

Building Vibration Engineering Handbook

建筑振动工程手册

(第二版)

徐 建 主编

中国建筑工程出版社

第一篇

振动荷载与容许振动标准

第一章 振动荷载

第一节 振动荷载分类

一、基本原则

工程振动研究和设计需要针对一个振动体系进行，主要研究对象包括：振动体系的输入振动荷载条件——激振力，振动体系的动力特性——结构系统，振动体系的响应输出——振动效应，如图 1.1.1 示意。

振动荷载标准值通常应由设备制造厂提供，当设备制造厂不能提供相关资料时，可按《工业建筑振动荷载规范》的规定采用。由于振动设备种类繁多，不同类型设备的振动荷载具有较大的离散性。即使是同类型设备，不同厂家生产的设备也会有一些差异。虽然荷载规范运用统计方法得到具有包络特性的振动荷载数值，然而一些设备的差异性，可能会引起荷载的偏差。因此，工程设计时振动荷载应优先由设备厂家提供。

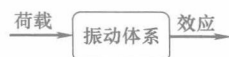


图 1.1.1 工程振动研究三对象

在结构动力设计时，需要考虑结构的惯性作用和结构振动体系的频率因素。振动荷载作用具有荷载动力特性，振动荷载应包含：荷载的频率区间、振幅大小、持续时间、作用位置和振动方向等数据。具体内容为：

1. 振动荷载数值是最基本的参数。
2. 振动荷载的方向和作用位置对结构影响较大，特别是水平荷载，作用位置较高时，会产生较大力矩。
3. 荷载持续时间主要是指冲击荷载作用时，持续时间较短，这是荷载计算和冲击隔振设计所需的重要参数。
4. 振动荷载的频率是隔振设计的关键因素，隔振体系应有效避开振动荷载的频率区间，以免共振。

建筑结构的振动荷载包括多种类型。这些荷载数据可以通过大量试验研究、资料积累和统计分析等方法来得到。

不同的荷载作用，其荷载效应也不一样。通常结构设计中所涉及的荷载可以归纳为：静力荷载与动力荷载（即振动荷载）。

在结构分析中，不考虑时间和频率因素，没有惯性作用的荷载，通常称之为静力荷载。静力荷载取值和用法在《建筑结构荷载规范》已经做出规定。如果荷载效应与时间有关，需要考虑结构体系的动力特性（亦即频率响应），荷载作用还会伴随着结构的惯性效

应, 这样的荷载就称之为振动荷载。

对于正常使用极限状态, 振动加速度、速度和位移验算宜采用振动荷载效应组合值; 结构变形和裂缝验算宜采用振动荷载效应组合值与静力荷载效应的标准组合。

对于承载能力极限状态, 结构强度验算宜采用振动荷载效应组合值与静力荷载效应的基本组合; 结构疲劳强度验算宜采用振动荷载效应组合值与静力荷载效应的标准组合。

二、振动荷载特性

常见的建筑工程振动荷载可分为下列三类:

- (1) 周期振动荷载, 包括电机、风机、水泵、发动机等。
- (2) 随机振动荷载, 包括公路运输、轨道交通、人行荷载等。
- (3) 冲击振动荷载, 包括锻锤、压力机、打桩、爆破等。

这三种类型的振动荷载在时域和频域内的特性都具有较大差别, 由其产生的振动效应也有不同。

1. 周期振动荷载

振动荷载值随时间变量的变化, 表现为经过一个固定时间区间后, 其值能重复再现, 是一个周期量的振动现象。在时间区间是沿时间轴方向, 做有规律的波动 (见图 1.1.2)。周期振动荷载的曲线图形, 在频率区间则表现为单频率或有限个频率点的棒状图 (见图 1.1.3)。例如, 电机、水泵等旋转设备的扰力。

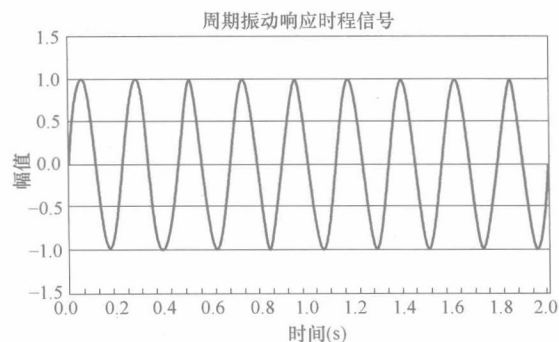


图 1.1.2 周期振动荷载时间历程

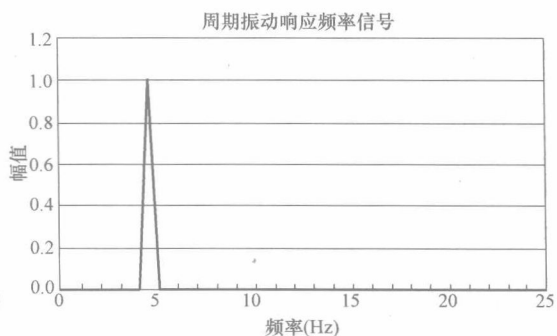


图 1.1.3 周期振动荷载频谱图

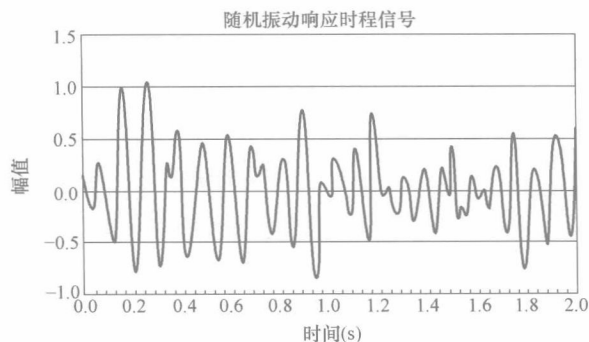


图 1.1.4 随机振动荷载时间历程

2. 随机振动荷载

振动荷载值随时间变量的变化, 在未来任一给定时刻, 其瞬时振动荷载值无法精确预知的无规则振动现象。随机振动荷载的曲线图形, 在时间区间是一条沿时间轴方向的波动呈杂乱无章、没有规律变化的曲线 (见图 1.1.4)。在频率区间则表现为沿频率轴或某个频率区间连续分布的图形 (见图 1.1.5)。例如, 交通振动、地

脉动等的振动荷载。

3. 冲击振动荷载

振动荷载值随时间变量的变化,表现为瞬态激励,它的作用时间非常短暂,荷载形态为脉冲函数。冲击振动荷载的曲线图形的时域过程,在时间轴上是一个脉冲函数,持续时间非常短暂(见图 1.1.6)。在频率区间则表现为在频率轴上呈现宽带连续分布的图形(见图 1.1.7)。例如,锻锤打击力、压力机冲裁力,以及打桩施工等的振动荷载。

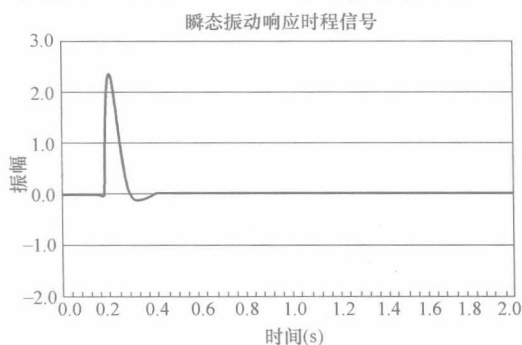


图 1.1.6 冲击振动荷载时间历程

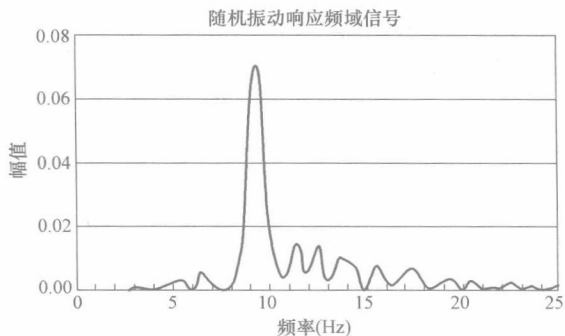


图 1.1.5 随机振动荷载频谱图

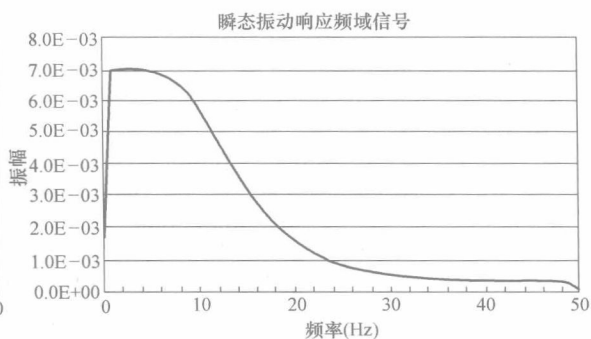


图 1.1.7 冲击振动荷载频谱图

三、荷载效应组合

1. 建筑工程振动荷载作用效应组合,可以包括以下三种基本形式:

(1) 静力荷载与拟静力荷载的组合,按照基本组合,用于静力计算。在确定荷载的动力系数后,按《建筑结构荷载规范》计算。

(2) 静力荷载与振动荷载的组合,按照标准组合,用于动力计算。在确定振动荷载标准值、组合值系数、频遇值系数和准永久值系数后,按《建筑结构荷载规范》计算。

(3) 振动荷载与振动荷载的组合,按照标准组合,用于动力计算。根据《工业建筑振动荷载规范》规定的组合方法进行计算。

不难看出,振动荷载的特征要比静力荷载复杂。研究表明:许多振动荷载都具有一些

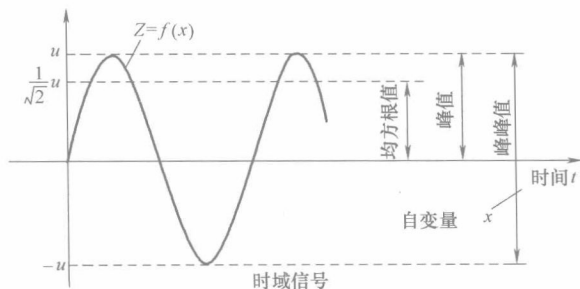


图 1.1.8 周期振动参数

基本特征,可以用一些振动参数和技术指标来描述,例如均值、峰值、均方根值等。以单振源周期信号为例,振动荷载参数的概念可以较为清晰地表示。如图 1.1.8 所示。

如果是多振源周期信号的叠加,振动荷载参数的概念就会有所不同。对于两振源振动叠加的情形。当两个

振源荷载效应的振幅和频率相近时,就会出现拍频振动现象。此时没有等高振幅的现象,振幅大小有变化,最大振幅为两振源振幅之和。如图 1.1.9 所示。

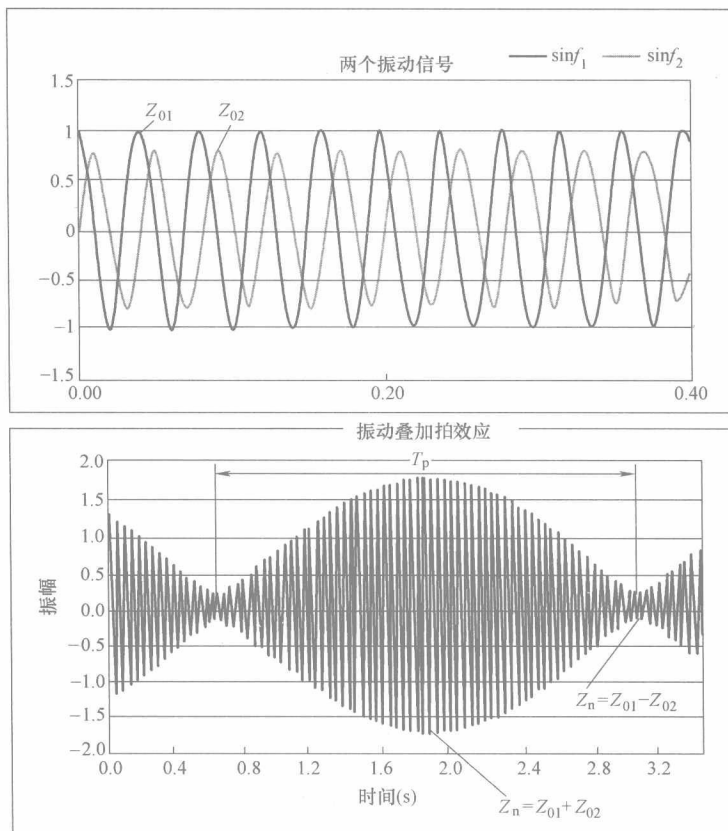


图 1.1.9 两振源振动组合

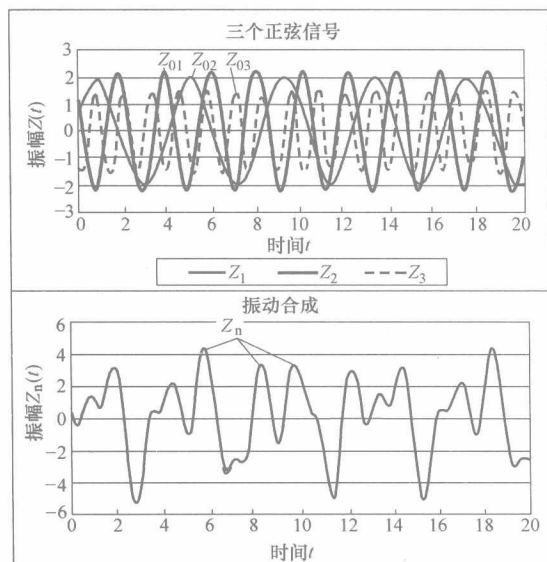


图 1.1.10 多振源振动组合

对于三振源情形,振动叠加结果更为复杂,具有一些随机特性。一般情况振幅变化较难有规律可循。具体如图 1.1.10 所示。

振动荷载与振动荷载的组合,应采用标准组合。

2. 振动荷载作用效应组合,应符合下列规定:

(1) 对于周期振动荷载和稳态随机振动荷载,振动荷载效应的均方根的组合值可按下列公式计算:

$$S_{\sigma n} = \sqrt{\sum_{i=1}^n S_{\sigma i}^2} \quad (1.1.1)$$

式中 $S_{\sigma i}$ ——第 i 个振动设备荷载标准值的均方根效应;

$S_{\sigma n}$ —— n 台振动设备的均方根效应组合值；

n ——振动设备的总数量。

(2) 对于冲击荷载，振动荷载效应组合值，可按下列公式计算：

$$S_{Ap} = S_{\max} + \alpha_{kl} \sqrt{\sum_{i=1}^n S_{\sigma i}^2} \quad (1.1.2)$$

式中 $S_{\max}$ ——冲击荷载效应在时域上的最大值；

S_{Ap} ——冲击荷载控制时，在时域范围上效应的组合；

α_{kl} ——冲击作用下的荷载组合系数，通常可取 1.0。

四、动力系数

振动荷载效应可采用动力荷载或等效静力荷载。在工程设计时，为了简化建筑结构的设计计算，在有充分依据时，可将重物或设备的自重乘以动力系数后，得到动荷载。然后再根据这样的动荷载就可以按静力方法来设计，这种用动荷载设计的方法也叫拟静力设计方法。将承受动力荷载的结构或构件，根据动力效应和静力效应的比值得到动力系数。

当振动荷载效应采用拟静力方法分析时，振动荷载的动力系数，可按下列式计算：

$$\beta_d = 1 + \mu_d \quad (1.1.3)$$

$$\mu_d = \frac{S_d}{S_j} \quad (1.1.4)$$

式中 β_d ——振动荷载的动力系数；

μ_d ——振动荷载效应比；

S_d ——振动荷载效应；

S_j ——静力荷载效应。

动力系数的取值与振动设备特性有关，如，电机、风机、水泵等设备，工作较为平稳；球磨机、往复压缩机、发动机等设备，具有中等冲击；锻锤、压力机、破碎机等设备具有较大冲击。动力系数应当具有包络特性。如图 1.1.11 所示。

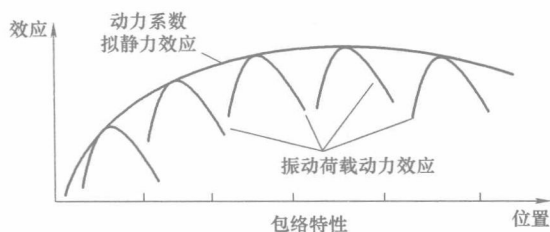


图 1.1.11 荷载效应包络特性

确定动力系数通常可以采用两种方法：

1) 经验推荐用值，可以查阅有关机械设计手册提供动力系数。2) 对于简单的机械系统，动载系数也可用解析法求出。

动力效应可分为：1) 直接作用，如振动设备基础；2) 间接作用，如振动设备所在厂房楼盖或屋盖结构。

通常情况，对于设备振动荷载直接作用的结构，动力荷载（简称动载）应为动力系数乘以设备重量。对于振动荷载间接作用的结构，动力荷载应为动力系数乘以相应的结构重量。

第二节 振动荷载确定方法

一、确定原则

工程结构包括工业和民用建筑，以及公路和铁路桥涵等的承重结构。在长期使用过程中，也就是在设计使用年限内，工程结构在荷载和环境作用下的效应，应能满足安全和适用的要求。

由于工程建设在规划、设计、施工和使用工程中难免会有一些偏差，加上结构荷载和材料性能在一定范围内是随机变化的，具有某种程度的不确定性。严格意义上的结构安全性只有在概率统计层面上才具有意义。因此，人们运用了可靠性的原理来指导工程设计。通常用可靠度来度量结构的可靠性。

工程结构可靠性设计的目的是在特定概率保证率的条件下，在规定设计使用年限内，能够满足预定功能要求的能力。结构可靠性包括：结构的安全性、适用性和耐久性。

工程中的不确定性因素影响结构的可靠性。这里的不确定因素在有些教科书中分为：随机性、模糊性和灰色性。按照不确定性与时间的关系，还可以分为：静态不确定性和动态不确定性。如结构的自重、固定设备重量等与时间关系不大时，就属于静态不确定性问题；对于人为振动和自然振动荷载等这些随时间变化的过程就是动态不确定性问题。自然振动包括风荷载、地震海浪等，人为振动包括振动设备运行以及道路交通引起的振动。工程振动属于人为振动。

工程结构可靠性的定义是指结构在规定的条件下，在规定时间内完成规定功能的能力。可靠性设计概念涉及物理、数学和工程等方面的知识。

结构可靠性数学基础是由概率论、数理统计、随机过程和模糊数学等构成。其中在工程结构中常见的概率分布包括：正态分布、对数正态分布、指数分布和威布尔（Weibull）分布等。

二、可靠度设计方法

1. 从可靠度的角度来看，工程结构设计方法大致可分为经验安全系数设计方法和概率设计方法两类。结合概率统计方法和可靠性理论，人们对设计方法不断改进。大致过程如表 1.1.1 所示。

可靠性设计方法 表 1.1.1

序号	设计水准	设计方法	备注
1	I	半经验半概率法	经验安全系数法, K
2	II	近似概率法	概率极限状态法, 分项系数
3	III	全概率法	概率极限状态法, 分项系数

2. 结构构件的极限状态可分为下列两类：

(1) 承载能力极限状态：这种极限状态对应于结构或结构构件达到最大承载能力或不适于继续承载的变形。

(2) 正常使用极限状态：这种极限状态对应于结构或结构构件达到正常使用或耐久性能的某项规定限值。

3. 工程振动可靠度设计应以满足安全、适用和耐久性三个方面规定的功能要求为极限状态，其中包括承载能力极限状态和正常使用极限状态。建筑结构的三种设计状况应分别进行下列极限状态设计：

- (1) 对三种设计状况，均应进行承载能力极限状态设计；
- (2) 对持久状况，尚应进行正常使用极限状态设计；
- (3) 对短暂状况，可根据需要进行正常使用极限状态设计。

4. 工程振动可靠度设计的主要内容包括：

- (1) 振动荷载和结构抗力的统计特征
- (2) 构件材料和结构体系的可靠度分析；
- (3) 工程振动的可靠度目标确定。

5. 工程振动可靠性设计原理如图 1.1.12 所示。

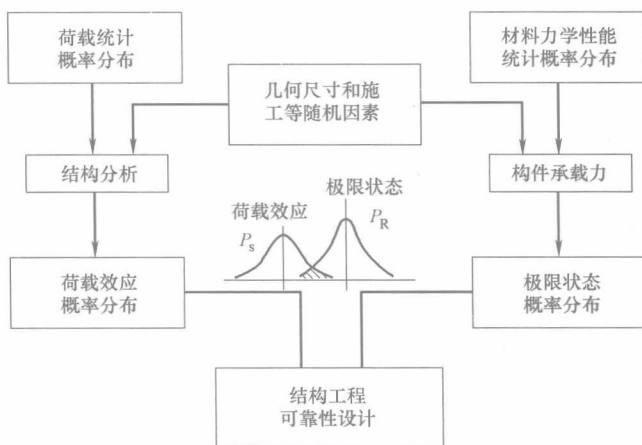


图 1.1.12 工程振动可靠性设计

三、指标确定

结构可靠度是结构可靠性的概率度量，定义为在规定时间内和规定条件下结构完成预定功能的概率。设可靠概率为 P_s ，失效概率为 P_f 。于是：

$$P_s + P_f = 1$$

结构基本随机向量为 $X = (X_1, X_2, \dots, X_n)$ ，其结构的功能函数为：

$$\begin{aligned} Z &= g(X_1, X_2, \dots, X_n) \\ &= R(Y_1, Y_2, \dots, Y_m) - S(F_1, F_2, \dots, F_l) = 0 \end{aligned}$$

结构构件的极限状态见图 1.1.13：

$$Z = g(X) \begin{cases} < 0, \text{结构失效状态} \\ = 0, \text{结构极限状态} \\ > 0, \text{结构可靠状态} \end{cases}$$

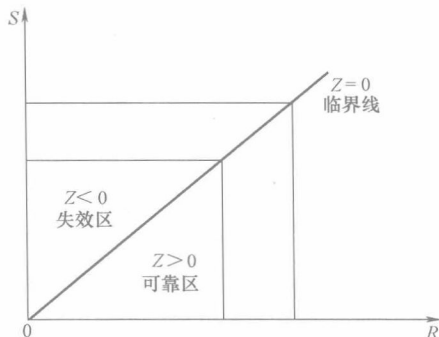


图 1.1.13 结构极限状态示意

抗力是指与荷载效应（弯矩，剪力，轴力）对应的截面抗力，从广义概念看，即为结构构件的极限状态。为了工程简化，假设极限状态是与时间无关的随机变量。

影响结构构件抗力不确定性的主要因素是结构的材料性能 f 、几何参数 a 和抗力计算模式 P ，它们都是随机变量。

在工程振动设计过程中，需要确定的两个基本技术条件是：1) 振动效应的极限状态——容许振动标准；2) 振动输入条件——振动荷载。振动的效应和荷载主要包括周期振动、随机振动和瞬态振动等类型。主要参数包括均方根值、幅值和峰值等。这些参数都具有随机性。根据《建筑结构可靠度设计统一标准》的规定，结合试验数据和资料分析可以得到这样的结论：对于建筑结构的荷载效应和结构构件的抗力，以及建筑结构可靠度指标和结构构件的失效概率等分析时，是按正态分布函数，或者当量正态分布函数的平均值和标准差计算。由此可见，正态分布函数是结构可靠度设计中最常用的方法，从图 1.1.14 和图 1.1.15 可以看出材料强度和振动荷载的分布特性。

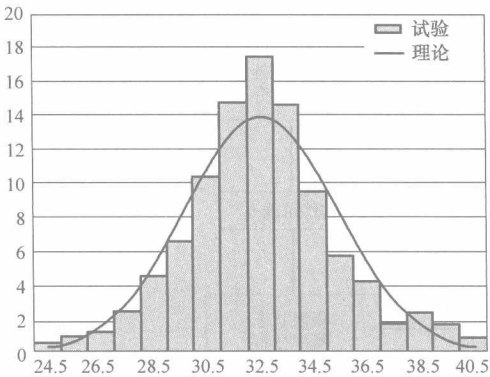


图 1.1.14 材料强度

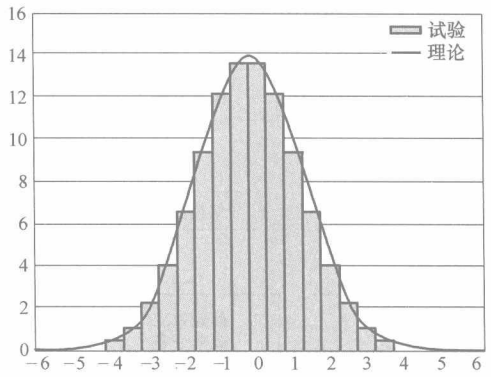


图 1.1.15 振动荷载数据

随机变量 X 服从一个数学期望为 μ 、方差为 σ^2 的正态分布，记为 $N(\mu, \sigma^2)$ 。其概率密度函数为：

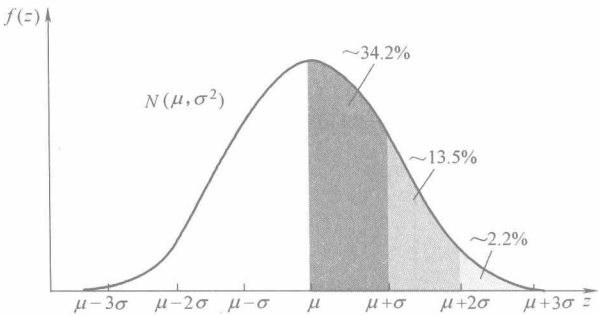


图 1.1.16 正态分布曲线

$$f(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma} \exp\left[-\frac{(z-\mu)^2}{2\sigma^2}\right]$$

正态分布的一个重要特性 3σ 原则：用均方根值区间来表示数据的分布概率，如图 1.1.16 所示。

$$P(\mu - \sigma \leq Z \leq \mu + \sigma) = 68.3\%$$

$$P(\mu - 2\sigma \leq Z \leq \mu + 2\sigma) = 95.4\%$$

$$P(\mu - 3\sigma \leq Z \leq \mu + 3\sigma) = 99.7\%$$

试验研究表明：在工程振动荷载三种类型的振动信号中，周期振

动和随机振动通常服从正态分布；而冲击振动为偏态分布，可按照对数正态分布或当量正态分布来统计。因此，可以运用正态分布的 3σ 原则，确定对应保证概率下的荷载效应和容许振动标准。这也是《建筑工程容许振动标准》和《工业建筑振动荷载规范》的编制依据。

第三节 旋转式机器

一、一般要求

旋转式机器包括汽轮发电机组、重型燃气轮机、旋转式压缩机、离心机、电动机、通风机、鼓风机、离心泵等。旋转设备工作时,由于转子系统不平衡、油膜不稳定、齿轮拟合、联轴器对中、轴承接触面形态及磨损、转子零件松动、边界层流动分离、流体介质动力等因素会引起机械振动。为了简化计算,找出在复杂振动因素中起控制作用的部分,忽略一些次要的因素,再结合经验方法,并运用修正系数实现振动荷载的包络特性。旋转设备振动荷载产生的一个主要原因是不平衡质量的偏心距,为此,可以根据旋转式机器的动力学特性描述为图 1.1.17 所示情形。

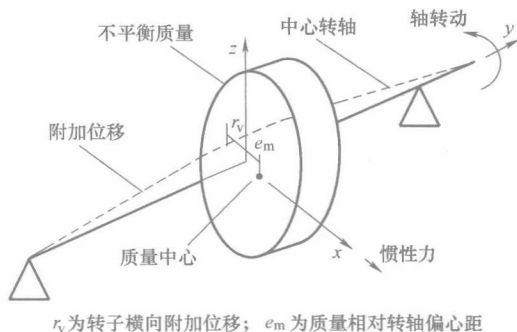


图 1.1.17 转子振动示意

如图 1.1.17 所示,转子偏心距可以表示为 $e=r_v+e_m$ 。考虑到影响转子偏心距的因素较多,精确计算这些因素较为困难。为了简化计算,通常采用对质量偏心距 (e_m) 乘以修正系数 (S_f) 方法;亦即,在工程上多以公式 $e=e_m S_f$ 来估计转子偏心距。因此,旋转设备振动荷载可以表示为:

$$F_v = m_r e_m \omega_0^2 = \beta_f m_r G \omega_0^2 \quad (1.1.5)$$

式中 m_r ——旋转部件质量 (kg);

e_m ——质量偏心距 (m);

G ——动平衡精度等级 (m/s), 按照表 1.1.2 取值;

n_0 ——转子额定工作转速 (r/min);

ω_0 ——额定角速度 (rad/s), 取 $\omega_0 = 0.105 n_0$;

W_r ——转子重量 (N), 取 $W_r = m_r g$;

g ——重力加速度, 可取 9.81 m/s^2 ;

β_f ——振动荷载系数, 一般取为 2.5。

转子平衡品质分级指南

表 1.1.2

机械类型:一般示例	平衡品质级别 G	量值 $e\omega$ (mm/s)
固有不平衡的大型低速船用柴油机(活塞速度小于 9m/s)的曲轴驱动装置	G 4000	4000
固有平衡的大型低速船用柴油机(活塞速度小于 9m/s)的曲轴驱动装置	G 1600	1600
弹性安装的固有不平衡的曲轴驱动装置	G 630	630
刚性安装的固有不平衡的曲轴驱动装置	G 250	250

续表

机械类型：一般示例	平衡品质级别 G	量值 $e\omega$ (mm/s)
汽车、卡车和机车用的往复式发动机整机	G 100	100
汽车车轮、轮箍、车轮总成、传动轴、弹性安装的固有平衡的曲轴驱动装置	G 40	40
农业机械 刚性安装的固有平衡的曲轴驱动装置 粉碎机 驱动轴(万向传动轴、螺旋轴)	G 16	16
航空燃气轮机 离心机(分离机、倾注洗涤器) 最高额定转速达 950r/min 的电动机和发电机(轴中心高不低于 80mm) 轴中心高小于 80mm 的电动机 风机, 泵, 齿轮 通用机械, 机床, 造纸机 流程工程机械, 透平增压机, 水轮机	G 6.3	6.3
压缩机 计算机驱动装置 最高额定转速大于 950r/min 的电动机和发电机(轴中心高不低于 80mm) 燃气轮机和蒸汽轮机 机床驱动装置 纺织机械	G 2.5	2.5
声音、图像设备 磨床驱动装置	G 1	1
陀螺仪 高精密系统的主轴和驱动件	G 0.4	0.4

确定质量偏心距的方法较多，主要分为动平衡精度等级法和容许振动值法，如表 1.1.3 所示。

偏心距计算公式

表 1.1.3

序号	公式	依据	使用情况	说明
1	$e=\beta_1 e_m=\frac{\beta_1 G}{\omega_0}$	动平衡 G	ACI 推荐	较为合理
2	$e=\min(12.7\sqrt{\frac{12000}{n_0}}, 12.5)$	容许振动值	有些设计公司	$n_0>12000$ 偏大
3	$e=\frac{6.35}{n_0}$	残余不平衡	使用较少	计算值太小
4	$e=12.5\sqrt{\frac{12000}{n_0}}$	经验公式	规范征求意见稿	与式 3 类似

根据表 1.1.3 所列计算公式的比较，推荐采用公式 1，结果较为合理。

二、汽轮发电机组与重型燃气轮机

汽轮发电机组和重型燃气轮机作用在基础上的振动荷载，可按下列公式计算：

$$F_{vx}=\beta_1 m_i G \omega_0$$

(1.1.6)

$$F_{vy} = 0.5F_{vx} \quad (1.1.7)$$

$$F_{vz} = F_{vx} \quad (1.1.8)$$

式中 F_{vx} ——机器转轴的横向振动荷载 (N);

F_{vy} ——机器转轴的纵向振动荷载 (N);

F_{vz} ——机器的竖向振动荷载 (N);

m_i ——作用在基础 i 点上的机器转子质量 (kg);

G ——动平衡精度等级 (m/s), 取 $G=2.5 \times 10^{-3}$ m/s;

β_f ——振动荷载系数, 取 2.5。

汽轮发电机组和重型燃气轮机基础进行动力计算时, 振动荷载的作用位置宜与机组的轴承支座中心线一致, 高度宜取转子的中心线。

三、旋转式压缩机

旋转式压缩机作用在基础上的振动荷载, 可按下列公式计算:

$$F_{vx} = \beta_f m_r G \omega_0 \quad (1.1.9)$$

$$F_{vy} = 0.5F_{vx} \quad (1.1.10)$$

$$F_{vz} = F_{vx} \quad (1.1.11)$$

式中 m_r ——旋转部件质量 (kg);

G ——动平衡精度等级 (m/s), 可取 $G=2.5 \times 10^{-3}$ m/s。

注: 当旋转式压缩机与驱动机之间有变速箱, 计算机器转子的质量时, 应计入变速箱内对应相同转速的齿轮、转轴的质量。

振动荷载作用点的位置, 宜根据机器转子的质量分布状况确定。

四、离心机

1. 振动荷载计算公式

离心机是作为一种分离固-液相、液-液相、液-液-固相混合物的典型化工机械, 广泛应用于多种生产过程。离心机不同于离心泵、离心压缩机、离心风机等高速回转机械, 除了离心机转鼓质量不均匀、尺寸误差等因素引起的质量偏心外, 它在生产中处理不均匀的介质 (液体或气体), 还会因生产过程中物料性能的差异及操作上的因素, 比如布料不均引起回转件质量偏心, 致使离心机产生偏心离心力, 传递到基础上, 使得基础承受振动荷载。

离心机 (不管是立式还是卧式), 一般做成悬臂结构, 这种布置形式的离心机在工作时很容易产生由偏心离心力引起的振动荷载 F_v 。而振动荷载的方向不断变化, 但始终沿半径向外, 其荷载大小按式 (1.1.12) 计算:

$$F_v = m_r e_r \omega^2 \quad (1.1.12)$$

$$\omega = 0.105n \quad (1.1.13)$$

式中 F_v ——离心机振动荷载 (N);

m_r ——离心机旋转部件总质量 (kg), 离心机旋转部件总质量可取转鼓体的质量及转鼓内物料的质量之和;

e_r ——离心机旋转部件总质量对离心机轴心的当量偏心距 (m);

ω ——离心机的工作转速时的角速度（rad/s）；

n ——离心机工作转速（r/min）。

卧式离心机的振动荷载，可按下列公式计算：

$$F_{vx} = F_v \quad (1.1.14)$$

$$F_{vy} = 0.5F_v \quad (1.1.15)$$

$$F_{vz} = F_v \quad (1.1.16)$$

式中 F_{vx} ——垂直于离心机转轴的横向振动荷载（N）；

F_{vy} ——离心机转轴的纵向振动荷载（N）；

F_{vz} ——垂直于离心机转轴的竖向振动荷载（N）。

立式离心机的振动荷载，可按下列公式计算：

$$F_{vx} = F_v \quad (1.1.17)$$

$$F_{vy} = F_v \quad (1.1.18)$$

$$F_{vz} = 0.5F_v \quad (1.1.19)$$

式中 F_{vx} ——垂直于离心机转轴的横向振动荷载（N）；

F_{vy} ——离心机轴的纵向振动荷载（N）；

F_{vz} ——垂直于离心机轴的竖向振动荷载（N）。

2. 旋转部分质量的取值

离心机旋转部件总质量可取转鼓体的质量及转鼓内物料的质量之和，轴承、联轴器等对于振动荷载的影响宜计入偏心距中。

3. 当量偏心距 e

离心机旋转部件总质量对于离心机轴心的当量偏心距 e ，可按表 1.1.4 确定。

离心机旋转部件总质量对于离心机轴心的当量偏心距 e （mm）

表 1.1.4

机器类别	工作转速 n (r/min)			
	$n \leq 750$	$750 < n \leq 1000$	$1000 < n \leq 1500$	$1500 < n \leq 3000$
离心机	0.300	0.150	0.100	0.050
分离机	$n \leq 5000$	$5000 < n \leq 7500$	$7500 < n \leq 10000$	$10000 < n \leq 20000$
	0.030	0.015	0.010	0.005

注：表中 e 的取值已计入轴承、联轴器等对于振动荷载的影响。

在腐蚀环境中工作的离心机，其旋转部件总质量对轴心的当量偏心距 e ，应按表 1.1.4 的数值乘以介质系数，介质系数可取 1.1~1.2，工作转速较低时取小值，工作转速较高时取大值。

五、通风机、鼓风机、电动机、离心泵

1. 振动荷载计算公式

通风机、鼓风机、电动机、离心泵的转子振动荷载，可按下列公式计算：

$$F_{vx} = \beta_f m_r e \omega^2 \quad (1.1.20)$$

$$F_{vy} = 0.5F_{vx} \quad (1.1.21)$$

$$F_{vz} = F_{vx} \quad (1.1.22)$$

式中 F_{vx} ——垂直于转轴的横向振动荷载（N）；

- F_{vy} ——转轴纵向振动荷载 (N);
 F_{vz} ——垂直于转轴的竖向振动荷载 (N);
 m_r ——旋转部件的总质量 (kg);
 e ——转子质心与转轴几何中心的当量偏心距 (m);
 ω ——转子转动角速度 (rad/s)。

由上列公式可知, 旋转式机器的振动荷载确定取决于旋转部分质量和偏心距两个参数的合理取值。

2. 旋转部分质量的取值

旋转部分质量一般包括: 转子或叶轮、轴承、联轴器或槽轮 (也称飞轮、皮带轮), 为了计算方便和取值统一, 旋转部分的质量可直接取转子或叶轮的质量, 至于轴承、联轴器等对抗力的影响较小, 可将这些因素综合到当量偏心距 e 中去。

3. 当量偏心距 e

既要考虑机器出厂时的偏心距, 又要考虑机器在正常使用条件下, 由各种因素引起的偏心距增值, 包括: 机器安装偏差; 使用过程中的磨损、腐蚀和锈蚀; 转子弯曲变形; 旋转部分质量取值的误差等。经过大量的实测资料和对使用过的设备调查研究以及参考国外有关资料, 我国《工业建筑振动荷载规范》给出了当量偏心距 e 可按下式计算:

$$e = \frac{6.3}{1000\omega} \quad (1.1.23)$$

第四节 往复式机器

一、振动荷载的特点

1. 工作原理

往复式机器是指曲柄 (或曲轴) 与连杆, 以及做往复运动的活塞组成曲柄连杆机构的一种机械装置。这类机器包括: 往复式压缩机和往复泵, 往复式发动机亦称内燃机, 如柴油机和汽油机等。广泛应用于机械、汽车、船舶、石油、化工等行业。具有易于启动、稳定性好、运行成本低等优点。

往复压缩机和往复泵等属于从动设备, 需要外部动力驱动工作。当设备运行时, 其主轴需要由电机带动, 做匀速旋转运动, 主轴上的曲轴 (即曲柄) 带动连杆, 并驱动活塞做直线往复运动, 起到压缩活塞缸内气态或液态介质的目的。而发动机则属于动力设备, 动力传递过程刚好相反, 由活塞缸内的气体燃烧驱动活塞在缸内往复运动, 带动曲轴, 并经由连杆带动主轴旋转, 达到输出动力的目的。

往复式机器的振动荷载 (亦即扰力) 可分为由曲柄、连杆等旋转运动部件产生的不平衡质量的旋转运动惯性力 (即离心力) 和由连杆、活塞杆、活塞、连接组件等往复运动部件产生的质量往复运动惯性力两部分振动荷载。此外对于多缸机来说, 还有各列气缸的分力向主轴上气缸布置中心平移时形成振动力矩荷载。往复机器示意简图见图 1.1.18 所示。

2. 振动荷载的特点

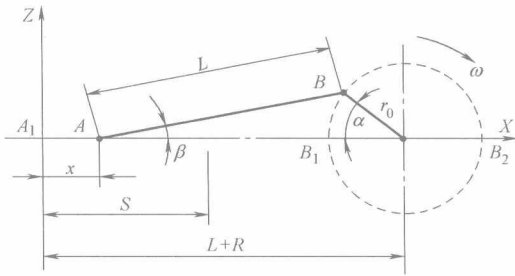


图 1.1.18 曲柄连杆机构运动示意

图中：A—活塞销中心；B—曲柄销中心；L—连杆长度； r_0 —曲柄半径；S—活塞行程， $S=2r_0$ ； λ —曲柄半径连杆长度比（连杆比）， $\lambda=r_0/L$ ； α —曲柄转角，曲柄顺时针方向旋转时，从气缸中心线的上方起顺时针方向为正； β —连杆摆角，自气缸中心线向右为正； x —活塞位移，从上止点位置向下为正。

往复机器曲柄连杆机构的作用力包括缸体里气体或液体的作用力、部件重力、惯性力和反力矩等。对于往复机器的振动荷载而言，主要考虑机构的惯性力和反力矩的作用。往复式机器的惯性力是由曲柄连杆机构的不平衡惯性力引起的。这里的惯性力包括旋转惯性力和往复惯性力两部分。

往复机器的惯性力和反力矩都与曲柄连杆机构的运动状态有关，起控制作用的是机构运动加速度和运动部件的质量。

旋转运动离心力的大小不变、只改变方向，往复运动惯性力的方向不

变、只改变力的大小。往复式机器的振动荷载是将各列曲柄连杆机构的旋转运动离心力与往复运动惯性力合成后，以总的竖向扰力、水平 x 向扰力或扰力平衡后的回转力矩、扭转力矩表示。倾覆力矩则以未平衡的简谐分量表示。扰力和扰力矩具有以下特点：

(1) 扰力和扰力矩具有多方向、多谐次特性。旋转运动离心力的扰频率与转速对应，称为一谐扰力；往复运动惯性力的扰频率有 2 个，与转速对应的为一谐扰力，与 2 倍转速对应的为二谐扰力，高于二谐的扰力很小，可忽略不计。扰力有 4 个参数：即沿竖向 z 轴作用的一谐扰力 F_{vz1} 、二谐扰力 F_{vz2} ，沿水平向 x 轴作用的一谐扰力 F_{vx1} 、二谐扰力 F_{vx2} ；扰力平衡后形成的力偶为扰力矩，也有 4 个参数：即竖向扰力形成绕 x 轴作用的回转力矩 M_{vx1} 和 M_{vx2} ，它激发机器及其基础产生纵摇，水平 x 向扰力形成绕 z 轴作用的扭转力矩 M_{vz1} 和 M_{vz2} ，它激发机器及其基础产生平摇，亦称偏航。

气缸内气体压力产生的倾覆力矩未平衡的简谐分量，以绕 y 轴作用的各谐次倾覆力矩 M_{vyi} 表示。往复运动惯性力和气缸内液体压力产生的倾覆力矩可以不计入振动荷载。

(2) 往复式机器的振动荷载大小和方向由机器的平衡性能决定，共有 3 种平衡方式：

首先是结构式平衡，即结构形式和气缸数对平衡性能影响是最大的。结构形式是曲柄和气缸中心线的配置，分为立式、卧式、角度式、对置式和对称平衡型几种，角度式又分 L 形、V 形、W 形和 S 形，V 形还可根据气缸中心线的夹角细分。随曲柄和气缸数的增加，平衡性能大为改善。单缸机的平衡性能是最差的，2~4 缸的立式、卧式机平衡性能也不太好，对称平衡型和角度式平衡性能较好。多缸机的平衡性能大大优于单缸机，且缸数愈多平衡性能愈好，当一列（排）气缸达到 6 个或 6 个以上时，一谐、二谐扰力和扰力矩均可全部平衡，8 个扰力参数都为 0，振动荷载转由误差决定。气缸数对倾覆力矩未平衡的主谐次影响也很大，当倾覆力矩的主谐次超过 4、且转速较高时，该部分振动荷载也主要由误差控制。

其次是平衡铁平衡，它用于平衡一谐扰力和扰力矩，不仅旋转运动产生的可全部平衡，通过适当的曲柄气缸配置，往复运动产生的也可以全部平衡。

再次是平衡装置平衡，它用于平衡理论计算公式未能平衡的二谐扰力和扰力矩，有时