

地基动力特性参数分析中的点峰法与多峰法^①

吴邦达, 吴丽波

(中国五洲工程设计集团有限公司, 北京 100053)

摘要:长期以来我国规定用点峰法分析动力基础线位移幅频响应曲线,但得出的地基阻尼比偏低,因而在动力基础设计规范中的阻尼比也偏低。经测试分析比较,提出多峰法可以提高地基阻尼比。多峰法已用于液压振动台基础设计,较为经济,多年来使用良好。现对两个方法的区别包括刚度予以说明。

关键词:点峰法;多峰法;地基阻尼比;地基刚度

中图分类号: TU435

文献标志码: A

文章编号: 1000-0844(2015)01-0068-06

DOI: 10.3969/j.issn.1000-0844.2015.01.0068

Point-peak and Multi-peak Methods for Analyzing Parameters of Dynamic Characteristics of Foundation

WU Bang-da, WU Li-bo

(China Wuzhou Engineering Group Co. Ltd., Beijing 100053, China)

Abstract: The point-peak method has been used for many years to analyze the linear displacement amplitude-frequency response curve of dynamic foundation. In this method, however, the subsoil damping ratio is low and is thus low in the code for dynamic foundation design. In this study, a multi-peak method is presented for measurement and analysis to increase the damping ratio. This method is used in the design of a hydraulic vibrator foundation with better economic results and has been also been used in well operation. This paper describes the differences in the two methods, including stiffness. The point-peak method has limitations. With increasing frequency, the damping ratio unusually decreases. The ratio value is zero at peak frequency but is 0.707 at the origin. Moreover, stiffness is larger at peak frequency but smaller at the origin. Therefore, the damping ratio is smaller in the peak area, and thus in our code for design of dynamic machine foundation, resulting in an excessively large and wasteful foundation. In addition, one parameter group is obtained by analyzing the single response curve with the point-peak method, and different groups from other curves of one foundation unusually appear because there is only one group for one foundation. On the contrary, in the multi-peak method, the parameters obtained by analyzing two curves, namely two by two, are generally very close and may be averaged. This method is more economical, and stiffness is decreased along an increase in frequency, and the static stiffness is larger than dynamic stiffness. This result agrees with the half space theory of foundation. The code for design of a dynamic machine foundation is mainly applied to the foundation design of a reciprocating compressor with a single working frequency. Resonance can be avoided if the natural frequency is larger or smaller than the working frequency. In such cases, the effect of damping is less, and the damping ratio may be small. In hydraulic vibrators with a wider working frequency

^① 收稿日期: 2014-08-20

作者简介: 吴邦达(1930—), 男, 湖南醴陵人, 教授级高级工程师, 主要从事建筑结构及动力基础设计. E-mail: wubangda@sina.com

zone, however, resonance cannot be avoided. In such cases, the damping ratio must be larger to control the resonance.

Key words: point-peak method; multi-peak method; subsoil damping ratio; subsoil stiffness

0 引言

长期以来我国用点峰法^[1-2]分析动力基础线位移幅频响应曲线,后又列入规范^[3],用点峰法得出的地基阻尼比偏低,因而作为设计规范^[4-5]的阻尼比也偏低。而且由于设计规范以单一工作频率的活塞式压缩机基础为主,只要基组远离自振频率即低于或高于扰力频率,阻尼比的影响可以很小,甚至忽略不计,见一些手册^[2]规定。英国规范^[6]当低于或高于 2 倍,亦可不计。由于液压振动台或电动台的频带宽,由低而高,避不开共振,加之扰力很大,须用阻尼控制,以充分发挥阻尼作用。再者原有规范不包括液压台或电动台基础,如仍套用低阻尼比,则很不经济,用料倍增。经成批实测,阻尼比可以提高。因而以多峰法为依据新编出液压振动台基础技术规范^[7],包括设计和测试。下面对两者规范的主要依据即点峰法与多峰法的区别,包括刚度,予以说明。

1 点峰法分析阻尼比

根据测试规范^[3],在线位移幅频响应曲线上,取 $A_{\max}$ (峰点振幅) 和 $0.85f_m$ (峰点频率) 以下不少于三点的频率和振幅,分别计算阻尼比,然后取平均值。关于计算公式,为了便于下文分析,对竖向略述推导。

在竖向扰力作用下,由单自由度微分程可解得:

$$A = \frac{P}{K} \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + 4\zeta^2 \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \quad (1)$$

式中: $\omega_n = \sqrt{K/m}$, 为基础自振频率; ω 为扰力频率; A 为振幅; m 为基础质量,包括基础上设备及回填土质量; K 为地基抗压刚度。

设 f_m 为峰点频率,对于定、变扰力又可区分为 f_{mc} , f_{me} (图 1(a)、(b))。

1.1 在变扰力 (频变扰力) P_e 作用下 (图 1(a))

$P_e = m_0 e_0 \omega^2$, m_0 为激振器旋转部分质量; e_0 为其偏心距。因而式(1)可写为:

$$A = \frac{m_0 e_0}{m} \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{f_n^2}{f^2} - 1\right)^2 + 4\zeta^2 \frac{f_n^2}{f^2}}} \quad (2)$$

式中: $f_n = \omega_n / 2\pi$, $f = \omega / 2\pi$, 以 Hz 计。

式(2)中设 $\xi = f_n / f$, 对 ξ 微分一次,并使之等

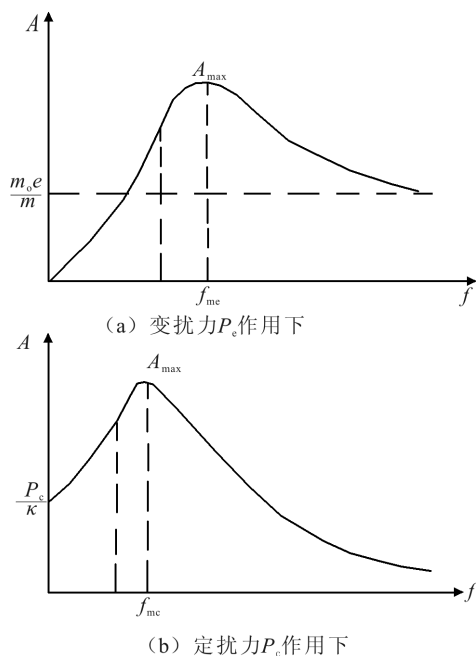


图 1 幅频响应曲线

Fig.1 Amplitude-frequency response curve

于零,可得:

$$f_n = f_m \sqrt{1 - 2\zeta^2} \quad (3)$$

将 f_n 代入式(2),并设 $\alpha = f_m / f$,可得

$$A = \frac{m_0 e_0}{m} \frac{1}{\sqrt{[\alpha^2(1 - 2\zeta^2) - 1]^2 + 4\zeta^2 \alpha^2(1 - 2\zeta^2)}} \quad (4)$$

当 $\alpha = 1$,可得峰点振幅

$$A_{\max} = \frac{m_0 e_0}{m} \frac{1}{2\zeta \sqrt{1 - \zeta^2}} \quad (5)$$

式(5)÷式(4),并设 $\beta = A_{\max} / A$,可得

$$\zeta^4 - \zeta^2 + \frac{(\alpha^2 - 1)^2}{4(\alpha^4 - 2\alpha^2 + \beta^2)} = 0$$

$$\text{解得 } \zeta^2 = \frac{1}{2} \left[1 - \sqrt{\frac{\beta^2 - 1}{\alpha^4 - 2\alpha^2 + \beta^2}} \right] \quad (6)$$

根式前取负号,此即在变扰力作用下的点峰法公式。

当取 $f = 0.707f_m$,则 $\alpha^2 = 2$

$$\text{得 } \zeta^2 = \frac{1}{2} \left[1 - \sqrt{1 - \frac{1}{\beta^2}} \right] \quad (7)$$

ζ 值求得后,可得

$$m = \frac{m_0 e_0}{A_{\max}} \frac{1}{2\zeta \sqrt{1 - \zeta^2}} \quad (8)$$

$$K = m(2\pi f_n)^2 \quad (9)$$

1.2 在定扰力(定幅扰力) P_c 作用下(图 1(b))

式(1)可写为

$$A = \frac{P_c}{K} \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{f}{f_n}\right)^2\right]^2 + (2\zeta \frac{f}{f_n})^2}} \quad (1a)$$

在式(1a)中设 $\xi = f/f_n$, 对 ξ 微分一次, 并使之等于零, 可得:

$$f_n = \frac{f_m}{\sqrt{1-2\zeta^2}} \quad (10)$$

将 f_n 代入式(1), 仍设 $\alpha = f_m/f$, 可得

$$A = \frac{P_c}{K} \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{2}{\alpha^2}(1-2\zeta^2) + \frac{(1-2\zeta^2)^2}{\alpha^4} + \frac{4\zeta^2(1-2\zeta^2)}{\alpha^2}}} \quad (11)$$

当 $\alpha=1$, 可得

$$A_{\max} = \frac{P_c}{K} \frac{1}{2\zeta \sqrt{1-\zeta^2}} \quad (12)$$

式(12)÷式(11), 仍设 $\beta = A_{\max}/A$, 可得

$$\zeta^4 - \zeta^2 - \frac{\alpha^4 - 2\alpha^2 + 1}{8\alpha^2 - 4\alpha^4\beta^2 - 4} = 0$$

$$\text{解得 } \zeta^2 = \frac{1}{2} \left[1 - \sqrt{1 - \frac{(\alpha^2 - 1)^2}{\alpha^4\beta^2 - 2\alpha^2 + 1}} \right] \quad (13)$$

根式前取负号, 此即在定扰力作用下的点峰法公式。

当取 $f = 0.707f_m$, 则 $\alpha^2 = 2$

$$\text{得 } \zeta^2 = \frac{1}{2} \left[1 - \sqrt{1 + \frac{1}{3-4\beta^2}} \right] \quad (14)$$

在式(13)中, 若将 $\alpha' = f/f_n$ 代 α , 亦得式(6), 即两者形式上相同, 但 α 与 α' 互为倒数。在曲线左支, 由于 $\alpha' < \alpha$, 故定扰力的 ζ 小于变扰力的。在曲线右支则相反, 见实测值(图 2)。

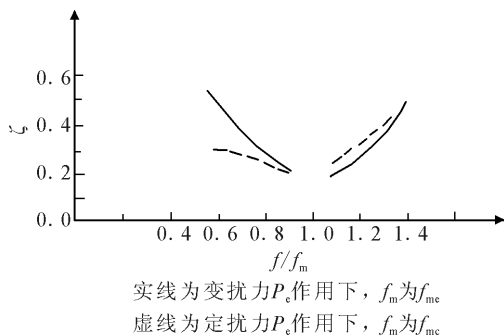


图 2 用点峰法分析的阻尼比

Fig.2 Damping ratio analyzed by point-peak method

ζ 值求得后, 可得

$$K = \frac{P_c}{A_{\max}} \frac{1}{2\zeta \sqrt{1-\zeta^2}} \quad (15)$$

$$m = \frac{K}{(2\pi f_n)^2} \quad (16)$$

f_n 由式(10)求出。

2 多峰法分析阻尼比

单自由度理想质弹体系有:

无阻尼固有频率 $f_n = \sqrt{K/m}/2\pi$

有阻尼固有频率 $f_{nd} = f_n \sqrt{1-\zeta^2}$ (17)

定扰力 P_c 作用下的峰点频率 $f_{mc} = f_n \sqrt{1-2\zeta^2}$ (10a)

变扰力 P_c 作用下的峰点频率 $f_{me} = \frac{f_n}{\sqrt{1-2\zeta^2}}$ (3a)

上述频率由小而大依次为 f_{mc} 、 f_{nd} 、 f_n 、 f_{me} , 以 Hz 计。

由式(10a)、式(3a)可直接解得

$$\zeta = 0.707 \sqrt{1 - f_{mc}/f_{me}} \quad (18)$$

$$f_n = \sqrt{f_{mc} \cdot f_{me}} \quad (19)$$

然后将 ζ 、 f_n 代入式(17), 核对是否与实测的 f_{nd} 接近。 f_{nd} 可用冲击法测得, 但一般的传感器难以测准。

在定扰力作用下, 速度及加速度幅频响应曲线的峰点频率为 f_{mv} 及 f_{ma} , 因 $f_{mv} = f_n$, $f_{ma} = f_{me}$, 因而又可得

$$\zeta = 0.707 \sqrt{1 - (f_{mc}/f_{mv})^2} \quad (20)$$

$$\zeta = 0.707 \sqrt{1 - (f_{mv}/f_{me})^2} \quad (21)$$

对式(18)、(20)、(21)取平均值, 在式(21)中也可用 f_{ma} 代 f_{me} 。在定扰力作用下, 由式(15)、(16)可得 K 、 m 。

以上可称为多峰法, 单用式(18)则称双峰法。与点峰法相比, 在于相互之间用两根曲线峰点频率共同分析, 一个基础有同一的 ζ 、 f_n 、 K 、 m , 即一套参数。而点峰法用单一曲线分析, 如有两套或多套参数, 则不免矛盾, 因此不便使用。

3 实测分析

北京某大学电子液压振动台基础, 建于 1983 年, 大小为 $4.4 \text{ m} \times 9.0 \text{ m} \times 3.0 \text{ m}(h)$, 四周有隔离层。由于工房为扩建, 原条基浅, 不能再深, 故其下用灌注桩 $28\phi 400 \text{ mm}$, $l=8 \text{ m}$ 。地基为粉质黏土及

粉土,容许承载力为 150 kPa。设备安装前后各测试一次,1992 年又进行测试。根据 1992 年测试报告的 A - f 曲线(图 3),用点峰法及双峰法计算如下。

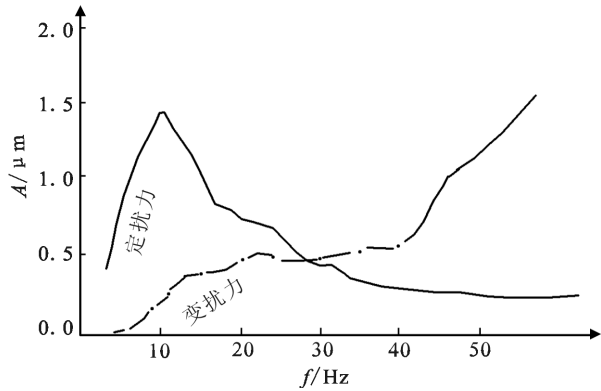


图 3 实测基础幅频响应曲线

Fig.3 The measured amplitude-frequency response curves of the foundation

3.1 定扰力 A - f 曲线分析

用式(13)计算,结果见表 1, $P_c=10$ kN, $f_{mc}=10$ Hz, $A_{max}=1.4$ μm 。

表 1 参数计算

Table 1 The calculation of parameters					
f/Hz	$A/\mu\text{m}$	ζ	f_n/Hz	$K/(10^7 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-1})$	m/t
0.6 $f_{mc}=6$	1.02	① 0.294	11.00	1.270	2 659
		② 0.52	14.9	1.047	1 195
0.7 $f_{mc}=7$	1.09	① 0.278	10.88	1.336	2 859
		② 0.52	14.9	0.997	1 137
0.8 $f_{mc}=8$	1.16	① 0.242	10.64	1.523	3 408
		② 0.52	14.9	0.953	1 087
0.9 $f_{mc}=9$	1.28	① 0.201	10.43	1.814	4 224
		② 0.52	14.9	0.875	998
1.0 $f_{mc}=10$	1.4	① 0	10	∞	∞
		② 0.52	14.9	0.804	916

注: 表中①除末行外平均 $\bar{\zeta}=0.254$, 相应 $f_n=10.7$ Hz, $K=1.453 \times 10^7$ kN/m, $m=3\,205$ t, 平均 $f=0.75f_{mc}=7.5$ Hz。又①为点峰法, ②为双峰法, 表 2 同。

3.2 变扰力 A - f 曲线分析

用式(6)计算,结果见表 2, $f_{me}=22$ Hz, $A_{max}=0.515$ μm , 激振器固定行程 ± 1 mm, 运动部分质量为 0.42 t。

3.3 桩基设计参数

按规范^[4]算得: $\zeta=0.21$, $K=0.831 \times 10^7$ kN/m。基组质量: 包括桩间土 1.8 m 厚, $m=404$ t。

4 实例比较

例 1: 北京某车辆研究所整车液压振动台从国外引进, 建于 1989 年。有十多个激振器, 总扰力在 2 000 kN 以上, 频率为 0~100 Hz。地基为中风化

砾岩层, 承载力为 500 kPa。若按当时规范^[4]计算, 包括埋深提高阻比为 0.21, 基础为 18 m $\times$ 24 m $\times$ 5 m (h), 钢筋混凝土用料为 2 004 m^3 , 车间跨度为 24 m。经过现场模块试验, 用多峰法分析, 得出包括埋深提高阻尼比为 0.51, 基础为 11 m $\times$ 16 m $\times$ 5 m (h), 用料为 994 m^3 , 节省 1 010 m^3 , 跨度为 18 m。最后按地基半空间理论比拟法^[8]设计, 阻尼比为 0.95, 基础为 10 m $\times$ 14 m $\times$ 5 m (h), 用料为 554 m^3 , 节省 1 450 m^3 , 其用料更省。该基础 20 多年来运行良好。

表 2 参数计算

Table 2 The calculation of parameters					
f/Hz	$A/\mu\text{m}$	ζ	f_n/Hz	$K/(10^7 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-1})$	m/t
0.545 $f_{mc}=12$	0.345	① 0.536	14.35	0.746	918
		② 0.52	14.9	0.763	871
0.636 $f_{mc}=14$	0.370	① 0.474	16.33	1.047	995
		② 0.52	14.9	0.892	1 018
0.727 $f_{mc}=16$	0.395	① 0.397	18.21	1.492	1 140
		② 0.52	14.9	0.952	1 086
0.818 $f_{mc}=18$	0.410	① 0.284	20.15	2.446	1 526
		② 0.52	14.9	0.961	1 096
0.909 $f_{mc}=20$	0.470	① 0.217	20.94	3.395	1 961
		② 0.52	14.9	0.876	999
1.0 $f_{mc}=22$	0.515	① 0	22	∞	∞
		② 0.52	14.9	0.805	918

注: 表中①除末行外, 平均 $\bar{\zeta}=0.382$, 相应 $f_n=18.5$ Hz, $K=1.59 \times 10^7$ kN/m, $m=1\,177$ t。 $\bar{\zeta}$ 及 f_n 比按定扰力计算的大。平均 $f=0.727$, $f_{mc}=16$ Hz。

例 2: 北京某大学西山区车辆液压振动台亦从国外引进, 建于 2010 年。有 4 个激振器, 总扰力为 64 kN, 频率为 0.1~100 Hz。地基为黏质、砂质粉土层, 承载力为 150 kPa。若按现行规范^[5]计算, 包括埋深提高阻尼比为 0.25, 基础为 16 m $\times$ 20 m $\times$ 5 m (h), 钢筋混凝土用料为 1 360 m^3 , 车间跨度为 24 m。后在现场做模块试验, 用多峰法分析, 作为新编规范^[7]试设计, 包括埋深提高阻尼比为 0.49, 基础为 12 m $\times$ 15 m $\times$ 5 m (h), 用料为 660 m^3 , 节省 700 m^3 , 跨度为 18 m。现基础已经设备安装、调试验收, 运行正常。过去模态测试多用于阻尼很小的上部结构, 近年来我们的合作单位创新地应用于振动基础, 得出的阻尼比较大, 本基础为 0.5~0.6, 大于设计值, 设计偏于安全。

5 总结

5.1 点峰法

(1) 以实测数据表 1、表 2 的分析为例, 总的来说, 在 A - f 响应曲线左支(图 1 峰点以左)取点, 随

着频率的增加,阻尼比减小,亦即在峰区的小,其极值在峰频处接近于零;远离峰频反而大,越远越大,其极值在原点接近于 0.707,似不合理,因为一般在峰区最大。一个公式的建立,通常要分析它的性质,符合关键点要求,然后才可应用,点峰法公式似未顾及这一点。

(2) 由于阻尼比随频率增加而减小,与有关论述相反^[8-9]; K 则增大,动刚度大于静刚度,亦与有关论述^[8]相反,缺乏旁证相同。

(3) 测试规范^[3]规定在 $0.85f_m$ 以下取点,平均位置可能在峰区边缘甚至离开,当用峰点的 $A_{\max}$ 计算 K 、 m 时,阻尼比位置不在峰区而不匹配。

(4) 不用峰区阻尼比作为通用,不符合三类控制原则^[8]。当然是因峰区的太小,只能说明此分析方法不宜用,不宜人为地远离峰区而加大。

(5) 在公式推导过程中,用式(5)与式(4)或式(12)与式(11)两式相除时,假定 m 或 K 相等而约分消去。而实例实测算得各点的数值很不相等,见表 1、表 2,不能约分消去,与假设矛盾。只适用于阻尼比很小,曲线尖而窄, m 、 K 变化不大,才可近似地相消。因基础的阻尼比较大,曲线较平缓, m 、 K 变化大,故不宜用。

(6) 当取点的 $A_i = 0.707A_{\max}$,点峰法即为半功率点法^[10],但后者指明只能用于阻尼比小于 0.1,亦即点峰法只能用于小阻尼比,而基础的阻尼比是较大的,不宜使用。

(7) 同一基础在定、变扰力作用下的四个参数 ζ 、 f_n 、 m 、 K ,由于点峰法用单一响应曲线各自计算而不相同,相差很大且矛盾,见表 1、表 2。同一基础不可能有两套参数,更不能有两个基本自振频率 f_n 。

(8) 在定、变扰力作用下,由于各自单一计算,参数不同, m 、 K 相互不可转换,峰频之间不存在相连关系。

(9) 文献[1]使用点峰法见其式(1-65),当响应曲线无峰时,用低频求刚度见其式(1-69),此式为常用公式,在低频不考虑阻尼可由本文式(1)得出。用低频求出的刚度接近于静刚度而较大;而点峰法在低频时刚度很小,同一书中或同一批计算中,两式不免自相矛盾,说明点峰法不宜用。

(10) 由于点峰法的阻尼比偏小,长期以来以其为依据的设计规范的阻尼比也偏小,使基础设计很不经济,不宜用于大型动力基础设计,亦不宜再用于国家规范,建议取消,改用其他方法或研究新的方

法。

5.2 多峰法

(1) 多根响应曲线之间,用两个峰点频率即用两条响应曲线,两两共同分析,差别不大,可取均值,得一组相同的四个参数, m 、 K 的公式可转换^[11],而且峰频 f_{mc} , $f_{mv}(f_n)$, f_{ma} (同 f_{mc}) 之值呈等比级数,公比为 $\sqrt{1-2\zeta^2}$ 。

(2) 利用两个峰点得出的阻尼比可通用,符合用三类控制^[8]原则,用峰区阻尼控制共振。

(3) 阻尼比通用后, K 随频率增加而减小,见表 1、表 2,动刚度小于静刚度,与文献[8]论述相同。

(4) 多峰法在表 1、表 2 峰频的 m 、 K 相同,亦说明只有一套参数,与其设计参数相比, K 接近, m 约为 2.2 倍;而点峰法的 K 不接近, m 大得多,平均值也大。

(5) 计算只假定 f_n 不变,但 m 、 K 可变,亦与文献[8]相符。

(6) 计算只用峰频,不用幅值,误差较少,计算简单。

(7) 得出阻尼比比点峰法的大,约为 1.5~2.5 倍,在设计中较为经济,适用于大型动力基础设计;比匀质弹性半空间理论比拟法的小,不失安全。

(8) 文献[7]使用多峰法后,相应只用定扰力作用下一套参数,对于变扰力的作用可转换。较之文献[3]的两套参数来说并不矛盾,既简单又省篇幅。

5.3 一点说明

文献[12]曾提及双峰法即式(18),因受限于当时只有机械式偏心块激振器,只能用变扰力曲线转换为定扰力曲线而作计算,为原始双峰法。因自认为较粗糙,弃而不用,几十年来从未公开使用,只用品峰法。由于偏心块激振器在低频有时出力不稳,而且峰点有时不明显,加之激振频率较低,当地基刚度较高时往往测不到峰点,使双峰法不能用,这才是真正问题所在。我们从解决实际问题出发,与测试单位及有关人士研究,利用液压台能作定、变扰力激振,且激振频率又高的特点,对测试和分析方法做了改进,不用点峰法,并将双峰法发展为多峰法。

参考文献(References)

- [1] 第一机械工业部设计研究院. 动力机器基础设计手册[M]. 北京: 建筑工业出版社, 1983: 29, 83.
- Design & Research Institute of the First Ministry of Machine Building Industry. Hand Book of Design Dynamic Machine Foundation[M]. Beijing: China Architecture & Building Press, 1983: 29, 83. (in Chinese)

- [2] 《机器基础的振动分析与设计》编写组.机器基础的振动分析与设计[M].北京:中国铁道出版社,1987:28.
Compiing Group of Analysis and Design for Dynamic Machine Foundation.Analysis and Design for Dynamic Machine Foundation[M].Beijing:China Railway Press,1987:28.(in Chinese)
- [3] 国家技术监督局,中华人民共和国建设部.GB/T 50269—97 地基动力特性测试规范[S].北京:中国计划出版社,1998.
State Bureau of Technology Supervision,Ministry of Construction of PRC.GB/T50269—97 Code for Measurement Method of Dynamic Properties of Subsoil[S].Beijing:China Planning Press,1998.(in Chinese)
- [4] 第一机械工业部第一设计研究院.GB 140—79 动力机器基础设计规范(试行)[S].北京:中国建筑出版社,1980.
First Design Institute of First Ministry of Machine—Building.GB140—79 Code for Design of Dynamic Machine Foundation (Try out)[S].Beijing:China Architeture & Building Press,1980.(in Chinese)
- [5] 中华人民共和国机械工业中.GB 50040—96 动力机器基础设计规范[S].北京:中国计划出版社,1996.
Ministry of Machine—Building of PRC.GB50040—96 Code for Design of Dynamic Machine Foundation[S].Beijing:China Planning Press,1996.(in Chinese)
- [6] BSI CP2 012 Part 1;1974,Code of Pracatice for Foundations for Machinery, Party 1. Foundations for Reciprocating Machines[S].London:Britsh Standards Institution,1974.
- [7] 中华人民共和国住房和城乡建设部,中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局.GB 50699—2011 液压振动台基础技术规范[S].北京:中国计划出版社,2011.
Ministry of Housing and Urban—Rural Development of PRC,AQSIQ.GB 50699—2011 Technical Code for Hydraulic Vibrator Foundation[S].Beijing:China Planning Press,2011.(in Chinese)
- [8] 严人觉,王贻荪,韩清宁.动力基础半空间理论概论[M].北京:中国建筑工业出版社,1981:32,299.
YAN Ren-jue, WANG Yi-sun, HAN Qing-yu. Introduction of Half Space Thory for Dyanmic Foundation[M].Beijing:China Architeture & Building Press,1981:32,299.(in Chinese)
- [9] Anon.关于基础-土壤系统的阻尼特性[C]// Proceedings Fouth-third Annual Research Session of Central Board of Irrigation & Power.1973:105-112.
Anon.Damping Properties of Foundation-Soil system[C]// Proceedings Fouth-third Annual Research Session of Central Board of Irrigation & Power.1973:105-112.(in Chinese)
- [10] 中川宪治.工程振动学[M].上海:上海科学技术出版社,1981:54.
Nakagawa Kenji.Engineering Vibration[M].Shanghai:Shanghai Science and Technology Press,1981:54.(in Chines)
- [11] 吴邦达.振动台基础最大线位移计算及在测试中的应用[J].建筑结构,2014,44(8):57-60.
WU Bang-da.Calculation of Maximum Linear Displacememt for Vibrator Foundation and in Measure[J].Building Structure,2014,44(8):57-60.(in Chinese)
- [12] 叶鹤秀.关于模拟基础的垂直振动试验中的有关参数的分析问题[C]//《动力机器基础设计规范》修订工作(讨论稿).北京:第一机械工业部第一设计院,1975:34-35.
YE He-xiu. Analysis Problems of Relevant Parameters in Vertical Vibration Test on Simulated Foundation[C]//Revision on Code for Design of Dynamic Machine Foundation (draft).Beijing:First Design Institute of First Ministry of Machine—Building,1975:34-35.(in Chinese)