

燃气轮机的振动测量

[苏] M·K·西多连科 著

沈文钧 译

阎桂荣 校

452790

国防工业出版社

V231.4/05

452790

燃气轮机的振动测量

[苏] M. K. 西多连科 著

沈 文 钧 译

闫 桂 荣 校

14K-7108



国防工业出版社



C0197015

内 容 简 介

本书比较系统地阐述了与燃气涡轮发动机振动研究有关的综合性问题。

全书共分五章:第一章叙述了燃气涡轮发动机振动的主要原因、结构与特征;第二章和第三章叙述了测量方法,以及由试验仪器带来的性能误差与畸变处理方法等重要问题;第四章详细地研究了复杂振动的综合参数及综合标准;第五章讨论了燃气涡轮发动机振动测量用的ИИС信息测量系统的几种方案,并对其效率作了评价。

本书可供从事燃气轮机方面工作的技术人员以及有关院校的师生参考。

ВИБРОМЕТРИЯ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

М. К. Сидоренко

Машиностроение 1973

燃气轮机的振动测量

[苏] М. К. 西多连科 著

沈文钧 译

闫桂荣 校

国防工业出版社出版

本书在北京发行所发行 各地新华书店经售

上海商务印刷厂排版 国防工业出版社印刷厂印装

787×1092 1/32 印张7 3/4 168千字

1980年2月第一版 1980年2月第一次印刷 印数:0,001—4,000册

统一书号:15034·1864 定价:0.82元

目 录

序言	1
----------	---

第一章 燃气涡轮发动机的振动

1. 基本概念和定义	3
1.1 谐波振动	3
1.2 振动迭加	8
1.3 振动参数和测量单位	10
1.4 发动机的一般振动。谐波	13
2. 承力机匣的振动	16
2.1 转子的振动	16
2.2 螺旋桨的振动	22
2.3 燃气-空气通道内的振动	30
2.4 高频振动	33
2.5 典型频谱	42
3. 非承力构件的振动	52
3.1 附件	52
3.2 导管	59
3.3 薄壁壳	63
4. 振动的某些概率-统计特性	69
4.1 随机振动	69
4.2 随机过程的分类	73
4.3 窄频带振动的统计特性	74
4.4 窄频带振动的结构形成	78

4.5	宽频带振动的统计特性	85
4.6	振动的某些数学模型	87
5.	振动强度的判据	95
5.1	强度的判据和标准	95
5.2	振动速度作为强度判据	97
5.3	各种强度判据的关系	103

第二章 测 量

1.	测量系统	107
1.1	一般要求	107
1.2	测量线路的组成	109
1.3	测量系统举例	118
2.	测量方法的若干问题	122
2.1	灵敏度和振幅范围	122
2.2	记录的持续性	124
2.3	高频振动测量的特性	127
2.4	同传感器联用的测量误差	129
3.	校准	135
3.1	带感应式传感器的仪器	135
3.2	带压电晶体式传感器的仪器	138
3.3	直接通电校准	140

第三章 测量结果的处理

1.	手工处理	143
1.1	近似的频谱分析	143
1.2	分析结果的解释	155
1.3	手工处理的其它方式	160
2.	仪器分析	161
2.1	一般情况	161

2.2	分析仪的选择	166
2.3	必然过程与随机过程的分析	171
2.4	近似图解分析结果与仪器分析结果的比较	177

第四章 振 动 的 检 查

1.	振动的综合参数	182
1.1	检查方法	182
1.2	多谐波振动的参数	186
1.3	综合参数与成分参数的关系	189
1.4	综合标准	193
2.	发动机一般振动的检查	197
2.1	振动指示器	197
2.2	对指示器的特殊要求	201
3.	宽范围振动的综合参数	208
3.1	综合参数预测的灵敏度	208
3.2	宽范围振动的检查	212
3.3	非承力构件振动状态的预测	214
3.4	测量结果的解释	216

第五章 信息-预测综合

1.	振动研究的信息观点	224
2.	信息-预测综合理论的若干问题	229
2.1	按典型问题区分测量系统的作用	230
2.2	设定数据的应用	231
2.3	模拟和数字组合的测量装置	231
2.4	研究新方法的应用	232
2.5	完成试验的阶段性的	233
	参考文献	237

序 言

燃气涡轮发动机越来越广泛地应用于国民经济各个部门：如航空、船舶制造、动力工程、运输部门。因此决定发动机质量的所有技术经济指标在不断提高。燃气涡轮发动机的可靠性和寿命是提高经济效率的主要因素，对此提出了特别的要求^[3]。可靠性与寿命在很大程度上取决于发动机振动强度的量级。

发动机指标改善使发动机的速度增加，动强度提高，工作过程及结构形式（多级压气机、双函道、加力燃烧室）趋于复杂化，使发动机采用了轻型和薄壁构件。由于上述原因使发动机的振动特性复杂化并使其零件的振动载荷有所增加，即振动应力和振动危险性增加，因此振动破坏的因素显著增加^[35]。

为了保证发动机质量，必须消除振动。发动机设计、试验、批生产和使用等各个阶段都要消除振动。用计算和试验的方法的结合来消除振动。燃气涡轮发动机振动现象较复杂，使试验居于主要地位。振动试验方案的决定及其结果的分析是一项复杂的研究任务。测量信息的容量在急剧地增加着。不久前，燃气涡轮发动机振动的测量还是少见的，并且多半带有认识性质。目前则在广泛地研究振动测量问题，以及发展有效估计发动机一般振动状态的方法。在发动机各种试验及运转时，承力机匣振动量级的检验，已被列入工艺规程中。被检验的发动机部件数量的增加，使测量信息处理复杂化。

鉴于性能研究和测量任务的扩大, 燃气涡轮发动机振动测量发生了实质性的变化。正在探索更合理的研究方法, 更有效的自动化方法, 用于测量及测量信息的处理。因此, 信息测量系统及测量全过程的效率问题的研究具有现实意义。

本书试图从统一方法的观点, 系统阐述与燃气涡轮发动机振动研究有关的综合性问题。

书中综述了作者在燃气涡轮发动机振动测量领域里实际工作的长期经验与研究成果, 参考了先进企业的经验, 使文献资料系统化。

在第一章里叙述了燃气涡轮发动机振动的主要原因、结构与特征, 同时收进了较新的和在一定程度上按照概率统计观点来研究的问题。通过经验、数据的分析和综合, 可以找出新的更有效的振动强度的判据——振动速度。运用这种判据和燃气涡轮发动机振动的一般规律, 可以预测出所研究的振动频谱来。

要正确地解释试验结果, 就必须考虑试验的方法和测量技术的特点。在第二章和第三章内将叙述测量方法, 以及由试验仪器带来的性能误差与畸变处理方法等重要问题。

燃气涡轮发动机振动检验的广泛应用, 要求对大批测量的特点进行研究。在第四章中详细地研究了复杂振动的综合参数及综合标准, 这些参数和标准是建立在各种强度判据的应用基础上的。引入了关于燃气涡轮发动机振动状态指示器的特性类别。

测量的大容量和复杂性要求应用高效率的信息测量系统(ИИС), 它使用的是快速测量和计算装置。在第五章里讨论了燃气涡轮发动机振动测量用的 ИИС 信息测量系统的几种方案, 并对其效率作了评价。

第一章 燃气涡轮发动机的振动

1. 基本概念和定义

1.1 谐波振动

质点的振动由运动规律及此规律的参数来描述。

振动运动最简单的形式是谐波运动，它是按正弦或余弦规律进行的(图 1.1)：

$$x = A \cos(\omega t - \varphi).$$

振幅 A 表示偏离初始位置的最大位移。若在一定时间 T 以内振动完成一个循环，则 T 称为周期。

按振动周期确定振动频率

f ，它等于单位时间内完成的振动次数(循环)；而振动圆频率 ω ，等于在 2π 秒内完成的振动次数。这些参数的联系由下述关系式表示：

$$f = \frac{1}{T}; \quad \omega = 2\pi f = \frac{2\pi}{T}. \quad (1.1)$$

圆(角)频率是与以矢量描述振动相联系的。谐波运动可以在矢量图(图 1.2)上以等角速度 ω 旋转的矢量 $\bar{A}$ 来表示。如以矢量和 ox 轴相合时作为时间计算的开始，则矢量在坐标轴上的投影等于：

$$x = A \cos \omega t; \quad y = A \sin \omega t.$$

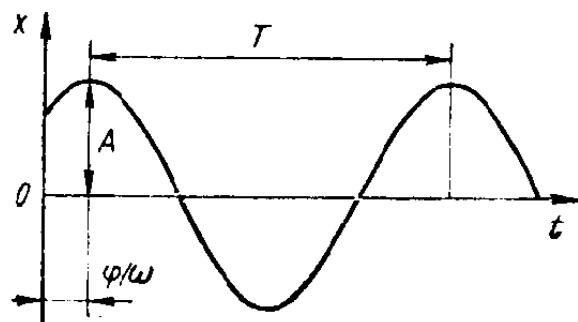


图 1.1 谐波振动

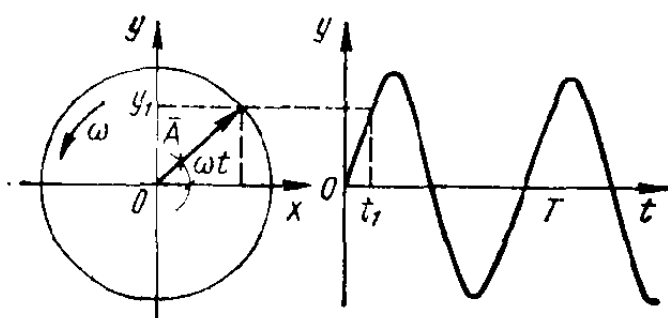


图 1.2 振动矢量图

它们表示沿着相应轴的直线运动，当相位角 ωt 变动 2π 弧度时运动完成一个循环。

初始相位角决定物体在初始(读数)瞬时的位置。在任意选择初始瞬时它没有独立的意义。

在讨论同一频率的两个振动过程时

$$x_1 = A_1 \cos(\omega t - \varphi_1); \quad x_2 = A_2 \cos(\omega t - \varphi_2)$$

相位角之差(振动相位)是有物理意义的

$$\varphi = \varphi_2 - \varphi_1.$$

如这些过程描述同一频率的振动，则合成振动是该频率的谐波振动

$$x = x_1 + x_2 = A \cos(\omega t - \varphi) \quad (1.2)$$

振幅为

$$A = \sqrt{A_1^2 + A_2^2 + 2A_1A_2 \cos(\varphi_2 - \varphi_1)} \quad (1.3)$$

初始相位角是

$$\varphi = \arctg \left[- \frac{A_1 \sin \varphi_1 + A_2 \sin \varphi_2}{A_1 \cos \varphi_1 + A_2 \cos \varphi_2} \right]. \quad (1.4)$$

一般把发生在机械系统内的振荡理解为振动。振动可用三个互相相关的振动量来描述：振动位移 $s(t)$ ，振动速度 $v(t)$ 及振动加速度 $w(t)$ $\ominus$ 。

$\ominus$ 第四个振动量是振动的尖锐性 $r(t) = \frac{d^3 s}{dt^3}$ 。在燃气涡轮发动机测量中，实际不应用它。

谐波振动时

$$s = S \sin \omega t; \quad v = \omega S \cos \omega t = V \cos \omega t;$$

$$w = -\omega^2 S \sin \omega t = -W \sin \omega t.$$

位移振幅 S ，速度 V 与加速度 W 用下式联系起来

$$V = \omega S; \quad W = \omega^2 S = \omega V. \quad (1.5)$$

把振动区分为直线振动和角(转动、扭转)振动。钟表摆的振动、机器转轴的扭转振动等可作为角振动的例子。线振动可能是直线的(振动点沿直线运动)、平面的(振动点沿平面运动)、体积的(振动点在空间某个容积内运动)。下面首先研究线振动。

最简单的机械系统(图 1.3)包括惯性元件(质量为 m 的重物)、弹性元件(弹性系数为 k 的弹簧)、阻尼元件(阻尼系数为 h 的阻尼器)。假定质量集中于 O 点，而弹簧是无重量的。振动仅可能在垂直方向产生。现研究在静平衡位置附近的微小振动，其阻力与运动的速度成正比。此系统具有一个自由度。重物在任何瞬时的位置可由一个坐标确定。

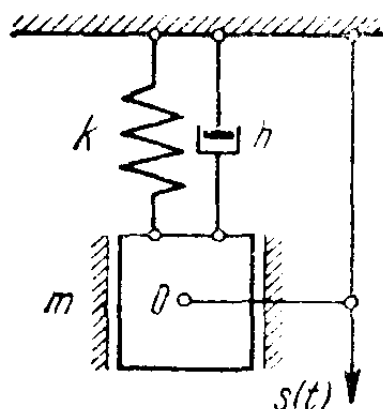


图 1.3 单自由度振动系统

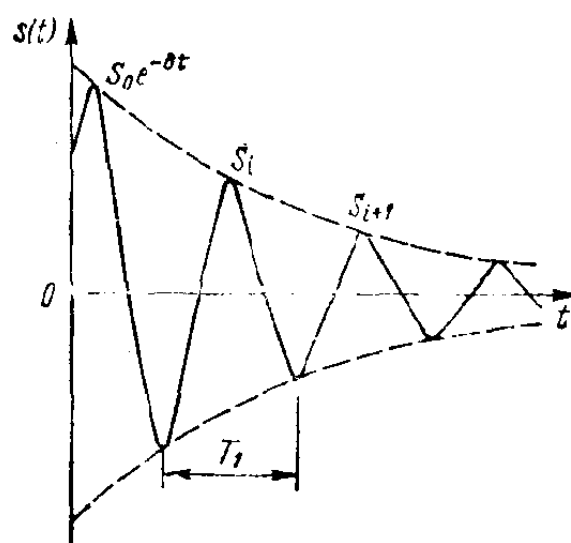


图 1.4 阻尼振动

在无干扰力 $P(t)$ 时，重物的自由(固有)振动用方程式表示如下：

或

$$m\ddot{s} + h\dot{s} + ks = 0 \quad (1.6)$$

式中

$$\ddot{s} + 2\delta\dot{s} + \omega_0^2 s = 0 \quad (1.7)$$

$$\delta = \frac{h}{2m}, \quad (1.8)$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}. \quad (1.9)$$

当 $\delta < \omega$ 时重物作频率为 ω_1 的阻尼振动(图 1.4):

$$s = S_0 e^{-\delta t} \cos(\omega_1 t - \varphi), \quad (1.10)$$

式中 S_0 ——初位移;

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\delta}{\omega_1},$$

$$\omega_1 = \sqrt{\omega_0^2 - \delta^2}. \quad (1.11)$$

ω_0 称为无阻尼振动的固有频率, ω_1 是阻尼振动的固有频率。振动的阻尼系数 δ 表示振动的阻尼程度: 在时间间隔 $\tau_0 = \frac{1}{\delta}$ 内振幅减少到 $\frac{1}{e}$ 。阻尼的无因次表示是振动的对数衰减系数 d 。它取决于阻尼振动两个相邻振幅的比

$$d = \ln \frac{S_i}{S_{i+1}} \quad (1.12)$$

而阻尼系数与阻尼振动周期的关系则为

$$d = \delta T_1. \quad (1.13)$$

阻尼振动经过 $n = \frac{1}{d}$ 循环, 其振幅减少到 $\frac{1}{e}$ 。

在加在重物上的谐波干扰力 $P_0 \cos \omega t$ 作用下, 振动方程式为:

$$\ddot{s} + 2\delta\dot{s} + \omega_0^2 s = \frac{P_0}{m} \cos \omega t. \quad (1.14)$$

在稳定状态时, 重物以干扰力的频率作强迫振动

$$s = S \cos(\omega t - \varphi).$$

式中

$$S = \frac{P_0}{k} \frac{1}{\sqrt{(1-\gamma^2)^2 + (\gamma/D)^2}}, \quad (1.15)$$

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\gamma/D}{1-\gamma^2}, \quad \gamma = \frac{\omega}{\omega_0}, \quad D = \frac{\omega_0}{2\delta}. \quad (1.16)$$

表达式

$$\beta_s = \frac{S}{S_{\text{cr}}} = \frac{1}{\sqrt{(1-\gamma^2)^2 + (\gamma/D)^2}} \quad (1.17)$$

称为共振曲线或动力系数。当固有频率与强迫振动频率相同时 ($\gamma=1$) 发生共振, 其振幅急剧地增加 (图 1.5)。参数 D 表示振动系统阻尼与共振的性质。在共振时振幅

$$S_{\text{pes}} = \frac{P_0}{k} D = D S_{\text{cr}}$$

是在力 P_0 静止加上时的位移 s_{cr} 的 D 倍。共振振幅只有用阻尼力加以限制。对数衰减系数与参数 D 成反比关系

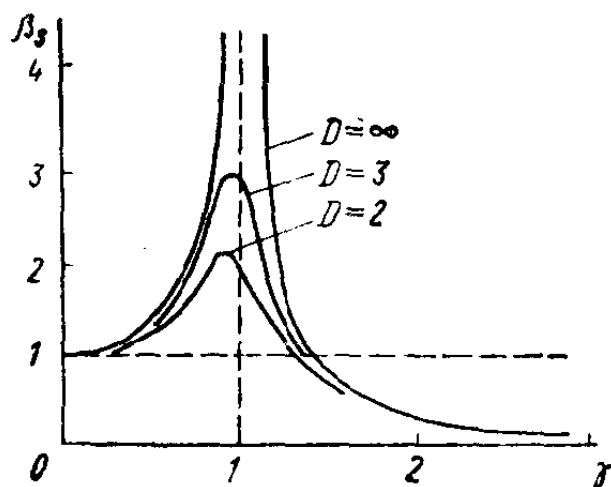


图 1.5 位移共振曲线

$$D = \frac{\pi}{d} \sqrt{1 + \left(\frac{d}{2\pi}\right)^2} \approx \frac{\pi}{d}. \quad (1.18)$$

在无线电技术中参数 D 称为品质因数。在力学中, 考虑到振动放大不是所希望的, 给以比较适当的术语“动力系数”。动力系数是表示受动载荷的振动系统灵敏度 (敏感性) 的数量, 它等于共振时振动放大的程度

$$D = \frac{S_{\text{pes}}}{s_{\text{cr}}}. \quad (1.19)$$

参数 D 可按自由振动计算 (用对数衰减系数) 或根据强迫振动共振曲线计算。

在研究振动位移、速度或加速度时, 共振曲线的形状是不同的。

振动速度的共振曲线的表达式为

$$\beta_v = \frac{V}{\omega_0 s_{cr}} = \frac{\gamma}{\sqrt{(1-\gamma^2)^2 + (\gamma/D)^2}},$$

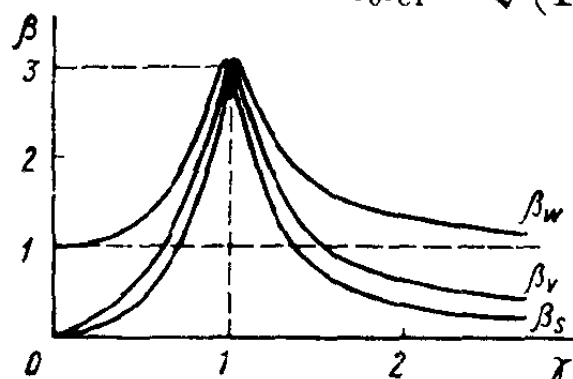


图 1.6 位移、速度、加速度共振曲线

而振动加速度共振曲线表达式为:

$$\begin{aligned} \beta_w &= \frac{W}{\omega_0^2 s_{cr}} \\ &= \frac{\gamma^2}{\sqrt{(1-\gamma^2)^2 + (\gamma/D)^2}}. \end{aligned}$$

上述共振曲线的最大值存在某些差别, 这些曲线是在某些不同的 γ 值时达到最大值的 (图 1.6), 但当 $D > 3$ 时这些差别可以忽略不计。

1.2 振动迭加

在一般情况下外力可能是任意的, 例如, 周期的、非周期的、脉冲的。在此情况下分析线性系统的强迫振动时, 可以应用振动迭加 (相加) 原理。

按迭加原理, 由各种外力引起的线性系统的振动是互相独立的。若外力用谐波振动总和的形式表示

$$P(t) = \sum_{i=1}^n P_i \cos(\omega_i t - \alpha_i), \quad i=1, 2, 3 \dots, \quad (1.20)$$

则稳定的强迫振动是由外力的每个谐波分量引起振动的线性相加的形式:

$$s(t) = \sum_{i=1}^n S_i \cos(\omega_i t - \alpha_i - \varphi_i), \quad (1.21)$$

式中

$$S_i = \frac{P_0}{k} \frac{1}{\sqrt{(1-\gamma_i^2)^2 + (\gamma_i/D)^2}}, \quad (1.22)$$

$$\lg \varphi_i = \frac{\gamma_i/D}{1-\gamma_i^2}, \quad \gamma_i = \frac{\omega_i}{\omega_0}. \quad (1.23)$$

把力分解成它的谐波分量 (1.20) 并依次代入方程式 (1.14), 按 (1.22) 求得所有点振动的谐波分量。合成振动就用谐波振动的总和 (1.21) 来确定。

在线性系统合成振动的频谱上出现具有外力频谱所有频率的谐波分量 ω_i , 将不产生其他频率的振动。各分力以及与其相应的点振动之间振幅关系 (1.22) 与相位角 (1.23) 决定于频率比 γ_i 。振动系统是具有选择性的, 对于接近于其自然频率的分量是灵敏的, 对于频率为 $\omega_i > \sqrt{2}\omega_0$ 的分量反应比较弱 (图 1.7)。

在几个力同时作用时, 它们一般是非周期性的

$$P(t) = P_1(t) + P_2(t) + P_3(t) + \dots,$$

由每个力的全部谐波分量来决定。点的合成振动由全部干扰力谐波振动的总和来决定, 而与振源无关。若两个外力分量具有同一频率, 则点的振动分量频率可根据公式 (1.2) 及 (1.3)、(1.4) 而定。

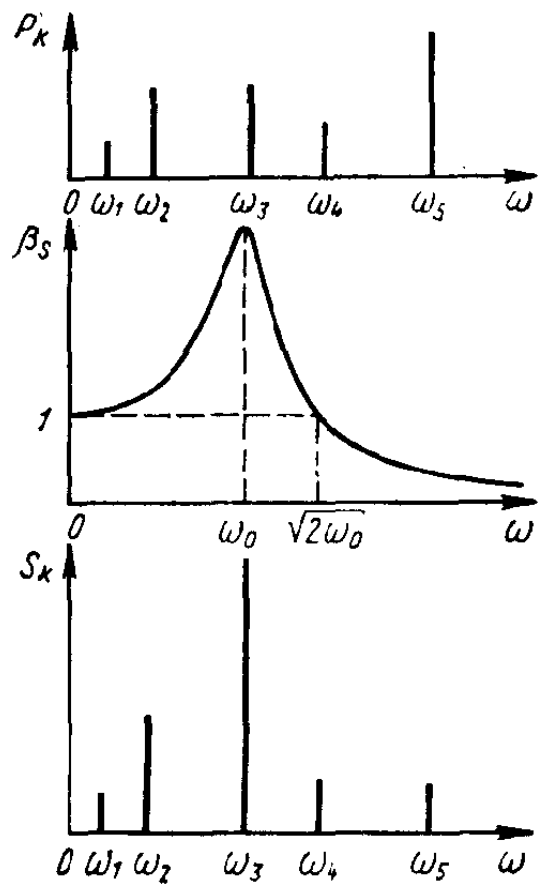


图 1.7 对多谐波干扰力的
振动系统的反应

1.3 振动参数和测量单位

振动是随时间变动的过程,它由相应的振动规律所描述,并用这个规律的一定的参数来表示。谐波振动可用三个独立的参数来描述:振幅、频率及初始相位。振动频率的测量单位是赫兹,而与它有关的表达式(1.1)中振动周期与圆频率相应为秒与弧度/秒($1 \text{ рад} = 57.295^\circ$)。

振幅测量的单位决定于被测的振动量。振动位移为米,速度为米/秒,加速度为米/秒²。广泛应用实用单位制:位移为毫米,速度为毫米/秒,加速度为标准重力加速度的单位($1g = 9.807 \text{ 米/秒}^2$)。加速度实用制与国际制的关系为

$$J[g] = \frac{W}{9.807}. \quad (1.24)$$

有时要求无因次参数 k , 它等于振动加速度与重力加速度之比

$$k = \frac{W}{g}. \quad (1.25)$$

此参数称为振动过载系数,在数量上它与用 g 表示的加速度相同。

为了进行以实用单位制表示的谐波振动参数的换算,使用线图是比较方便的。线图是用对数坐标 $V-f$ (图 1.8) 建立的。斜线是位移及加速度的对数刻度。此线图上的每一点决定谐波振动的四个参数值 S 、 V 、 J 、 f , 其中两个可以是未知的。按任意两个已知的参数很容易确定另外两个。例如,当 $f = 500$ 赫兹、 $J = 20g$ 时,在线图上可找到相应的频率线与加速度振幅线的交点,此点可以确定 $S = 0.02$ 毫米, $V = 63$ 毫米/秒。

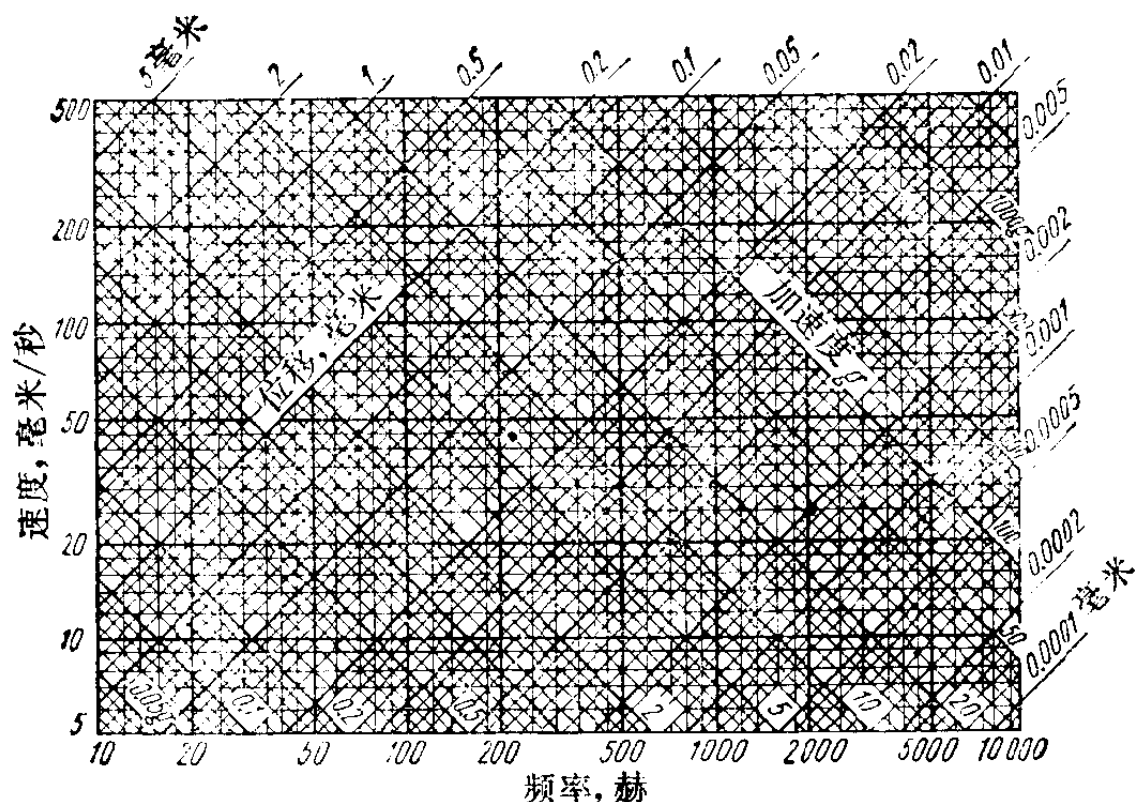


图 1.8 振动参数换算线图

所列出的参数表示了单个谐波振动分量。复杂振动同样可用某些一般参数表示。

振动峰值取决于离开坐标轴这边或那边振动量的最大偏移值:

$$x_{\text{пик}} = |x_{\text{max}}|. \quad (1.26)$$

峰值往往是个随机量(见后面), 在这种情况下补充说明是必要的。例如, 在选择振动物体间的间隙量时, 位移的峰值 $x_{\text{пик}}$ 表示振动物体最大偏移, 加速度的峰值 $j_{\text{пик}}$ 用来估计最大惯性力。振动速度的峰值没有特别的物理意义。

振动的实际值或有效值

$$x_{\text{д}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} x^2(t) dt} \quad (1.27)$$

对于振动速度有一定的物理意义, 因为振动能量一般与振动速度的平方成比例。