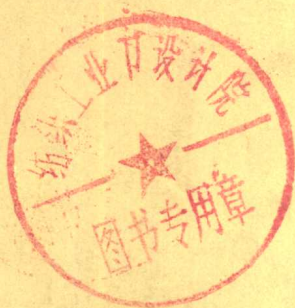


924/113

41760

动力机器基础设计手册

第一机械工业部设计研究总院 编



中国建筑工业出版社

动力机器基础设计手册

第一机械工业部设计研究总院 编

中国建筑工业出版社

本手册详尽地叙述了动力机器基础设计的基本原理及应用，是使用《动力机器基础设计规范》的必备工具书，是土建设计人员的重要参考指南。

本书首先介绍了设计原则，然后分别对活塞式压缩机、旋转式机器、破碎机与滚筒式机器、锻锤、落锤破碎坑、振实式造型机、水爆清砂池、金属切削机床、压力机等各种机器及设备的基础设计与构造要求及计算等作了详述，并附有计算例题。

本书可供工业建筑设计与机械设计人员参考。

* * *

责任编辑：朱象清

动力机器基础设计手册

第一机械工业部设计研究总院 编

*

中国建筑工业出版社出版(北京西郊百万庄)

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

中国建筑工业出版社印刷厂印刷(北京阜外南礼士路)

*

开本：850×1168毫米 1/32 印张：15 1/2 字数：423 千字

1983年3月第一版 1983年3月第一次印刷

印数：1—23,100册 定价：2.00元

统一书号：15040·4342

前 言

为了适应我国社会主义建设的需要,配合《动力机器基础设计规范》(GBJ40—79)的实施,便于土建设计人员使用和参考,我们编写了这本手册。对于《动力机器基础设计规范》中尚未包括的某些内容,如高转速透平压缩机、压力机、水压机和振实式造型机等基础设计以及金属切削机床、破碎机等的上楼问题、机床减震垫的性能等均作了补充介绍。

在编写过程中对“规范”中未做明确规定而在设计中又经常会遇到的问题,我们也结合以往的设计经验和科研成果,在“手册”中作了适当的阐述,并列出了各种常用机器扰力值及其基础的尺寸参考值和计算实例。

本“手册”由一机部设计研究总院负责组织有关单位进行编写。由刘纯康主编。各章编写单位和编写人为:第一章:一机部设计研究总院刘纯康;第二章:化工部第二设计院刘传声;第三章:电力部华东电力设计院卢之鑫、蒋逸如、张华璟、周玉坤;石油部石油设计院陈加叶;第四章:建材部天津水泥设计院高凤慧;冶金部长沙矿山设计院姜术;冶金部鞍山矿山设计院栾乾伦;第五章:一机部设计研究总院严竹平、苏振如、王瑞兰;第六章:六机部第九设计院吴霞媛;第七章:一机部设计研究总院汤长恒、李宗耀。由于我们水平有限,虽在编写过程中曾多次征求过有关单位的意见,并开过几次审稿会,但可能仍会存在不少缺点和错误,希读者提出宝贵意见,以便今后改正。

在编写过程中,曾得到许多单位的大力支持与帮助,特此表示感谢。

1981年5月

主 要 符 号

计 算 指 标

- C_z ——天然地基抗压刚度系数, t/m^3 ;
 C_σ ——天然地基抗弯刚度系数, t/m^3 ;
 C_π ——天然地基抗剪刚度系数, t/m^3 ;
 C_ψ ——天然地基抗扭刚度系数, t/m^3 ;
 C_{zs} ——分层土综合抗压刚度系数, t/m^3 ;
 $C_{\pi h}$ ——桩周各层土的当量抗剪刚度系数, t/m^3 ;
 C_{zh} ——桩尖土的当量抗压刚度系数, t/m^3 ;
 C_{dh} ——爆扩桩桩端土的当量抗压刚度系数, t/m^3 ;
 D_z ——天然地基或打入式桩基垂直向阻尼比;
 $D_{\sigma\sigma 1}, D_{\sigma\sigma 2}$ ——天然地基或打入式桩基水平回转向第一、第二振型阻尼比;
 D_ψ ——天然地基或打入式桩基扭转向阻尼比;
 K_z ——天然地基抗压刚度, t/m ;
 K_{zh} ——桩基抗压刚度, t/m ;
 K_σ ——天然地基抗弯刚度, $t \cdot m$;
 $K_{\sigma h}$ ——桩基抗弯刚度, $t \cdot m$;
 K_π ——天然地基抗剪刚度, t/m ;
 $K_{\pi h}$ ——桩基抗剪刚度, t/m ;
 K_ψ ——天然地基抗扭刚度, $t \cdot m$;
 $K_{\psi h}$ ——桩基抗扭刚度, $t \cdot m$;
 $[R]$ ——地基土容许承载力, t/m^2 ;
 R ——按基础宽度和深度修正后的地基容许承载力, t/m^2 。

几 何 特 性 值

- b —— 矩形基础的短边, m ;
 d —— 圆形基础直径、方形基础边长、矩形基础的长边, m ;
 F —— 基础底面积, m^2 ;
 F_{dh} —— 爆扩桩扩大端垂直投影面积, m^2 ;
 F_{zh} —— 打入桩的截面积, m^2 ;
 $F_{\pi h}$ —— 打入桩在各层土中的桩周表面积, m^2 ;
 h_1 —— 基组 (包括基础和基础上的机器、附属设备和土等) 重心至基础顶面的距离, m ;
 h_2 —— 基组重心至基础底面的距离, m ;
 h_3 —— 基组重心至机器水平扰力的距离, m ;
 I —— 基础底面通过其形心轴的抗弯惯性矩, m^4 ;
 J —— 基础底面通过其形心轴的抗扭惯性矩, m^4 ;
 I_m —— 基组通过其重心轴的抗弯质量惯性矩, $t \cdot s^2 \cdot m$;
 J_m —— 基组通过其重心轴的抗扭质量惯性矩, $t \cdot s^2 \cdot m$;
 l_ψ —— 扭转振动时扭转轴至要求控制振幅点的水平距离, m ;
 m —— 基组质量, $t \cdot s^2 / m$;
 m_z —— 垂直振动时基组下桩和桩间土参加振动的当量质量, $t \cdot s^2 / m$;
 $m_{x\phi}$ —— 水平回转耦合振动时基组下桩和桩间土参加振动的当量质量, $t \cdot s^2 / m$ 。

振 动 特 征 值

- A_z —— 基组重心处的垂直振幅, m ;
 A_ϕ —— 基础的回转振幅, rad ;
 A_x —— 基组重心处水平振幅, m ;
 A_ψ —— 基础扭转振幅, rad ;
 $A_{x\phi}$ —— 基础顶面由于水平回转耦合振动产生的水平振幅, m ;
 $A_{x\psi}$ —— 基础顶面要求振幅控制点由于扭转振动产生的水平振

主要符号

幅, m ;

A_{φ} ——在垂直扰力和扰力矩共同作用下基础顶面的垂直振幅, m ;

A_1, A_2 ——机器一谐、二谐扰力及扰力矩产生的基础顶面振幅, m ;

a ——锤基振动加速度, m/s^2 ;

n ——机器工作转速, r/min ;

ω ——机器扰力的圆频率, rad/s ;

λ_z ——基组垂直自振圆频率, rad/s ;

λ_ψ ——基组回转自振圆频率, rad/s ;

λ_x ——基组水平自振圆频率, rad/s ;

λ_1, λ_2 ——基组水平回转偶合振动第一、第二振型自振圆频率, rad/s 。

其 他

M_ϕ ——机器的回转力矩, $t \cdot m$;

M_ψ ——机器的扭转力矩, $t \cdot m$;

P_z ——机器的垂直扰力, t ;

P_x ——机器水平扰力, t 。

目 录

第 1 章 总则	1
1-1 设计原则	1
1-2 静力和动力计算	5
1-3 设计要点	24
1-4 地基的主要动力参数	28
1-5 机器基础对周围建(构)筑物的影响和采取的措施	46
1-6 基础的构造与施工	53
第 2 章 活塞式压缩机基础	56
2-1 概述	56
2-2 设计要求	59
2-3 基础的计算	78
2-4 构造与配筋	95
2-5 设计步骤及例题	97
第 3 章 旋转机器基础	117
3-1 概述	117
3-2 设计要求	120
3-3 基础的计算	127
3-4 构造与配筋	150
3-5 计算例题	156
第 4 章 破碎机和滚筒式机器基础	193
4-1 破碎机基础	193
4-1-1 概述(193); 4-1-2 破碎机基础设计(196); 4-1-3 破碎机基 础的计算(213); 4-1-4 基础构造(216); 4-1-5 计算实例(219)	
4-2 滚筒式机器基础	238
4-2-1 概述(238); 4-2-2 基础设计的要求(245); 4-2-3 基础 的计算(246); 4-2-4 基础的构造(252); 4-2-5 计算实例(253)	

第5章 冲击机器基础	257
5-1 锻锤基础	257
5-1-1 概述(257); 5-1-2 设计要求(258); 5-1-3 基础计算(266);	
5-1-4 构造与施工(310); 5-1-5 计算实例(318)	
5-2 落锤破碎坑基础	330
5-2-1 概述(330); 5-2-2 设计要求(330); 5-2-3 基础计算(333);	
5-2-4 构造与施工(334); 5-2-5 计算实例(342)	
5-3 振实式造型机基础	343
5-3-1 概述(343); 5-3-2 设计要求(344); 5-3-3 基础计算(347);	
5-3-4 构造与施工(350); 5-3-5 计算实例(352)	
5-4 水爆清砂池基础	355
5-4-1 概述(355); 5-4-2 设计要求(356); 5-4-3 水爆池及基础计	
算(364); 5-4-4 构造配筋及其他(365); 5-4-5 计算实例(366)	
第6章 金属切削机床基础	369
6-1 概述	369
6-2 基础设计	374
6-3 安装	384
6-4 基础计算	396
6-5 机床上楼问题	440
6-6 计算例题	445
第7章 压力机基础	448
7-1 机械压力机基础	448
7-1-1 概述(448); 7-1-2 设计要求(452); 7-1-3 基础计算(453);	
7-1-4 构造与施工(461); 7-1-5 计算实例(464)	
7-2 锻造水压机基础	470
7-2-1 概述(470); 7-2-2 设计要求(471); 7-2-3 基础计算(472);	
7-2-4 构造与施工(477); 7-2-5 计算实例(484)	

第 1 章 总 则

1-1 设 计 原 则

动力机器基础这个课题，主要是研究机器动荷载作用下基础的反应和振动波的能量在土中的传播。为了简化设计，结合以往经验和机器的动力特性，对某些机器基础可不考虑动力效应，即将动荷载化为当量静荷载考虑，不再进行动力计算，如一般机床基础、水压机基础等。对于需要进行动力计算的机器基础，应使基础振动不超过某一限值，这个限值由以下条件确定：（1）应保证机器本身的正常运转；（2）基础振动所产生的振动波的能量，通过土传播，对邻近人员、仪器、设备和建筑物不产生有害的影响。因此，在设计动力机器基础时，必须解决以下问题：

（1）确定动力荷载；（2）选择设计振动允许极限，也即振动设计标准；（3）恰当地选择基础-土体系的计算模式和动力参数；（4）根据机器的特性和对各种重要参数的分析，提出安全可靠和经济合理的设计方案。

1-1-1 基础型式

机器基础的结构型式，应根据工艺需要并结合技术经济效果而定，主要型式有：（1）大块式；（2）墙式；（3）构架式。见图1-1。其它还有薄壳式、箱式和地沟式等型式。

1-1-2 动荷载

在设计机器基础时，首先要确定作用于基础上的动荷载，也即机器的扰力，按本手册适用范围内的机器扰力有下列几种类型：

1. 旋转式机器的扰力 风机、透平压缩机、电动机、发电机和调相机等，均属旋转式机器，运转时产生简谐振动荷载，一般

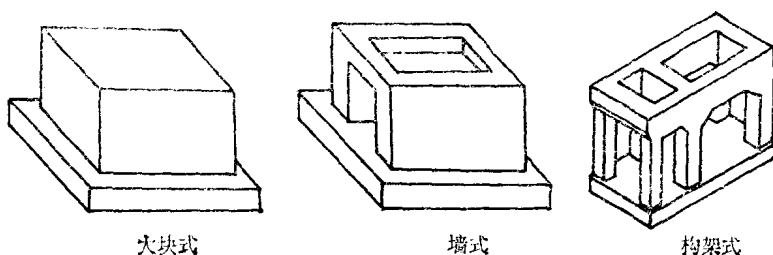


图 1-1 基础型式

可用下式表示:

$$P = P_0 \sin \omega t \quad (1-1)$$

式中 P_0 为常数或为旋转圆频率 ω 的函数, 即

$$P_0 = m_e e \omega^2 \quad (1-2)$$

式中 m_e —— 偏心质量;

e —— 从旋转中心至旋转质量重心之间的距离, 即偏心距;

ω —— 机器的圆频率。

从理论上讲, 旋转式机器的转动质量是可以平衡的, 因此, 在转动时不会产生不平衡扰力, 但实际做不到, 总有不平衡扰力存在, 其大小是由机器设计、制造、安装和维修等因素决定, 即安装时的偏差、使用中的损坏、腐蚀或转动部件磨损、部件装配不紧密和主轴本身偏心等等都会影响不平衡扰力值。如果旋转式

机器因上述原因引起扰力过大而导致基础振动超过限值时, 则有效的补救办法就是整修机器以减小其不平衡扰力。

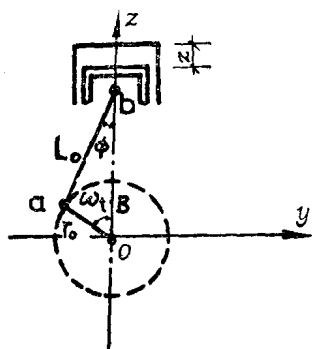


图 1-2 曲柄连杆机构简图

2. 往复式机器的扰力 内燃机、蒸汽机、活塞式泵和压缩机以及其他曲柄连杆机器, 都属往复式机器, 运转时产生往复扰力。曲柄连杆机构使旋转运动变为往复运动, 见图 1-2。其中包括一个活塞

在气缸中往复运动，一根长度为 l_0 的连杆，一端与活塞连接于 b 点，另一端与半径为 r_0 的曲柄连接于 a 点。曲柄以圆频率 ω 绕 o 点旋转，当活塞销 b 点沿气缸作直线运动时，曲柄销 a 点的运动轨迹为圆形，此时，曲柄销 a 点在 z 方向的加速度为：

$$\frac{d^2 z_a}{dt^2} = r_0 \omega^2 \cos \omega t \quad (1-3)$$

活塞销 b 点在 z 方向的加速度为：

$$\frac{d^2 z_b}{dt^2} = r_0 \omega^2 \left(\cos \omega t + \frac{r_0}{l_0} \cos 2\omega t \right) \quad (1-4)$$

连杆的质量可以分别集中在曲柄销 a 点和活塞销 b 点，于是在 z 方向的总扰力值为：

$$P_z = (m_a + m_b) r_0 \omega^2 \cos \omega t + m_b \frac{r_0^2}{l_0} \omega^2 \cos 2\omega t \quad (1-5)$$

在 y 方向的扰力为：

$$P_y = m_a r_0 \omega^2 \sin \omega t \quad (1-6)$$

式中 m_a ——旋转部分的质量；

m_b ——往复运动部分的质量；

3. 脉冲荷载（冲击荷载） 冲压机、锻锤、落锤等工作时，均产生脉冲荷载，这类振动属于单脉冲振动，即前一个脉冲的影响消失之后才开始后一个脉冲。为了计算受冲击荷载的基础反应，必须获得冲击力和时间的数据或冲击能量、冲击速度等数据。其中冲击力和时间的数据，一般只能由大量实测资料统计而得。

上述各种类型的振动荷载的具体计算方法，分别见本手册有关各章。

1-1-3 设计标准

机器基础振动的正常使用极限状态，就是基础的振动超过所规定的限值，这种限值一般是由振动速度或加速度来表示。对于稳态振动，也可由特定频率范围内的允许最大位移（振幅）来表示。本手册有关各章中，引用现行《动力机器基础设计规范》

GBJ40—79(以下简称“动规”)中所规定的允许振动值,主要是满足机器本身的正常运转,而对周围环境的影响,必须按具体情况进行分析,另行合理地确定基础的允许振动值,或采取其他有效的措施。如具有强烈振动的机器,其基础振动值即使大大低于规定的限值,而仍对邻近人员、设备、仪器或建筑物等产生有害的影响时,则可在总图上选择合理位置或采取减振装置。在振动影响范围内的建筑物,应考虑机器的振动影响,具体措施见本章1-1-5节。

1-1-4 设计资料

设计机器基础时,应取得下列资料:

- (1) 机器的型号、转速、规格、重量、重心位置及轮廓尺寸等;
- (2) 机器的功率及传动方式;
- (3) 机器底座的轮廓尺寸图,辅助设备、管道位置和坑、沟、孔洞的位置和尺寸图;
- (4) 地脚螺栓、预埋件的尺寸和位置以及二次灌浆层的厚度等;
- (5) 基础的平面位置;
- (6) 建筑场地的工程地质勘测及水文地质资料;
- (7) 当基础需要进行振动计算时,尚应取得机器的动荷载(即扰力)值、作用位置和机器的质量惯性矩等资料。

1-1-5 动力计算体系

机器基础的动力计算有两种体系:

1.质量-弹簧-阻尼器体系 假定基础为有质量的刚体,地基为无质量的弹簧,并起阻尼器作用。

2.弹性半空间体系 假定刚性基础置于理想弹性半空间体的表面,即假定地基土为均匀的、各向同性的弹性半空间体。

本手册中的振动计算,是根据现行规范采用上述的第1种体系,即质量-弹簧-阻尼器体系。

1-2 静力和动力计算

机器基础设计中, 需要进行静力计算和动力计算。

1-2-1 静力计算

1. 地基承载力验算

$$\text{中心受压时 } p = \frac{W}{F} \leq \alpha_R R \quad (\text{天然地基}) \quad (1-7)$$

$$P = \frac{W}{n_h} \leq \alpha_R Q \quad (\text{桩基}) \quad (1-8)$$

偏心受压时

$$p_{max} = \frac{W}{F} + \frac{M_x x_{max}}{I_x} + \frac{M_y y_{max}}{I_y} \leq 1.2 \alpha_R R \quad (\text{天然地基}) \quad (1-9)$$

$$P_{max} = \frac{W}{n_h} + \frac{M_x x_{max}}{\sum x_{ix}^2} + \frac{M_y y_{max}}{\sum x_{iy}^2} \leq 1.2 \alpha_R Q \quad (\text{桩基}) \quad (1-10)$$

式中 W ——机器、基础和基础上的填土总重量;

F ——基础底面积;

p, p_{max} ——地基平均压应力和最大压应力;

P, P_{max} ——作用于一根桩上的荷载和最大荷载;

R ——经宽度和深度修正后的地基土容许承载力;

n_h ——桩数;

Q ——单桩垂直向容许承载力;

M_x, M_y ——作用于基础底面的 x 向、 y 向力矩;

x_{max}^x, x_{max}^y ——由通过基础底面形心的轴至 x 向、 y 向的基础边缘的距离, 或由桩群重心轴线至最外一排桩的中心的距离 (力矩方向);

x_{ix}, x_{iy} ——桩基在 x 向、 y 向第 i 根桩中心至桩台底形心的距离 (力矩方向);

I_x, I_y ——基础 x 向、 y 向底面的惯性矩 (力矩方向);

α_R ——地基土承载力的动力折减系数，其值如下：

汽轮机组和电机以及压力机基础 $\alpha_R=0.8$

$$\text{锻锤基础} \quad \alpha_R = \frac{1}{1 + \beta_h \frac{a}{g}}$$

锻锤、落锤附近的柱子基础

$$\alpha_R = \frac{1}{1 + \beta_g \frac{a}{g}}$$

其他机器基础 $\alpha_R=1.0$

β_h 为土的动沉陷影响系数：一类土取 1.0；二类土取 1.3；三类土取 2.0；四类土取 3.0。当为桩基时， β_h 按桩尖土的类别选用。地基土的类别见第 5 章表 5-3。

β_g 为柱子基础下土的振动衰减系数，取 0.2~0.4。 a 为锻锤或落锤基础的振动加速度； g 为重力加速度。不同 a/g 值的 α_R 值见图 1-3。

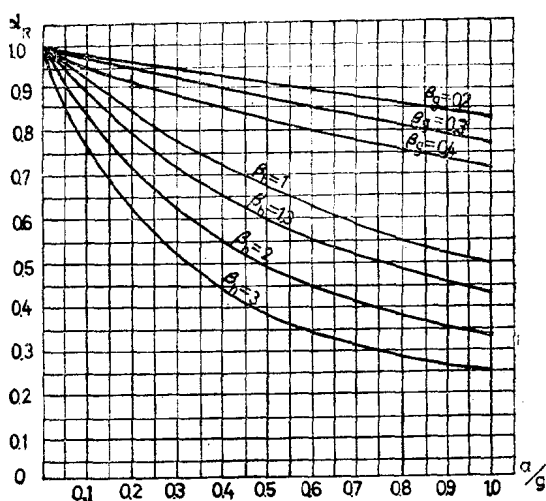


图 1-3 α_R 计算图表

2. 基组偏心的限值 为了防止机器基础偏沉, 保证机器的正常运转和简化动力计算, 基组(机器、基础和基础上回填土的总称)的总重心应力求与基础底面形心在同一垂直线上, 如偏心不可避免时, 其偏心距与偏心方向的基础底面边长之比不得大于下列限值:

汽轮机组基础	3%
其他机器基础(金属切削机床除外)	
当 $[R] \leq 15t/m^2$	3%
$[R] > 15t/m^2$	5%

为了求出基组总重心的位置, 机器制造部门应提出机器及设备的重量及重心位置。

3. 强度和抗裂性计算 大块式机器基础, 一般不验算混凝土的强度, 但重量大而底座支承面积小的机器, 应验算支承处混凝土基础表面的压应力, 对于 200 号混凝土, 其压应力不得大于 $30kg/cm^2$; 100 号混凝土, 其压应力不得大于 $20kg/cm^2$ 。

大块式基础的抗裂性是由构造钢筋来保证的, 具体规定详见有关各章。构架式、墙式和壳体基础的强度和抗裂性, 可按一般结构规范和本手册的有关规定进行验算。

1-2-2 动力计算

机器基础的动力计算, 主要是计算基础在动荷载作用下的反应, 也即计算基础各种振型的自振频率、振幅等。

大块式机器基础的振动, 在空间具有六个自由度, 见图1-4, 包括沿 ox 、 oy 、 oz 三根轴的位移和绕这三根轴的转角。当机组重心和基础底面形心可以认为在一条铅垂线上时, 也即符合本章静力计算中有关机组偏心限值的规定时, 基组振动可分解为互相独立的三种振动: (1) 沿 oz 轴的竖向振

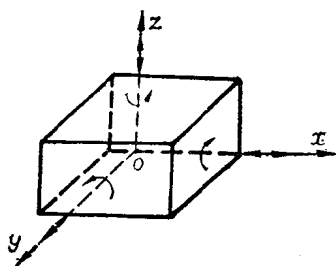


图 1-4 大块式基础坐标系

动；(2)在 xoz 和 yoz 平面内的水平回转耦合振动；(3)绕 oz 轴的扭转振动。这三种振动可以分别计算，然后再相应选加。冲击作用下的大块式基础的动力计算，属自由振动计算，如锻锤基础的振动，一般是在给定初速度下的竖向自由振动，而机械压力机基础的振动，则是在给定初位移下的自由振动。下面各节介绍有关计算和分析体系振动的反应特性的基础理论，这是以后各章中进行动力计算和分析所必需的基本工具。

1. 单自由度体系

(1) 无阻尼的自由振动：计算模型见图1-5，振动块体的质量为 m ，弹簧假定为无质量，其刚度为 K ，处于平衡状态时，如图1-5b，弹簧反力为 $K\delta_{st}=W$ 。当在时间 $t=0$ 时，给以一初始位移 z_0 或初速度或两者兼有，则块体开始运动，于某一瞬间，取块体的自由体，如图1-5(c)实线所示，根据牛顿第二定律，其运动平衡方程为：

$$W - (W + Kz) = m \frac{d^2 z}{dt^2}$$

$$\text{即} \quad m\ddot{z} + Kz = 0 \quad \text{或} \quad \ddot{z} + \lambda_z^2 z = 0 \quad (1-11)$$

$$\text{式中} \lambda_z^2 = \frac{K}{m}$$

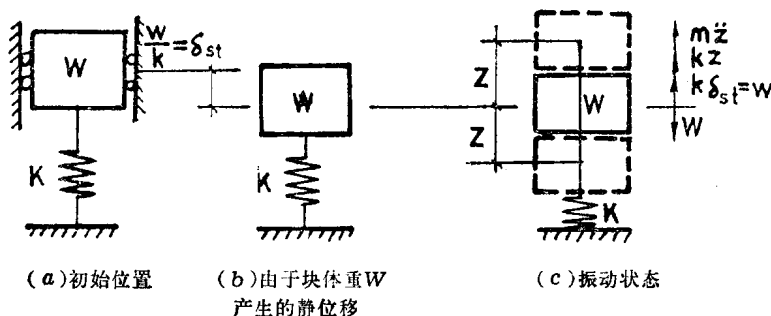


图 1-5 单自由度体系振动计算模型

$$\text{式(1-11)的解为} \quad z = A \sin \lambda_z t + B \cos \lambda_z t \quad (1-12)$$

$$\dot{z} = A \lambda_z \cos \lambda_z t - B \lambda_z \sin \lambda_z t \quad (1-13)$$