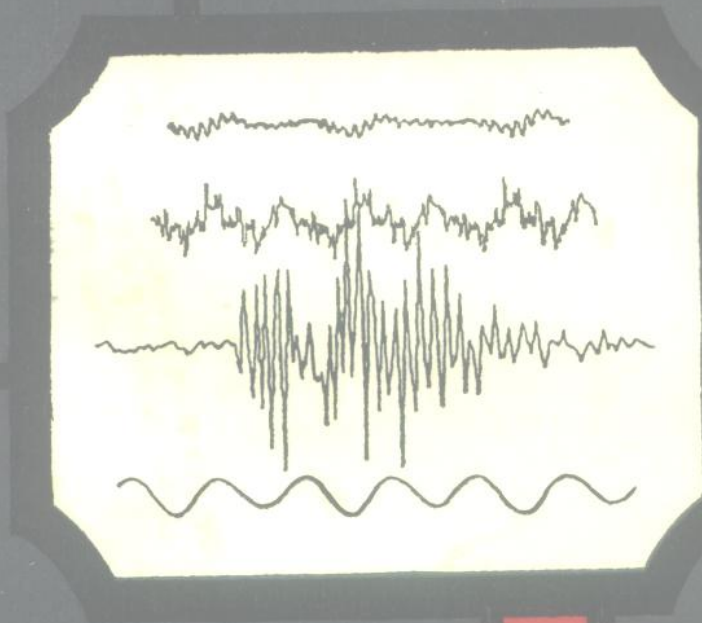


# 内燃机振动控制

谭达明 编著



西南

版社

西南交通大学出版社

(川) 新登字 018 号

## 内 容 提 要

本书系统论述内燃机振动控制的基本理论和应用问题。内容包括内燃机振源分析和振动评价标准；整机振动及其隔离，结构振动、扭转振动等方面的基本理论、影响因素和控制途径；内燃机动态性能预测；内燃机故障的振动诊断；以及相应的近代测试、计算和分析方法。

本书可供内燃机以及相关的内燃机车、汽车拖拉机、工程机械、船舶等专业本科生和研究生使用，也可供有关教师、工程技术人员和科研人员参考。

## 内 燃 机 振 动 控 制

谭达明 编著

\*

西南交通大学出版社出版发行

(成都 九里堤)

四川省新华书店经销

西南交通大学出版社印刷厂印刷

\*

开本：787×1092 1/16 印张：15.625

字数：250千字 印数：1—2000册

1993年6月第一版 1993年6月第一次印刷

ISBN 7-81022-404-2/T·092

定价：9.60元

# 前 言

“内燃机振动控制”是近年来在大学开设的一门新课，是“内燃机动力学”的后续课程。作为该课程的教材，本书系统论述内燃机振动控制的基本理论和应用问题以及相应的近代测试、计算和分析方法。本书经铁道部“热能动力机械与装置专业”教学指导委员会推荐，用作铁路“内燃机”专业和“热能动力机械与装置”专业本科和研究生的专业教材。并可供相关的汽车拖拉机、工程机械、船舶等专业使用，也可供有关工程技术和科研人员参考。

内燃机是内燃机车、汽车拖拉机、轮船、内燃电站等动力装置的主要振动源和噪声源。随着它的高速、大功率、轻型化，其振动噪声问题愈加严重；而国际社会对振动噪声控制的要求却日益严格，这种矛盾和市场商品的剧烈竞争，使内燃机的振动控制问题得到前所未有的重视。其研究内容也从过去较多着眼于振动对内燃机本身工作性能和可靠性的影响扩大到对周围环境和设备振动噪声污染的控制。

内燃机振动控制的研究和生产实践，近二三十年国内外都取得了巨大的进展，其内容远远超出了传统的“内燃机动力学”（含扭转振动）课程的范围。为适应这些变化，满足人才培养的需要，推广现有的科研成果、并促进其发展，亟需将目前分散在各种技术期刊和少数相关学科专著中的上述研究成果及其新进展，进行归纳和整理，使之成为系统、完整地反映本学科近代水平的教材。本书就是作者在这方面的一次尝试，它包含有作者多年教学、科研的一些体会，希望本书的出版能对本学科的发展起到抛砖引玉的作用。

内燃机是一种多激振源、多振动类型的复杂振动系统。本书在对其激振源进行详细分析（第二章）的基础上，着重论述其中带有全局性的整机振动（第三章）、结构振动（第四章）和扭转振动（第五章，只谈其中的新问题）等三种振动类型；介绍它们的基本原理、影响因素、控制方法和性能预测（第六章）。其中扭转振动主要取材于船用和内燃机车用柴油机，它们的轴系（包括推进和附件传动轴系）比较复杂，扭转振动较为严重；结构振动则更多地取材于汽车拖拉机用高速内燃机，目前对这些机型结构噪声的限制较为严格；整机振动及其隔离问题则涉及各种类型，包括运输用和固定式内燃机等。至于部件振动如配气机构振动、燃料系统液力振荡等在相应的教材中已有所论述，本书将不涉及。

利用振动信号对机械设备故障进行诊断是近年来兴起的一个新技术领域，对保持设备的良好状态、安全生产和合理维修有重大意义。它与一般意义上的振动控制有密切的联系而又有所区别，是对振动控制概念上的一种延伸，具有巨大的理论意义和应用前景。为此，本书专辟第七章介绍它在内燃机领域应用的现状与发展。

机械阻抗方法是近代动力学分析的一种有效手段，书中经常涉及。为使对此比较生疏的读者能顺利阅读本书的有关内容，在附录中专门介绍机械阻抗的基本知识。

在此七章中，大学本科学学生可以有选择地学习第一章，第二章一、二节，第三章一、二、三节，第四章，第七章一、二节等部分和其余感兴趣的内容。

在编写过程中，作者参阅了国内外大量文献，书末只列出其中最主要的部分。专家们的学识和成就，使作者受益匪浅，丰富了本书的内容。作者谨向他们致以深切的谢意！

上海铁道学院王长荣副教授详细审阅了全部书稿，提出了宝贵的意见；北方交通大学贾萍稳副教授对全书进行了评阅，他们的意见使本书增色不少。责任编辑王成照副编审对提高本书质量作了大量的工作。董大伟讲师对作者的工作给予多方的协助。对他们的支持和帮助，作者一并表示衷心的感谢。作者还要感谢自己的妻子陶家晔副教授，她在思想上的鼓励以及在工作和生活上的支持，使作者得以在繁忙的工作中完成本书的写作。

作者期待着来自各方面的建议和批评。

谭达明

1992年8月

于西南交通大学

# 目 录

## 第一章 总 论

第一节 内燃机振动的类型	1
第二节 振动控制的一般方法	3
一、振动的危害及利用	3
二、内燃机振动控制的途径	4
第三节 振动的度量参数和评价标准	5
一、物理度量参数	5
二、振动烈度及其评级	7
三、振动的主观评价和标准	8

## 第二章 内燃机激振源

第一节 气体力频谱	10
一、气体压力级频谱图	10
二、影响因素	13
第二节 曲柄连杆机构惯性激振力	17
一、连杆双质量换算系统的精确度	18
二、机构参数偏差的影响	21
三、转速波动的影响	28
四、曲轴扭转振动的影响	31
五、曲柄连杆机构的改进和内燃机传力机构的发展	37
第三节 内燃机整机激振力的实验确定	38
第四节 喷油泵激振力	41
一、泵腔油压波形	41
二、凸轮阻力矩	42
三、凸轮轴轴承载荷	45

## 第三章 内燃机整机振动及其隔离

第一节 整机振动的运动分析	47
一、多弹性支承刚体的运动方程	47
二、固有频率和振型的矩阵迭代解法	51
三、整机振动的耦合度和振动形态	58
四、斜置式支承系统	63

第二节	内燃机隔振装置	66
一、	多自由度隔振装置效能的评价	67
二、	橡胶隔振器	70
三、	内燃机隔振装置参数的选择	77
第三节	宽频带振动的隔离	78
一、	经典单层隔振理论的局限性	79
二、	宽频带隔振和减振的一些措施	80
第四节	四端参数法及其在隔振中的应用	83
一、	四端参数的定义、性质及测定	83
二、	基本元件的四端参数及其联接	86
三、	连续分布系统的四端参数	90
四、	振源的机械阻抗描述	93
第五节	非刚性基础的振动隔离	95
一、	非刚性基础的力传递率公式	95
二、	非刚性基础隔振效果的评价	97
三、	非刚性基础隔振机组的简化模型以及与环境结构的强耦合振动	98
第六节	内燃机整机振动和隔振的主动控制	100
一、	整机振动的主动控制	100
二、	动力隔离的主动控制	102

#### 第四章 内燃机结构振动

第一节	燃烧激振	107
一、	燃烧激振的传播机理	108
二、	机体燃烧激振响应的特性和控制	110
第二节	活塞敲击激振	114
一、	活塞敲击激振的传播及其特性	115
二、	活塞敲击激振的影响因素及控制	116
第三节	机体的动态性能及其改善	121
一、	机体激振力	121
二、	机体振型	122
三、	机体结构的改进	124
四、	机体动态性能的实验研究和计算分析	129

#### 第五章 内燃机轴系扭转振动的新问题

第一节	V型机凸轮轴的偏振	135
一、	概    述	135
二、	机理分析	136

三、偏振机理的验证.....	138
第二节 非线性扭转振动计算.....	139
一、运动方程.....	140
二、数值解法——逐步积分法.....	141
三、计算实例分析.....	144
第三节 变惯量扭振系统和二次共振.....	144
一、单自由度自由振动方程.....	145
二、自由振动分析.....	147
三、二次共振.....	149
第四节 轴系的扭转—轴向耦合振动.....	149
一、纯扭转条件下的曲柄变形.....	150
二、扭转—轴向耦合振动的频率联系.....	151
三、简化计算方法.....	153
四、实例分析.....	154

## 第六章 内燃机动态性能预测

第一节 动态设计和子结构综合法.....	155
一、机器动态性能预测的现状和发展.....	155
二、子结构综合法.....	156
三、子结构的联接.....	157
第二节 机械阻抗综合法.....	159
一、概 述.....	159
二、直轴段的传递矩阵.....	160
三、曲臂段的减缩阻抗矩阵.....	162
四、减缩阻抗矩阵与传递矩阵的相互变换.....	164
五、子结构的综合.....	165
六、飞轮的减缩阻抗矩阵.....	166
七、曲轴—飞轮组的动态性能预测实例.....	166
第三节 部件模态综合法.....	168
一、概 述.....	168
二、固定界面子结构模态综合法.....	169
三、机体动态性能预测实例.....	172
第四节 滑动轴承动态性能的确 定.....	173
一、抽取单元法.....	173
二、简化为等效弹簧—阻尼器.....	176
第五节 内燃机运动系统的动态性能预测.....	177
一、公式推导.....	177

二、实例.....	178
第六节 柴油机发电机组垂向动态性能预测实例.....	179

## 第七章 内燃机故障的振动诊断

第一节 动态转速的测量和输出功率状况的判断.....	182
一、内燃机功率估计的自由加速法.....	183
二、瞬时转速的测量和分析.....	187
第二节 振动信号的频域诊断.....	193
一、气门故障诊断.....	194
二、活塞缸套间隙状态的诊断.....	196
三、柴油机工作过程的故障诊断.....	197
第三节 时序模型诊断.....	200
一、AR( $n$ )模型的参数估计和阶次确定.....	202
二、模型的时域识别.....	205
三、自回归谱分析.....	206
第四节 主分量分析诊断.....	209
第五节 灰色关联度诊断.....	212
一、A型关联度分析.....	213
二、B型和ABO型关联度分析.....	214
三、柴油机工作过程故障的灰色诊断.....	214
附录 机械阻抗的基本知识.....	218
一、机械阻抗的一些概念.....	218
二、三种集中参数元件的机械阻抗.....	225
三、并联、串联系统的机械阻抗.....	227
四、机械阻抗的图形表示和分析.....	229
参考文献.....	233



# 第一章 总 论

内燃机是一种用途广泛的热动力机械，在船舶、汽车拖拉机、工程机械和机车等领域中，更被用作主要原动力。随着内燃机朝高速、轻型、大功率方向发展，其振动噪声问题日趋严重；而人们对振动噪声控制的要求，却日益严格。这种矛盾促使人们对内燃机振动问题的研究给予更多的关注。

在许多情况下振动和噪声是联系在一起的。例如物体在冲击或交变荷载作用下发生振动时，会诱发表面的空气振动而形成向四周辐射的噪声，通常称之为机械噪声。在此情况下，要降噪就必须减振。但振动的影响不单是诱发机械噪声，而且能直接给设备和工作人员带来危害；此外，除了机械噪声，也还有空气动力性噪声和电磁噪声等。因此，振动和噪声是两种既有联系而又有区别的物理现象。本书所提到的噪声均指由零部件振动引起的机械噪声。

## 第一节 内燃机振动的类型

自从内燃机诞生以来，改善其动力学性能、降低其振动强度，一直是内燃机设计人员努力的目标。但是，采用曲柄连杆机构的内燃机，结构复杂、气缸的做功过程不连续，其惯性力和气缸气体力都具有强烈的冲击和宽频带激振作用；此外，内燃机还有各种系统和部件，它们都存在各式各样的作用力。所以，由此产生的内燃机振动，其特点是多振源、宽频带、形态复杂，不可能用一种振动类型加以概括。通常按照研究重点的不同，将内燃机的振动划分为几种类型。它们当中有的着重于整机振动品质的评价，有的着眼于噪声的控制，有的则是对某些特殊振动性能的研究，因而在条件假设、理论模型、激振力分析方法、振动形态、以及对内燃机本身和周围环境的影响等方面，这几种振动类型都存在较大的差别。

对运输用内燃机，除了它本身产生的高频力激振外，还要承受道路不平顺、海浪等因素引起的车架、船身振动所带来的运动激振，但其激振频率较低，可与内燃机本身的高频激振分开研究。综上所述，内燃机振动可划分为下述四种类型。

### 1. 整机振动

研究整机振动时，将内燃机及其支承简化为单质量多弹性支承系统（图1-1），假设内燃机为绝对刚体，在振激力作用下，作六个自由度（ $x, y, z, \alpha, \beta, \gamma$ ）的刚体运动。故又详称为整机刚体振动。其激振力为各曲柄连杆机构产生的惯性力和力矩，以及由往复惯性力和气体力引起的倾侧力矩。

显而易见，严重的整机振动会降低内燃机的工作可靠性和寿命，损坏各种连接管道，并对周围环境产生振动噪声污染。

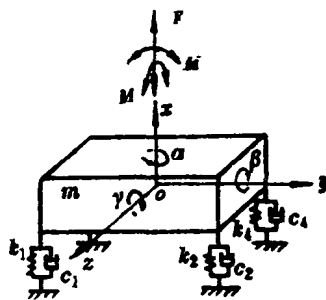


图 1-1 整机振动模型——单质量多弹性支承系统

由此而引起的环境如船体、车架、车间等振动，不但恶化其它设备、仪表的工作条件，并且对工作人员和乘客产生不良影响。例如频率为 3~1 000 Hz 的振动会使人体身心承受不同程度的痛苦和损害；频率为 20~2 000 Hz 的振动，会在环境结构外表面诱发机械（辐射）噪声，使人烦躁疲倦，久而久之便引起耳聋和其它疾病。因此，要采取隔振、隔声措施，以减少内燃机振动噪声向四周的传播。

整机振动强度是内燃机总体振动品质的反映，它包含有关于内燃机设计性能（动力平衡）好坏、制造水平高低、机器状况及其变化等丰富的信息。人们一般所说的内燃机振动实际上是指整机振动。

当激振频率较高，例如高于 50 Hz 时，内燃机机体、特别是支座等的弹性便不能再忽略，而应如实地将内燃机看成是一弹性梁，此时的振动就是整机弹性弯曲振动。在此情况下，还要考虑弯曲振动所引起的机体附加应力和疲劳损伤，同时对传统隔振理论作必要的修正。

## 2. 结构振动

结构振动主要是指实际上具有弹性的内燃机结构部件，如活塞、连杆、曲轴、机体等，在燃烧气体力和惯性力作用下所激起的多种形式的弹性振动。它是诱发内燃机燃烧噪声和活塞敲击噪声的根源，是近二十余年来出于降低内燃机噪声的需要而得到重视的一种振动类型。因为只有掌握结构振动的基本规律、以改善其振动品质，才能为研制低噪声内燃机创造条件。

根据结构振动形成的特征，将内燃机单个气缸的结构划分为由工作间隙  $\delta_1$  隔离的两部分（图 1—2）：

(1) 内部传力结构：包括活塞、连杆和曲轴。在模型中，这些结构用两个由弹簧连接的质量表示。

(2) 外部承载结构：包括缸盖、机体、曲轴箱，它们构成封闭的弹性结构。

急速燃烧期的气体力  $p_c$ ，对缸盖、活塞顶部作用以冲击载荷；此外，由于存在工作间隙  $\delta_1$ ，活塞运动过程中侧压力方向的改变，也会导致活塞、缸套的撞击。这些冲击力都含有较宽频率范围的谐波成分，在它们的激振下，内燃机结构各零部件都按各自的固有频率进行振动。最终的结果是导致外部结构表面的高频振动，进而诱发 800~3 000 Hz 的噪声，其中包括人耳最讨厌的噪声频率。

在内燃机上还有许多板壳结构如油底壳、齿轮罩壳等；也有一些悬臂安装的部件如进排气管、水泵等。它们都固定在外部承载结构上，必然受到后者结构振动的激振。当激振频率与这些零件的固有频率相吻合时，它们就要产生激烈的颤动，通常称之为局部振动。这些振动是局部性的，并不能代表内燃机的整体振动品质，同时还要受到外部承载结构振动特性的制约。除了损害这些部件的工作性能外，局部振动的主要影响是增大内燃机的噪声水平。例如，板壳结构就是汽车内燃机的主要噪声源。从振动的起因和造成的主要后果来看，可以将局部振动列入结构振动范畴。

## 3. 轴系扭转振动

多缸内燃机轴系包括曲轴、凸轮轴、传动轴等。它们的扭转刚度较小，在周期性曲轴扭矩（包括从动机械的不均匀阻力矩）、凸轮轴阻力矩等的激振下，出现扭转振动。严重的扭转

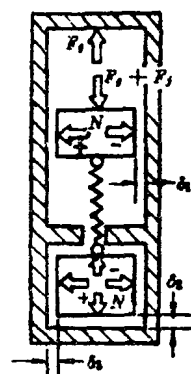


图 1—2 结构振动模型

振动除引起轴段的断裂外，还破坏各缸工作的相位关系，恶化内燃机的工作状况和平衡性能，导致内燃机功率下降、振动噪声加剧。图 1—3 是其计算模型，除轴段外，其它部件都被认为是刚性的。

虽然轴系扭转振动是人们研究最早、研究得最多的内燃机振动类型，但随着生产、特别是高速、强载、大功率内燃机的发展，新的问题、例如对称分支系统中的偏振等仍不断出现，新的研究领域、例如非线性扭振、扭转与轴向的耦合振动等也不断扩展，因此，扭转振动的研究仍然值得重视。

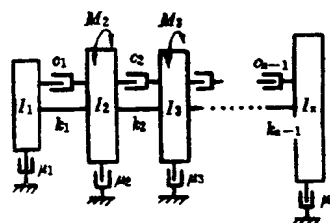


图 1—3 轴系扭转振动模型

#### 4. 部件振动

内燃机的部件很多，它们的振动形式更是多种多样，最常见的是配气系统振动和缸套振动。前者会破坏气门的正常工作，后者要引起缸套的穴蚀。

对于燃料系统的振动，出于完善喷射过程的需要，过去比较重视高压油管中燃油压力波动的研究，对油泵、喷咀本身的机械振动、较少注意。

进排气管的气流振荡是部件振动的另一种形式，它对进排气过程、乃至内燃机的整个工作性能都有较大的影响。

此外还有增压器等部件的振动。

各种部件振动的特点不同，研究方法也不一样。过去研究部件振动主要是为了改进部件和内燃机的工作性能。但应该看到，这些振动都会产生噪声，其中配气系统噪声在内燃机总噪声中还占有较大的比重。因此，在内燃机低噪声化的进展中，减少这些部件振动和噪声的任务，需要而且已经开始提到研究日程上来了。

部件振动的内容，在内燃机原理和结构设计的教材中已多有介绍，本书不再涉及。

## 第二节 振动控制的一般方法

### 一、振动的危害及利用

一般说来，机器设备的振动是一种有害现象，它会带来下述一些危害：

1. 恶化机器设备的性能，降低其可靠性与使用寿命。

振动会增加结构、零件、特别是连接件的应力，引起疲劳损坏；破坏联结面和配合面的密封性能；加重零件的冲击、磨耗；损坏设备的精度和性能，最终导致可靠性和工作寿命的降低。

2. 增加额外的功率损耗，浪费能源。

3. 对环境造成振动噪声污染，破坏其它设备、仪表的正常工作；降低控制、监测系统的精度；恶化管理、操作人员的工作条件，降低工作效率，影响人一机系统的总体性能。例如，使人员容易疲劳、注意力减弱，甚至出现误动作，危害运转安全。长久下去，工作人员的身心会受到伤害。

此外，用作运输动力的内燃机，其振动将损害船舶、汽车的舒适性；振动诱发的噪声也会破坏乘客的安静环境和某些特殊军事设备所要求的隐蔽性。

但并不是所有的机械振动都是有害的，人们有时要通过振动来实现某些目的：如振动

筛、振动捣固、振动加工和消除残余应力等。

人们在努力抑制有害振动的同时，也在设法对设备的振动加以利用。例如俄罗斯学者正在研制利用车体振动的汽车振动发电装置——直线电磁体发电机。但最令人瞩目的还是利用振动信号进行机械设备的状况监测与故障诊断。

机械设备状况的自动监测与故障诊断是近年来迅速发展起来的一个新技术领域。利用振动信号进行监测和诊断是目前应用较多的方法之一。机械设备的振动是设备零部件运转状况的外在表现，运转状况的改变必然在振动上有所反映。因此，它是设备状况和故障特征信息的良好载体。目前，利用振动信号对齿轮、滚动轴承和旋转体等进行监测与诊断的研究比较成熟，内燃机方面的研究起步较晚、难度也较大，但仍取得迅速的进展。

## 二、内燃机振动控制的途径

内燃机振动控制虽然有本身的特点，但基本原理和一般机械设备的振动控制方法没有什么区别。归纳起来，大致可分为：

### 1. 削弱激振源

这是降低内燃机振动的基本途径，它贯穿在设计、制造、乃至使用的全过程。诸如改善内燃机的平衡性能；选用动力学性能好的配气凸轮；采用先进的活塞结构以减少活塞的横向撞击；以及提高零部件的加工、装配和调整精度，以保证设计性能的实现、防止出现新的激振源等。

前已指出，内燃机的多数激振源都是宽频带的，因此要特别注意削弱激振力中那些有重要影响的频率成分。例如，对结构振动而言，要着重降低燃烧气体力中声频段内的强度，因为此频段的气体会激起人耳最敏感的结构噪声。

### 2. 避免共振

即避免出现激振频率与系统固有频率重合的情况。一般说来，激振频率常受从动机械转速的制约，不便更动，故经常通过改变内燃机设计以调整系统固有频率，避免共振，以改进系统振动特性。例如，改变飞轮结构以调整轴系惯量；变更隔振橡胶元件的硬度以改变其刚度；改进机体结构以提高其固有频率等。

### 3. 减少振动响应——减振

实际上，常会遇到共振无法避免的情况，此时只能设法降低其共振强度。可以采取的措施有：

(1) 增加系统阻尼，以消耗共振能量。例如增设阻尼（橡胶、液力）减振器；采用内阻尼较大的铸铁材料；在薄壳表面衬上高阻尼材料等。阻尼材料具有宽率带控制功能，可在很宽的频率范围内抑制振动。

(2) 采用动力吸振器。在主系统上装设质量弹簧子系统（动力吸振器），子系统参数的选取使得其固有频率与激振频率相同，便可将激振能量转移到动力吸振器上，利用吸振器质量的振动来消除主系统的振动。动力吸振器属于窄频带控制，只能吸收单一频率的振动能量。

### 4. 控制振动的传递率——隔振

完全消除内燃机的振动是不可能的，采取上述措施也只能将其控制在一定范围之内。为减小内燃机振动对基础及周围环境的不良影响，可将其安放在高弹性的隔振器上，以隔离或

减小内燃机作用力向周围的传播，通常称之为动力隔离或积极隔振。

内燃机上的仪表，汽车、轮船、机车上的设备、仪器等，都是在振动环境中工作。为隔离或减小环境振动对它们的干扰，也要将它们安放在隔振器上，这就是运动隔离或消极隔振。虽然它采取的措施与动力隔离没有多大差别，但概念不同，是另一种类型的隔振。

隔振的概念同样可以应用到内燃机内部，例如采用弹性支承以降低进气管的振动。其它的例子将在第四章中进一步介绍。

还需指出，也可以通过增加某些结构的附加刚度或阻尼，来改变振动的传播途径，以达到降低振动总水平的目的。

### 5. 振动的主动控制

上面谈到的靠调整系统质量、刚度、阻尼等参数来进行振动控制的方法，虽然都能起一定作用，但无法满足高水平控制的要求。因此，除继续对上述方法进行研究外，人们开始寻找新的振动控制途径，主动控制就是其中一个重要方面。

主动控制又称有源控制。它利用外界供给的能量作为控制振动和抵消其影响的手段，因而能获得更好的效果。主动控制技术是振动理论与控制论的结合。计算机、测试技术与设备的发展为主动控制提供必要的条件。图 1—4 是目前用得较多的闭环控制系统框图。装在主系统上的传感器感受其振动，传感器的输出信号经适调放大后传至控制器，控制器按照所规定的控制律，输出使执行机构动作的指令，由执行机构实现对系统的控制，其所需能量由能源供给。

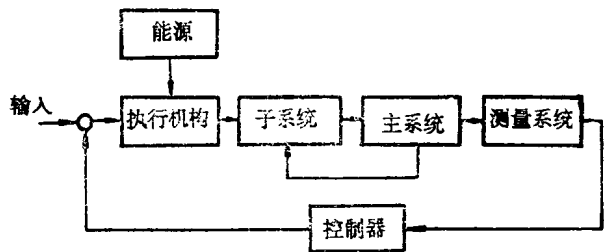


图 1—4 闭环控制系统框图

就内燃机振动而言，整机振动、动力隔离和轴系扭转振动的主动控制，国内外都在进行研究，并已有成功的例子。

在运用中的内燃机，若出现严重的振动需要治理时，也是采取上述这些措施。但最重要的是通过振动测量和分析，发现其激振源。这是治理振动的前提。

## 第三节 振动的度量参数和评价标准

### 一、物理度量参数

描述振动现象的物理量有位移、速度、加速度和频率等。究竟用那些物理量来表示振动的状况和评价振动的影响，是振动研究首先要考虑的问题。由于振动现象十分复杂，研究目的又各不相同，因此，不可能用一个统一的物理量来描述振动和评价它所产生的各种影响，要根据具体情况、即振动的特征和研究目的来选定。

从测量的角度考虑，低频振动宜测量位移，中频振动宜测量速度，高频振动宜测量加速度，因为一般说来，高频振动的振幅较小。但这并不是唯一的依据。

位移（通常以振幅表示，在某些情况下也要考虑其初相位角）本身是一个绝对指标，它只能用作相同频率下的比较标准。但位移有时能直接反映物体的变形，因此，可用于研究零

件强度、结构刚度、弹性元件的复原力等。对于间隙特别受到重视的场合，例如轴与轴承、轴与密封件的相互位置等，也要采用位移测量。

速度包含有位移、频率两个参数，它是二者的乘积。速度与频率成一次方关系，因此，和位移或加速度不同，速度能等地反映低频、中频和高频的谐波成分。此外，振动能量正比于速度的平方；对具有几何相似的同类型机器，相等的振动速度产生相同的应力；结构振动所引起噪声的大小与振动速度成正比；人的主观判断常接近于振动速度之比。考虑到这些因素，一般采用振动速度作为评定机械和结构振动严重程度的度量参数。

加速度与频率的平方成正比、故对高频振动比较敏感。同时振动加速度与作用力或惯性载荷成正比，因而是研究冲击、疲劳问题，如滚动轴承、齿轮啮合等故障的重要依据。

频率也是一个很重要的参数。对简单的、譬如简谐振动而言，前述各振动物理量之间存在简单的、与频率有关的数量关系，容易换算。但对复杂的振动，譬如随机振动，它们的关系就比较复杂。另外，不同频率振动所产生的影响、包括人对它们的感觉都不相同。因此，要详细分析或表征复杂的振动现象，还需说明其频率分布状况，即所谓频谱。

就内燃机整机振动而言，测量频率范围为10—1000 Hz。而对滚动轴承、齿轮啮合、叶片共振等情况，其频率上限要扩大到2000 Hz、甚至更高（故障诊断）。实践表明，在内部损伤还未到影响机器实际工作能力之前，振动的高频分量就已包含有损伤的信息，待到在低频分量也有所反映，则损伤已发展到较大的程度。因此，高频分量的测量对机械设备的故障诊断是十分重要的。

对简谐振动，用峰值（最大值）描述是恰当的，因为峰值、平均值、有效值（均方根值、r.m.s.）之间有固定的比例关系。但对复杂振动，用均方根值描述更为合理，因为它兼顾了振动的整个时间历程，不像峰值那样只能说明瞬间的情况。此外，振动速度的均方根值还直接反映系统动量的大小。

另一方面，在故障诊断中，峰值又比均方根值或平均值对早期故障更为敏感，更容易揭示出存在的问题。

当要进行波形分析或频谱分析时，还要记录振动波形、即时间历程。

目前，一般看法是：评价机械产品、机器结构的质量，用位移或速度；状态监测、故障诊断和评价对人体的影响，倾向于采用加速度。对内燃机而言，整机振动多采用速度，结构振动采用速度或加速度，扭转振动则采用位移（扭角）。

除了上述物理度量参数外，在振动测试分析中，常取用对数单位、分贝（dB）来描述振动的大小，称之为振动（量）级。其中最常用的是速度级和加速度级，它们的定义为

$$\text{振动速度级} \quad L_v = 20 \log \left( \frac{v}{v_0} \right) \quad \text{dB}$$

$$\text{振动加速度级} \quad L_a = 20 \log \left( \frac{a}{a_0} \right) \quad \text{dB}$$

式中， $v$ 、 $a$ 为振动速度（mm/s）和加速度（m/s<sup>2</sup>）， $v_0$ 、 $a_0$ 为其基准值（零级值），分别为10<sup>-5</sup>mm/s和10<sup>-6</sup>m/s<sup>2</sup>。有些仪器刻度可能选用不同的基准值，使用时应注意换算关系。

采用对数单位的原因是：现代工程常要求在很宽的动态范围内进行测量，例如在共振与非

共振情况下，其振幅有时会出现很大的变化，使用对数单位可以将 1:1 000 的数值变化压缩到 60 dB 的范围，大大方便于书写和运算，同时在图形表示上整个数字变化范围都能得到相同的精度，即使接近零轴处的曲线，其精度也能保证。

## 二、振动烈度及其评级

我国及国际标准 ISO 都采用当量振动烈度作为评价机械产品总体（整机）振动强度的参数。它的定义为：在相互垂直的三个方向上，测量机械多个测点振动速度均方根值（取三次以上读数的平均值），三个方向速度均方根值平均值的向量和，便是该设备的当量振动烈度  $V_r$ ，即

$$V_r = \sqrt{\left(\frac{\Sigma V_x}{N_x}\right)^2 + \left(\frac{\Sigma V_y}{N_y}\right)^2 + \left(\frac{\Sigma V_z}{N_z}\right)^2} \quad \text{mm/s} \quad (1-1)$$

式中  $V_x$ 、 $V_y$ 、 $V_z$ —— $x$ 、 $y$ 、 $z$ （垂、纵、横）三个方向上各规定测点振动速度的均方根值，mm/s；

$N_x$ 、 $N_y$ 、 $N_z$ —— $x$ 、 $y$ 、 $z$ 三个方向上的测点数。

由于当量振动烈度反映的是设备的总体振动品质、而不是局部的振动状况，因此，测点的选择必须照顾设备的整体状况、并选在坚实的机体上或有重要意义的结构点上，如轴承座、机器的安装脚等，以消除局部振动的影响。在这方面，国标 GB 7184—87 “中小功率柴油机振动测量方法”规定：“至少应取 5 个测点，上部两点接近机体中间（V 型发动机在夹角间），另外三点取在三个支承位置。……轴向尺寸较大的多缸机可在中间适当增加测点。”

在式（1-1）中，三个方向振动的影响是相同的，这是最常见的情况。但可能有些机械对三个方向的振动有不同要求，此时可对某方向的振动烈度提出一些限制，或在式（1-1）中、对该方向的速度平均值加权后再求向量和。

求出振动烈度之后，还需要对其振动状况进行评级。通常是根据对机械工作性能，运转安全可靠，人体和精神感觉，周围环境污染程度等几方面的影响，将振动烈度进行分级。表 1-1 是国标 GB 5913—86 “柴油机车车内设备机械振动烈度评定方法”对机车牵引用柴油机振动等级的规定。表中取 4 dB 作为级差（相应的振动烈度差为 1.6 倍），因为它是人类所能感觉到的振动变化的最小量值，同时也能反映出振动烈度的明显变化。表中，A—良好工作状态；B—正常工作状态；C—容忍工作状态；D—不容许工作状态。

牵引用柴油机振动烈度评级表 表 1-1

振动烈度 mm/s	分 贝 dB	柴油机 无隔振 装置	柴油机 有隔振 装置
0.28~ 0.45	93	A	A
0.45~ 0.71	97		
0.71~ 1.12	101		
1.12~ 1.80	105		
1.80~ 2.80	109		
2.80~ 4.50	113	B	B
4.50~ 7.10	117		
7.10~ 11.20	121	C	C
11.20~ 18.0	125		
18.0 ~ 28.0	129		
28.0 ~ 45.0	133	D	D
45.0 ~ 71.0	137		
71.0 ~ 112.0	141		

### 三、振动的主观评价和标准

内燃机、汽车、拖拉机、机车等机械的操作人员，经常在振动环境中工作。这就提出了：人体对振动的感觉如何？多大的振动使人体开始感到不愉快？多大的振动使人体不能忍受等一系列问题。因此还要研究振动的主观（人体感觉）评价。只有在此基础上，才能制定环境振动标准，对工作环境的振动状况作必要的限制。

和机械设备不同，在振动环境中的人体，不单是个机械系统，同时也是个生物系统。

从力学观点研究振动对人体的影响时，可以把由多部分组成的人体看成是有阻尼多质量弹性系统（图1—5）。研究表明，人体各部分有不同的共振频率：胸腹系统 4—6 Hz，头颈肩系统 20~30 Hz，眼球 60~90 Hz、下颚头盖系统 100~200 Hz等。50 Hz 时振动沿脚到头的衰减约为 30 dB，沿手到头的衰减为 40 dB。可见低频振动对人体的影响最为重要。当振动频率小于 2 Hz 时，可将人体看成单质量系统。

作为生物系统的人身，振动会引起相应的物理效应和生物效应。前者包括扰乱人的视觉、感觉、破坏身体活动自动调节和平衡功能，以及造成骨骼和内部器官损伤等；后者包括呕吐、头昏、恐惧和降低工效等。

因此，在研究对人体的影响时，除了振动的客观评价——物理参数外，还需考虑振动的主观评价，即如何定量地表示人对振动的感觉特性。人对振动的感觉不单与振幅、频率、振动方向、持续时间等因素有关，而且感觉是心理上的主观经验判断，会因人而异。加之试验方法和试验条件各不相同，目前试验的数据也有限，故各学者所得到的结果并不完全相同。目前的评价大体上是：人体的振动感觉阈约为 60 dB（加速度级），超过 85 dB 开始感到不愉快，而达到 105 dB 则不能忍受。

关于对环境振动的限制，国际标准 ISO 2631/1(1985)“人体全身振动暴露的评价”根据对一般健康人体感觉的研究结果（主要来自飞机驾驶员和车辆司机），提出“疲劳—工效降低限”曲线作为暴露在振动环境中能保持工作效率的界限（图1—6），对人体受振的强度、频率、方向和暴露时间等四方面作出限制。人体对振动的最敏感频率范围、对垂直方向振动是 4—8 Hz，对水平方向振动则低于 2 Hz，故在此范围内界限定得最低。其次，超出该曲线规定界限 6 dB（振动量提高一倍），是危及健康或安全的“暴露限度”。低于该曲线规定界限 10 dB（相应的振动量约降低 2/3），是能保持舒适性的“舒适性降低限”。在运输环境条件下，舒适性降低限不仅与主观感觉有关、并且与难以进行吃、读和写等动作相联系。

上述三种界限都是对单纯的简谐振动而言。

我国正按照“等效采用”国际标准 ISO 2631 的原则，即结合我国实际，在技术内容方面作小量变动，编制自己的国家标准。

除了全身振动标准外，ISO 还制定了局部振动标准（ISO DIS 5349）。局部振动的传递途径，多是由人手通过手臂传给全身的。它对手部的神经末梢有极大的损害。

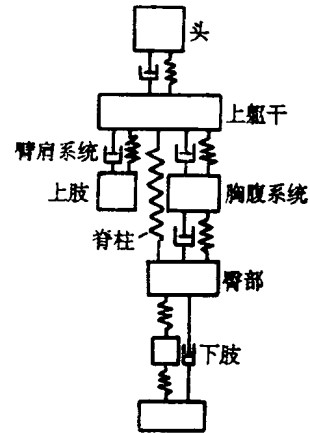


图 1—5 人体机械模型



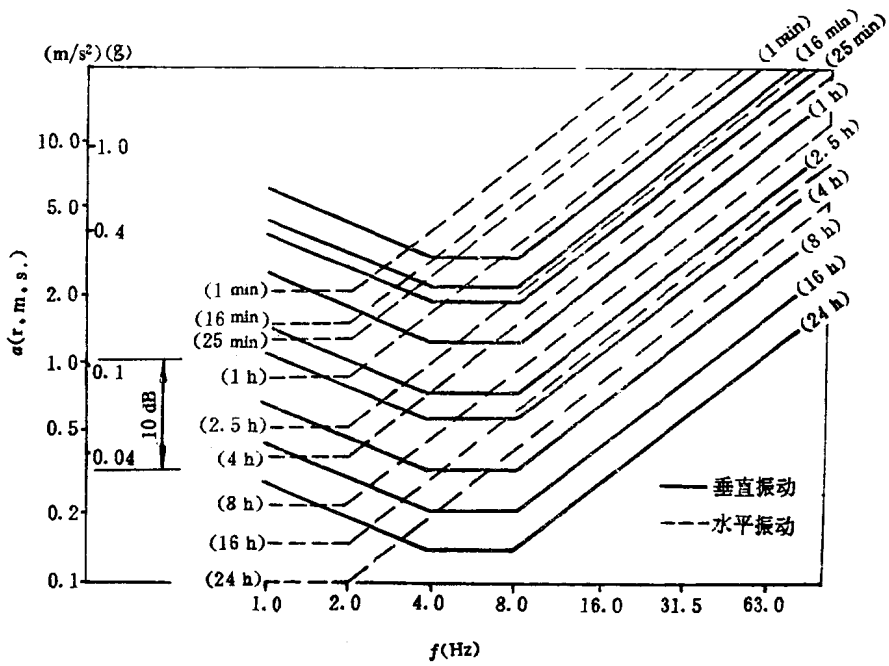


图 1—6 ISO—2631 推荐的“疲劳—工效降低限”

(图中坐标轴均按对数分度。纵坐标的三个单位分别为  $m/s^2$ 、重力加速度  $g$  和分贝  $dB$ ，图中只给出  $10\text{ dB}$  的级差。 $h$  和  $min$  为暴露时间的单位)