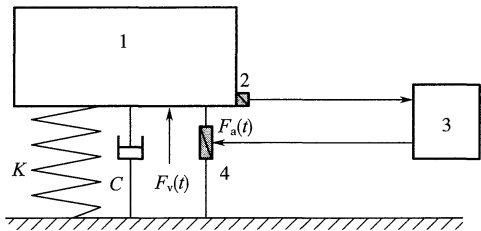


图 7.2.3-2 精密设备主动控制模型

1—精密设备;2—传感器;3—主动控制器;4—制动器

3 动力设备的智能隔振半主动控制系统可采用动力设备半主动控制模型(图 7.2.3-3)。

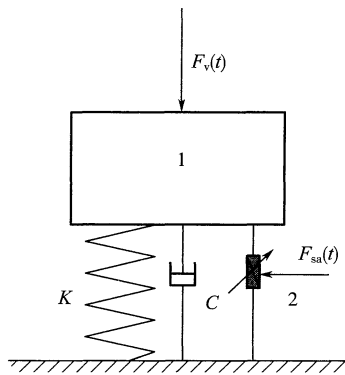


图 7.2.3-3 动力设备半主动控制模型

1—动力设备;2—半主动控制装置

$F_{sa}(t)$ —半主动控制装置控制力

4 精密设备的智能隔振半主动控制系统可采用精密设备半主动控制模型(图 7.2.3-4)。

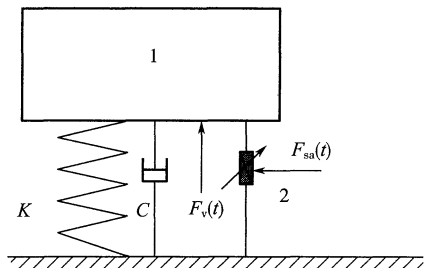


图 7.2.3-4 精密设备半主动控制模型

1—精密设备;2—半主动控制装置

7.2.4 智能隔振系统中主动控制可采用比例-积分-微分的控制算法,当控制效果不能满足容许振动标准时,可采用线性二次型最优控制算法或智能控制算法。

7.2.5 智能隔振系统采用比例-积分-微分控制算法时,控制输出可按下列公式计算:

$$F_a(t) = K_p[e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t) dt + T_d \frac{d_e(t)}{dt}] \quad (7.2.5-1)$$

$$e(t) = r(t) - y(t) \quad (7.2.5-2)$$

式中: $e(t)$ ——偏差;

$r(t)$ ——控制系统输入值;

$y(t)$ ——控制系统输出值;

K_p ——比例系数;

T_i ——积分时间常数;

T_d ——微分时间常数。

7.2.6 智能隔振系统采用线性二次型最优控制算法时,最优主动控制力和智能隔振体系的响应可按下列公式计算:

$$F(t) = \mathbf{G}Z(t) \quad (7.2.6-1)$$

$$\mathbf{G} = -\mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{P} \quad (7.2.6-2)$$

$$\mathbf{Q} = \mathbf{P}\mathbf{A} + \mathbf{A}^T \mathbf{P} - \mathbf{P}\mathbf{B}\mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{P} \quad (7.2.6-3)$$

$$Z(t) = [\mathbf{X}^T \quad \dot{\mathbf{X}}^T]^T \quad (7.2.6-4)$$

$$Z(t) = (\mathbf{A} - \mathbf{B}\mathbf{G})Z(t) + \mathbf{D}_s F_v(t) \quad (7.2.6-5)$$

式中: \mathbf{P} ——代数 Riccati 方程的解;

\mathbf{Q} ——半正定权矩阵;

\mathbf{R} ——正定权矩阵;

\mathbf{B} ——主动控制力的位置矩阵;

\mathbf{A} ——智能隔振体系的系统矩阵;

\mathbf{G} ——反馈增益矩阵;

$Z(t)$ ——结构振动控制体系的状态变量的测试值或估计值;

\mathbf{X} ——结构振动控制体系的位移向量;

$\dot{\mathbf{X}}$ ——结构振动控制体系的速度向量;

\mathbf{D}_s ——智能隔振体系荷载的位置矩阵。

7.2.7 智能隔振系统采用磁流变阻尼时,应符合下列规定:

1 采用磁流变阻尼控制系统进行半主动控制时,系统的控制电流,可按下式计算:

$$I(t) = I_{\max} H[\{F_a(t) - F_{sa}(t)\} F_{sa}(t)] \quad (7.2.7-1)$$

式中: $I(t)$ ——磁流变阻尼控制系统的控制电流;

I_{\max} ——磁流变阻尼控制系统的最大控制电流;

$H(\cdot)$ ——Heaviside 阶跃函数;

$F_{sa}(t)$ ——磁流变控制系统的阻尼力。

2 磁流变控制系统的阻尼力可按式计算:

$$F_{sa}(t) = c_d \dot{x}_d(t) + F_c(I) \operatorname{sgn}[\dot{x}_d(t)] + F_d \operatorname{sgn}[\dot{x}_d(t)] \quad (7.2.7-2)$$

式中: \dot{x}_d ——磁流变阻尼控制系统活塞杆与缸体之间的相对速度;

c_d ——磁流变阻尼控制系统的粘滞阻尼系数;

F_c ——磁流变阻尼控制系统的可调库仑阻尼力;

F_d ——磁流变阻尼控制系统活塞杆与动密封之间的摩擦力。

7.3 智能隔振设计

7.3.1 智能隔振设计应符合下列规定:

1 采用伺服型主动控制时,宜采用人工智能控制算法进行优化设计,外界振源变化时体系应具备实时智能化参数调节功能;

2 采用半主动控制时,应对智能隔振材料的动力特性进行优化设计;

3 隔振系统应进行多模态参振降阶设计,前三阶振型参与质量之和不宜小于总质量的 90%;

4 智能隔振宜采用支承式;

5 智能隔振装置应具有满足安装和维护的空间。

7.3.2 智能隔振系统的装置应符合下列规定:

1 隔振器应满足承载力的要求;

2 测量装置不应改变隔振对象的动力特性,其灵敏度应高于振动控制精度;

- 3 采集装置的精度应高于测量装置的灵敏度；
 - 4 控制器应具有实时高速计算分析能力，并应将控制信号有效地传送至制动装置；
 - 5 制动装置的施载精度不应低于振动控制精度；
 - 6 智能隔振系统的测试及控制装置，应具有振动输入信息和控制输出信息的定时存储功能；
 - 7 智能隔振系统的各组成部件应具有性能参数及出厂检验合格证书，关键隔振装置应进行测试评估。
- 7.3.3 智能隔振选型宜符合下列要求：**
- 1 隔振对象质量较小且振动位移较小时，宜采用压电型智能隔振；
 - 2 隔振对象质量较小且振动位移较大时，宜采用线性电机型智能隔振；
 - 3 气动式智能隔振的适用范围可不受隔振对象质量及振动位移的限制。
- 7.3.4 压电型智能隔振系统的设计应包括下列内容：**
- 1 静态时压电制动装置的承载力验算；
 - 2 动态控制时压电制动装置的作用灵敏度设计；
 - 3 压电型材料的极限使用频率设计；
 - 4 隔振系统的电源供电及交流电去除干扰设计。
- 7.3.5 线性电机型智能隔振系统的设计应包括下列内容：**
- 1 静态条件下支承元件布置及承载力验算；
 - 2 线性电机选型及配置；
 - 3 集成振动控制系统的最优控制；
 - 4 对磁场环境有要求时的防电磁干扰设计。
- 7.3.6 气动式智能隔振系统的气浮支承元件设计应符合下列规定：**
- 1 气浮支承元件的数量可根据单支气浮元件承载力和隔振对象的总质量确定；

2 气浮支承元件的位置宜根据系统支承反力的平均值优化结果确定；

3 支承方案应根据系统的气浮支承元件位置、数量、性能进行系统最短自平衡时间组合设计,布置方式可采用三点式、四点式或多点式。

8 隔振器与阻尼器

8.1 一般规定

8.1.1 隔振器和阻尼器的性能应符合下列规定：

- 1 隔振器与阻尼器应具有良好的耐久性，且性能稳定；
- 2 隔振器应满足刚度、承载力要求，并宜与阻尼器组合应用；
- 3 阻尼材料应具备动刚度小、不易老化的特性，粘流体材料的阻尼系数变化应较小；
- 4 当使用环境有腐蚀介质时，隔振器和阻尼器与腐蚀介质的接触面应具有耐腐蚀能力；

5 隔振器和阻尼器应易于安装和更换，当隔振器或阻尼器的内部材料易受污染时，应设置密封防护装置。

8.1.2 隔振器和阻尼器应提供下列性能参数：

- 1 用于竖向隔振时，应具有承载能力、竖向刚度、竖向阻尼比或阻尼系数等性能参数；
- 2 用于竖向和水平向隔振时，应具有三向承载能力、刚度、阻尼比或阻尼系数等性能参数；
- 3 当动刚度和静刚度不一致时，应具有动、静刚度性能或动静刚度比等参数；
- 4 当产品性能随温度、湿度变化时，应具有随温度、湿度变化的特性参数；
- 5 结构设计时，应具有隔振器的自由高度和连接尺寸、阻尼器的出厂尺寸和连接尺寸。

8.1.3 隔振设计时，隔振器和阻尼器宜优先选用定型产品；当定型产品不能满足设计要求时，可另行设计。

8.2 圆柱螺旋弹簧隔振器

8.2.1 圆柱螺旋弹簧隔振器方式的选用应符合下列规定：

- 1 动力设备的主动隔振可采用支承式；
- 2 精密仪器与设备的被动隔振可采用支承式或悬挂式；
- 3 动力管道的主动隔振可采用悬挂式。

8.2.2 圆柱螺旋弹簧隔振器应配置材料阻尼或介质阻尼器，阻尼器的行程、侧向变位空间和使用寿命应与弹簧相匹配。

8.2.3 圆柱螺旋弹簧的选用应符合下列规定：

1 用于冲击式机器隔振时，宜选择铬钒弹簧钢丝、硅锰弹簧钢丝或热轧圆钢类产品。

2 用于其他隔振对象隔振时，应符合下列规定：

- 1) 材料直径小于 8mm 时，宜采用优质碳素弹簧钢丝或硅锰弹簧钢丝类产品；
- 2) 材料直径为 8mm~12mm 时，宜采用硅锰弹簧钢丝或铬钒弹簧钢丝类产品；
- 3) 材料直径大于 12mm 时，宜采用热轧硅锰弹簧钢丝或圆钢类产品。

3 弹簧应进行表面防腐处理，当有较高防腐要求时，宜采用不锈钢弹簧钢丝或圆钢类产品。

8.2.4 圆柱螺旋弹簧容许剪应力的取值应符合下列规定：

- 1 用于被动隔振时，可按静荷载下容许剪应力取值；
- 2 用于除冲击式机器外的主动隔振时，可按有限疲劳寿命动荷载下容许剪应力取值；
- 3 用于冲击式机器的主动隔振时，可按无限疲劳寿命动荷载下容许剪应力取值或进行疲劳强度验算取值；必要时应进行试验验证；

4 圆柱螺旋弹簧在试验负荷下压缩或压并 3 次后产生的永久变形，不得大于其自由高度的 3‰。

8.2.5 圆柱螺旋弹簧隔振器的弹簧配置和组装应符合下列规定：

1 隔振器应采用同一规格的弹簧或同一匹配的弹簧组，弹簧组的内圈弹簧与外圈弹簧的旋向宜相反，弹簧之间的间隙不宜小于外圈弹簧内径的 5%；

2 压缩弹簧的两端应磨平并紧，最大工作荷载作用下，弹簧的节间间隙不宜小于弹簧线径的 10% 和最大变形量的 2%；

3 弹簧两端的支承板应设定位挡圈或挡块，其高度不宜小于弹簧的线径；

4 隔振器组装时，宜对圆柱螺旋弹簧施加预应力预紧，当预应力超过工作荷载时，其预紧螺栓在隔振器安装后、工作前应予放松；

5 隔振器应设保护外壳、高度调节或调平装置，支承式隔振器的上下支承面应平整、平行，其平行度不宜大于 3mm/m，并宜设置由柔性材料制作的防滑垫片；

6 隔振器的金属零部件表面应做防锈、防腐处理。

8.2.6 拉伸式圆柱螺旋弹簧隔振器应设置过载保护装置。

8.3 碟形弹簧与迭板弹簧隔振器

8.3.1 碟形弹簧适用于冲击荷载较大设备的竖向隔振，碟形弹簧可采用无支承面式或有支承面式(图 8.3.1)。

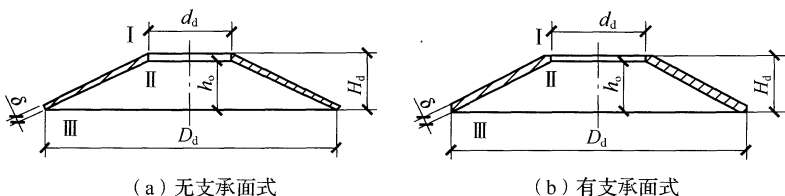


图 8.3.1 碟形弹簧

8.3.2 迭板弹簧适用于承受冲击荷载设备的竖向隔振，迭板弹簧的结构可采用弓形和椭圆形(图 8.3.2)。

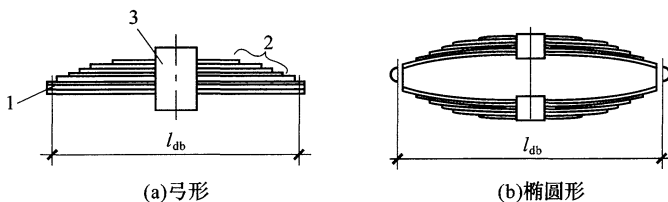


图 8.3.2 选板弹簧隔振器

1—主板；2—副板；3—簧箍

8.3.3 碟形弹簧安装时的预压变形量,不宜小于加载前碟片内锥高度的 0.25 倍。

8.3.4 当需要增大碟形弹簧隔振器承载力时,可采用叠合式组合碟形弹簧[图 8.3.4(a)];当需要降低碟形弹簧刚度时,可采用对合式组合碟形弹簧[图 8.3.4(b)];当需要增大承载力并降低刚度时,可采用复合式组合碟形弹簧[图 8.3.4(c)]。

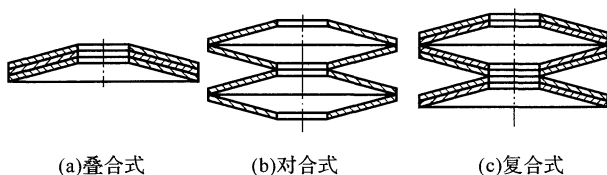


图 8.3.4 组合碟形弹簧

8.3.5 组合碟形弹簧的阻尼比宜由试验确定;当无条件试验时,无油污的组合碟形弹簧阻尼比,可取 0.05~0.10。

8.3.6 隔振器的配置和组装应符合下列规定:

1 隔振器宜设保护外壳、高度调节或调平装置,支承式隔振器的上下支承面宜平整、平行,其平行度不宜大于 3mm/m,宜设置柔性材料制作的防滑垫片;

2 隔振器保护外壳上下宜设碟簧定位套;碟形弹簧组合使用时,宜设置导向轴,导向轴的表面硬度宜大于碟形弹簧材料硬度;

3 隔振器的金属零部件表面应做防锈、防腐处理。

8.4 橡胶隔振器

8.4.1 橡胶隔振器的选型应符合下列规定：

1 当橡胶隔振器承受的动力荷载较大,或机器转速大于 1600r/min,或安装隔振器部位空间受限制时,可采用压缩型橡胶隔振器；

2 当橡胶隔振器承受的动力荷载较大且机器转速大于 1000r/min 时,可采用压缩—剪切型橡胶隔振器；

3 当橡胶隔振器承受的动力荷载较小或机器转速大于 600r/min 或要求振动主方向的刚度较低时,可采用剪切型橡胶隔振器。

8.4.2 橡胶隔振器的容许应力与容许应变,可按表 8.4.2 采用：

表 8.4.2 橡胶隔振器的容许应力与容许应变

受力类型	容许应力×10 ⁴ (N/m ²)		容 许 应 变	
	静态	动态	静态	动态
压缩型	300	100	0.15	0.05
剪切型	150	40	0.28	0.10

注:表中数值是橡胶的肖氏硬度在 40Hs 以上时的指标。

8.4.3 橡胶隔振器竖向极限压应力和竖向刚度的变化率不应大于 30%。

8.4.4 橡胶隔振器的阻尼比宜取 0.07~0.10。

8.4.5 橡胶隔振器的老化、蠕变、疲劳等耐久性能应符合表 8.4.5 的规定。

表 8.4.5 橡胶隔振器的老化、蠕变、疲劳的性能要求

序号	项 目		性 能 要 求
1	老化	竖向刚度	变化率不应大于 20%
		水平刚度	
		等效粘滞阻尼比	
		水平极限变形能力	
	支座外观		目视无龟裂

续表 8.4.5

序号	项 目		性 能 要 求
2	蠕变		蠕变量不应大于橡胶层总厚度的 5 %
3	疲劳	竖向刚度	变化率不应大于 20 %
		水平刚度	
		等效粘滞阻尼比	
		支座外观	目视无龟裂

8.4.6 橡胶隔振器的各种相关性能应符合表 8.4.6 的规定。

表 8.4.6 橡胶隔振器的各种相关性能的要求

序号	项 目		性 能 要 求
1	竖向应力	水平刚度	最大变化率不应大于 15 %
		等效粘滞阻尼比	
2	大变形	水平刚度	最大变化率不应大于 20 %
		等效粘滞阻尼比	
3	加载频率	水平刚度	最大变化率不应大于 10 %
		等效粘滞阻尼比	
4	温度	水平刚度	最大变化率不应大于 25 %
		等效粘滞阻尼比	

8.5 调谐质量减振器

8.5.1 调谐质量减振器可用于设备和结构在特定频率范围的振动控制。

8.5.2 调谐质量减振器可采用弹簧质量振子式(图 8.5.2-1)、摆式(图 8.5.2-2)和悬臂梁式(图 8.5.2-3)。

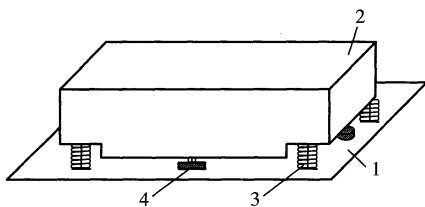


图 8.5.2-1 弹簧质量振子式调谐质量减振器
1—主结构；2—质量块；3—弹簧；4—阻尼器

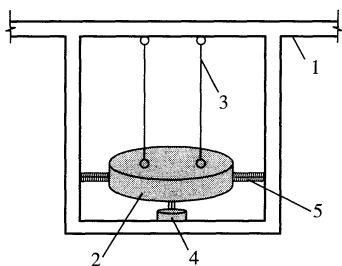


图 8.5.2-2 摆式调谐质量减振器
1—主结构；2—质量块；3—吊索；4—阻尼器；5—调频弹簧

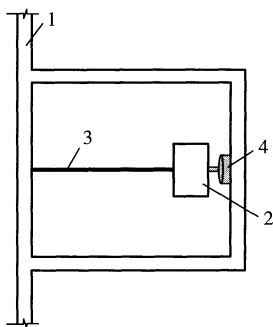


图 8.5.2-3 悬臂梁式调谐质量减振器
1—主结构；2—质量块；3—悬臂杆；4—阻尼器

8.5.3 调谐质量减振器宜布置在结构所控制振型的峰值处。

8.5.4 调谐质量减振器的设计应符合下列规定：

1 调谐质量减振器应根据工程性能要求,并结合现场安装条件进行设计；

2 调谐质量减振器运动部分与周围结构间应预留安全距离,并宜设置缓冲装置或限位、锁定装置；

3 调谐质量减振器的调节方式应根据所要求的参数调节范围设置。

8.5.5 调谐质量减振器调谐质量的选取应综合考虑减振效果、结构强度和成本等因素。调谐质量减振器的调谐频率和阻尼比,宜根据荷载类型、评价指标、鲁棒性以及最大工作行程等因素进行优化。

8.5.6 调谐质量减振器的材料及阻尼选择应符合下列规定：

1 主要金属构件宜采用碳素结构钢,其性能应符合现行国家标准《碳素结构钢》GB/T 700 的有关规定,表面应进行除锈防腐处理；

2 弹簧材料的选材宜符合本标准第 8.2 节的规定；有防腐要求时,宜选择不锈钢弹簧钢丝或圆钢；

3 宜采用粘滞阻尼、材料阻尼、电涡流阻尼和摩擦阻尼等。

8.6 空气弹簧隔振器

8.6.1 空气弹簧隔振器、空气弹簧隔振装置、气浮式隔振系统适用于动力设备的主动隔振或精密装备的被动隔振,使用时应符合下列规定：

1 隔振体系的固有频率不应大于 3Hz 时；

2 隔振体系质心发生变化而支承面不得倾斜时。

8.6.2 采用空气弹簧隔振器时,应具备下列资料：

1 外形尺寸、质量及安装要求；

2 有效直径；

- 3 容许工作压力范围及最大压力等气压参数;
 - 4 承载力及其范围;
 - 5 工作高度;
 - 6 竖向及横向容许最大位移;
 - 7 满足 24h 气压下降量不大于 0.02MPa 要求的气密性参数;
 - 8 不同工作气压时竖向和横向的动刚度、动刚度曲线及相关试验报告;
 - 9 三向刚度中心的位置;
 - 10 竖向振动时阻尼特性变化范围及相关试验报告;
 - 11 使用的环境条件。
- 8.6.3 空气弹簧隔振器的胶囊形式宜按下列要求选用:**
- 1 当要求横向刚度小于竖向刚度时,宜选用滑膜式或多曲囊式,但多曲囊式胶囊的曲数不宜大于 3;
 - 2 当要求空气弹簧竖向刚度小于横向刚度时,宜选用约束膜式或单曲囊式;
 - 3 当要求横向刚度与竖向刚度相近时,宜选择自由膜式胶囊。
- 8.6.4 安装于洁净厂房内的空气弹簧隔振器,对气源应进行净化处理,气源的洁净度等级应与洁净厂房要求相同。**
- 8.6.5 采用空气弹簧隔振装置时,除本标准第 8.6.2 条规定的各项资料外,尚应具备下列资料:**
- 1 高度控制阀的灵敏度、调平时间、调平精度和安装要求;
 - 2 横向阻尼器的阻尼值及其变化范围、安装要求及相关试验报告;
 - 3 控制柜的外形尺寸、功能及安装要求;
 - 4 气源设备的组成、供气压力及气体洁净度等级。
- 8.6.6 小型空气弹簧隔振装置可采用气瓶供气,大、中型空气弹簧隔振装置可采用空气压缩设备供气。**
- 8.6.7 当采用气浮式隔振系统时,除本标准第 8.6.2 条和第 8.6.6 条规定的各项资料外,尚应具备下列资料:**

1 台座承载力及容许配置的被隔振设备的质量、质心位置和安装要求；

2 隔振性能要求。

8.6.8 小型气浮式隔振系统可采用气瓶供气，大、中型气浮式隔振系统可采用空气压缩设备供气。

8.7 钢丝绳隔振器

8.7.1 下列情况时，宜采用钢丝绳隔振器：

- 1 有耐油、耐海水、耐臭氧及耐溶剂侵蚀等环境要求时；
- 2 高温或低温时；
- 3 冲击或振动中伴随有冲击时；
- 4 隔振器安装空间受限制时。

8.7.2 钢丝绳隔振器可采用螺旋形、拱形或灯笼形。

8.7.3 钢丝绳隔振器的选用，除应具备本标准第 8.1.2 条规定的性能参数外，尚应具备钢丝绳隔振器的尺寸、质量等参数；当用于冲击或振动中伴随有冲击环境时，还应具备钢丝绳隔振器的最大动变形参数。

8.7.4 钢丝绳隔振器的性能参数应符合现行国家标准《振动与冲击隔离器静、动态性能测试方法》GB/T 15168 的有关规定。

8.7.5 钢丝绳隔振器的竖向额定荷载设计值与数量应根据隔振对象的质量确定，隔振器规格型号宜根据隔振器的竖向额定荷载确定。

8.7.6 钢丝绳隔振器的安装方式除本标准第 3.1.3 条的规定外，也可采用斜置式和侧挂式。

8.7.7 隔振体系的质量中心和刚度中心宜一致，偏心量不应超过隔振器最大间距的 10%。

8.7.8 钢丝绳隔振器用于冲击环境隔振设计时，冲击变形值不应大于最大动变形设计值。

8.8 粘滞阻尼器

8.8.1 隔振体系中阻尼器的结构选型,应根据粘流体材料的运动黏度和隔振对象等综合因素,按下列规定选择:

- 1 旋转式及曲柄连杆式稳态振动机器的主动隔振,可采用单、多片型或多动片型阻尼器,亦可选用活塞柱型阻尼器;
- 2 冲击式或随机振动隔振可采用活塞柱型或多片型阻尼器;
- 3 水平振动主动隔振可采用锥片型或多片型阻尼器;
- 4 被动隔振可采用锥片型或片型阻尼器;
- 5 当粘流体在 20°C 的运动黏度不小于 $20\text{m}^2/\text{s}$ 时,可采用片型阻尼器。

8.8.2 阻尼器的设计应符合下列规定:

- 1 当阻尼器体积较小时,阻尼器可在隔振器箱体内与弹簧并联设置;当阻尼器体积较大时,阻尼器可与隔振器相互独立并联设置;
- 2 阻尼器应沿隔振器刚度中心对称设置,其位置应靠近竖向或水平向刚度最大处;
- 3 独立设置的阻尼器,宜设置在动位移较大的位置,并对称于隔振器的刚度中心布置,阻尼器两端应与基础和隔振台座可靠连接;
- 4 片型阻尼器的形状可采用矩形,也可采用以定片为内外圆圈的圆柱形;多片型阻尼器、多动片型阻尼器各空腔间应设置通气孔,静片各腔室间也应设置通气孔;
- 5 有限位要求时,阻尼器的变形范围不得小于限位设计值;
- 6 当用于管道减振时,阻尼器的变形范围应计入工作温度变化导致的位移;
- 7 当管道的工作温度较高时,宜在管道与阻尼器的连接法兰之间设置隔热材料;

- 8 阻尼器的使用寿命、防腐要求应与隔振器相同；
- 9 单、多片型或多动片型阻尼器宜设置防尘密封套。

8.9 电涡流阻尼器

8.9.1 电涡流阻尼器可分板型电涡流阻尼器(图 8.9.1-1)或轴向电涡流阻尼器(图 8.9.1-2)。

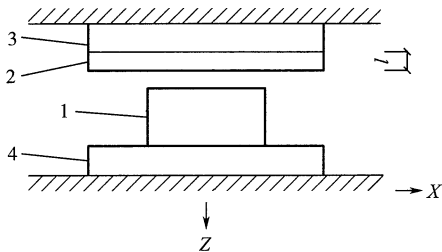
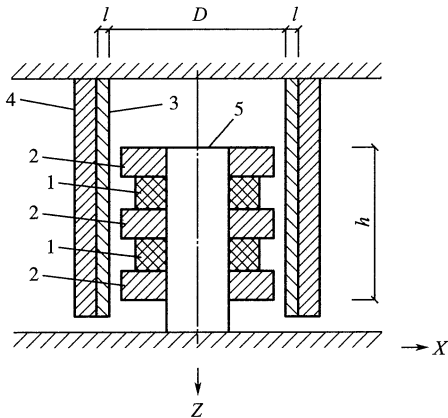
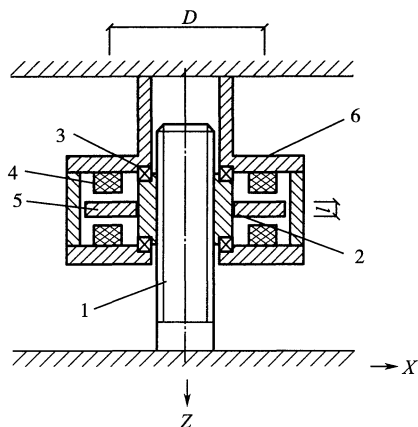


图 8.9.1-1 板型电涡流阻尼器
1—永磁体；2—导体板；3—导磁铁板；4—导磁铁板



(a)实际速度型

1—永磁体；2—极靴；3—导体管；4—导磁管；5—不导磁轴



(b)(螺旋)放大速度型

1—滚珠丝杠;2—滚珠螺母;3—轴承;4—永磁体;5—导体板;6—导磁铁板

图 8.9.1-2 轴向电涡流阻尼器

8.9.2 隔振体系中阻尼器的选型,应根据隔振对象、振动速度和阻尼系数等因素,按下列规定综合确定:

1 稳态振动的隔振体系和调谐质量减振器,宜优先选用板型电涡流阻尼器;

2 冲击型或随机振动的隔振体系,宜采用轴向电涡流阻尼器;

3 对阻尼系数需要很大的隔振体系,宜采用放大速度型阻尼器。

8.9.3 电涡流阻尼器的设计除应符合本标准第 8.8.2 条的规定外,还应符合下列规定:

1 板式阻尼器的磁体、导体板宜分别固定在隔振体系中发生相对运动的两个部件上,且应保证两者间隙足够小并保持恒定;

2 采用放大速度型阻尼器时,其速度放大机构应满足疲劳寿命的要求;

3 永磁体应采用严格的防腐措施;当工作温度超过 80°C 时,应采用耐高温的永磁体。

附录 A 有阻尼系统脉冲作用下的传递率

A. 0. 1 有阻尼系统在后峰齿形脉冲作用下的传递率,可按表 A. 0. 1 采用。

表 A. 0. 1 后峰齿形脉冲作用下的传递率 η

$\xi \backslash t_o/T_{nk}$	0. 00	0. 05	0. 10	0. 15	0. 20	0. 25	0. 30	0. 35	0. 40	0. 45	0. 50
0. 05	0. 1568	0. 1452	0. 1352	0. 1263	0. 1184	0. 1115	0. 1052	0. 0996	0. 0944	0. 0898	0. 0856
0. 10	0. 3107	0. 2881	0. 2681	0. 2505	0. 2350	0. 2212	0. 2087	0. 1975	0. 1874	0. 1783	0. 1698
0. 15	0. 4598	0. 4261	0. 3966	0. 3708	0. 3477	0. 3273	0. 3090	0. 2924	0. 2774	0. 2639	0. 2514
0. 20	0. 6012	0. 5574	0. 5189	0. 4851	0. 4551	0. 4283	0. 4045	0. 3829	0. 3633	0. 3455	0. 3294
0. 25	0. 7331	0. 6796	0. 6329	0. 5919	0. 5555	0. 5229	0. 4938	0. 4676	0. 4438	0. 4223	0. 4027
0. 30	0. 8530	0. 7913	0. 7373	0. 6896	0. 6474	0. 6099	0. 5761	0. 5457	0. 5183	0. 4933	0. 4705
0. 35	0. 9595	0. 8907	0. 8303	0. 7771	0. 7301	0. 6881	0. 6504	0. 6165	0. 5859	0. 5580	0. 5325
0. 40	1. 0512	0. 9765	0. 9111	0. 8535	0. 8024	0. 7570	0. 7162	0. 6794	0. 6461	0. 6158	0. 5882
0. 45	1. 1267	1. 0477	0. 9787	0. 9180	0. 8641	0. 8160	0. 7729	0. 7341	0. 6989	0. 6669	0. 6377
0. 50	1. 1854	1. 1040	1. 0328	0. 9702	0. 9146	0. 8651	0. 8206	0. 7804	0. 7441	0. 7110	0. 6807
0. 55	1. 2271	1. 1450	1. 0734	1. 0103	0. 9543	0. 9043	0. 8594	0. 8189	0. 7820	0. 7485	0. 7177
0. 60	1. 2516	1. 1709	1. 1005	1. 0385	0. 9834	0. 9341	0. 8898	0. 8496	0. 8131	0. 7797	0. 7490
0. 65	1. 2596	1. 1825	1. 1151	1. 0556	1. 0026	0. 9552	0. 9123	0. 8734	0. 8378	0. 8052	0. 7751
0. 70	1. 2521	1. 1805	1. 1179	1. 0625	1. 0129	0. 9683	0. 9279	0. 8909	0. 8569	0. 8256	0. 7965
0. 75	1. 2306	1. 1667	1. 1105	1. 0605	1. 0156	0. 9748	0. 9374	0. 9030	0. 8712	0. 8415	0. 8139
0. 80	1. 1971	1. 1428	1. 0946	1. 0514	1. 0120	0. 9757	0. 9421	0. 9108	0. 8814	0. 8539	0. 8279
0. 85	1. 1541	1. 1111	1. 0724	1. 0368	1. 0036	0. 9725	0. 9430	0. 9150	0. 8885	0. 8632	0. 8391

续表 A. 0. 1

ξ t_0/T_{nk}	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50
0.90	1.1045	1.0744	1.0460	1.0187	0.9923	0.9664	0.9413	0.9168	0.8931	0.8702	0.8481
0.95	1.0518	1.0355	1.0179	0.9991	0.9793	0.9589	0.9380	0.9170	0.8961	0.8755	0.8553
1.00	1.0000	0.9966	0.9878	0.9751	0.9597	0.9426	0.9243	0.9055	0.8864	0.8673	0.8484

注:1 t_0 为脉冲力的作用时间;

2 T_{nk} 为隔振体系的固有周期;

3 当 t_0/T_{nk} 为表中中间值时,传递率可采用线性插入法取值;

4 T_{nk} 角标中的 k ,单自由度体系时代表 x 、 y 、 z 或 φ_x 、 φ_y 、 φ_z ;双自由度耦合振动时代表振型 1 和振型 2。

A. 0. 2 有阻尼系统在对称三角形脉冲作用下的传递率,可按表 A. 0. 2 采用。

表 A. 0. 2 对称三角形脉冲作用下的传递率 η

ξ t_0/T_{nk}	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50
0.05	0.1568	0.1453	0.1352	0.1264	0.1185	0.1115	0.1053	0.0996	0.0945	0.0899	0.0856
0.10	0.3116	0.2887	0.2688	0.2512	0.2356	0.2217	0.2092	0.1980	0.1879	0.1786	0.1702
0.15	0.4626	0.4287	0.3990	0.3729	0.3498	0.3291	0.3106	0.2940	0.2789	0.2652	0.2527
0.20	0.6079	0.5634	0.5244	0.4901	0.4597	0.4326	0.4083	0.3864	0.3666	0.3486	0.3321
0.25	0.7458	0.6912	0.6434	0.6013	0.5640	0.5307	0.5009	0.4741	0.4498	0.4277	0.4076
0.30	0.8747	0.8106	0.7546	0.7052	0.6615	0.6225	0.5876	0.5561	0.5276	0.5017	0.4781
0.35	0.9931	0.9203	0.8567	0.8007	0.7511	0.7068	0.6672	0.6315	0.5992	0.5699	0.5431
0.40	1.0997	1.0191	0.9487	0.8867	0.8318	0.7829	0.7390	0.6995	0.6638	0.6314	0.6019
0.45	1.1934	1.1059	1.0295	0.9623	0.9028	0.8498	0.8023	0.7596	0.7209	0.6858	0.6539
0.50	1.2732	1.1800	1.0985	1.0269	0.9635	0.9071	0.8567	0.8113	0.7703	0.7331	0.6992
0.55	1.3390	1.2411	1.1558	1.0808	1.0146	0.9556	0.9029	0.8555	0.8127	0.7739	0.7386
0.60	1.3919	1.2908	1.2027	1.1254	1.0570	0.9963	0.9420	0.8931	0.8491	0.8091	0.7727

续表 A. 0. 2

ξ t_o/T_{nk}	0. 00	0. 05	0. 10	0. 15	0. 20	0. 25	0. 30	0. 35	0. 40	0. 45	0. 50
0. 65	1. 4337	1. 3305	1. 2406	1. 1617	1. 0921	1. 0301	0. 9748	0. 9251	0. 8802	0. 8395	0. 8024
0. 70	1. 4657	1. 3614	1. 2706	1. 1909	1. 1206	1. 0581	1. 0022	0. 9520	0. 9067	0. 8656	0. 8281
0. 75	1. 4891	1. 3845	1. 2936	1. 2138	1. 1434	1. 0808	1. 0249	0. 9746	0. 9292	0. 8880	0. 8504
0. 80	1. 5049	1. 4009	1. 3105	1. 2312	1. 1612	1. 0990	1. 0434	0. 9933	0. 9481	0. 9071	0. 8696
0. 85	1. 5140	1. 4113	1. 3220	1. 2437	1. 1746	1. 1131	1. 0582	1. 0087	0. 9640	0. 9233	0. 8862
0. 90	1. 5171	1. 4164	1. 3288	1. 2520	1. 1841	1. 1238	1. 0698	1. 0212	0. 9771	0. 9371	0. 9005
0. 95	1. 5151	1. 4168	1. 3313	1. 2564	1. 1903	1. 1314	1. 0786	1. 0310	0. 9879	0. 9486	0. 9127
1. 00	1. 5085	1. 4131	1. 3302	1. 2576	1. 1934	1. 1362	1. 0849	1. 0386	0. 9966	0. 9583	0. 9231

- 注: 1 t_o 为脉冲力的作用时间;
2 T_{nk} 为隔振体系的固有周期;
3 当 t_o/T_{nk} 为表中中间值时,传递率可采用线性插入法取值;
4 T_{nk} 角标中的 k ,单自由度体系时代表 x 、 y 、 z 或 φ_x 、 φ_y 、 φ_z ;双自由度耦合振动时代表振型 1 和振型 2。

A. 0. 3 有阻尼系统在矩形脉冲作用下的传递率,可按表 A. 0. 3 采用。

表 A. 0. 3 矩形脉冲作用下的传递率 η

ξ t_o/T_{nk}	0. 00	0. 05	0. 10	0. 15	0. 20	0. 25	0. 30	0. 35	0. 40	0. 45	0. 50
0. 05	0. 3129	0. 2900	0. 2699	0. 2522	0. 2366	0. 2226	0. 2101	0. 1988	0. 1886	0. 1794	0. 1710
0. 10	0. 6181	0. 5727	0. 5332	0. 4982	0. 4673	0. 4398	0. 4151	0. 3928	0. 3726	0. 3544	0. 3376
0. 15	0. 9080	0. 8414	0. 7833	0. 7320	0. 6866	0. 6461	0. 6098	0. 5772	0. 5476	0. 5207	0. 4962
0. 20	1. 1755	1. 0895	1. 0141	0. 9478	0. 8890	0. 8367	0. 7898	0. 7475	0. 7092	0. 6745	0. 6428
0. 25	1. 4142	1. 3106	1. 2200	1. 1403	1. 0697	1. 0068	0. 9505	0. 8998	0. 8540	0. 8123	0. 7743
0. 30	1. 6181	1. 4995	1. 3960	1. 3051	1. 2245	1. 1528	1. 0886	1. 0309	0. 9787	0. 9314	0. 8882
0. 35	1. 7820	1. 6516	1. 5378	1. 4379	1. 3497	1. 2712	1. 2010	1. 1380	1. 0812	1. 0296	0. 9827

续表 A. 0. 3

ζ t_o/T_{nk}	0. 00	0. 05	0. 10	0. 15	0. 20	0. 25	0. 30	0. 35	0. 40	0. 45	0. 50
0. 40	1. 9021	1. 7630	1. 6420	1. 5360	1. 4426	1. 3597	1. 2858	1. 2196	1. 1599	1. 1059	1. 0569
0. 45	1. 9754	1. 8312	1. 7063	1. 5973	1. 5016	1. 4170	1. 3419	1. 2747	1. 2144	1. 1600	1. 1106
0. 50	2. 0000	1. 8545	1. 7292	1. 6206	1. 5259	1. 4427	1. 3692	1. 3037	1. 2452	1. 1925	1. 1447
0. 55	2. 0000	1. 8545	1. 7292	1. 6209	1. 5266	1. 4443	1. 3723	1. 3092	1. 2538	1. 2050	1. 1609
0. 60	2. 0000	1. 8545	1. 7292	1. 6209	1. 5266	1. 4443	1. 3723	1. 3092	1. 2538	1. 2053	1. 1630
0. 65	2. 0000	1. 8545	1. 7292	1. 6209	1. 5266	1. 4443	1. 3723	1. 3092	1. 2538	1. 2053	1. 1630
0. 70	2. 0000	1. 8545	1. 7292	1. 6209	1. 5266	1. 4443	1. 3723	1. 3092	1. 2538	1. 2053	1. 1630
0. 75	2. 0000	1. 8545	1. 7292	1. 6209	1. 5266	1. 4443	1. 3723	1. 3092	1. 2538	1. 2053	1. 1630
0. 80	2. 0000	1. 8545	1. 7292	1. 6209	1. 5266	1. 4443	1. 3723	1. 3092	1. 2538	1. 2053	1. 1630
0. 85	2. 0000	1. 8545	1. 7292	1. 6209	1. 5266	1. 4443	1. 3723	1. 3092	1. 2538	1. 2053	1. 1630
0. 90	2. 0000	1. 8545	1. 7292	1. 6209	1. 5266	1. 4443	1. 3723	1. 3092	1. 2538	1. 2053	1. 1630
0. 95	2. 0000	1. 8545	1. 7292	1. 6209	1. 5266	1. 4443	1. 3723	1. 3092	1. 2538	1. 2053	1. 1630
1. 00	2. 0000	1. 8545	1. 7292	1. 6209	1. 5266	1. 4443	1. 3723	1. 3092	1. 2538	1. 2053	1. 1630

- 注: 1 t_o 为脉冲力的作用时间;
2 T_{nk} 为隔振体系的固有周期;
3 当 t_o/T_{nk} 为表中中间值时,传递率可采用线性插入法取值;
4 T_{nk} 角标中的 k ,单自由度体系时代表 x 、 y 、 z 或 φ_x 、 φ_y 、 φ_z ; 双自由度耦合振动时代表振型 1 和振型 2。

A. 0. 4 有阻尼系统在正弦半波脉冲作用下的传递率,可按表 A. 0. 4 采用。

表 A. 0. 4 正弦半波脉冲作用下的传递率 η

ζ t_o/T_{nk}	0. 00	0. 05	0. 10	0. 15	0. 20	0. 25	0. 30	0. 35	0. 40	0. 45	0. 50
0. 05	0. 1995	0. 1849	0. 1721	0. 1609	0. 1509	0. 1420	0. 1340	0. 1268	0. 1203	0. 1144	0. 1090
0. 10	0. 3963	0. 3672	0. 3418	0. 3195	0. 2996	0. 2820	0. 2661	0. 2518	0. 2389	0. 2272	0. 2165

续表 A. 0. 4

ξ t_o/T_{nk}	0. 00	0. 05	0. 10	0. 15	0. 20	0. 25	0. 30	0. 35	0. 40	0. 45	0. 50
0. 15	0. 5875	0. 5444	0. 5068	0. 4736	0. 4442	0. 4180	0. 3945	0. 3734	0. 3542	0. 3368	0. 3210
0. 20	0. 7705	0. 7140	0. 6646	0. 6211	0. 5826	0. 5483	0. 5175	0. 4897	0. 4646	0. 4418	0. 4210
0. 25	0. 9428	0. 8737	0. 8133	0. 7601	0. 7129	0. 6709	0. 6332	0. 5993	0. 5686	0. 5407	0. 5153
0. 30	1. 1021	1. 0213	0. 9507	0. 8885	0. 8335	0. 7844	0. 7404	0. 7008	0. 6649	0. 6324	0. 6027
0. 35	1. 2462	1. 1549	1. 0751	1. 0048	0. 9426	0. 8872	0. 8375	0. 7928	0. 7523	0. 7156	0. 6821
0. 40	1. 3734	1. 2728	1. 1849	1. 1075	1. 0390	0. 9780	0. 9234	0. 8743	0. 8298	0. 7895	0. 7527
0. 45	1. 4820	1. 3734	1. 2787	1. 1953	1. 1216	1. 0560	0. 9972	0. 9444	0. 8967	0. 8534	0. 8140
0. 50	1. 5708	1. 4558	1. 3555	1. 2674	1. 1895	1. 1203	1. 0584	1. 0028	0. 9526	0. 9071	0. 8657
0. 55	1. 6395	1. 5198	1. 4156	1. 3242	1. 2435	1. 1718	1. 1078	1. 0504	0. 9986	0. 9516	0. 9089
0. 60	1. 6904	1. 5678	1. 4612	1. 3679	1. 2855	1. 2124	1. 1472	1. 0888	1. 0360	0. 9883	0. 9449
0. 65	1. 7264	1. 6024	1. 4947	1. 4004	1. 3174	1. 2438	1. 1781	1. 1193	1. 0663	1. 0183	0. 9746
0. 70	1. 7500	1. 6257	1. 5179	1. 4237	1. 3408	1. 2673	1. 2018	1. 1432	1. 0903	1. 0425	0. 9990
0. 75	1. 7634	1. 6398	1. 5327	1. 4392	1. 3570	1. 2842	1. 2194	1. 1614	1. 1091	1. 0619	1. 0189
0. 80	1. 7683	1. 6462	1. 5405	1. 4483	1. 3673	1. 2957	1. 2319	1. 1749	1. 1236	1. 0771	1. 0349
0. 85	1. 7665	1. 6464	1. 5425	1. 4520	1. 3726	1. 3025	1. 2402	1. 1844	1. 1343	1. 0889	1. 0477
0. 90	1. 7591	1. 6414	1. 5398	1. 4514	1. 3739	1. 3056	1. 2449	1. 1906	1. 1418	1. 0977	1. 0576
0. 95	1. 7473	1. 6324	1. 5333	1. 4472	1. 3719	1. 3055	1. 2466	1. 1940	1. 1468	1. 1041	1. 0652
1. 00	1. 7320	1. 6201	1. 5237	1. 4401	1. 3671	1. 3028	1. 2459	1. 1951	1. 1495	1. 1083	1. 0709

- 注: 1 t_o 为脉冲力的作用时间;
2 T_{nk} 为隔振体系的固有周期;
3 当 t_o/T_{nk} 为表中中间值时,传递率可采用线性插入法取值;
4 T_{nk} 角标中的 k ,单自由度体系时代表 x 、 y 、 z 或 φ_x 、 φ_y 、 φ_z ;双自由度耦合振动时代表振型 1 和振型 2。

A. 0. 5 有阻尼系统在正矢脉冲作用下的传递率,可按表 A. 0. 5 采用。

表 A.0.5 正矢脉冲作用下的传递率 η

$\zeta \backslash t_o/T_{nk}$	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50
0.05	0.1568	0.1453	0.1353	0.1264	0.1186	0.1116	0.1053	0.0997	0.0946	0.0899	0.0857
0.10	0.3121	0.2893	0.2692	0.2516	0.2360	0.2221	0.2096	0.1984	0.1882	0.1790	0.1705
0.15	0.4644	0.4304	0.4006	0.3744	0.3512	0.3305	0.3119	0.2952	0.2800	0.2663	0.2537
0.20	0.6123	0.5674	0.5282	0.4936	0.4630	0.4357	0.4112	0.3891	0.3692	0.3510	0.3345
0.25	0.7542	0.6990	0.6506	0.6080	0.5703	0.5367	0.5065	0.4794	0.4548	0.4325	0.4121
0.30	0.8890	0.8239	0.7669	0.7167	0.6723	0.6326	0.5971	0.5651	0.5361	0.5098	0.4858
0.35	1.0154	0.9410	0.8759	0.8186	0.7679	0.7226	0.6820	0.6455	0.6125	0.5824	0.5551
0.40	1.1322	1.0492	0.9767	0.9128	0.8563	0.8058	0.7606	0.7199	0.6831	0.6497	0.6192
0.45	1.2385	1.1477	1.0684	0.9986	0.9367	0.8816	0.8322	0.7878	0.7476	0.7111	0.6778
0.50	1.3333	1.2356	1.1503	1.0752	1.0086	0.9494	0.8963	0.8486	0.8054	0.7662	0.7305
0.55	1.4161	1.3124	1.2218	1.1422	1.0717	1.0090	0.9528	0.9023	0.8567	0.8153	0.7776
0.60	1.4866	1.3780	1.2832	1.1999	1.1262	1.0607	1.0020	0.9493	0.9017	0.8585	0.8192
0.65	1.5454	1.4329	1.3348	1.2487	1.1726	1.1049	1.0444	0.9900	0.9409	0.8964	0.8559
0.70	1.5932	1.4780	1.3776	1.2894	1.2116	1.1424	1.0806	1.0250	0.9749	0.9294	0.8881
0.75	1.6311	1.5141	1.4122	1.3228	1.2439	1.1738	1.1111	1.0548	1.0041	0.9580	0.9161
0.80	1.6601	1.5421	1.4395	1.3495	1.2701	1.1996	1.1366	1.0800	1.0289	0.9826	0.9405
0.85	1.6810	1.5630	1.4603	1.3703	1.2910	1.2205	1.1576	1.1010	1.0500	1.0037	0.9616
0.90	1.6949	1.5775	1.4754	1.3860	1.3071	1.2371	1.1745	1.1184	1.0677	1.0217	0.9798
0.95	1.7027	1.5864	1.4854	1.3970	1.3190	1.2498	1.1880	1.1325	1.0823	1.0368	0.9953
1.00	1.7051	1.5906	1.4911	1.4041	1.3273	1.2592	1.1984	1.1437	1.0943	1.0495	1.0086

- 注：1 t_o 为脉冲力的作用时间；
2 T_{nk} 为隔振体系的固有周期；
3 当 t_o/T_{nk} 为表中中间值时，传递率可采用线性插入法取值；
4 T_{nk} 角标中的 k ，单自由度体系时代表 x 、 y 、 z 或 φ_x 、 φ_y 、 φ_z ；双自由度耦合振动时代表振型 1 和振型 2。

本标准用词说明

1 为便于在执行本标准条文时区别对待,对要求严格程度不同的用词说明如下:

1)表示很严格,非这样做不可的:

正面词采用“必须”,反面词采用“严禁”;

2)表示严格,在正常情况下均应这样做的:

正面词采用“应”,反面词采用“不应”或“不得”;

3)表示允许稍有选择,在条件许可时首先应这样做的:

正面词采用“宜”,反面词采用“不宜”;

4)表示有选择,在一定条件下可以这样做的,采用“可”。

2 条文中指明应按其他有关标准执行的写法为:“应符合……的规定”或“应按……执行”。

引用标准名录

- 《建筑地基基础设计规范》GB 50007
- 《建筑结构荷载规范》GB 50009
- 《动力机器基础设计规范》GB 50040
- 《地铁设计规范》GB 50157
- 《地基动力特性测试规范》GB/T 50269
- 《建筑边坡工程技术规范》GB 50330
- 《建筑工程容许振动标准》GB 50868
- 《建筑振动荷载标准》GB/T 51228
- 《碳素结构钢》GB/T 700
- 《振动与冲击隔离器静、动态性能测试方法》GB/T 15168
- 《城市区域环境振动标准》GB 10070
- 《城市区域环境振动测量方法》GB 10071
- 《浮置板轨道技术规范》CJJ/T 191
- 《建筑地基处理技术规范》JGJ 79
- 《建筑桩基技术规范》JGJ 94
- 《建筑基坑支护技术规程》JGJ 120
- 《环境影响评价技术导则 城市轨道交通》HJ 453

中华人民共和国国家标准

工程隔振设计标准

GB 50463 - 2019

条文说明

编制说明

《工程隔振设计标准》GB 50463—2019,经住房和城乡建设部2019年11月22日以第327号公告批准发布。

本标准是在《隔振设计规范》GB 50463—2008的基础上修订而成。上一版主编单位是中国中元国际工程公司,参编单位是中国机械工业集团公司、北方设计研究院、中国电子工程设计研究院、中国汽车工业工程公司、南昌大学、国电华北电力设计院、中联西北工程设计研究院、北京市劳动保护研究所、合肥工业大学、隔而固青岛振动控制有限公司、中国联合工程公司、湖南大学、中工国际工程股份有限公司、北京振冲安和隔振技术有限公司、中国铁道科学研究院、江南大学。主要起草人是:徐建、刘纯康、黎益仁、俞渭雄、杨先健、杨国泰、翟荣民、易干明、何成宏、张维斌、孙家麒、尹学军、柳炳康、徐辉、高志尧、唐驾时、高象波、杨宜谦、虞仁兴。

本标准修订过程中,修订组进行了广泛的调查研究,总结了我国工程建设的实践经验,同时参考了国外先进技术法规、技术标准,许多单位和学者进行了卓有成效的试验和研究,为本次修订提供了极有价值的参考资料。

为便于广大设计、施工、科研、学校等单位有关人员在使用本标准时能正确理解和执行条文规定,《工程隔振设计标准》修订组按章、节、条顺序编制了本标准的条文说明,对条文规定的目的、依据以及执行中需注意的有关事项进行了说明,还着重对强制性条文的强制性理由做了解释。但是条文说明不具备与标准正文同等的效力,仅供使用者作为理解和把握标准规定的参考。

目 次

1	总 则	(79)
2	术语和符号	(80)
2.1	术语	(80)
2.2	符号	(80)
3	基本规定	(81)
3.1	一般规定	(81)
3.2	隔振体系及参数	(82)
4	主动隔振	(90)
4.1	计算规定	(90)
4.2	旋转式机器	(96)
4.3	往复式机器	(98)
4.4	冲击式机器	(100)
4.5	城市轨道交通	(109)
5	被动隔振	(118)
5.1	计算规定	(118)
5.2	精密仪器及设备	(120)
5.3	精密机床	(121)
6	屏障隔振	(123)
6.1	一般规定	(123)
6.2	沟式屏障隔振	(123)
6.3	排桩式屏障隔振	(124)
6.4	波阻板屏障隔振	(125)
7	智能隔振	(131)
7.1	一般规定	(131)

7.2	智能隔振系统计算	(133)
7.3	智能隔振设计	(136)
8	隔振器与阻尼器	(138)
8.1	一般规定	(138)
8.2	圆柱螺旋弹簧隔振器	(138)
8.3	碟形弹簧与迭板弹簧隔振器	(139)
8.4	橡胶隔振器	(140)
8.5	调谐质量减振器	(140)
8.6	空气弹簧隔振器	(142)
8.7	钢丝绳隔振器	(144)
8.8	粘滞阻尼器	(147)
8.9	电涡流阻尼器	(148)

1 总 则

1.0.1 本条阐述本标准的指导思想和基本原则,根据隔振设计的特点,要求合理地选择支承结构形式、隔振系统动力参数,以及合理设置隔振器等,做到技术先进、经济合理,确保正常生产和满足环境要求,制定本标准。

1.0.2 本条明确了本标准的适用范围,主要用于对振动设备及交通振动的主动隔振和智能隔振,以及振敏设备的被动隔振及智能隔振。

1.0.3 为了与国家现行标准《建筑抗震设计规范》GB 50011、《建筑结构风振控制技术规范》、《构筑物抗震设计规范》GB 50191 等标准的分工与衔接,本标准的内容不涉及隔离由地震、风、海浪等引起的振动。当上述自然作用不容忽视时,隔振设计要满足相关设计标准要求。

1.0.4 进行隔振设计时,除要执行本标准外,还要符合国家现行标准的有关规定。

2 术语和符号

2.1 术 语

2.1.1~2.1.11 所列术语是按现行国家标准《工程振动术语和符号标准》GB/T 51306、《机械振动与冲击名词术语》GB/T 2298、《工程结构设计基本术语标准》GB/T 50083 的规定并结合本标准的专用名词编写的。

2.2 符 号

2.2.1~2.2.3 本节中采用的符号是按现行国家标准《工程振动术语和符号标准》GB/T 51306、《工程结构设计通用符号标准》GB/T 50132 的规定,并结合本标准的特点编写的。

3 基本规定

3.1 一般规定

3.1.1 本条规定了设计隔振体系时所需要的资料。

3.1.2 隔振设计时,有多种方案可供选择。实际工作中,需要根据工程具体情况和经济因素,进行多方案比较后从中选出可靠、经济、合理的最优方案。

3.1.3 隔振是对振动控制对象设置隔振装置,达到减少振动影响或振动危害的目标。隔振方式的确定是工程振动控制设计的一个重要步骤。本条规定了常用的隔振方式供设计者选用,在隔振装置中最普遍应用的是支承式隔振方式,采用悬挂兼支承式时隔振器既可设置在吊杆上部,也可设置在吊杆下部。

3.1.4 精密仪器、设备及动力机器的容许振动标准是一个较复杂的问题。由于其种类繁多,工作原理、构造及制造精度各异,所以对振动的敏感程度差别很大。一个完善的隔振设计,要在了解该设备容许振动标准及振动荷载特性的前提下才能进行,容许振动值最好是由制造部门提供或试验确定,当制造部门无法提供或不具备试验条件时,按现行国家标准《建筑工程容许振动标准》GB 50868 采用,以确保满足安全及正常使用要求。

经过隔振处理后,隔振对象控制点的振动值需要满足相应的容许振动标准,此振动值采用的具体指标(位移、速度、加速度的峰值、均方根值等)根据容许振动标准确定;对于主动隔振,除满足动力设备及轨道本身要求外,还要满足国家现行标准对周边环境的振动要求。

3.2 隔振体系及参数

3.2.2 本条规定了要缩短隔振体系的质心与扰力作用线之间的距离,目的是尽量减小由扰力引起的偏心距。同时还要求隔振器的刚度中心与隔振体系质量中心宜在同一竖直线上,这也是为了避免偏心振动。总之,隔振体系最好能设计成为单自由度振动体系。

相对隔振对象而言,隔振器刚度相对较小,通常的隔振设计将隔振体系作为单质点系统。这样的假定是合理、简便、适用的,在工程中应用广泛。该假定的前提条件是要求隔振器的刚度中心、隔振体系的质量中心,以及扰力作用的合力中心需要尽可能重合,这样不会产生回转运动。符合三点合一的条件,各自由度不耦合,隔振体系可以按照单自由度设计。

在实际工程中要想实现上述三点合一的难度较大。当三点偏离,且对振动体系的响应造成影响,例如引起隔振对象出现摇摆或回转运动时,可以考虑按两自由度体系设计,计入振动耦合作用。

一般情况下,隔振器要求布置在同一标高,但大型装备基础隔振器亦可布置在不同标高处。

3.2.3 为了确保设备的正常使用,对于有水平位移限制要求的设备,或者水平位移超过隔振器或阻尼器变形限值时,需要设置水平限位器,在既能保证隔振效果,又避免由于水平位移过大而影响设备的正常使用或导致隔振器或阻尼器破坏。

3.2.4 当被隔振设备的质量较大时,需要在底部设置刚性台座,尽量使其成为单质点的刚体单元。如果被隔振对象本身具有单质点刚体单元的特征,且其底部面积能设置所需的隔振器数量,则可不设置刚性台座。

3.2.5 管道与被隔对象连接时,宜采用柔性接头,以避免振动沿管线的传播,同时也可防止接头处管线损坏或破裂。为了更好的隔振效果,柔性接头可以设置多个。柔性连接和弹性支承也

可以同时使用。

3.2.6 主动隔振时, 阻尼起到重要作用;特别是在机器启动和停机过程中, 通过共振区时, 为了防止出现过大的振动, 隔振体系要具有足够的阻尼。在冲击作用下, 如锻锤基础中, 其隔振体系要有阻尼的作用, 其目的是在一次冲击后, 振动很快衰减, 在下次冲击之前, 可以使砧座回复到平衡位置或振动位移很小的状态, 以避免锤头与砧座同相运动而使打击能量损失, 为此本条给出阻尼的规定。

振动位移可按下式计算:

$$u_v = \frac{F_v}{K_v} \eta_v (v = x, y, z) \quad (1)$$

在共振时: $\eta_v = \frac{1}{2\zeta_v}$; F_v 为工作转速(即圆频率为 ω)时的扰力, 当圆频率为 ω_{nv} 时的扰力 $F_{nv} = F_v \left(\frac{\omega_{nv}^2}{\omega^2} \right)$, 将 F_{nv} 替代式(1)中的 F_v , 将 $\frac{1}{2\zeta_v}$ 替代式(1)中的 η_v 即可得到规范规定式(3.2.6-1), 当为扰力矩时, 只要将 M_v 、 $\zeta_{\varphi v}$ 、 $K_{\varphi v}$ 、 $\omega_{n\varphi v}$ 分别替代式(3.2.6-1)中的 F_v 、 ζ_v 、 K_v 和 ω_{nv} , 即可得到标准中式(3.2.6-2)。

冲击振动所产生的位移-时间曲线, 由于阻尼作用, 其振动波形呈衰减曲线, 由冲击振动最大位移 u_p 经过时间 t 后衰减为 u_a , 其峰值比应为 $\frac{u_p}{u_a} = e^{nt}$, 式中 n 为阻尼系数, 即 $n = \zeta\omega$, 此时上式变为:

$$\frac{u_p}{u_a} = e^{\zeta\omega t} \quad (2)$$

将式(2)的两边取自然对数即可得到式(3.2.6-3), 当为冲击力矩时, 将 ζ 、 $\omega_{n\varphi}$ 、 $u_{p\varphi}$ 、 $u_{a\varphi}$ 分别替代式(3.2.6-3)中的 ζ_v 、 ω_n 、 u_p 、 u_a , 即可得到式(3.2.6-4)。

3.2.8 本条规定是对隔振设计的基本要求,为了达到较好的隔振效果, 根据隔振原理, 扰力的频率与隔振体系的圆频率之比不低于

2.5 倍,通常取 2.5 倍~5 倍;扰力的频率与隔振体系的圆频率之比不小于 $\sqrt{2}$, 否则很难发挥隔振作用。

3.2.10 本条给出了隔振体系固有圆频率的计算公式,其中单自由度体系指单质点体系中各自由度不耦合情况的简称。在各类隔振公式中,其振型的独立与耦合可分为下列三种情况:

支承式[图 3.1.3(a)]:当隔振体系的质量中心 C_g 与隔振器刚度中心 C_s 在同一铅垂线上,但不在同一水平轴线上时, z 与 φ_z 为单自由度体系, x 与 φ_y 相耦合, y 与 φ_x 相耦合。当隔振体系的质量中心 C_g 与隔振器刚度中心 C_s 重合于一点时[图 3.1.3(b)], x 、 y 、 z 、 φ_x 、 φ_y 、 φ_z 均为单自由度体系。

悬挂式[图 3.1.3(c)、图 3.1.3(d)]:当刚性吊杆的平面位置在以 R 为半径的圆周上时, x 、 y 、 z 与 φ_z 为单自由度体系,其余均受约束。

对于独立振型,如图 1 所示,沿 x 轴向自由振动的微分方程为:

$$\left. \begin{aligned} m_x \ddot{u} + C_x \dot{u} + K_x u &= 0 \\ \ddot{u} + 2 n_x \dot{u} + \omega_{nx}^2 u &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$$C = 2mn \quad (4)$$

式中: C_x ——体系沿 x 轴向的总阻尼系数($N \cdot s/m$);

n_x ——体系沿 x 轴向总的阻尼特征系数;

K_x ——体系沿 x 轴向总的弹簧刚度(N/m);

m_x ——隔振体系沿 x 轴向参振总质量(kg)。

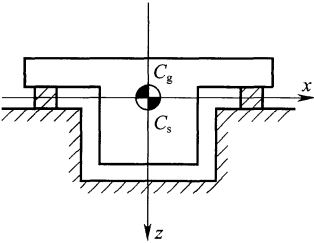


图 1 独立振型

$$\text{设式(3)的解为: } u = \bar{u}e^{rt} \quad (5)$$

$$\text{代入式(3)得: } \bar{u}(r^2 + 2n_x r + \omega_{nx}^2)e^{rt} = 0$$

$$\text{由于 } e^{rt} \neq 0, \bar{u} \neq 0, \text{故: } (r^2 + 2n_x r + \omega_{nx}^2) = 0$$

$$\begin{aligned} r &= -n_x \pm \sqrt{n_x^2 - \omega_{nx}^2} = -n_x \pm i\sqrt{\omega_{nx}^2 - n_x^2} \\ &= -n_x \pm i\omega_{nx}\sqrt{1 - \zeta_x^2} = -n_x \pm i\omega_{dx} \end{aligned} \quad (6)$$

$$\omega_{nx} = \sqrt{\frac{K_x}{m_x}} \quad (7)$$

$$\omega_{dx} = \omega_{nx}\sqrt{1 - \zeta_x^2} \quad (8)$$

$$\zeta_x = \frac{n_x}{\omega_{nx}} = \frac{C_x}{2m\omega_{nx}} \quad (9)$$

式中: ω_{nx} ——体系沿 x 向无阻尼固有圆频率;

ω_{dx} ——体系沿 x 向有阻尼固有圆频率;

ζ_x ——体系沿 x 向的阻尼比。

将式(6)代入式(5)得式(3)的解为:

$$\begin{aligned} u &= \bar{u}e^{rt} = \bar{u}_1 e^{(-n_x + i\omega_{dx})t} + \bar{u}_2 e^{(-n_x - i\omega_{dx})t} \\ &= e^{-n_x t} [\bar{u}_1 e^{i\omega_{dx} t} + \bar{u}_2 e^{-i\omega_{dx} t}] \\ &= e^{-n_x t} [(\bar{u}_1 + \bar{u}_2) \cos \omega_{dx} t + i(\bar{u}_1 - \bar{u}_2) \sin \omega_{dx} t] \\ &= e^{-n_x t} [B_1 \cos \omega_{dx} t + B_2 \sin \omega_{dx} t] \end{aligned} \quad (10)$$

式(10)中 $B_1 = \bar{u}_1 + \bar{u}_2$, $B_2 = i(\bar{u}_1 - \bar{u}_2)$ 为根据初始条件确定的待定系数。

$$\begin{aligned} \dot{u} &= -n_x e^{-n_x t} [B_1 \cos \omega_{dx} t + B_2 \sin \omega_{dx} t] + \\ &\quad e^{-n_x t} \omega_{dx} [B_1 \sin \omega_{dx} t + B_2 \cos \omega_{dx} t] \end{aligned} \quad (11)$$

由式(10)和式(11)得:

$$\text{当 } t=0 \text{ 时, 若 } u = u_0 \text{ 得 } B_1 = u_0;$$

$$\text{当 } t=0 \text{ 时, 若 } \dot{u} = \dot{u}_0 \text{ 得 } B_2 = \frac{\dot{u}_0 + n_x u_0}{\omega_{dx}}.$$

代入式(10)中则得该体系自由振动时的位移方程为:

$$u = e^{-n_x t} \left[u_0 \cos \omega_{dx} t + \frac{\dot{u}_0 + n_x u_0}{\omega_d} \sin \omega_{dx} t \right] \quad (12)$$

式(12)中 $\bar{u}_0 = \sqrt{u_0^2 + \left(\frac{\dot{u} + n_x \cdot u_0}{\omega_{dx}} \right)^2}$; $\tan \theta_x = \frac{u_0 \cdot \omega_{dx}}{u + n_x \cdot u_0}$ 。

同理,对沿 y, z 轴的单自由度体系的自由振动,可将上述有关式中的位移和标脚 x ,改为 y, z 即可,对绕 $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$ 轴旋转的单自由度体系的自由振动,可将位移和标脚的符号 x ,改为 ϕ_x, ϕ_y, ϕ_z ,另外将 m_x 分别改为 J_x, J_y, J_z 即可,则有:

$$\omega_{nv} = \sqrt{\frac{K_v}{m_v}}; \omega_{n\varphi v} = \sqrt{\frac{K_{\varphi v}}{J_v}} \quad (v \text{ 分别为 } x, y, z) \quad (13)$$

对于双自由度耦合振动,图 2 所示 x 轴向与绕 y 轴旋转的两个自由度水平回转耦合振动体系上,作用水平扰力 $\bar{F}_x(\tau) = \overline{F}_x g(\tau)$ 和扰力矩 $\bar{M}_y(\tau) = \overline{M}_y g(\tau)$, 其中 $g(\tau)$ 为扰力和扰力矩的时间函数。

隔振体系质心处的运动微分方程为:

$$\begin{aligned} m_x \ddot{u} + C_x (\dot{u} - h_2 \dot{\varphi}_y) + K_x (u - h_2 \varphi_y) &= F_x(\tau) = \overline{F}_x g(\tau) \\ J_y \ddot{\varphi}_y + C_{\varphi y} \dot{\varphi}_y + K_{\varphi y} \varphi_y - C_x \dot{x} h_2 - K_x u h_2 \\ &= M_y(\tau) = \overline{F}_x h_3 + \overline{M}_y g(\tau) \end{aligned} \quad (14)$$

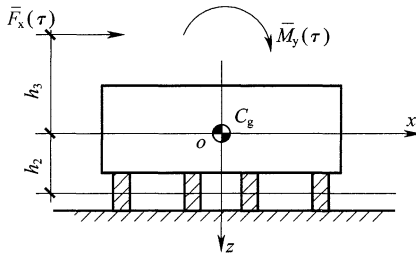


图 2 x 轴向与绕 y 轴旋转的两个自由度水平回转耦合振动体系

式(14)中有一项由自重产生 $mg h_2 \varphi_y$, 因其数量相对很小,故忽略不计,公式中的 h_2 即为标准正文中的 z_i 。

将上式写成矩阵形式,可简化为:

$$[M] \{\ddot{\Delta}\} + [C] \{\dot{\Delta}\} + [K] \{\Delta\} = \{g_0\} g(\tau) \quad (15)$$

$$\{\Delta\} = \begin{Bmatrix} x \\ \psi_y \end{Bmatrix}; \{g_0\} = \begin{Bmatrix} \overline{F_x} \\ \overline{F_x} h_3 + \overline{M_y} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_x \\ M_y \end{Bmatrix} \quad (16)$$

$$\text{式(15)中 } [M] = \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & J_x \end{bmatrix}; [C] = \begin{bmatrix} C_x & -C_x h_2 \\ -C_x h_2 & C_{\varphi y} \end{bmatrix};$$

$$[K] = \begin{bmatrix} K_x & -K_x h_2 \\ -K_x h_2 & K_{\varphi y} \end{bmatrix}; \text{式(16)中 } F_x \text{ 和 } M_y \text{ 分别为作用在隔}$$

振体系质心 o 点处的沿 x 轴向的扰力幅值和绕 y 轴旋转的扰力矩幅值。当扰力和扰力矩的时间函数不同时,则扰力所产生的振幅和扰力矩所产生的振幅,要分别计算,然后再进行叠加(或线性组合)。

此时的运动微分方程为:

$$[M]\{\ddot{\Delta}\} + [C]\{\dot{\Delta}\} + [K]\{\Delta\} = \{g_1\}g_1(\tau) \quad (17)$$

$$[M]\{\ddot{\Delta}\} + [C]\{\dot{\Delta}\} + [K]\{\Delta\} = \{g_2\}g_2(\tau) \quad (18)$$

$$\text{式(17)和式(18)中 } \{g_1\} = \begin{Bmatrix} \overline{F_x} \\ \overline{F_x} h_3 \end{Bmatrix}; \{g_2\} = \begin{Bmatrix} 0 \\ \overline{M_y} \end{Bmatrix}。$$

对于无阻尼体系, $[C]=0$; 自由振动时, $\{g\}=\{0\}$ 。

此时体系的运动微分方程为:

$$[M]\{\ddot{\Delta}\} + [K]\{\Delta\} = 0 \quad (19)$$

设其解为: $\{\Delta\} = \{u_k\}e^{j(\omega_{nk}t + a_k)}$ 。

其中角标 k 为第 k 振型,代入式(19),则得:

$$(-\omega_{nk}^2 [M]\{u_k\} + [K]\{u_k\})e^{j(\omega_{nk}t + a_k)} = \{0\}$$

由于 $e^{j(\omega_{nk}t + a_k)} \neq \{0\}$ 故只有:

$$[K]\{u_k\} - \omega_{nk}^2 [M]\{u_k\} = \{0\} \quad (20)$$

将上式展开,经简化,并令:

$$\lambda_1^2 = \frac{K_x}{m}; \lambda_2^2 = \frac{K_{\varphi x}}{J_y}; \lambda = \frac{m h_2^2}{J_y}$$

$$(\lambda_1^2 - \omega_{nk}^2)u_{1k} - \lambda_1^2 \cdot h_2 \cdot u_{2k} = 0$$

$$\text{可得: } -\lambda_1^2 h_2 \cdot \frac{m}{J_y} u_{1k} + (\lambda_2^2 - \omega_{nk}^2)u_{2k} = \{0\} \quad (21)$$

若要求上式 $\{u_k\}$ 为非零解, 只有其系数行列式等于零, 隔振体系无阻尼的固有频率方程为:

$$(\lambda_1^2 - \omega_{nk}^2)(\lambda_2^2 - \omega_{nk}^2) - \lambda_1^4 \frac{mh_2^2}{J_y} = 0$$

$$\omega_{nk}^4 - (\lambda_1^2 + \lambda_2^2)\omega_{nk}^2 + \lambda_1^2 \cdot \lambda_2^2 - \lambda_1^4 \cdot \gamma = 0$$

求解上式, 得隔振体系无阻尼固有圆频率为:

$$\omega_{n_2}^2 = \frac{1}{2} [(\lambda_1^2 + \lambda_2^2) \mp \sqrt{(\lambda_1^2 - \lambda_2^2)^2 + 4\lambda_1^4 \gamma}] \quad (22)$$

由式(21)的第一式, 可求得振型 K 的幅值比为:

$$\rho_{1k} = \frac{u_{1k}}{u_{2k}} = \frac{\lambda_1^2 h_2}{(\lambda_1^2 - \omega_{nk}^2)} = \frac{K_x h_2}{K_x - m\omega_{nk}^2}; \rho_{2k} = \frac{u_{2k}}{u_{zk}} = 1 \quad (23)$$

3. 2. 11 本条给出隔振器刚度的计算公式:

当 n 个隔振器并联、扰力 F_z 作用线通过刚度中心时, 所有隔振器的变位 u_{zi} 相同, 即 $u_{zi} = u_z$ 。如果隔振器的刚度不同, 分别为 K_z , 则 n 个隔振器的受力将不同, 分别为 F_{z1} 、 F_{z2} 、 \dots 、 F_{zi} 、 \dots 、 F_{zN} 。故有:

$$F_z = F_{z1} + F_{z1} + \dots + F_{zN} = \sum_{i=1}^n F_{zi} = u_z K_{z1} + u_z K_{z2} + \dots + u_z K_{zN}$$

$$= u_z \sum_{i=1}^n K_{zi}$$

则可得:

$$\left. \begin{aligned} K_z &= \frac{F_z}{u_z} = \sum_{i=1}^n K_{zi} \\ K_x &= \sum_{i=1}^n K_{xi} \\ K_y &= \sum_{i=1}^n K_{yi} \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

当扰力矩 M_y 绕通过质心的 y 轴旋转时, 设转角为 φ_y , 第 i 个隔振器沿 x 轴向 z 轴向的变位分别为 $\delta_{xi} = \varphi_y z_i$, $\delta_{zi} = \varphi_y x_i$ 。隔振器所受的扰力分别为: $F_{xi} = \delta_{xi} K_{xi} = \varphi_y z_i K_{xi}$, $F_{zi} = \delta_{zi} K_{zi} = \varphi_y x_i K_{zi}$, 对质心的阻力矩为: $M_{yi} = F_{xi} z_i + F_{zi} x_i = \varphi_y [F_{xi} z_i^2 +$

$K_{zi}x_i^2]$ 。所有隔振器对绕通过质心的 y 轴旋转的阻抗总力矩为：
则可得：

$$\left. \begin{aligned} M_y &= \varphi_y \sum_{i=1}^n [K_{xi} z_i^2 + K_{zi} x_i^2] \\ K_{\varphi y} &= \frac{M_y}{\varphi_y} = \sum_{i=1}^n K_{zi} x_i^2 + \sum_{i=1}^n K_{xi} z_i^2 \\ K_{\varphi x} &= \frac{M_x}{\varphi_x} = \sum_{i=1}^n K_{yi} z_i^2 + \sum_{i=1}^n K_{zi} y_i^2 \\ K_{\varphi z} &= \frac{M_z}{\varphi_z} = \sum_{i=1}^n K_{xi} y_i^2 + \sum_{i=1}^n K_{yi} x_i^2 \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

对于按本标准中图 3.1.3(c)、图 3.1.3(d)排列时的悬挂式隔振装置,当在 x 轴向或 y 轴向产生位移 u 时,扰力为 $F = G \sin \theta$, $\delta = L \sin \theta$,如图 3 所示,根据刚度的定义, $K_x = K_y = \frac{F}{\delta} = \frac{G \sin \theta}{L \sin \theta} = \frac{G}{L}$,同理可得 $K_{\varphi z} = \frac{GR^2}{L}$ 。

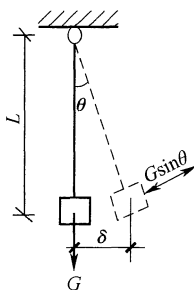


图 3 悬挂式隔振装置产生 x 轴向或 y 轴向振动变位示意图

3.2.13 当弹簧隔振器布置在梁板上时,弹簧在恒荷载作用下压缩量宜大于同条件下支承梁板挠度的 10 倍,这主要是为了避免耦合振动,在进行弹簧隔振体系动力分析时可不考虑梁的挠度。当梁板挠度大于弹簧压缩量 1/10 时,对隔振体系固有频率的精度影响误差大约为 4.9%,需要进行耦合分析。

4 主动隔振

4.1 计算规定

4.1.1 当扰力为简谐时间函数(稳态振动)时,如图4所示的主动隔振体系,在扰力 $F_z(t) = F_z \sin \omega t$ 作用下,其运动微分方程为:

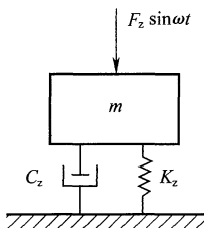


图4 主动隔振体系

$$m\ddot{z} + C_z\dot{z} + K_z \cdot z = F_z \cdot \sin \omega t \quad (26)$$

$$\ddot{z} + 2n_z\dot{z} + \omega_{nz}^2 \cdot z = \frac{F_z}{m} \cdot \sin \omega t \quad (27)$$

设其解为:

$$z = u_{z0} e^{j\omega t} \text{ (取虚部)} \quad (28)$$

代入式(27)得: $(-u_{z0}\omega^2 + j2n_z u_{z0}\omega + \omega_{nz}^2 u_{z0})e^{j\omega t} = \frac{F_z}{m} e^{j\omega t}$

$$\begin{aligned} u_{z0} &= \frac{F_z}{m(\omega_{nz}^2 - \omega^2) + j(2n_z\omega)} \\ &= \frac{F_z}{m\sqrt{(\omega_{nz}^2 - \omega^2)^2 + (2n_z\omega)^2} \cdot e^{j\theta_z}} \end{aligned}$$

代入式(28)得位移方程:

$$\begin{aligned} z &= \frac{F_z}{m \cdot \omega_{nz}^2} \cdot \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{nz}^2}\right)^2 + \left(2\zeta_z \frac{\omega}{\omega_{nz}}\right)^2}} e^{j(\omega t - \theta_z)} \\ &= u_z e^{j(\omega t - \theta_z)} = u_z \sin(\omega t - \theta_z) \end{aligned} \quad (29)$$

$$\text{式(29)中: } u_z = \frac{F_z}{m\omega_{nz}^2} \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{nz}^2}\right)^2 + \left(2\zeta_z \frac{\omega}{\omega_{nz}}\right)^2}}; \tan\theta_z = \frac{2n_z\omega}{\omega_{nz}^2 - \omega^2}; \zeta_z = \frac{n_z}{\omega_{nz}}; m\omega_{nz}^2 = K_z;$$

当 $\sin(\omega t - \theta_z) = 1$ 时, 振动最大, 此时振幅值为:

$$u_z = \frac{F_z}{K_z} \eta_{z\max}; \quad \eta_{z\max} = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{nz}^2}\right)^2 + \left(2\zeta_z \frac{\omega}{\omega_{nz}}\right)^2}} \quad (30)$$

同理, 对沿和绕其他各轴向的振动幅值, 可用通用公式表示为:

$$u_v = \frac{F_v}{K_v} \eta_{v\max}; \quad u_{\varphi v} = \frac{M_v}{K_{\varphi v}} \eta_{\varphi v\max} \quad (31)$$

$$\eta_{v\max} = \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{nv}}\right)^2 + \left(2\zeta_v \frac{\omega}{\omega_{nv}}\right)^2}} \quad (32)$$

$$\eta_{\varphi v\max} = \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{n\varphi v}}\right)^2 + \left(2\zeta_{\varphi v} \frac{\omega}{\omega_{n\varphi v}}\right)^2}} \quad (33)$$

式(31)中 v 分别代表轴向 x 、 y 、 z 。

阻尼比可按下列规定进行计算:

当 n 个阻尼器并联时(图 5), 其阻尼系数分别为: C_{z1} 、 C_{z2} 、 \dots 、 C_{zn} , 在扰力 F_z 作用线通过刚度中心时, 设块体的运动速度为 \dot{z} , 则:

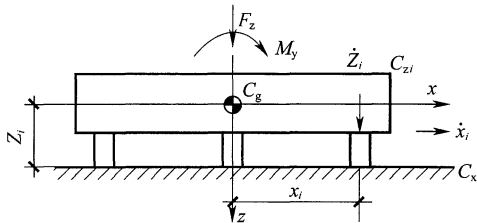


图 5 n 个阻尼器并联的隔振体系

$$F_z = F_{z1} + F_{z2} + \cdots + F_{zn} = \dot{z} \sum_{i=1}^n C_{zi} \quad (34)$$

并联阻尼器的阻尼系数：

$$C_z = \frac{F_z}{\dot{z}} = \sum_{i=1}^n C_{zi} \quad (35)$$

$$C_v = \frac{F_v}{v} = \sum_{i=1}^n C_{vi} \quad (36)$$

当扰力矩 M_y 绕通过质心的 y 轴旋转时, 设转角速度为 $\dot{\varphi}_y$, 第 i 个阻尼器上端沿 x 轴向的变位速度分别为: $\dot{u}_{xi} = \dot{\varphi}_y z_i$, $\dot{u}_{zi} = \dot{\varphi}_y x_i$ 。

阻尼器所受的阻力分别为: $F_{xi} = \dot{u}_{xi} C_{xi} = \dot{\varphi}_y C_{xi} z_i$; $F_{zi} = \dot{u}_{zi} C_{zi} = \dot{\varphi}_y C_{zi} x_i$ 。

对质心的阻力矩为: $M_{yi} = F_{xi} z_i + F_{zi} x_i = \dot{\varphi}_y [C_{xi} z_i^2 + C_{zi} x_i^2]$ 。

所有阻尼器对绕通过质心的 y 轴旋转的总阻力矩为:

$$M_y = \dot{\varphi}_y \sum_{i=1}^n [C_{xi} z_i^2 + C_{zi} x_i^2] \quad (37)$$

$$C_{\varphi y} = \frac{M_y}{\dot{\varphi}_y} = \sum_{i=1}^n C_{xi} z_i^2 + \sum_{i=1}^n C_{zi} x_i^2 \quad (38)$$

$$C_{\varphi x} = \frac{M_x}{\dot{\varphi}_x} = \sum_{i=1}^n C_{yi} z_i^2 + \sum_{i=1}^n C_{zi} y_i^2 \quad (39)$$

$$C_{\varphi z} = \frac{M_z}{\dot{\varphi}_z} = \sum_{i=1}^n C_{xi} y_i^2 + \sum_{i=1}^n C_{yi} x_i^2 \quad (40)$$

$$\zeta_x = \frac{\sum_{i=1}^n C_{xi}}{2m\omega_{nx}}; \zeta_y = \frac{\sum_{i=1}^n C_{yi}}{2m\omega_{ny}}; \zeta_z = \frac{\sum_{i=1}^n C_{zi}}{2m\omega_{nz}} \quad (41)$$

$$\zeta_{\varphi x} = \frac{\sum_{i=1}^n C_{yi} z_i^2 + \sum_{i=1}^n C_{zi} y_i^2}{2J_x \cdot \omega_n \varphi_x}; \zeta_{\varphi y} = \frac{\sum_{i=1}^n C_{zi} y_i^2 + \sum_{i=1}^n C_{xi} z_i^2}{2J_y \cdot \omega_n \varphi_y};$$

$$\zeta_{\varphi z} = \frac{\sum_{i=1}^n C_{xi} y_i^2 + \sum_{i=1}^n C_{yi} x_i^2}{2J_z \cdot \omega_n \varphi_z} \quad (42)$$

当每个隔振器的特性均相同时：

$$\omega_{nv} = \sqrt{\frac{K_v}{m}} = \sqrt{\frac{n \cdot K_{vi}}{m_i}} = \sqrt{\frac{K_{vi}}{m_i}} \quad (v = x, y, z) \quad (43)$$

$$\zeta_v = \frac{C_v}{2m\omega_{nv}} = \frac{nC_{vi}}{2m\omega_{nv}} = \frac{C_{vi}}{2m_i\omega_{nv}} = \zeta_{vi} \quad (44)$$

$$C_{vi} = \zeta_v \cdot 2m_i\omega_{nv} = 2\zeta_v \cdot m_i \sqrt{\frac{K_{vi}}{m_i}} = 2\zeta_v \cdot \sqrt{\frac{m_i}{K_{vi}}} \cdot K_{vi} = 2\zeta_v \cdot \frac{K_{vi}}{\omega_{nv}} \quad (45)$$

$$m_i = \frac{m}{n}$$

$$2J_v \cdot \omega_{nv} = 2J_v \cdot \sqrt{\frac{K_{\varphi v}}{J_v}} = 2\sqrt{\frac{J_v}{K_{\varphi v}}} \cdot K_{\varphi v} = 2\frac{K_{\varphi v}}{\omega_{nv}} \quad (46)$$

代入式(40)则有：

$$\begin{aligned} \zeta_{\varphi x} &= \frac{\sum_{i=1}^n C_{zi} z_i^2 + \sum_{i=1}^n C_{yi} y_i^2}{2J_x \cdot \omega_{nv}} = \frac{\sum_{i=1}^n 2\zeta_y \frac{K_{yi}}{\omega_{ny}} z_i^2 + \sum_{i=1}^n 2\zeta_z \frac{K_{zi}}{\omega_{nz}} \cdot y_i^2}{2\frac{K_{\varphi x}}{\omega_{nv}}} \\ &= \frac{\zeta_y \frac{\omega_{n\varphi x}}{\omega_{ny}} \sum_{i=1}^n K_{yi} z_i^2 + \zeta_z \frac{\omega_{n\varphi x}}{\omega_{nz}} \sum_{i=1}^n K_{zi} y_i^2}{K_{\varphi x}} \end{aligned} \quad (47)$$

同理：

$$\zeta_{\varphi y} = \frac{\zeta_z \frac{\omega_{n\varphi y}}{\omega_{nz}} \sum_{i=1}^n K_{zi} x_i^2 + \zeta_x \frac{\omega_{n\varphi y}}{\omega_{nx}} \sum_{i=1}^n K_{xi} z_i^2}{K_{\varphi y}} \quad (48)$$

$$\zeta_{\varphi z} = \frac{\zeta_x \frac{\omega_{n\varphi z}}{\omega_{nx}} \sum_{i=1}^n K_{xi} y_i^2 + \zeta_y \frac{\omega_{n\varphi z}}{\omega_{ny}} \sum_{i=1}^n K_{yi} x_i^2}{K_{\varphi z}} \quad (49)$$

本标准中所有的扰力值和扰力矩值均为幅值。

4.1.2 双自由度耦合时的振动位移计算公式推导如下:

对于有阻尼的强迫振动,其微分方程为:

$$\begin{aligned} [M]\{\ddot{\Delta}\} + [C]\{\dot{\Delta}\} + [K]\{\Delta\} &= \{g_0\}g(\tau) \\ &= [M][M]^{-1}\{g_0\}g(\tau) \end{aligned} \quad (50)$$

可设其解和扰力项中的 $[M]^{-1}\{g_0\}$ 为振型的线性组合:

$$\{\Delta\} = \sum_{i=1}^2 \{u_k\} \cdot q_k(t) \quad (51)$$

$$[M]^{-1}\{g_0\} = \sum_{i=1}^2 \beta_k \cdot \{u_k\} \quad (52)$$

根据式(52)可得:

$$\beta_k = \frac{F_x \rho_{1k} + M_y}{u_{2k}(m \rho_{1k}^2 + J_y)} \quad (53)$$

将式(51)和式(52)代入式(50)得:

$$\begin{aligned} \sum_{k=1}^2 \ddot{q}_k(t) [M]\{u_k\} + \sum_{k=1}^2 \dot{q}_k(t) [C]\{u_k\} + \sum_{k=1}^2 q_k(t) [K]\{u_k\} \\ = [M] \sum_{k=1}^2 \beta_k \{u_k\} g(\tau) \end{aligned} \quad (54)$$

$$\begin{aligned} \sum_{k=1}^2 \left\{ \ddot{q}_k(t) + q_k(t) [M]^{-1} [C] + q_k(t) [M]^{-1} [K] - \beta_k g(\tau) \right\} \\ \{u_k\} = \{0\} \end{aligned} \quad (55)$$

由 $[K]\{u_k\} = \omega_{nk}^2 [M]\{u_k\}$:

可得 $[M]^{-1} [K] \cdot \{u_k\} = \omega_{nk}^2 \{u_k\}$, 并有下式:

$$[M]^{-1} [C] \cdot \{u_k\} = \alpha [M]^{-1} [K] \cdot \{u_k\} = \alpha \omega_{nk}^2 \{u_k\} = 2n_k \{u_k\} \quad (56)$$

$$\sum_{k=1}^2 \left\{ \ddot{q}_k(t) + 2n_k \dot{q}_k(t) + \omega_{nk}^2 q_k(t) - \beta_k g(\tau) \right\} \{u_1\} = \{0\} \quad (57)$$

等式两侧均乘以 $\{u_1\}^T [M]$:

$$\sum_{k=1}^2 \left\{ \ddot{q}_k(t) + 2n_k \dot{q}_k(t) + \omega_{nk}^2 q_k(t) - \beta_k g(\tau) \right\} \{u_1\}^T \\ [M] \{u_1\} = \{0\}$$

当 $k=1$ 时, $\{u_1\}^T [M] \{u_1\} \neq \{0\}$, 可得:

$$q_1(t) + 2n_1 \dot{q}_1(t) + \omega_{n1}^2 q_1(t) = \beta_1 g(t) \quad (58)$$

对第 k 振型:

$$q_k(\ddot{i}) + 2n_k q_k(\dot{i}) + \omega_{nk}^2 q_k(t) = \frac{F_x \rho_{1k} + M_y}{u_{2k}(m \rho_{1k}^2 + J_y)} g(t)$$

与式(27)对比, 上式与单自由度有阻尼强迫振动的运动微分方程的表达形式是一样的, 只不过其中系数包含的内容不同, 故求解的方法也相同。

当扰力时间函数为简谐时, $g(t) = \sin \omega t$, 其解为:

$$q_k(\ddot{i}) = \frac{F_x \rho_{1k} + M_y}{u_{2k}(m \rho_{1k}^2 + J_y) \omega_{nk}^2} \frac{\sin(\omega t - \theta_k)}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{nk}^2}\right)^2 + \left(2 \zeta_k \frac{\omega}{\omega_{nk}}\right)^2}} \quad (59)$$

代入式(51), 即求得式(50)的解为:

$$\{\Delta\} = \begin{Bmatrix} x(t) \\ \varphi_i(t) \end{Bmatrix} = \sum_{k=1}^2 \begin{Bmatrix} u_{1k} \\ u_{2k} \end{Bmatrix} q_k(t) = \sum_{k=1}^2 \begin{Bmatrix} \rho_{1k} \\ 1 \end{Bmatrix} u_{2k} q_k(t) \\ = \begin{bmatrix} \rho_{11} & \rho_{12} \\ 1 & 1 \end{bmatrix} \left\{ \begin{array}{l} \frac{F_x \rho_{11} + M_y}{(m \rho_{11}^2 + J_y) \omega_{n1}^2} \frac{\sin(\omega t - \theta_1)}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{n1}^2}\right)^2 + \left(2 \zeta_1 \frac{\omega}{\omega_{n1}}\right)^2}} \\ \frac{F_x \rho_{12} + M_y}{(m \rho_{12}^2 + J_y) \omega_{n2}^2} \frac{\sin(\omega t - \theta_2)}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{n2}^2}\right)^2 + \left(2 \zeta_2 \frac{\omega}{\omega_{n2}}\right)^2}} \end{array} \right\} \quad (60)$$

由于是稳态振动, 虽然在任意时间 t : $\sin(\omega t - \theta_1)$ 等于 1 时, $\sin(\omega t - \theta_2)$ 并不一定等于 1, 为安全考虑, 假设均等于 1, 此时振幅值最大, 故上式可写为:

$$x(t_{\max}) = \mu_k = \sum_{k=1}^2 \rho_{1k} \cdot \frac{F_x \rho_{1k} + M_y}{(m \rho_{1k}^2 + J_y) \omega_{nk}^2} \cdot \eta_{k\max}$$

$$\varphi_y(t_{\max}) = \mu_{\varphi y} = \sum_{k=1}^2 \frac{F_x \rho_{1k} + M_y}{(m \rho_{1k}^2 + J_y) \omega_{nk}^2} \cdot \eta_{k\max} \quad (61)$$

$$\eta_{k\max} = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{nk}^2}\right)^2 + \left(2 \zeta_k \frac{\omega}{\omega_{nk}}\right)^2}} \quad (62)$$

4.1.3 本条的传递率为主动隔振体系在扰力作用下的输出振动线位移与静位移之比,静位移为振动荷载幅值除以隔振器静刚度得到的等效静位移。附录 A 中给出五种脉冲荷载在不同阻尼比工况下的传递率,方便工程设计使用。

4.1.5 在隔振基础上任意点的振动幅值的计算方法,特别是扰力(扰力矩)的工作频率均不相同,均采用振动幅值绝对值之和,这是既简便又比较安全的。当扰力(扰力矩)的工作频率一致但是作用时间有相位差时,如采取时程分析时,要考虑振动效应相位差的影响;简化起见,也可采用本条第 3 款规定包络计算。

4.2 旋转式机器

4.2.1 基于隔振基础比常规基础具有的优势,提出了旋转式机器基础采用隔振基础的适用范围,便于基础选型。在汽轮发电机组基础设计中,由于设备本身、设备与基础的连接要求,设备厂家往往会提出设备所能承受的水平加速度限值要求,在特定条件下,普通基础不能满足此要求时,优先考虑采用隔振基础的设计方案。

4.2.2 我国火力发电厂、核电站中的汽轮发电机、汽动给水泵和其他旋转式机器越来越多地采用弹簧隔振基础。汽轮发电机、汽动给水泵采用弹簧隔振基础,可有效地改善机器的振动情况,避免将振动传递给周围环境,并给机组轴系快速找中调平提供了方便条件,在高烈度地震区还可以显著提高其抗震性能。

工业与民用建筑的压缩机、离心机、风机、电动机等普遍采用

隔振基础,已编制了相应的全国通用建筑标准设计图集。

本条主要依据工程实践经验,对旋转式机器隔振基础的隔振方式、隔振器的选择做出规定。

本条强调隔振器需要具备三维隔振性能,同时强调对汽轮发电机、汽动给水泵等大型旋转式机器的隔振基础,隔振器最好与阻尼器一起使用,这些规定是为了控制各向的振动速度。

4.2.3 本条涉及台座型式、台座结构的动力计算。

对汽轮发电机、汽动给水泵等大型旋转式机器,根据工程实践经验,通常采用钢筋混凝土台座,同时为了满足设备布置的要求,需将台座设计成梁式、板式或梁板混合式。

对离心泵、离心通风机等旋转式机器,目前在工程中存在钢筋混凝土板和钢支架两种方式,所以条文按此做了规定。同时强调当采用钢支架台座时,需要具备足够的刚度,避免出现钢支架台座振动过大。按照工程经验,可将台座结构假定为刚体进行动力分析。

4.2.4 对于采用隔振的汽轮发电机、汽动给水泵基础,其基频较常规框架式基础明显降低,当存在低频激振源时(如与设备连接的管道振动),会使基础在低频产生较大的振动线位移,但其振动并不影响高频设备基础,为此在实测时以振动线位移来衡量基础的振动是不合理的。而振动速度均方根值能很好的反映出高频振动水准,符合汽轮发电机、给水泵设备基础的振动控制特性。因此本条强调在进行动力计算或振动实测时应用振动速度均方根值作为衡量振动控制的标准,符合现行国家标准《机械振动 在非旋转部件上测量评价机器的振动 第1部分:总则》GB/T 6075.1-2012或ISO 10816-1:1995对振动控制的要求。对于小于75%工作转速的振动速度限值可适当放宽,但需要控制在容许振动速度的1.5倍范围之内。

4.2.5 本条规定了压缩机、离心机等设备基础隔振设计振动荷载的取值要求,除本条三款规定外,振动荷载还要计入与驱动电机连接偏差和长期运行磨损、锈蚀等因素产生的振动荷载增量,具体增量根据

连接方式(直连式或皮带传动)、使用年限、使用环境等综合确定。

4.2.6 为了避免弹簧隔振台板与周边平台结构发生碰撞,两者之间的间隙可以适当增大,除满足抗震缝的要求外,不小于台板在罕遇地震作用下的最大水平位移值的 1.2 倍,且不小于 200mm。

4.2.7 水泵的柔性接头一般情况下采用带 90°弯头的产品,也可采用竖向和水平向串联各设 1 个柔性接头。

4.3 往复式机器

4.3.1 往复式机器的隔振型式可以采用支承式,隔振台座宜采用混凝土块体或厚板。中小型机器隔振时,在满足容许振动值和构造要求的条件下,隔振台座宜简单、轻便,通常采用混凝土厚板,也可采用铸钢或钢结构的刚性公共底座,做成无基础压缩机组或无基础柴油发电机组,成套配置后出厂。采用铸钢或钢结构的刚性公共底座作隔振台座时,因其抗扭刚度难以达到刚性假定要求,需要通过试验验证或调整,避免在倾覆力矩未平衡的多谐次简谐分量作用下,激发隔振系统的扭振共振。这是本次修订新增的条文。

4.3.2 隔振台座的平面尺寸是由工艺条件确定,质量是由容许振动值控制的。对隔振器和阻尼的选配提出了以下要求:

1 竖向和水平向刚度接近、自身配置阻尼装置的圆柱螺旋弹簧隔振器,性能优越,寿命长,价格适当,是最适宜的;也可采用橡胶隔振器,但能达到的隔振体系固有频率较高,只适用于机器的工作转速不低于 1000r/min 时,且寿命较短,只宜在可更换的场所采用。空气弹簧隔振装置构造比较复杂,价格较高,还需日常维护,仅适宜在特殊条件下采用,故不再列入本条文。

2 阻尼比不仅在机器启动和停机时抑制隔振体系产生共振,也对调整转速和正常运转时的平稳起重要作用,根据现有隔振器的阻尼配置水平,规定竖向和水平方向均应满足阻尼比不小于 0.05。

3 四冲程发动机的扰频一般影响较大的有 3 个~5 个,四冲程发动机的最低扰频为倾覆力矩的基频,其频率对应于工作转速

的一半,因此对最低工作转速所对应的扰频与固有频率之比提出要求,以避免低谐次倾覆力矩激发的隔振体系振动响应增大过多。

4 往复式发动机和压缩机工作时,散热大,存在油、水污染,发动机存在烟气污染,在这种恶劣环境下,隔振器的刚度和阻尼性能要得到保障。用于试验台基础隔振时,更换隔振器和阻尼器很复杂,要选用长寿命的隔振器和阻尼器,因此规定了隔振器的耐久年限不宜低于 15 年。

4.3.3 机器自身配置隔振器时,形成了双层隔振体系,隔振设计不当可能激发机器自身产生共振。自身带隔振的发动机安装在隔振的试验台试验时,曾发生发动机气缸振裂事故,因此机器基础隔振设计时,需要与机器制造厂协调配合,妥善解决,确保机器自身不发生共振。

4.3.4 与其他动力机器相比,往复式机器的振动荷载具有多谐次、多方向的特性,在机器设计时,设计人员要做严格的动力平衡分析和振动荷载计算。振动荷载除有一谐扰力和扰力矩、二谐扰力和扰力矩外,还有倾覆力矩未平衡的简谐分量。扰力矩是扰力平衡后形成的力偶。扰力(矩)频率一谐取与工作转速相对应,其余各谐为其倍数。四冲程发动机的倾覆力矩对应周期为 2 转,为避免与压缩机和二冲程发动机的谐次矛盾,其扰力(矩)频率谐次,行业内习惯称为 $1/2$ 谐、1 谐、 $3/2$ 谐、2 谐、 $5/2$ 谐等。计算振动值时,可采用叠加原理。首先按本标准第 4.1 节公式计算单一扰力或扰力矩作用下的振动值,然后再按下列次序依次计算振动控制点的振动值叠加:一谐水平扰力和扰力矩的振动值与一谐竖向扰力和扰力矩的振动值叠加;二谐扰力和扰力矩的振动值叠加;上述两项振动值叠加;倾覆力矩各谐次的振动值叠加;前述两项振动值叠加,最后得出控制点的振动总值。

4.3.5 本条规定了振动控制点的位置。

4.3.6 试验台需有较好的通用性,要满足多种机型的安装和试验要求,需要对试验台采取平衡措施,使无论哪种机型安装,都能满

足隔振体系的质量中心与刚度中心处在同一铅垂线上的计算假定。一般情况下,测功器的位置是固定的,不同机器的质量和质心位置各不相同,会导致在主轴方向隔振体系的质量中心偏离刚度中心。在此方向上,如要求所有机型安装时都不产生偏心,有时是困难的,或给使用带来很大不便。经试算,当偏心不超过试验台该方向边长的 1.5% 时,隔振器的最大应力与最小应力之比在 1.14 左右,与平均值偏差约 7%,台面两端高差 7mm~10mm,与计算假定基本相符,对试验台的隔振性能和隔振器使用寿命影响不大,将其规定为最不利情况下试验台的容许偏心极限值;当不能满足时,需要核算试验台的水平度和隔振器的工作高度。另一方向还要按无偏心设计。

试验台是一种特殊的隔振基础,在构造上有其特殊要求。首先,它的质量很大,设计要考虑隔振器安装时,操作方便与安全 and 支承结构的受力与稳定,否则易造成事故;其次,由于高温、潮湿、油多、水多,环境较恶劣等,台面经常要用水冲洗,管道软接头也要考虑这些因素的影响;再次,它要通风、散热,管道多,设计中需要与工艺、暖通和水道专业密切配合。

4.3.7 发动机的排气管和压缩机的排气管温度都很高,金属波纹管 and 金属软管在管道方向的柔性有限,不带弯头往往对隔振效果影响很大,因此,要求采用带弯头的金属波纹管和金属软管,以减小其不利影响。

4.4 冲击式机器

I 锻 锤

4.4.1 锻锤隔振后需要满足下列基本要求:

基础和砧座的最大竖向振动位移要小于容许振动值,是指隔振后基础和砧座的竖向振动位移值小于用户提出的容许振动值或有关规范标准规定的容许值。若用户规定的容许值是离锻锤一定距离处的容许值时,则需要根据具体地质条件和振动在地基中的

传播规律,换算出锻锤基础的竖向容许振动值,通过控制基础的振动值来控制距锻锤一定距离处振动容许值。国内外大量的锻锤隔振实践已经证明,砧座振幅接近 20mm 时,既不影响生产操作,也不影响打击效率,并可有效地节省投资;而在砧座下设置钢筋混凝土台座,即设有浮动的块体式基础时,砧座与块体基础一起运动,因运动部分质量增大,其竖向振动位移很容易达到小于 8mm 的要求,从而使砧座运动更为平稳。

锻锤在下一次打击前,砧座基本停止振动,锻锤打击后,隔振器上部质量不与隔振器分离,这是锻锤生产操作的实际需要。

4.4.2 锻锤隔振后砧座最大竖向位移值的计算,采用单自由度模型是因为锻锤隔振后砧座的振幅均在 10mm 左右,而其基础的振幅均在 0.5mm 以下,二者相差一个数量级以上,计算砧座振幅时认为基础不动,误差较小。

4.4.3、4.4.4 砧座与基础的最大位移值的计算,采用下列方法:

标准中图 4.4.2-1 所示单自由度振动模型,锤头质量 m_0 ,以速度 v_0 冲击后,按质心碰撞理论,砧座 m_s 将获得初始速度 v_1 :

$$v_1 = \frac{(1 + e_1)m_0 v_0}{(m_s + m_0)} \quad (63)$$

式(63)中 e_1 为无量纲的回弹系数。

按单自由度有阻尼系统振动理论,受初始速度 v_1 激励后,质量 m_s 将按图 6 所示曲线做衰减的自由振动,即砧座的位移随时间变化的规律可由下式描述:

$$u_1 = \frac{v_1}{\omega_n} \sin \omega_n t \cdot \exp[-\zeta_z \omega_n t] \quad (64)$$

式(64)中, $\omega_n = \sqrt{\frac{K_1}{m_s}}$ 是系统的固有频率; $\zeta_z = \frac{C_z}{2\sqrt{m_s K_1}}$ 是

隔振系统的阻尼比; C_z 是隔振器的阻尼系数。

当砧座振动 1/4 周期时,即 $t = \frac{\pi}{2\omega_n}$ 时,其位移达到最大值 u_{z1} ,按式(64)计算得:

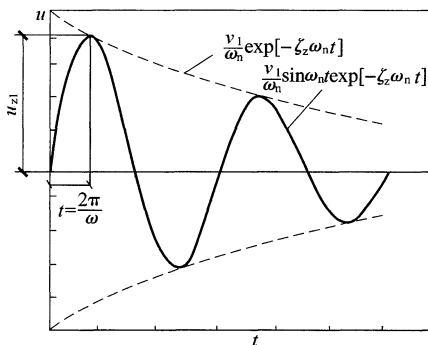


图 6 砧座位移随时间变化曲线

$$u_{z1} = \frac{v_1}{\omega_n} \sin \frac{\pi}{2} \exp \left[-\zeta_z \frac{\pi}{2} \right] = \frac{v_1}{\omega_n} \exp \left[-\zeta_z \frac{\pi}{2} \right] \quad (65)$$

隔振锻锤砧座位移的最大值为:

$$u_{z1} = \frac{m_0 v_0 (1 + e_1)}{(m_0 + m_s) \omega_n} \exp \left[-\zeta_z \frac{\pi}{2} \right] \quad (66)$$

计算隔振后基础最大竖向位移采用本标准图 4.4.2-2 所示单

自由度强迫振动模型,是因为:隔振后砧座振动频率 $\omega_n = \sqrt{\frac{K_1}{m_s}}$ 比基础自振频率小得多,二者耦合的影响很小,隔振系统对基础的激扰,可以近似看成按本标准图 4.4.2-1 所示砧座单自由度振动模型计算出的砧座位移与速度引起的隔振器中弹性力与阻尼力对基础的激扰,本标准图 4.4.2-2 中 $F(t)$ 为隔振器施加给基础的动载荷,包括弹性力与阻尼力。图中所示地基刚度 K_2 为折算刚度,是按现行国家标准《动力机器基础设计规范》GB 50040 中的有关规定确定的地基抗压刚度系数 C_z 乘以基础底面积计算出地基的抗压刚度 K_z 之后,乘以修正系数 2.67 后得到的。修正系数 2.67,实际上是综合考虑了基础侧面回填土的影响和地基土阻尼作用得到的,因而 K_z 也反映了地基阻尼的影响。力学模型中未直接表示出阻尼,则可以使计算大为简化。

通过隔振器作用于基础的振动载荷 $F(t)$ 包括两部分:与砧座

位移成比例的弹性力 $F_1(t)$ 和与砧座速度成比例的阻尼力 $F_2(t)$ 。其中：

$$F_1(t) = K_1 u_1(t) = K_1 \frac{v_1}{\omega_n} \sin \omega_n t \exp[-\zeta_z \omega_n t] \quad (67)$$

$$\begin{aligned} F_2(t) &= C_1 \dot{u}_1(t) = 2 \zeta_z m \omega_n v_1 \cos \omega_n t \exp[-\zeta_z \omega_n t] \\ &= 2 \zeta_z \frac{K_1 v_1}{\omega_n} \cos \omega_n t \exp[-\zeta_z \omega_n t] \end{aligned} \quad (68)$$

弹性力与阻尼力之和：

$$\begin{aligned} F(t) &= F_1(t) + F_2(t) \\ &= \left(K_1 \frac{v_1}{\omega_n} \sin \omega_n t + 2 \zeta_z \frac{K_1 v_1}{\omega_n} \cos \omega_n t \right) \exp[-\zeta_z \omega_n t] \\ &= K_1 \frac{v_1}{\omega_n} \sqrt{1 + 4 \zeta_z^2} \sin(\omega_n t + \tan^{-1} 2 \zeta_z) \exp(-\zeta_z \omega_n t) \end{aligned} \quad (69)$$

对式(69)取极值,可得到：

$$F_{\max}(t) = K_1 \frac{v_1}{\omega_n} \sqrt{1 + 4 \zeta_z^2} \exp\left[-\zeta_z \left(\frac{\pi}{2} - \tan^{-1} 2 \zeta_z\right)\right] \quad (70)$$

因为振动荷载 $F(t)$ 的频率 ω_n 比基础自振频率小得多,它所激起的基础位移接近于扰力作用下的静位移,所以基础位移可表示为 $u_2 = \frac{F(t)}{K_2}$,基础最大位移 u_{z2} 可表达为：

$$\begin{aligned} u_{z2} &= \frac{F_{\max}(t)}{K_2} = \frac{K_1 (1 + e_1) m_0 v_0}{K_2 \omega_n (m_s + m_0)} \sqrt{1 + 4 \zeta_z^2} \\ &\quad \exp\left[-\zeta_z \left(\frac{\pi}{2} - \tan^{-1} 2 \zeta_z\right)\right] \end{aligned} \quad (71)$$

4.4.5 设计锻锤隔振装置需要注意以下几点：

当锻锤砧座质量较大,依靠砧座质量能有效承载振动能量、控制砧座振幅时,可以只对砧座隔振(称砧下直接隔振),以减少隔振工程量;当砧座质量相对较小时,可在砧座下增设钢筋混凝土台座(称惯性块),或通过钢筋混凝土台座将砧座与锤身结为一体,将隔振器设在钢筋混凝土台座下部,对砧座—惯性块实行整体隔振(称

有惯性块式隔振),以控制打击后的砧座振幅。

使锻锤的打击中心、隔振器的刚度中心和隔振器上部质量的质心尽可能布置在同一铅垂线上,若对砧座与锤身实行整体式隔振,设计单臂锻锤联结砧座与锤身的钢筋混凝土台座(即惯性块)时,需要将惯性块的重心置于与锤身对称的一侧,使砧座—锤身—惯性块的整体重心尽量与砧座重心即锻锤的打击中心重合。

当砧座或惯性块底面积较大,且重心与底面之间的距离较小时,可直接将隔振器置于砧座或惯性块的下部,构成支承式隔振结构;当砧座底面积较小,砧座重心的位置相对于砧座底面较高,又不采用钢筋混凝土台座(惯性块)时,可将整个砧座悬吊在隔振器下部,隔振器则布置在砧座旁与砧座重心高度相近的水平面上,构成悬吊式隔振结构,以增加砧座运行的稳定性。

锻锤隔振后,砧座的振动位移一般控制在 10mm 左右,为防止打击后砧座侧向晃动,宜对砧座或惯性块设置导向或防偏摆的限位装置。

锻锤的砧座和惯性块结构庞大,起吊困难,通常需要在安装隔振器的基础坑内留出便于工人维修和调整隔振器的空间,并预设放置千斤顶的位置。为清除锻锤工作时落入基础坑内的氧化皮和润滑油,坑内要有积液池和清除氧化皮的工作空间。

为满足以上要求,锻锤隔振系统的阻尼比通常在 0.25~0.30 的范围内较为合理。

II 压 力 机

4.4.6 压力机隔振参数的计算要求说明如下:

压力机隔振参数的计算是指机械压力机隔振参数的计算。机械压力机传动系统中因设有离合器与制动器,运行时离合器结合、制动器制动以及冲压工件都会激起振动。离合器结合与制动器制动激起的振动,性质与强度相同,只是方向相反,因而可以只计算离合器结合时的振动,而不再计算制动器制动时的振动,即本条第

1 款中启动产生的冲击振动。冲压工件时激起的振动,因性质不同而需单独计算。由于压力机隔振后其基础振动远小于压机自身的振动,分析压机自身振动时近似认为基础不动;分析基础振动时则把因压机振动引起隔振器伸缩而作用于基础的动载荷看作基础振动的扰力。

离合器结合时,曲柄连杆机构突然加速的惯性力,通过轴承水平作用在机身上,激起压力机作摇摆振动,其力学模型见标准中的图 4.4.6-1。因为离合器结合过程时间很短,作用于轴承处的冲击力的大小难以计算,但结合过程中通过主轴轴承作用于机身的冲量 N 正好等于曲柄连杆机构所获得的动量,可用下式表示:

$$N = m_z m_y \quad (72)$$

式中: N ——通过主轴由轴承 O' 作用于机身的冲量;

m_z ——主轴偏心质量与连杆折合质量之和,连杆折合质量可取连杆质量的 $1/3$;

r ——曲柄半径;

n_y ——压力机主轴的额定转速。

因为压力机主轴轴承 O' 的位置较高,在此冲量作用下,压力机将产生摇摆振动。

由于设在压力机机脚处的隔振器的横向刚度通常都远大于竖向刚度,振动时压力机机脚处的横向位移趋近于零,可近似认为隔振器横向刚度为无穷大。

压力机绕质心的回转半径 R_1 :

$$R_1 = \sqrt{\frac{J}{m_y}} \quad (73)$$

式(73)即本标准中的式(4.4.6-2)。

在水平扰力激励下,按标准中图 4.4.6-1 所示力学模型,压力机将绕底部中点作单自由度摆动,其微分方程为:

$$(J + h_1^2 m_y) \ddot{\varphi} + \left(\frac{C}{2}\right)^2 C_z \dot{\varphi} + \left(\frac{C}{2}\right) K_1 \varphi = 0$$

$$(R_1^2 + h_1^2)m_y\ddot{\varphi} + \left(\frac{C}{2}\right)^2 C_z \dot{\varphi} + \left(\frac{C}{2}\right)^2 K_1 \varphi = 0 \quad (74)$$

式(74)中第1项是压力机的摆动惯性力矩,第2项是压力机承受的来自隔振器的阻尼力力矩,第3项是压力机承受来自隔振器的弹性反力矩。摆动的固有频率 ω_k 和系统阻尼比为:

$$\omega_k = \sqrt{\frac{C^2 K_1}{4(R_1^2 + h_1^2)m_y}} \quad (75)$$

$$\zeta_{z1} = \frac{C_z C}{4 \sqrt{(R_1^2 + h_1^2)m_y K_1}} \quad (76)$$

利用初始条件 $t=0$ 时,压力机获得的动量矩等于冲量矩,可求出压力机摇摆的初角速度 $\dot{\varphi}$:

$$\dot{\varphi} = \frac{(l + h_1)N}{J + h_1^2 m_y} = \frac{(l + h_1)m_p r \omega}{(R_1^2 + h_1^2)m_y} \quad (77)$$

按此初始条件解微分方程(74),可以得到离合器结合后压力机摇摆振动1/4周期引起的顶部最大水平位移为:

$$u_{yh} = \frac{hm_z m_y (l + h_1)}{m \omega_k (R_1^2 + h_1^2)} \exp\left(-\zeta_z \frac{\pi}{2}\right) \quad (78)$$

压力机工作台两侧的最大竖向位移为:

$$u_{z3} = \frac{cm_z m_y (l + h_1)}{2m_y \omega_k (R_1^2 + h_1^2)} \exp\left(-\zeta_z \frac{\pi}{2}\right) \quad (79)$$

冲压工件时,忽略掉基础的振动,则隔振压力机的力学模型如本标准图4.4.6-2所示,图中 m_t 为压力机头部的质量, m_g 为压力机工作台的质量, K_3 是压力机机身的刚度,(包括立柱刚度和拉杆刚度), K_1 是隔振器的刚度, F 是压力机工作压力。

因为冲压工艺力一般是从小到大,然后突然消失,而最典型的工作是冲裁:当冲裁力达到最大值时,工件断裂使机身突然失去载荷而引起振动。压力机最严重的振动发生在以额定压力冲裁工件时,为使分析简化,可以近似认为冲裁加载阶段只引起机身静变形 $u_1 = F/K_3$,突然失荷时,机身因弹性恢复而产生自由振动。按本标准图4.4.6-2所示双自由度振动模型,其自由振动微分方

程为：

$$\begin{cases} m_t \ddot{u}_1 + K_3 (u_1 - u_2) = 0 \\ m_g \ddot{u}_2 - K_3 (u_1 - u_2) + K_1 X_2 = 0 \end{cases} \quad (80)$$

按初始条件：

$$\begin{cases} u_1(0) = -F/K_3 \\ u_2(0) = \dot{u}_2(0) = \dot{u}_1(0) = 0 \end{cases} \quad (81)$$

可得出压力机头部与工作台的位移表达式：

$$\begin{cases} u_1 = \frac{F}{K_3} \left(\frac{K_3}{m_t} - \omega_1^2 \right) \frac{1}{\omega_1^2 - \omega_2^2} \cos \omega_2 t - \frac{F}{K_3} \left(\frac{K_3}{m_t} - \omega_2^2 \right) \frac{1}{\omega_1^2 - \omega_2^2} \cos \omega_1 t \\ u_2 = \frac{F}{K_3} \left(\frac{K_3}{m_t} - \omega_1^2 \right) \left(\frac{K_3}{m_t} - \omega_2^2 \right) \frac{1}{\frac{K_3}{m_t} (\omega_1^2 - \omega_2^2)} (\cos \omega_2 t - \cos \omega_1 t) \end{cases} \quad (82)$$

式(82)中， ω_1 、 ω_2 为系统的一阶和二阶固有频率。

对式(82)的分析表明，当刚度比 $\frac{K_3}{K_1} > 10$ 以后，压力机头部和压力机工作台的最大位移，就几乎与隔振器的刚度 K_1 无关，而只是机身刚度 K_3 与质量比 m_1/m_2 的函数，可表示为：

$$\begin{cases} u_{1\max} = \frac{2Fm_g}{K_3(m_t + m_g)} \\ u_{2\max} = \frac{2Fm_t}{K_3(m_t + m_g)} \end{cases} \quad (83)$$

实际上压力机隔振器的刚度 K_1 远小于机身刚度 K_3 ，比值 K_3/K_1 均在 50 以上，用式(83)计算冲压时压力机头部与工作台的最高竖向位移，有足够的可信度。

冲压工件时基础竖向位移的计算。将隔振压力机基础的振动，看成是通过隔振器作用于基础的动荷载激起的振动，忽略隔振器的阻尼力，可得到图 7 所示力学模型，图中 F_2 是隔振器作用于基础的荷载， K_1 是隔振器的刚度， $u_2(t)$ 是压力机工作台即机座

的位移, m_3 是基础质量, K_2 是基础底部地基土的抗压刚度。

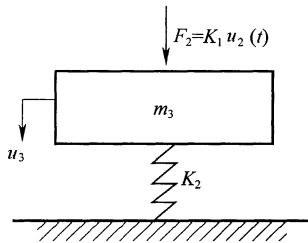


图 7 压力机基础振动时的力学模型

因为隔振器刚度 K_1 远小于地基土抗压刚度 K_2 , 隔振器的伸缩频率, 即扰力 F_2 的频率远小于基础 m_3 的自振频率, 按单自由度强迫振动理论, 此时基础的位移可近似看成扰力 F_2 作用下基础的静位移, 即:

$$u_3(t) = \frac{F_{2(t)}}{K_2} = \frac{K_1 u_2(t)}{K_2} \quad (84)$$

由于压机工作台即机座的最大位移 $u_2(t)_{\max} = u_{z4}$, 所以基础的最大竖向位移 u_{z5} 可表示为:

$$u_{z5} = u_3(t)_{\max} = \frac{u_2(t)_{\max} \cdot K_1}{K_2} = \frac{u_{z4} K_1}{K_2} \quad (85)$$

4.4.7 闭式多点机械压力机 机身质量较大, 工作台面宽, 通常可将隔振器直接装在机脚处而不另设钢筋混凝土台座。

对于动力系统在机身上部、工作台面较窄的闭式单点压力机, 可在机身下设置钢制台座, 在台座下安装隔振器, 以加大隔振器之间的距离, 提高压力机的稳定性。

开式压力机, 工作台的中心与机身重心不在一条铅垂线上, 需在机身下设置台座, 在台座下再安装隔振器, 以调整隔振器上部质量重心的位置, 使其尽可能靠近工作台中心线, 并拉开隔振器之间的距离, 使隔振器刚度中心靠近工作台中心, 避免压机工作时摇晃。

4.5 城市轨道交通

4.5.1 城市轨道交通分为地下线、高架线、地面线三种线路敷设方式,一般来说,地下线和地面线产生的环境振动大于高架线。当列车运行产生的环境振动和室内二次结构噪声超过相关标准的规定时,需要采用相应的减振措施。

城市轨道交通轨道减振是为减小振动和(或)室内二次结构噪声影响而采取的轨道减振措施的统称,主要包含轨道隔振、重型钢轨和无缝线路、阻尼钢轨、钢轨调谐质量阻尼器、减振接头夹板、平面小半径曲线处采用轮轨润滑装置等措施;隔振轨道主要特指在既定的钢轨类型和轨道不平顺的基础上,基于隔振原理设计的通过提高轨道系统的动态弹性和(或)增加所有弹性单元的质量,达到缓解环境振动和(或)室内二次结构噪声影响的轨道减振措施。轨道结构主要由钢轨、扣件及轨下基础组成。轮轨之间的振动与轨道结构各部件的质量、刚度及阻尼密切相关,不同型式轨道结构其振动也不同,理论与实际应用效果表明:每一种轨道隔振措施在不同频率范围、不同测试位置会有不同的减振效果。目前关于轨道结构减振效果的评价,尚无对应的标准规范。各种轨道隔振措施标称的减振效果,需注明适用的测量方法、评价量、频率范围、测点位置等与减振效果直接相关的边界条件。

城市轨道交通系统振动通常是钢轮在钢轨上运行所产生的振动,是由于列车在轨道上移动造成的,影响振动大小和频率的因素很多,根源是轮轨相互作用。与工业振动不同,城市轨道交通系统振动属于间歇性长期振动,其振动影响范围广,运行时间长。城市轨道交通产生振动的主要机理可归纳为五类:准静态机理、参数激励机理、钢轨不连续机理、轮轨粗糙度机理和波速机理。城市轨道交通轮轨振动在 10000Hz 范围内呈宽频带特征,在振动传播过程中,高频比低频振动衰减得快,振动的频谱随距离而改变,水平向振动比竖向振动衰减得快。振动在一定频率范围内,人将以不同

方式感知振动,作用于人体的振动频率范围为 1Hz~80Hz,建筑物振动引起的室内二次结构噪声频率范围为 16Hz~200Hz,影响建筑结构的振动频率一般为 1Hz~150Hz;室内二次结构噪声以低频为主,一般频率范围为 16Hz~250Hz,现行国家标准《机械振动 轨道系统产生的地面诱导结构噪声和地传振动 第 1 部分:总则》GB/T 33521.1 规定室内二次结构噪声频率范围一般为 16Hz~250Hz,现行行业标准《城市轨道交通引起建筑物振动与二次辐射噪声限值及其测量方法标准》JGJ/T 170 规定室内二次结构噪声频率范围为 16Hz~200Hz。

城市轨道交通引起的振动通过轨道系统、支承基础(隧道、高架桥和路基)、周围土体及相邻建筑物进行振动传递,在建筑物内可产生能感知的振动甚至引起人的不舒适或不能觉察到的振动。城市轨道交通引起的建筑物的振动达到一定水平时,会使得建筑表面(墙、楼板或天花板)辐射噪声,通常称为室内二次噪声或结构噪声或地传噪声,还有家具、窗户、装饰物和建筑附属设施发出的声音。有时,振动微弱到人无法觉察,低于感知阈值,但可能导致可听的低频噪声。

城市轨道交通振动可能对沿线不可移动文物、振动敏感设备等产生振动影响,或对于噪声控制要求严格的音乐厅、电视演播室、录(播)音室、影剧院等产生二次结构噪声影响,本标准只针对城市轨道交通列车由于地传振动而引起建筑物室内的二次结构噪声,不涉及空气噪声或直达声影响。对城市轨道交通沿线不可移动文物、振动敏感设备等产生振动影响,或对于噪声控制要求严格的建筑需根据需求进行专项设计及技术论证。

振动对文物保护单位、世界文化遗产、世界文化与自然遗产、世界文化景观、中国世界文化遗产预备名单古建筑、中国国家自然与文化双遗产预备名录古建筑的影响,现行国家标准《古建筑防工业振动技术规范》GB/T 50452—2008 做了规定;对尚未核定公布为文物保护单位的不可移动文物、优秀历史建筑、优秀近代建筑、

全国重点烈士纪念建筑物保护单位以及历史文化街区、历史风貌保护区、旧城风貌区、历史文化名镇名村中的非当代建筑,现行国家标准《建筑工程容许振动标准》GB 50868 做了规定。

振动敏感设备主要存在于医院(核磁共振 MRI、计算机断层扫描 CT、在放大镜下工作的手术室等)、研究型大学(电子放大镜等)、科研机构、电子或光学产品生产厂、计量机构、精密加工与检测车间(三坐标测量机、精密自动绕线机等)等。振动对振动敏感设备的影响需要符合设备说明书的要求,或符合现行国家标准《机械振动与冲击 装有敏感设备建筑物内的振动与冲击 第2部分:分级》GB/T 23717.2、《建筑工程容许振动标准》GB 50868 的要求。

室内二次结构噪声对人正常生活、工作和学习的影响要符合现行行业标准《城市轨道交通引起建筑物振动与二次辐射噪声限值及其测量方法标准》JGJ/T 170 的要求;对音乐厅、影剧院的影响要符合现行国家标准《剧场、电影院和多用途厅堂建筑声学设计规范》GB/T 50356、《剧场建筑设计规范》JGJ 57 的要求;对录(播)音室、电视演播室、演播室的影响要符合现行行业标准《广播电视录(播)音室、演播室声学设计规范》GY/T 5086 的要求。

4.5.2 工程概况主要包括:工程范围,地理位置及线路走向,线路平面/纵断面,线路敷设方式,主要技术标准、线路全长、轨距、道床类型、最高行车速度,线路平面最小曲线半径,线路纵断面最大纵向坡度,列车编组,隧道、高架或路基结构型式,扣件、道岔、轨道结构高度等。轨道交通模式及列车车辆参数主要包括:列车、车辆类型、编组及长度、轴重、受电方式等。

4.5.3 城市轨道交通减振可分为振源控制、传播路径控制、建筑物振动控制,优先采用振源控制。设计时需要充分考虑城市轨道交通振源特性,根据预测的环境振动和室内二次结构噪声的超标量、工程实际情况、可行性、技术经济性采取相应的减振措施。

振源控制:城市轨道交通振动的根源在于轮轨相互作用,从振

源着手,主要措施包括采用重型钢轨和无缝线路、轨道隔振、阻尼钢轨、钢轨调频质量减振器(动力吸振器)、减振接头夹板、减轻车辆的簧下质量、优化车辆的悬挂系统、平面小半径曲线处采用轮轨润滑装置、轨道不平顺管理、定期进行车轮镟修或钢轨打磨等。

传播路径控制:针对振源控制不能达标或振源不能采取控制措施的情况,使用阻隔振动传播的技术方法。常见的传播路径控制主要是在路径中设置隔振沟、隔振屏障(排桩)或波阻板等。根据障碍物设置的位置可分为主动传播控制和被动传播控制。主动传播控制为近场/积极控制,是在振源附近设置障碍物,利用接近或围绕振源的障碍物,阻隔消减或反射振源波的扩散。由于障碍物接近振源,所以主要是阻隔体波。被动传播控制为远场/消极隔振,是在靠近受振体处设置障碍物,减小振动对其影响。由于障碍物远离振源,所以主要是阻隔 Rayleigh 波(表面波)。屏障隔振设计时需要注意城市轨道交通地下线以体波为主,高架线和地面线以面波为主。对于地下线还可采用超重型隧道、地面线采用桩板结构、高架线采用桥梁隔振支座、梁体安装 TMD 等措施来提高振动衰减。

建筑物振动控制:采取前两项措施,仍不能使环境质量达标的情况下,采取建筑物防护的方法和手段,保护建筑物室内的环境质量和人体的健康。常见的建筑物振动控制措施有整体隔振、浮置式楼板和房中房隔振。由于轨道交通引起的振动频率范围覆盖了常见楼板的固有频率,因此楼板共振是不可避免的,但提高楼板的固有频率,使得楼板的固有频率避开轨道交通引起环境振动谱的卓越频率,可以减小对人体的振动影响,另外增大楼板的阻尼有利于楼板振动的衰减。

4.5.4 目前我国城市轨道交通轨道隔振的设计标准还不完善,很多设计还需要铁路的设计规范,轨道隔振的一般设计需要符合现行国家标准《地铁设计规范》GB 50157 中关于轨道的设计规范,同时现行行业标准《铁路轨道设计规范》TB 10082 也做了相关规定。

钢轨通常作为列车牵引回流电路,轨道结构满足绝缘要求,以减少迷流对结构及设备的腐蚀。

轨道隔振设计中,轨道需要具备快速可维修性和可更换性,城市轨道交通每天停运时间一般较短,通常在夜间 23:00~4:30,因此维修和更换要快速。

隔振轨道的自振频率需要避开车体的车体、转向架和轮对的固有频率,同时要避开桥梁等类似基础结构的固有频率。隔振轨道大部分是基于隔振原理的,仅仅是将振动能量转移到列车—轨道—支承结构系统中的不同单元,因此需注意在设计减振轨道时不能引发其他问题,如乘坐舒适性、轮轨磨耗等。轨道隔振一般会使列车运行安全性和乘坐舒适性下降,轨道隔振设计中需要进行列车—轨道—支承结构(根据不同工况可分为隧道、桥梁或路基)耦合动力学验算,以保证轨道稳定性、钢轨强度以及列车运行安全性和平稳性。关于城市轨道交通车辆的运行平稳性和安全性,除了现行国家标准《地铁设计规范》GB 50157 规定的车辆运行的平稳性指标要求小于 2.5、车辆的脱轨系数小于 0.8 之外,现行国家标准《地铁车辆通用技术条件》GB/T 7928 规定车辆运行的平稳性指标要求小于 2.5,车辆的脱轨系数要求小于 0.8。现行国家标准《城市轨道交通车辆组装后的检查与试验规则》GB/T 14894 规定新造车的脱轨系数要求小于 0.8,新造车的轮重减载率要求小于或等于 0.6,车辆运行的平稳性指标按小于 2.5 评定。

为保证列车运行安全性和旅客乘坐舒适性,城市轨道交通不同类型隔振轨道之间、隔振轨道与非隔振轨道之间的刚度不能突变,需要通过设置过渡段实现刚度的平稳过渡;本条车辆定距为转向架中心距。

从减小城市轨道交通引起的环境振动和二次结构噪声看,不能将两种或多种减振措施叠合在一起来提高减振性能。例如高弹性扣件可以减小环境振动 5dB,浮置板轨道可以减小 15dB,那么

浮置板轨道上安装高弹性扣件并不会减小 20dB,实际上两者组合的性能可能低于浮置板自身的性能;但是在为了减小浮置板的振动从而减小浮置板辐射噪声时,可以考虑两者叠加。

4.5.5 本条给出了无砟轨道和有砟轨道隔振主要特征和主要隔振元件的位置,按照隔振元件的位置主要分为三类:轨下即扣件类、枕下即轨枕类、道床下即道床类,每一类轨道可能包含有多种型式的轨道结构型式。一般来说,扣件类、轨枕类、道床类轨道隔振的减振效果依次递增。在所有的轨道隔振措施中,钢弹簧支承浮置板和浮置式道砟槽的减振效果最好,固有频率最低,隔振元件支承的质量最重。

无砟轨道隔振措施可分为高弹性扣件见图 8(a)、弹性轨枕见图 8(b),橡胶或聚氨酯等高分子材料支承浮置板见图 8(c)、图 8(d),钢弹簧支承浮置板见图 8(e)。

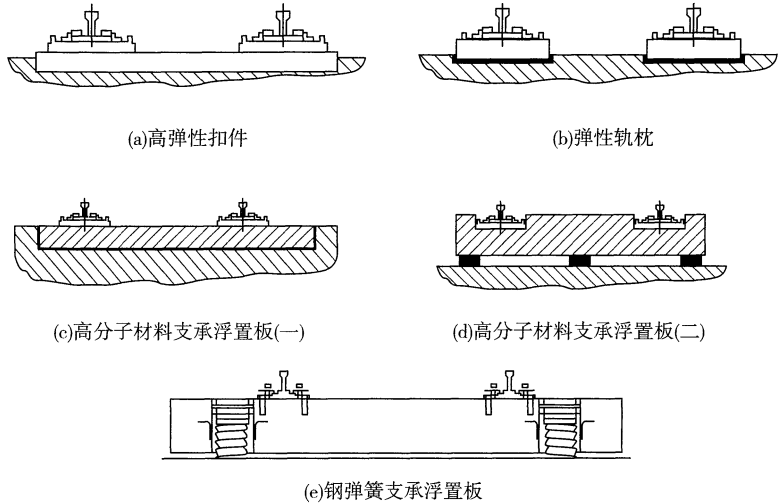


图 8 无砟轨道隔振措施

有砟轨道隔振措施可分为高弹性扣件见图 9(a)、弹性轨枕见图 9(b)、道砟垫见图 9(c)、浮置式道砟槽见图 9(d)。

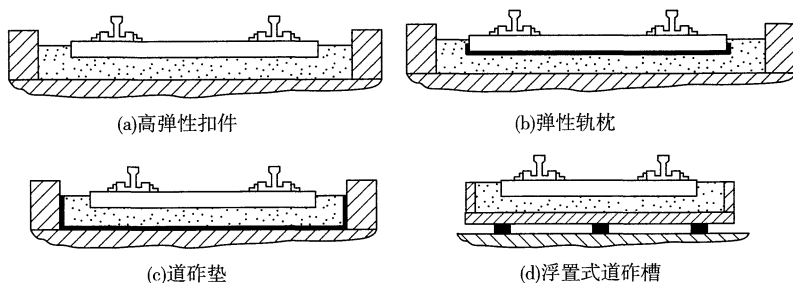


图 9 有砟轨道隔振措施

隔振扣件疲劳试验后不得出现部件损坏和失效,竖向静刚度变化要求不大于 25%,轨距扩大量要求小于 6mm,钢轨纵向阻力变化要求不大于 20%,扣压力损失要求不大于 20%。

隔振轨枕可采用弹性短轨枕(弹性支承块)、弹性长枕、梯形轨枕(纵向轨枕)。隔振元件的刚度与扣件刚度需要合理匹配,可以使隔振效果最大化。

隔振轨枕疲劳试验后隔振元件的竖向静刚度变化要求小于 15%,竖向永久变形要求小于 1mm。

浮置板轨道是道床、弹簧与阻尼系统,浮置板越厚,轨道参振质量越高,相应的减振效果较好,但参振质量受地铁限界或桥梁结构承载能力限制。

钢弹簧隔振器、橡胶或聚氨酯等高分子材料隔振器是浮置板轨道的核心部件,因此根据维修更换要求对隔振器的疲劳寿命提出较高的要求,一般而言,浮置板隔振元件经 300 万次疲劳试验后的刚度、阻尼性能进入稳定期。浮置板轨道疲劳试验后,钢弹簧隔振元件不得出现目视裂纹,竖向静刚度变化要求小于 5%,竖向永久变形要求小于 2mm。橡胶或聚氨酯等高分子材料浮置板常见的支承方式有点支承、条状支承(线支承)、面支承(整体支承、满铺),疲劳试验后,橡胶或聚氨酯等高分子材料隔振元件竖向静刚度变化要求小于 15%,点支承隔振元件的竖向永久变形要求小于 1mm,条状支承和面支承隔振元件的厚度变化量要求小于隔振元

件厚度的 3%。

有砟轨道采用道砟垫可以增加轨道结构的弹性,减小道砟应力和路基压力,对于高于 30Hz~40Hz 的振动和噪声有良好的衰减作用。由于道砟在各方向都具有良好的弹性和可弯曲性,所以道砟垫对其下路基的平整度要求并不高。道砟垫由合成橡胶或天然橡胶制成,德国联邦铁路的技术标准 DB—TL 918071 对其性能进行了规定。规定道砟垫在列车荷载作用下的变形要求小于 3mm 是为了保证列车运行稳定性(安全性)、旅客乘坐舒适性、钢轨强度。道砟垫的静动态刚度(也称为道床模量)与道床高度、轨枕类型、轨枕间距、钢轨类型、列车最高运行速度、列车轴重密切相关。在道砟下面铺设整体橡胶道砟垫,分为两种,第一种铺设在混凝土底板上,第二种铺设在压实路基上。研究表明,道砟垫基础的刚度影响减振效果,美国圣弗朗西斯科市地铁中道砟垫隔振系统的实测结果表明在混凝土底板上铺设道砟垫与普通有砟轨道相比,可减小振动 12dB,而在压实土基上铺设道砟垫减小振动 9dB。疲劳试验后道砟垫竖向静态基础模量变化要求小于 15%,道砟垫不得出现破损。

4.5.6 减振轨道隔振效果宜通过比较有/无减振措施时下部结构(如隧道、路基或桥梁)、地面或地面建筑物的振动来评价。选取线路和车辆状态满足经常保养等级的规定,地质条件、线路平面曲线半径、钢轨类型、隧道、路基或桥梁结构等,车辆类型、车辆轴重、簧下质量、列车速度需要与隔振轨道类似的非减振地段(普通道床地段)做对比,通过与无减振措施的对比得出隔振轨道的减振效果。列车作用在不同轨道时,传递到支承结构的力会发生差异,可以比较经轨道结构的力来评价隔振效果,也可以通过比较传递到基础的引起的下部结构(如隧道、桥梁或路基)的振动来评价减振效果,一般优先通过比较有/无减振措施时下部基础(如隧道、桥梁或路基)的振动来评价减振效果。

当评价隔振轨道减振效果对于环境的影响时,需要符合国家

现行标准《城市区域环境振动标准》GB 10070、《城市区域环境振动测量方法》GB 10071 和《环境影响评价技术导则 城市轨道交通》HJ 453 的规定,其减振效果评价量宜采用 1Hz~80Hz 频率范围内的铅垂方向人体全身振动计权后振动加速度级的插入损失值。降低室内二次结构噪声效果,评价量宜采用 16Hz~200Hz 频率范围内的铅垂方向振动速度进行对比分析确定。地下线测点要布置在远离另一线隧道一侧隧道壁高于轨顶面 $1.25\text{m} \pm 0.25\text{m}$ 处;高架线测点要置于距桥梁中心线水平距离 7.5m 的地面;地面线测点要布置在距行车侧线路中心线 7.5m 的地面处。

当评价隔振轨道及减振轨道产品的减振效果时,需要按现行行业标准《浮置板轨道技术规范》CJJ/T 191 的规定。采用 1Hz ~ 200Hz 频率范围内的铅垂方向人体全身振动计权后分频振级均方根的差值作为产品减振效果评价量。地下线测点要求布置在高于轨顶面 $1.25\text{m} \pm 0.25\text{m}$ 的隧道壁处;高架线行车侧测点要在邻近隔振轨道一侧的桥面,距离线路中心线 $1.5\text{m} \pm 0.25\text{m}$;地面线测点要求布置在距行车侧线路中心线 1.5m 地面处。

5 被动隔振

5.1 计算规定

5.1.1 被动隔振仅考虑作用于支承结构(或地基)的简谐干扰位移 $u_{ov}(t) = u_{ov} \sin \omega t$ 和简谐干扰转角 $u_{ov} \varphi_v(t) = u_{ov} \varphi_v \sin \omega t$ (如图 10), 而不考虑作用有脉冲干扰位移和脉冲干扰转角的情况。

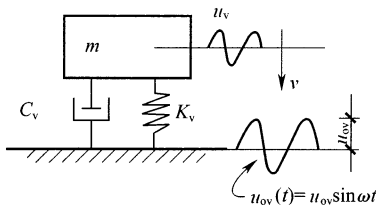


图 10 被动隔振

被动隔振可按下列规定进行计算：

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{v}(t) + C_v[\dot{v}(t) - \dot{u}_{ov}(t)] + K_v[v(t) - u_{ov}(t)] &= 0 \\ \dot{v}(t) + 2n_v\dot{v}(t) + \omega_{nv}^2 v(t) &= 2n_v\dot{u}_{ov}(t) + \omega_{nv}^2 u_{ov}(t) \end{aligned} \right\} \quad (86)$$

$$2n_v = \frac{C_v}{m}; \quad \omega_{nv}^2 = \frac{K_v}{m} \quad (87)$$

令 $u_{ov}(t) = u_{ov} \cdot \sin \omega t = u_{ov} \cdot e^{j\omega t}$ (取虚部)

则：

$$v(t) = v_o \cdot e^{j\omega t} \quad (\text{取虚部}) \quad (88)$$

代入式(86)则得：

$$\left. \begin{aligned} v_o &= [(\omega_{nv}^2 - \omega^2) + j2n_v \cdot \omega] e^{j\omega t} = u_{ov} (\omega_{nv}^2 + j2n_v \cdot \omega) e^{j\omega t} \\ v_o &= u_{ov} \frac{\sqrt{(\omega_{nv}^2)^2 + (2n_v \omega)^2} e^{j\delta t}}{\sqrt{(\omega_{nv}^2 - \omega^2)^2 + (2n_v \omega)^2} e^{j\delta t}} \end{aligned} \right\} \quad (89)$$

$$\text{式中: } \tan\delta_v = \frac{2n_v \cdot \omega}{\omega_{nv}^2}; \tan\theta_v = \frac{2n_v \cdot \omega}{\omega_{nv}^2 - \omega^2}$$

代入式(88)则得式(86)的解为:

$$\begin{aligned} v(t) &= u_{ov} \cdot \frac{\sqrt{1 + \left(2\zeta_v \frac{\omega}{\omega_{nv}}\right)^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{nv}}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta_v \frac{\omega}{\omega_{nv}}\right)^2}} \cdot \sin(\omega t + \delta_v - \theta_v) \\ &= u_v \cdot \sin(\omega t + \delta_v - \theta_v) \end{aligned} \quad (90)$$

上式当 $\sin(\omega t + \delta_v - \theta_v) = 1$ 时,得最大振幅值为:

$$\left. \begin{aligned} u_v &= u_{ov} \cdot \eta_{v \cdot \max} \\ u_{\psi v} &= u_{o\psi v} \cdot \eta_{\psi v \cdot \max} \end{aligned} \right\} \quad (91)$$

$$\left. \begin{aligned} \eta_{v \cdot \max} &= \frac{\sqrt{1 + \left(2\zeta_v \cdot \frac{\omega}{\omega_{nv}}\right)^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{nv}}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta_v \cdot \frac{\omega}{\omega_{nv}}\right)^2}}; \zeta_v = \frac{n_v}{\omega_{nv}} \\ \eta_{\psi v \cdot \max} &= \frac{\sqrt{1 + \left(2\zeta_{\psi v} \cdot \frac{\omega}{\omega_{\psi nv}}\right)^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{\psi nv}}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta_{\psi v} \cdot \frac{\omega}{\omega_{\psi nv}}\right)^2}}; \zeta_{\psi v} = \frac{n_{\psi v}}{\omega_{\psi nv}} \end{aligned} \right\} \quad (92)$$

对于双自由度耦合振型的被动隔振系统的计算公式,同样可按上述方法和主动隔振的计算公式进行推导得到。

5.1.2 本条给出了隔振体系传递率的计算公式。不同阻尼比单自由度结构传递率,也可按图 11 得到。

5.1.3 对于超大型及超长型台座或平面尺寸异形的台座,在隔振计算时不能将台座视为刚体,需要采用有限元法计算弹性台座本身的固有频率,进行模态分析,并分析外部干扰振动位移作用下的振动响应。根据目前的工程实践情况,面积超过 180m^2 的台座属于超大型台座,长度超过 30m 的台座属于超长型台座。

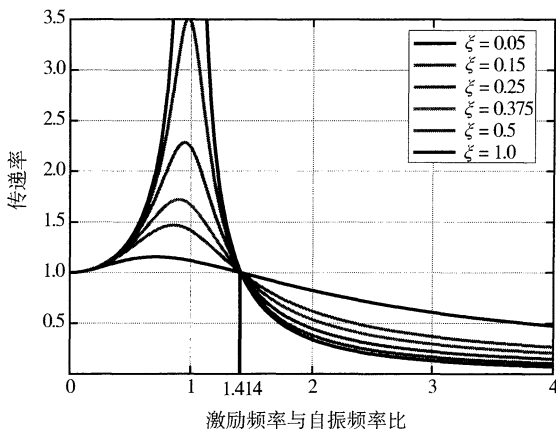


图 11 不同阻尼比单自由度结构隔振体系的传递率

5.2 精密仪器及设备

5.2.1 减弱环境振动对精密仪器及设备的影响,需要采用综合措施,一般包括减弱建筑物地基基础和建筑物结构的振动、振源设备的主动隔振及精密仪器及设备的被动隔振,对于要求较高的精密仪器及设备,往往采取单一的措施不能达到目的,采取综合措施尤为重要。由于精密仪器及设备的振动是微量的,这样微量的振动影响因素及传递路径都较为复杂,因此在工程设计中,对它采取的综合措施常分阶段实施,期间还需要进行分阶段微振动实测,为下一步措施提供数据。

5.2.3 对于大型精密设备或对微振动要求较高的精密设备,设置台座结构,增大隔振体系质量,可减少外界振源对精密设备的影响。本条提出了精密设备台座结构的一般形式以及精密设备设台座结构的情况及用途。对于需要将若干个分离部分连成整体以及采用直接弹性支承的精密设备,需要设置台座结构,提高隔振系统的刚度。

5.2.4 隔振设计中采用商品隔振器时,要求供应商提供隔振器刚

度、刚度计算中心坐标值、阻尼比等特性参数以及承载力及安装尺寸等数据,以便于进行隔振计算。

对于配置空气弹簧隔振装置的商品隔振台座,要求供应商提供隔振体系固有频率、阻尼比、隔振台座承载力及高度控制阀的灵敏度等有关数据,以便于进行振动响应计算。

5.2.5 为了防止共振,台座隔振设计时,台座结构的一阶固有频率宜避开精密设备自身固有频率的 1.5 倍范围。

5.2.6 隔振体系各方向均需具备恰当的阻尼比,根据实践经验,一般不宜小于 0.10。

5.3 精密机床

5.3.1、5.3.2 这两条列出了精密机床被动隔振设计时需要考虑的因素:

(1)精密机床对环境振动要求较高,不同场地的环境振动相差可达 10 倍以上,选择好的场地可以减少被动隔振的难度,以最低的成本达到事半功倍的效果。设计机床前需要对候选场地进行环境振动测试,并根据测试结果优选场地。

(2)隔振体系在外部干扰力作用下的振动响应的计算见本标准第 5.1 节计算规定,主要计算隔振体系质心处或参考点处的振动位移或速度。

(3)机床在外部扰力作用下振动与自身扰力产生的振动叠加后,需要满足机床的容许振动值,不满足时可降低隔振体系固有频率或加大台座质量,仍不满足时需要考虑其他辅助措施,如对振源采取主动隔振措施。

5.3.3 阻尼的作用是当机床受到振动干扰时吸收振动能量、抑制系统振幅,使机床迅速恢复平稳,但阻尼太大会降低隔振效率。一般情况下,精密机床的扰力不大,隔振系统的阻尼比取 0.10 已足够。当机床有加速度较大的回转或快速移动部件时,如精密加工中心,需要适当加大阻尼比,以保证机床的稳定性,此时阻尼比要求大于 0.15。

5.3.4 计算机床内部干扰力产生的振动响应时,按框架式台座计算要比按大块式台座复杂得多,现行国家标准《动力机器基础设计规范》GB 50040 做了相关规定。多数情况下机床和台座的刚度及质量相对于内部干扰力较大,按大块式台座计算已足够准确,亦即将台座结构视作刚体。为了既能简化计算又不失原则性,本条借鉴德国工业标准 DIN 4024,推荐了频率控制方法和相应算式,按此方法可以较快地确定台座结构的尺寸,并避免台座与内部干扰源产生共振,使满足该条件的台座可按大块式台座计算。

如果台座结构的一阶弯曲固有频率不能满足不小于机床最高干扰频率的 1.25 倍时,可加大台座结构的厚度使之满足,仍不满足时,需要按框架式台座计算台座的振动响应。

5.3.5 当机床采用固定基础时,机床上慢速往复运动的部件不会使机床产生明显的倾斜。但在弹性基础的情况下,移动部件如轧辊磨床的移动砂轮工作台会使机床质量重心变化而使机床稍微倾斜,这是采用弹性基础无法避免的特点,但大多数情况下并不影响机床的功能和精度。只有倾斜度过大,或某些机床对重力较敏感时,才有必要控制。采用式(5.3.5)可快速方便地计算机床的倾斜度。

式(5.3.5)既适用于绝对倾斜度的计算(相对于机床为水平时的初始状态),也适用于移动质量质心任意两位置之间的相对倾斜度变化的计算。

5.3.6 当精密设备台座为大块式台座,且自身振动产生的振动响应也很小时,可不必计算其内部扰力引起的振动响应。本条借鉴德国工业标准 DIN 4024 给出的量化判断依据。

5.3.7 本条列出了需设台座结构的情况及用途。设置台座结构可增加隔振体系的质量和刚度以减少机床内部扰力产生的振动;对于有慢速往复运动部件的机床,设置台座结构增加隔振体系的质量,以降低机床的倾斜度。

5.3.8 高度调节元件能方便设备安装调平,并可以在基础发生沉降后重新调平。

6 屏障隔振

6.1 一般规定

6.1.1 本条列出了进行屏障主动隔振与被动隔振设计所需资料。

6.1.2 本条规定对隔振设计方案,宜通过动力仿真设计分析计算,评估隔振效果是否符合要求。隔振效果没有达到预期目标的,有必要进行隔振设计参数的调整或者采用其他隔振方法。

6.1.3 本条给出了屏障隔振效果的检验要求,屏障隔振设计需要进行屏障施工前后两次试验,检验隔振效果是否满足设计要求。

6.2 沟式屏障隔振

6.2.1 针对动力机器基础、地基强夯施工、桩基施工、岩土爆破、地面交通等地表振源,对临近建(构)筑物的减振技术主要途径是设置沟式屏障隔振。研究表明,沟式屏障隔振的效果主要和深度有关,和沟的宽度关系不大,沟深大于1倍瑞利波波长时,隔振效果可达60%~80%。因此,对于干扰频率比较低,波长较长的情况,受隔振沟开挖深度的限制,不适宜用沟式屏障进行隔振。

6.2.2 沟式主动隔振,可用于尺寸较小且独立的振源,如动力机器基础,围绕振源设置封闭屏障,能有效减少振动波的输出。

沟式被动隔振,可用于分布范围较广或者连续的振源,例如地面交通,强夯施工等,在构筑物或精密仪器周围设置超过被保护目标长度(一般可取 $1.2L$)的屏障,可以有效减少振动波的输入。为保证良好的隔振效果,沟式屏障设置尽量靠近隔振对象。

6.2.3 沟式屏障隔振的效果主要和深度有关,一般来说深度越深隔振效果越好。

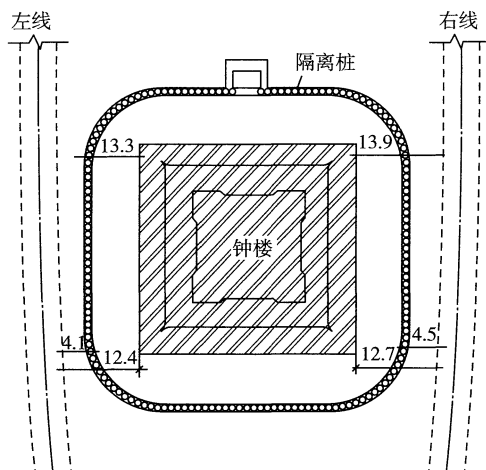
6.2.4 工程应用中,屏障沟深还需综合考虑开挖及应用的安全性和可行性,屏障沟除了满足本标准要求外,采用空沟时,设计需符合现行国家标准《建筑边坡工程技术规范》GB 50330 的相关规定。采用填充沟时,因支护是临时性的,其设计需符合现行行业标准《建筑基坑支护技术规程》JGJ 120 的相关规定。

6.3 排桩式屏障隔振

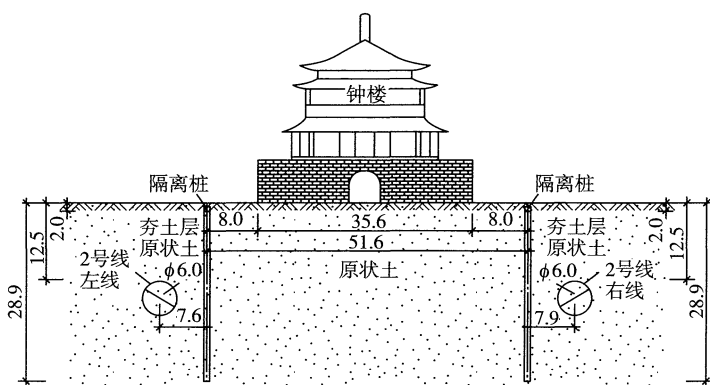
6.3.1 在振源与建(构)筑物之间设置一系列等间距分布的桩(孔),其原理与沟式屏障类似,不同之处在于其非连续性,其工程可行性优于沟式屏障。当干扰频率较低需要设置很深的隔离屏障时,采用沟式屏障遇到施工技术和安全等方面的困难,或者对于地下轨道交通等地下振源的隔振,在这种情况下,可以考虑选用排桩式隔振屏障。岩石类场地的波阻抗和桩体材料相似,因为隔振效果不明显,不适宜使用。

6.3.2~6.3.5 影响排桩隔振效果的因素主要包括桩直径、间距、深度、桩数或排长、排数、排间距以及桩身材料的性质。为了获得较好的隔振效果,桩长一般需达到 1 倍波长,而排桩每边超过隔振对象不宜少于 5m,排桩尽量靠近隔振对象,当距离较远时,为保证隔振效果适当增加排桩宽度。另外,当隔振桩的间距较大时,双排桩的隔振效果要明显优于单排桩;但当桩间距小到一定数值后,单排桩和双排桩隔振的效果将会变得相差无几了。因此,对一个具体工程问题来说,宜先进行技术和经济效果比较,然后再决定是用单排还是用双排桩隔振方案。对于单排桩,桩径不宜小于 600mm;对于双排桩或多排桩,桩径较小时不宜小于 400mm,也会取得较好的隔振效果。

西安地铁二号线从钟楼绕行通过时,为了减少地铁长期运行对钟楼建筑的振动影响,在钟楼台基周围设置了一圈隔离排桩,见图 12。通过后期的振动监测表明,经排桩隔振后,地表水平向振动能减少 50%~70%,竖向振动能减少 40%~50%。



(a) 地铁2号线绕行钟楼平面图



(b) 地铁2号线绕行钟楼剖面图

图 12 钟楼隔离排桩设置示意图

6.4 波阻板屏障隔振

6.4.1 本条给出了波阻板屏障的适用条件。

波阻板置于地面振源下方进行主动隔振的主要机理是基岩上单一土层的振动存在截止频率,当表面作用的简谐荷载的频率低于该截止频率时,土层中没有波的传播,即辐射阻尼接近于零;仅当激振频率大于截止频率时,土层中才会出现波的传播现象;当激振频率接近截止频率时,土层发生共振。基于此原理,Chouw 等(1991)和 Schmid 等(1992)提出了人工设置一个类似基岩的有限尺寸硬夹层进行隔振的方法,并称该硬夹层为波阻板(Wave Impedance Block,简称为 WIB)。

波阻板置于土面进行被动隔振主要基于下述机理,根据 Pao Y H, Mow C C, Achenbach J D. Diffraction of Elastic Waves and Dynamic Stress Concentrations[J]. Journal of Applied Mechanics, 1973, 40(4): págs. 213—219.,即将矩形波阻板视为圆柱体的一段,当在柱体表面作用有波前与柱轴平行的 SH 波偏振,与柱轴垂直的远场散射波场 $u_s(r, \theta, t)$ 为:

$$u_s(r, \theta, t) = u_0 \sqrt{\frac{2}{\pi \gamma r}} e^{i(\omega t - \gamma_r) \psi_s(\theta)} \quad (93)$$

$$\psi_s(\theta) = -i \sin \gamma_0 e^{-i(r - \frac{\pi}{4})} + 2 \sum_{n=1}^{+\infty} (-i)^{n+1} \sin \gamma_n e^{-i(\gamma_n - \frac{2n+1}{4}\pi)} \cos n\theta \quad (94)$$

$$\gamma = \frac{2\pi}{\lambda} \quad (95)$$

式中: r ——极坐标横轴;

θ ——波入射角,极坐标切向角;

t ——时间;

γ ——波数;

λ ——波长;

ω ——圆频率。

当 $\gamma = a$, (a 为柱体半径)且 $\gamma_a = 1$, 即波长很长时,只有很小一部分入射波被散射,且所有向后方向几乎均匀地散射,总波场

与入射波场十分相似。随着频率的增加,即波长变短时, $a \gg \lambda_s$ ($\gamma_a = 5$, λ_s 为剪切波长),按角度的分布变得越来越复杂,向前产生很大的散射,这时散射场与入射波干扰形成“影子区”。波长非常短时,即 $\gamma_a \gg 1$, 散射波的一半集中到正前方,而另一半或多或少均匀地散布在所有其余方向,这时在圆柱体的后面,可得到相对未扰动区,即隔振区。

波阻板与其他隔振方式组合后用于隔振主要包括两种情形,一种是在隔振对象(如精密仪器)基础下方一定深度处放置水平有限尺寸波阻板,并配合其他隔振器(如阻尼弹簧)组合隔振;另一种是波阻板置于土面,自身作为基础板或厚地坪工作,同时在波阻板周边布置排桩组合隔振。波阻板屏障隔振传递率根据容许振动值与隔振前环境振动测试数据确定。通过传递率可判断单一波阻板能否达到设计要求,是否需要组合隔振。

国内的工程设计人员已成功地将波阻板与其他隔振方式组合后用于隔振。杨先健(1994)及白玲、李兴磊(2012)将砂垫层上钢筋混凝土波阻板与排桩屏障组合隔振的方式分别应用于某大型消声室和某大型超精密实验室的被动隔振,比原弹簧隔振方案节省造价 93%~95%,并缩短了建造周期。杨先健、万叶青、杨俭等(2002)将波阻板屏障与阻尼弹簧组合,对不良振动环境中设置高精密设备进行隔振,节省了 64% 的投资并缩短了工期,获得了较好的技术经济效益。

6.4.2 根据国内外理论及试验研究成果,增大波阻板厚度和剪切模量是提高波阻板隔振效果的主要有效手段;此外,增大波阻板宽度也是提高隔振效果的关键因素之一;减小垫层厚度(波阻板顶面至振源底部或动力基础底面距离)也是提高其隔振效果的手段之一。根据国内外理论和试验研究成果,结合工程实际及经济因素,用于主动隔振的波阻板尺寸宜按照本标准式(6.4.2-1)~式(6.4.2-3)取值。对于厚度和宽度,当超过本标准式(6.4.2-1)、式(6.4.2-2)所示上限值时,隔振效果也会缓慢提高,但不经济;低于

下限值时,对部分地质情况,有可能发生振动放大。对于垫层厚度,本标准式(6.4.2-3)所示取值范围内隔振效果最佳且较为稳定,具体隔振效果还与其他因素有关;当超过上限值时,波阻板隔振随垫层厚度增大隔振效果逐渐变差,且存在振动放大可能。

土层参数的变化对波阻板的隔振效果有显著的影响。根据现行国家标准《建筑抗震设计规范》GB 50011 中对土的类型和剪切波速范围的划分(表 1)可知,对于相同的波阻板,在相同的振源作用下,土层由软弱土过渡为坚硬土的过程中,土层剪切模量、剪切波速及剪切波长均增大,使得对隔振效果有主要影响的波阻板无量纲剪切模量、无量纲直径和无量纲厚度都同时减小,导致隔振效果有所下降。所以,同样的混凝土波阻板在软弱土中的隔振效果最好,坚硬土中则相对较差;在保证相同的隔振效果情况下,土层剪切模量降低时,对波阻板尺寸要求也有所降低。

表 1 土的类型划分和剪切波速范围

土的类型	岩土名称和性状	土层剪切波速范围(m/s)
坚硬土或岩石	稳定岩石,密实的碎石土	$V_s > 500$
中硬土	中密、稍密的碎石土,密实、中密的砾、粗、中砂, $f_{ak} > 200$ 的黏性土和粉土,坚硬黄土	$250 < V_s \leq 500$
中软土	稍密的砾、粗、中砂,除松散外的细、粉砂, $f_{ak} \leq 200$ 的黏性土和粉土, $f_{ak} > 130$ 的填土,可塑黄土	$140 < V_s \leq 250$
软弱土	淤泥和淤泥质土,松散的砂,新近沉积的黏性土和粉土, $f_{ak} \leq 130$ 的填土,流塑黄土	$V_s \leq 140$

波阻板宽度和厚度取值时,对软弱土可分别取本标准式(6.4.2-1)、式(6.4.2-2)所示取值范围中较小值,对坚硬土可取较大值;波阻板距基础底面垫层厚度取值时,对任何种类土层可以优先取本标准式(6.4.2-3)所示范围较小值,要避免振源基础与波阻板接触。需要结合具体工程条件和设计要求,综合考虑可行性与

经济性等选取波阻板主动隔振的设计参数。

根据工程经验,波阻板被动隔振尺寸设计,置于土面上进行被动隔振的波阻板厚度越大,被动隔振效果越好。波阻板的厚度要求大于 0.125 倍剪切波波长,厚度过小,隔振效率差,也不宜大于 0.33 倍剪切波波长,若大于此值,投资增加很多,而隔振效率增加甚微。

6.4.3 本条对波阻板设计过程中需考虑的问题进行了规定。

考虑到混凝土仍是目前土木工程领域应用最广泛的建筑材料,具有剪切模量大的优点,比较适合波阻板的制作和施工,故对于新建的动力机器等地面振源,仍建议采用现浇或预制的方式进行波阻板施工,混凝土强度等级的选用需要符合现行国家标准《混凝土结构设计规范》GB 50010 的规定。根据波阻板主动隔振相关理论成果,混凝土强度等级越高,波阻板剪切模量越大,隔振效果越好。根据现行国家标准《混凝土结构设计规范》GB 50010,C80 混凝土的剪切模量(1.583×10^4 MPa)仅为最低等级 C15 混凝土剪切模量(0.917×10^4 MPa)的 1.73 倍,故提高混凝土弹性模量不能很有效提高隔振效果,还会造成经济浪费。所以在实际工程中,混凝土强度等级的选用只以满足波阻板吊装(预制)及正常工作时的强度要求为标准进行。通常要求混凝土强度等级不低于 C20。在波阻板材质为混凝土的情况下,可以通过调节波阻板平面尺寸、厚度及垫层厚度来提高隔振效果。

根据选定的波阻板尺寸及其他具体情况确定采用预制或现浇方式建造波阻板。当采用预制波阻板时,需要按照现行国家标准《混凝土结构设计规范》GB 50010 进行配筋、设置吊环,并进行吊装验算。当波阻板顶面距基础底面垫层厚度较小且动力基础宽度与波阻板宽度相差较大时,波阻板受力状态接近平板式筏基,需要按照现行国家标准《建筑地基基础设计规范》GB 50007 进行必要的配筋以满足波阻板抗冲切、抗剪切及局部受压验算要求。

对于低于 10Hz 的低频振动,波长通常较大,为保证 0.5 以下

传递率,波阻板的平面设计尺寸和厚度设计尺寸可能较大,为保证地基稳定性,故需要按照现行国家标准《建筑地基基础设计规范》GB 50007 进行地基承载力和沉降验算。

为避免由于波阻板的设置导致产生不均匀沉降,影响动力机器的正常生产,当波阻板下方为软弱土层时,先进行地基处理,使其能承受波阻板和动力机器的基础静力及动力荷载要求。

7 智能隔振

7.1 一般规定

7.1.3 本标准中规定的主动隔振、被动隔振不考虑外界能源的输入,不依赖其他自动控制体系,也称为无控隔振。该体系设计完成后,其结构参数固定,阻尼和刚度等不可调,不能完全适应较宽的工作频带,存在一定的局限性,如不利于低频激励下的隔振设计、不具备对外界干扰变化(如振幅变化、频率变化或者激励形式的变化等)进行自适应调节的能力等,此时需要考虑控制能源输入的智能隔振设计。智能隔振设计的隔振器、阻尼器可以根据隔振对象的动力反应或干扰激励进行参数调节。

智能隔振主要包括主动控制、半主动控制。主动控制策略中,致动器出力较大,控制效果好,但也存在一些弊端,如传感器/致动器体系设计复杂,振动数据采集和处理过程麻烦,需要消耗较大的控制能源;此外,主动控制体系往往不可避免地存在时滞现象,当时滞很大时可能会降低振动控制效果,甚至造成体系响应发散等。半主动控制是一种介于无控隔振和主动控制之间的一类方法,该方法仅需少量的能源来维持有关电子和电器元件的正常工作,不需要外部能源直接提供控制力,从而省去了施加控制力的装置和支持主动控制工作的能源装置,主要有半主动变刚度控制和半主动变阻尼控制。半主动变刚度控制即是根据事先设定的控制律进行计算,输出控制指令,并发送给机械装置从而最终实现对被控对象的控制。半主动变阻尼控制一般是在液压阻尼器或者粘流体阻尼器的基础上,设置可控伺服阀以构成具有控制流体流量、连续改变阻尼力、控制宽频带多种激励振动能力的阻尼器。

近年来,电流变阻尼器(Electro-Rheological Damper, ERD)及磁流变阻尼器(Magneto-Rheological Damper, MRD)逐步得到应用。与 ERF(电流变液)相比,MRF(磁流变液)具有显著的优点:①ERF 的驱动电压很大,一般高达几千伏,而 MRF 只有几伏到几十伏;②MRF 的剪切强度比 ERF 大很多,故而 MRF 制成的阻尼器的体积一般比 ERF 小 100 倍~1000 倍;③MRF 对体内杂质不敏感,且温度适应范围更宽。因此,MRF 在半主动控制领域应用更广泛。

7.1.4 主动控制的核心模块是主动控制装置,依据传感响应,并驱动制动器施加控制力;半主动控制的核心模块即是半主动控制装置,依据隔振对象拟达到的振动水平或拟达到的主动控制力,计算磁流变等智能控制装置的输入电流或电压,并最终实现隔振体系参数调节或逼近主动控制力。反馈控制是指将系统的输出信息返送到输入端,与输入信息进行比较,并利用二者的偏差进行控制的过程。反馈控制其实是用过去的情况来指导现在和将来。在控制系统中,如果返回的信息的作用是抵消输入信息,称为负反馈,负反馈可以使系统趋于稳定;若其作用是增强输入信息,则称为正反馈,正反馈可以使信号得到加强。前馈控制系统是根据扰动或给定值的变化按补偿原理来工作的控制系统,其特点是当扰动产生后,被控变量还未变化以前,根据扰动作用的大小进行控制,以补偿扰动作用对被控变量的影响。前馈-反馈控制按扰动进行控制的前馈与按偏差进行控制的反馈相结合,以期兼收两者的优点。

7.1.5 本条是强制性条文,必须严格执行。稳定性体现在控制系统对外界摄动的恢复能力,鲁棒性是控制系统在异常和危险情况下生存的关键,如果不进行控制系统的鲁棒性检验,在异常状态下会发生控制系统不正常工作、作动器无法正常出力甚至造成因控制系统破坏造成被控对象破坏,因此,智能控制系统要进行稳定性和鲁棒性检验。

7.1.6 时滞会导致控制系统性能降低,甚至导致响应发散。因此,需要根据实际控制情况,设置时滞补偿。

7.1.7 对于高于 20Hz 的高频或者卓越频带较宽的振源,可通过设计主动或者被动隔振装置,先对该高频段进行有效滤除,并在此基础上设计智能隔振,效果更佳。

7.2 智能隔振系统计算

7.2.3 动力设备进行智能隔振设计时,其刚度单元一般可考虑刚质弹簧隔振器或空气弹簧、橡胶等,阻尼单元可根据需要设置粘流体阻尼器等,制动器可考虑压电陶瓷产品、空气压伺服型或线性电机制动器等。

动力设备智能隔振体系的动力学方程可表示为:

$$m\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F_V(t) - F_A(t) \quad (96)$$

式中: x , \dot{x} , \ddot{x} ——动力设备位移、速度和加速度;

m ——动力设备及台座质量。

可依据数学计算方法,如 Newmark 方法等进行解析计算;也可应用现代计算软件,如 MATLAB/SIMULINK 等进行数值计算。

精密设备在进行智能隔振设计时,其刚度单元和阻尼单元也可由弹簧隔振器及粘流体阻尼器构成;当隔振对象为超精密装置或者控制水平要求非常严格时,隔振单元可由空气弹簧类产品提供。当同时考虑地面输入环境激励时,精密设备智能隔振体系动力学方程可由下式表示:

$$m\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F_V(t) + C\dot{x}_g + Kx_g - F_a(t) \quad (97)$$

式中: x_g , \dot{x}_g ——地面振动输入位移和速度;

m ——精密设备及台座质量。

在动力设备隔振系统中,当设备与连接基础共同振动时,可按两级隔振体系进行计算,次级体系的振动参数可取地基的等效刚度和阻尼。在精密设备隔振系统中,当单级体系的减振频带等性

能无法满足要求时,可采用两级或多级隔振体系。面向动力设备、振敏设备的两级智能隔振体系如图 13、图 14 所示。

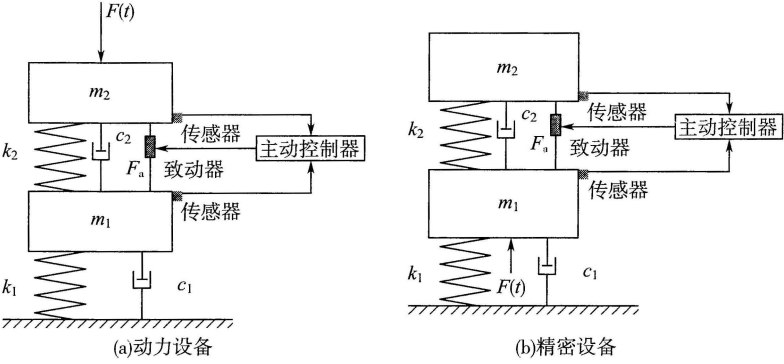


图 13 两级隔振主动控制体系

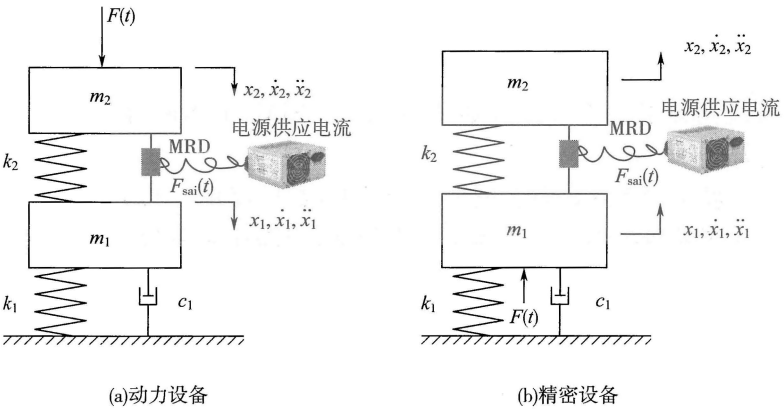


图 14 两级隔振半主动控制体系

7.2.4 比例-积分-微分控制算法调节简单、易于实现,优先采用,比例-积分-微分控制器各部分的参数在隔振系统现场调试中确定,为单输入单输出;线性二次型最优控制算法需要精确的隔振系统模型,并且要求全状态反馈,控制设计较为复杂,当隔振系统的

全部状态变量不能反馈时,可采用 Kalman 滤波器进行状态估计的线性二次型 Gauss 最优控制算法,实现多输入多输出;智能控制算法是采用模糊控制、神经网络控制和遗传算法等智能计算方法的控制算法。

7.2.5 对 $e(t)$ 进行比例 P、积分 I 和微分 D 运算,并将三类运算结果相加,得到主动控制力 $F_a(t)$ 。PID 控制器中各环节的作用如下:

比例环节 P:成比例的调节控制过程中的偏差 $e(t)$,只要偏差产生,就会立即产生控制作用,以减小误差。

积分环节 I:主要的用途即是消除静差,以提高控制体系的无差度;积分作用的大小取决于 T_i , T_i 越小,积分作用越强,反之则越弱。

微分环节 D:反映偏差的变化速率,用于调节误差的微分输出,当误差突变时,可以及时地进行控制,并且能够在偏差信号变得很大之前,在控制系统中引入一个早期的修正信号,从而加快控制系统的动作,减少调节的时间。

以上三者,在 PID 控制过程中,通过组合各自优势,可以得到良好的控制性能,具体如图 15 所示,其中, $r(t)$ 在振动控制体系中指外界干扰力,位移、速度或者加速度等输入, $y(t)$ 指经过 PID 控制后的控制系统输出响应,可以是力,也可以是位移、速度或者加速度。

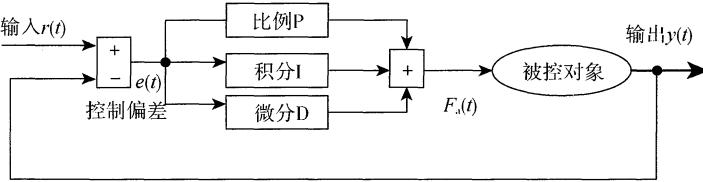


图 15 PID 主动控制

数字控制系统多是采样控制,一般依据采样时刻的偏差来计

算控制量,因此,本标准式(7.2.5-1)中的微分、积分项需要进行离散化处理。用一系列离散采样时刻 kT 代表连续时间 t ,以和式代替积分,以增量代表微分,具体如下:

$$t \approx kT (k = 0, 1, 2, \dots) \quad (98)$$

$$\int_0^t e(t) dt \approx T \sum_{j=0}^k e(jT) = T \sum_{j=0}^k e(j) \quad (99)$$

$$\frac{de(t)}{dt} \approx \frac{e(kT) - e[(k-1)T]}{T} = \frac{e(k) - e(k-1)}{T} \quad (100)$$

简便起见,将 $e(kT)$ 简化表示成 $e(k)$,则可得离散的 PID 表达式如下:

$$\begin{aligned} u(k) &= K_p \left\{ e(k) + \frac{T}{T_i} \sum_{j=0}^k e(j) + \frac{T_d}{T} [e(k) - e(k-1)] \right\} \\ &= K_p e(k) + K_i \sum_{j=0}^k e(j) T + K_d \frac{e(k) - e(k-1)}{T} \quad (101) \end{aligned}$$

其中, K_p 为比例系数, K_i 为积分系数, K_d 为微分系数; $u(k)$ 为第 k 采样时刻控制器的输出值; $e(k)$ 为第 k 采样时刻控制系统的偏差值; $e(k-1)$ 为第 $k-1$ 采样时刻控制系统的偏差值; T 为采样周期。

7.2.7 在开展半主动控制设计时,先通过理论主动控制研究,获得最优主动控制力后,再根据式(7.2.7-1)进行等效半主动控制计算,使半主动控制最大程度地逼近、实现主动控制效果。

7.3 智能隔振设计

7.3.3 工程实际中,当隔振对象质量小于 $1t$ 时,采用压电型智能隔振或线性电机型智能隔振;隔振对象质量大于 $2t$ 时,采用气动式智能隔振技术。

7.3.6 气浮隔振系统的三点或四点式方案,可按图 16 实施:

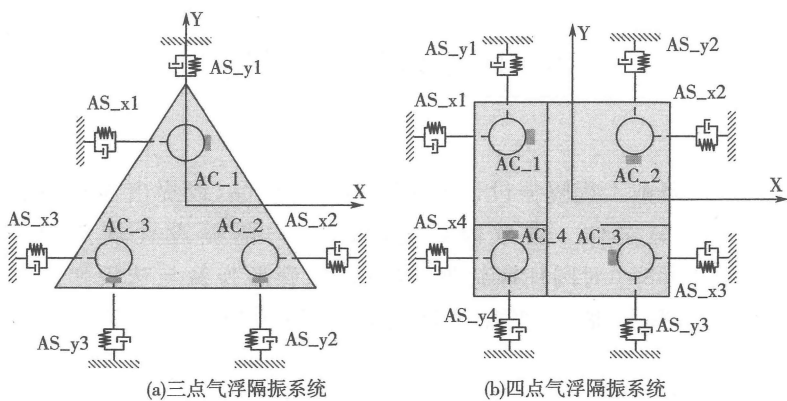


图 16 气浮隔振系统示意
AS—空气弹簧隔振器；AC—主动控制器

8 隔振器与阻尼器

鉴于目前工程隔振设计多是选用定型产品,或提出参数要求由生产厂家制作。本章修订时,取消了《隔振设计规范》GB 50463—2008 中对圆柱螺旋弹簧隔振器、碟形弹簧与迭板弹簧隔振器、橡胶隔振器、空气弹簧隔振器、粘流体阻尼器产品设计的规定。

8.1 一般规定

- 8.1.1 本条规定了隔振器和阻尼器的基本性能要求。
- 8.1.2 本条规定了隔振器和阻尼器选用时所需要考虑的特性参数。
- 8.1.3 本条规定了隔振器和阻尼器选用时,需要优先选择定型产品。一般定型产品经济性能相对较好,生产周期短。

8.2 圆柱螺旋弹簧隔振器

- 8.2.1 圆柱螺旋弹簧隔振器是由圆柱螺旋弹簧组成的隔振器,常配有阻尼装置。本条为圆柱螺旋弹簧隔振器的适用范围及隔振方式。
- 8.2.2 圆柱螺旋弹簧隔振器是一种性能稳定、使用最广泛的隔振器。由于它自身的阻尼很小,为了保证其隔振性能,需要根据隔振方向的不同配置阻尼,可以是材料阻尼,也可以是介质阻尼器。材料阻尼或介质阻尼器适宜配置于隔振器内,这样能节约空间、便于布置和安装。配置于隔振器外的阻尼器,只有与隔振器组合,且上部和下部都分别与台座结构和支承结构固定牢靠,才能发挥作用。为了保证阻尼特性与弹簧的性能相匹配,除符合本标准第 8.1 节的要求外,对阻尼器的构造提出了相应要求,以免因阻尼器的运动

体与固定体之间的间隙过小影响使用性能;对阻尼器材料使用寿命提出要求,以免因材料易老化、性能欠稳定等缺陷,影响隔振器的整体性能和使用寿命。

8.2.3 根据不同用途和使用环境选用弹簧材料,有利于充分发挥材料性能、保证产品质量。弹簧的表面防腐处理可采用静电喷塑、喷环氧漆等,防腐要求较高时,可采取不锈钢丝或圆钢材料。

8.2.4 弹簧线材的机械性能相关标准有规定的,可直接采用。被动隔振时,可按静负荷容许剪应力(即许用切应力)取值,以避免超过产生塑性变形的应力极限;除冲击式机器以外的主动隔振时,由于容许振动值的控制,弹簧的最大应力与最小应力之比也接近1.0,基本仍为静荷载起控制作用,但毕竟长期处于振动环境中,可按有限疲劳寿命动负荷容许剪应力取值;用于冲击式机器隔振的弹簧,剪应力为疲劳控制,容许剪应力值要适当降低,降低的幅度与变负荷的循环特征等因素有关,因此,可按无限疲劳寿命动负荷容许剪应力取值或进行疲劳强度验算取值,对于重要的工程,还需进行试验验证,以解决疲劳强度影响因素过多,验算不精确的问题。以上剪应力的相关规定在现行国家标准《圆柱螺旋弹簧设计计算》GB/T 23935 做了规定。为保证弹簧的弹性、韧性和可靠性,规定弹簧在试验负荷下压缩或压并3次后,产生的永久变形不得大于其自由高度的3‰。

8.2.5 本条是隔振器的构造要求。为了保证隔振器的质量,保证弹簧位置稳定、受力均匀,便于安装调平,能适应使用环境的要求,保证其正常使用寿命,做出了这些规定。

8.2.6 本条是强制性条文,必须严格执行。本条是为了保证拉伸弹簧制作的隔振器,不要出现因弹簧破坏而使被隔振设备跌落,造成损失和安全事故。

8.3 碟形弹簧与迭板弹簧隔振器

8.3.1 碟形弹簧隔振器是由碟形弹簧叠合或并排组成的隔振器。

本条简述碟形弹簧特点及其适用范围,作为隔振元件一般选用现行国家标准《碟形弹簧》GB/T 1972 中规定的定型产品,只在有特殊要求时才自行设计。因为国家标准中规定的碟簧定型产品覆盖面比较宽,且定型产品质量稳定、性能可靠;而自行设计的专用碟簧,不仅计算复杂,而且要经历新产品研发的各种工艺问题,尽量避免。

8.3.2 本条对迭板弹簧特性、结构型式和使用范围做了简要说明。

8.3.3 碟形弹簧安装时的预压变形量,要大于加载前碟片内锥高度的 0.25 倍。因为必要的预压变形量可防止碟形弹簧断面中点 I (见本标准图 8.3.1) 附近产生径向裂纹,以提高碟形弹簧的疲劳寿命;而且也可防止在冲击激励或较大变荷载激励下,碟簧上部隔振对象等跳离碟形弹簧。

8.3.4 通过碟形弹簧的不同组合,可以提高碟形弹簧组的承载能力、刚度或弹性。

8.3.6 本条是隔振器的构造要求。为了保证隔振器的质量,保证弹簧位置稳定、受力均匀,便于安装调平,能适应使用环境的要求,保证其正常使用寿命,做出了这些规定。

8.4 橡胶隔振器

8.4.1 橡胶隔振器是由橡胶材料为主制成的隔振器。橡胶隔振器选型的规定,是在长期使用和试验经验总结基础上提出来的,隔振器选型主要考虑了动力荷载、机器转速和安装空间等因素。

8.4.2 橡胶的容许应力的确定是根据大量试验结果得出极限应力,考虑一定的安全系数后得出的。容许应变为容许应力除以弹性模量。

8.5 调谐质量减振器

8.5.1 调谐质量减振器(Tuned Mass absorber)通过在原系统上

附加由质量和弹性元件及阻尼组成的子系统,从而减小原系统振动幅值的装置。调谐质量减振器既可以是有阻尼的,也可以为无阻尼的;既可以利用质量块平移运动的惯性力减振,也可以利用质量块旋转运动的惯性力矩减振。本标准只涉及质量块平移运动的有阻尼调谐质量减振器。

8.5.2 弹簧质量振子型式的调谐质量减振器既可以垂向工作,也可以水平向工作,可用于设备和管道以及大跨度或大悬挑结构的减振。单摆式调谐质量减振器仅能水平工作,可用于细高设备和高层建筑等高耸结构的水平振动的控制,工作频率范围在 0.3Hz~3.0Hz 较为合适。当调谐质量减振器工作频率较高时,可采用悬臂梁式。悬臂梁式调谐质量减振器水平放置(如图 8.5.2-3)时,减振器为垂向工作模式;悬臂梁式调谐质量减振器垂直放置时,减振器为水平工作模式。

8.5.5 主结构在简谐激励力作用下,评价指标为主结构的振动位移时,调谐质量减振器的调谐频率和阻尼比,可按下列公式计算:

$$f_{\text{TMD}} = \bar{f} / (1 + \mu) \quad (102)$$

$$\zeta_{\text{opt}} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)}} \quad (103)$$

$$\mu = m_{\text{D}} / m_{\text{H}} \quad (104)$$

主结构在简谐激励力作用下,评价指标为主结构的振动加速度时,调谐质量减振器的调谐频率和阻尼比可按下列公式计算:

$$f_{\text{TMD}} = \bar{f} / \sqrt{1 + \mu} \quad (105)$$

$$\zeta_{\text{opt}} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu/2)}} \quad (106)$$

式中: f_{TMD} ——最佳调谐频率(Hz);

\bar{f} ——主结构所控制振型的频率(Hz);

ζ_{opt} ——最佳阻尼比;

μ ——调谐质量减振器的质量比;

m_{D} ——调谐质量(kg);

m_H ——主结构所控制振型的等效质量(kg)。

下面根据 Christian Petersen, *Dynamik der Baukonstruktionen*. Vieweg Verlagsgesellschaft, 2000,以高耸结构为例来说明主结构等效质量的计算方法：

$$m_H = \int_0^h \rho(x) \cdot \eta^2(x) dx \tag{107}$$

式中： h ——结构高度(m)；

$\rho(x)$ ——结构沿高度的质量分布(kg/m)；

$\eta(x)$ ——所控制振型的振型向量,需按调谐质量减振器安装点的振幅为 1 进行标准化。

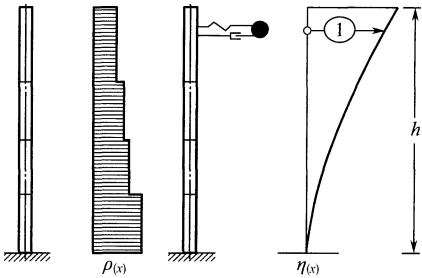


图 17 主结构等效质量的计算

对于等截面悬臂梁,各阶模态的等效质量均为总质量的 1/4。
对等截面简支梁,第一阶弯曲模态的等效质量为总质量的 1/2。

8.6 空气弹簧隔振器

8.6.1 空气弹簧隔振装置是由空气弹簧隔振器、高度控制阀、控制柜及气路等组成的装置。气浮式隔振系统由台座、空气弹簧隔振装置及控制系统组成。与其他隔振材料或隔振器相比,空气弹簧的三种隔振方式具有刚度低、能随着质心变动追踪的特点,隔振效果良好,已成为精密仪器及设备隔振的主要隔振元件。

8.6.2 本条提出空气弹簧隔振器制造商需要提供的资料。空气弹簧气密性参数为当充气气压达 0.5MPa 后保压(即不充、不排),经 24h 后气压下降值不大于 0.02MPa 时,认为气密性是良好的。

8.6.3 在容积不变的条件下,空气弹簧的刚度因胶囊结构形式不同而变化,常用的胶囊结构有 4 种,即自由膜式、约束膜式、囊式及滑膜式。其中自由膜式及约束膜式最为常用;多曲囊式大于 3 曲时,不要使用,会因横向刚度过小而产生横向不稳定现象;滑膜式不常使用。

8.6.4 由于空气弹簧隔振器的高度控制阀在调整台座高度时需将空气弹簧内的部分压缩空气(或惰性气体)排出,排入室内,当位于厂房的洁净室内时,要求从高度控制阀排出的压缩气体的洁净度不低于洁净室内空气的洁净度,如低于该等级,则排出压缩气体将对洁净室产生污染。洁净厂房空气洁净等级的规定在现行国家标准《洁净厂房设计规范》GB 50073 中做了规定。

8.6.5 本条提出空气弹簧隔振装置的适用范围以及制造商需要提供的资料。高度控制阀的灵敏度由 2 个指标衡量,即被隔振体由倾斜到调平的时间,一般不大于 10s;被隔振体调平的精度一般不大于 0.1mm/m。控制柜是具有对空气弹簧隔振装置的运行实施人机界面的自动控制功能的一种控制系统,其主要功能包括:
①对空气弹簧隔振装置实施基本操作,如气压设定、稳压快速充气、自动转换、排气、故障紧急处理等;②自动监测,如对空气弹簧内压、台座高度、台座面水平度、倾斜度等自动监测;③实时监测隔振系统的微振动状态(振动位移、振动速度、振动加速度等),并作数据分析;④所有上述数据均可用可视化界面表示;⑤实施数据远程传送。控制柜的安装要求包括进出口管道位置、供电要求等。

8.6.6 气源配置需要根据使用状况不同来选择,小型空气弹簧隔振装置可使用瓶装惰性气体,如氮气、氦气等,大中型空气弹簧隔振装置要由专用气源供气,一般采用空压设备。不使用氢气、氧气

等可燃、易燃气体作为气源。

8.6.7 本条提出气浮式隔振系统制造商需要提供的资料。

8.6.8 气源配置需要根据使用状况不同来选择,小型气浮式隔振系统可使用瓶装惰性气体,如氮气、氦气等,大中型气浮式隔振系统需要由专用气源供气,一般采用空压设备。不使用氢气、氧气等可燃、易燃气体作为气源。

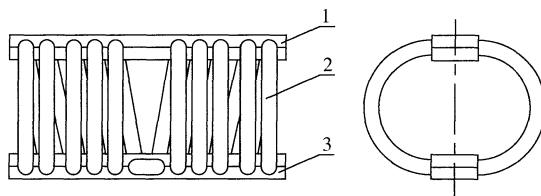
8.7 钢丝绳隔振器

8.7.1 钢丝绳隔振器是由钢丝绳穿绕在上下夹板之间组成,利用钢丝绳弯曲以及股与股、丝与丝之间的摩擦、滑移实现耗能的隔振装置。

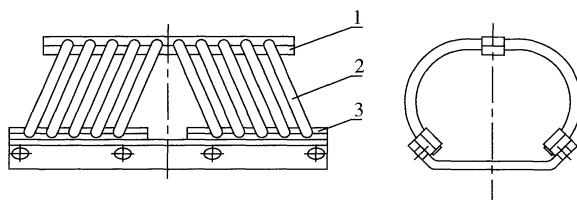
钢丝绳隔振器结构紧凑,安装方便,具有耐油、耐海水、耐臭氧及耐溶剂侵蚀的特性,能在 $-100^{\circ}\text{C}\sim 370^{\circ}\text{C}$ 温度范围内正常工作。与其他隔振器相比,钢丝绳隔振器的固有频率低、阻尼大、动变形量大,因此对瞬态冲击引起的振动能够迅速抑制。钢丝绳隔振器的渐软刚度特性,使得设备在正常工作时隔振器变形小,而遇突发冲击时可以产生大变形,保证设备的正常工作。

8.7.2 钢丝绳隔振器由钢丝绳穿绕在上下两块夹板之间组成,结构形式根据钢丝绳的穿绕方式、装夹方式和外形的不同而不同。目前已有多种形式,但是技术相对成熟、产品规格丰富的钢丝绳隔振器结构形式主要有螺旋形、拱形和灯笼形(图 18)。同时,即使对于同一种结构形式,外形也会稍有差异,对于灯笼形钢丝绳隔振器,根据夹板形状和穿绕方式的不同,也可分为方灯笼形和圆灯笼形。

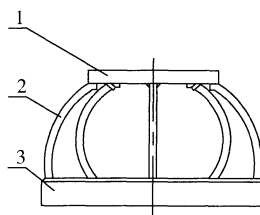
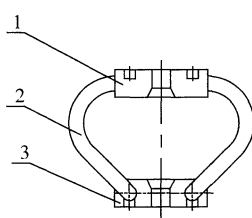
8.7.3 即使对于同一种钢丝绳隔振器的结构形式,或者即使钢丝绳隔振器的力学性能相近,但是其尺寸、质量也可能相差非常大。为了满足安装要求,有必要提供钢丝绳隔振器的尺寸、质量参数。当受到冲击时,钢丝绳隔振器的动变形比较大,为了满足使用环境的要求,还要提供钢丝绳隔振器的最大动变形参数。



(a)螺旋形钢丝绳隔振器



(b)拱形钢丝绳隔振器



(I)方灯笼形

(II)圆灯笼形

(c)灯笼形钢丝绳隔振器

图 18 钢丝绳隔振器的基本结构形式

1—上夹板;2—钢丝绳;3—下夹板

8.7.4 由于钢丝绳隔振器是利用钢丝绳股与股、丝与丝之间的摩擦、滑移实现隔振功能,同时在大变形运动过程中钢丝绳股与股、丝与丝之间还会出现松弛、脱离现象,因此其特性非常复杂。钢丝绳的材料、规格、捻制方式、股数、绳径、预应力大小,以及隔振器的穿绕方式、圈数、装夹形式、预变形量等,都会对钢丝绳隔振器的刚度、阻尼等力学性能产生影响。所以,虽然钢丝绳隔振器产品已经比较成熟,应用比较广泛,但是与其他隔振器相比,钢丝绳隔振器目前仍然没有统一的、成熟的设计方法。

目前的设计方法有基于简化近似的设计方法和基于微分几何的设计方法。简化近似设计方法将多股钢丝绳假设为单根钢丝,将钢丝绳隔振器简化为由多个一定角度圆弧的单根钢丝组合而成,根据圆弧受力状态,导出整个钢丝绳隔振器的力学模型。该设计方法虽然比较简单,但是忽略了钢丝绳股与股、丝与丝之间的摩擦、滑移、松弛、脱离等现象,不能反映钢丝绳隔振器的根本特征,因此与实际情况存在较大误差,不适合作为钢丝绳隔振器结构设计方法进行推广应用。

微分几何设计方法以单圈钢丝绳绳圈为对象,基于空间坐标转换理论导出钢丝绳中每根丝的中心线曲线,并构建单圈钢丝绳绳圈的三维空间数学模型,然后通过数值仿真分析方法建立起钢丝绳隔振器的刚度和阻尼与绳圈直径、绳圈个数、绳圈倾斜角度、钢丝绳直径、股数、捻角、钢丝半径等结构参数之间的关系,从而进行隔振器的结构设计。与简化近似设计方法相比,该设计方法能够考虑钢丝绳股与股、丝与丝之间的摩擦、滑移、松弛、脱离等现象,基本能够反映钢丝绳隔振器的根本特征。但是该设计方法非常复杂,要借助计算机仿真软件进行建模,并且针对不同结构形式的钢丝绳隔振器需要建立不同的模型,通用性较差,同样不适合作为钢丝绳隔振器结构设计方法进行推广应用。

因此,目前通常做法是通过试制-测试-改进的方法对钢丝绳隔振器进行逐步完善,直至达到满足隔振设计要求的性能参数为

止。钢丝绳隔振器产品出厂前都要依据现行国家标准《振动与冲击隔离器静、动态性能测试方法》GB/T 15168 的要求,对性能参数进行试验测评标定,将性能参数甚至是测试曲线与产品一起提供给用户,作为用户选型的依据。

8.7.5 由于满足承载隔振对象质量要求的隔振器额定荷载与数量的组合方式会有多种,可选择的钢丝绳隔振器型号规格也会有多种,因此选型时还要考虑安装空间、造价等因素的影响,进行优化设计。

8.7.6 与其他隔振器相比,由于钢丝绳隔振器可以拉、压、剪多向受力,达到三维隔振的效果,因此其安装方式非常多,除了基本安装方式外,也可采用斜置式、侧挂式等方式(图 19)。

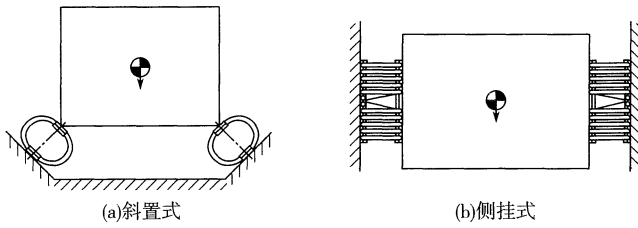


图 19 钢丝绳隔振器的安装方式

8.7.7 与其他隔振器相比,由于钢丝绳隔振器可以承受一定的拉力,因此对隔振体系质量中心和刚度中心的一致性要求相对宽松。

8.8 粘滞阻尼器

8.8.1 粘滞阻尼器是由缸体、活塞、粘滞材料等部分组成,利用活塞在粘滞材料中运动产生粘滞阻尼耗散能量的减振装置。

隔振体系中阻尼器结构选型,是按隔振对象的振动性能、振动幅值(线位移、速度)的控制值选用相应适合型式的阻尼器,例如冲击式设备振动较大,采用活塞柱型、多片型阻尼器较好。水平振动主动隔振,则需要采用锥片型或多片型,其余可按具体情况选型。

试验显示,粘流体材料在 20℃时的运动黏度不小于 20m²/s

时,采用活塞型阻尼器,其运动稳定性较差,而片型阻尼器稳定性较好。

8.8.2 本条给出阻尼器的设计原则,可以使阻尼器有效发挥其阻尼功能,保证其使用寿命。

8.9 电涡流阻尼器

8.9.1 电涡流阻尼器是一种基于电磁感应原理的全金属结构阻尼器,可以利用导体在磁场中运动产生电涡流效应的耗能原理形成非接触式阻尼。

在很大的速度范围内,产生的阻尼力随速度增加。电涡流阻尼器按结构形式可分为两种,其中板型电涡流阻尼器可取代片型粘滞流体阻尼器,轴向电涡流阻尼器可取代活塞柱型粘滞流体阻尼器。

两种电涡流阻尼器均可以设计成实际速度型或放大速度型。实际速度型阻尼器中导体切割磁力线的速度与隔振体系实际振动速度一致。放大速度型阻尼器采用了螺旋等机械措施,使得导体切割磁力线的速度是隔振体系实际振动速度的数十倍以上,其阻尼系数也比同重量的实际速度型阻尼器大数十倍以上。

8.9.2 稳态振动的主、被动隔振体系和调谐质量减振器,优先选用板型电涡流阻尼器,特别是在面内两个垂直方向都需要提供阻尼力的场合。

8.9.3 板式阻尼器见图 8.9.1-1,分别将磁体部分与导体板部分固定在隔振体系中发生相对运动的两个部件上,并使两部分之间的间隙足够小,而且在振动状态下保持此间隙不变。这种安装方式保持了电涡流阻尼无摩擦损耗、无机械连接的优点。不要将板型阻尼器设计成一个独立部件,因为这会导致需要额外的机械连接措施。