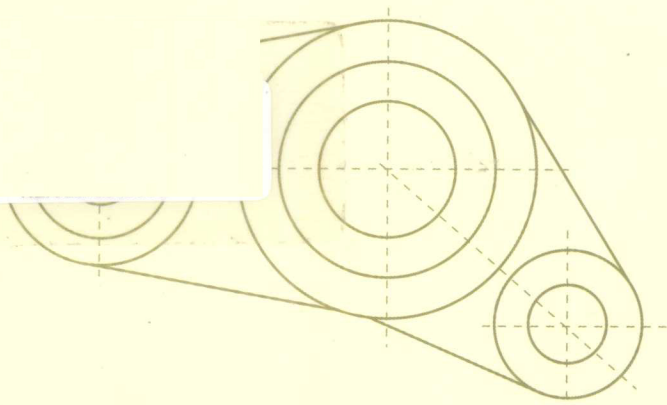


普通高等院校机械类“十一五”规划教材

机械系统动力学

JIXIE XITONG DONGLIXUE

编著 李有堂



本书配有电子课件



国防工业出版社

National Defense Industry Press

普通高等院校机械类“十一五”规划教材

机械系统动力学

编著 李有堂

参编 党兴武 冯瑞成

国防工业出版社

·北京·

内 容 简 介

本书根据高等院校机械工程专业“机械系统动力学”课程的教学要求,结合多年讲授“机械系统动力学”和“机械振动理论”课程的教学与科研实践,参考多种同类教材与专著编写而成。

全书共分8章,内容包括:绪论;单自由度机械系统的刚性动力学;两自由度机械系统的刚性动力学;单自由度系统的振动;两自由度系统的振动;多自由度系统的振动;弹性体系统的振动;有弹性构件机械系统动力学。书内各章均有相当数量的例题、思考题和习题,便于读者理解和练习。书中重点词汇用双语表达,书末列出了与机械系统动力学有关的典型词汇及外国人名译名,便于读者与相关的英文教材和专著对照,为双语教学奠定基础。

本书可作为高等院校机械工程等相关专业本科生的“机械系统动力学”课程教材,也可供机械工程、工程力学等专业的本科生、硕士生及从事教学、研究和设计的工程技术人员参考与使用。

图书在版编目(CIP)数据

机械系统动力学/李有堂编著. —北京:国防工业出版社,2010.5

普通高等院校机械类“十一五”规划教材

ISBN 978-7-118-06815-3

I. ①机... II. ①李... III. ①机械工程—动力学—高等学校—教材 IV. ①TH113

中国版本图书馆CIP数据核字(2010)第055942号

※

国防工业出版社出版发行

(北京市海淀区紫竹院南路23号 邮政编码100048)

北京嘉恒彩色印刷有限责任公司

新华书店经售

*

开本 787×1092 1/16 印张 18 字数 448 千字

2010年5月第1版第1次印刷 印数 1—4000册 定价 32.00元

(本书如有印装错误,我社负责调换)

国防书店:(010)68428422

发行邮购:(010)68414474

发行传真:(010)68411535

发行业务:(010)68472764

前 言

机械系统动力学是机械学的一个重要分支,其研究任务和内容包括机械系统的振动、机械结构振动强度和机构动力学分析。现代机械与设备日益向高效率、高速度、高精度、高承载能力及高度自动化方向发展,而工程结构却又向着轻型、精巧的方向发展,使得振动问题更加突出,因而振动学科得到了飞速的发展;同时,电子计算机与现代测试、分析设备的迅速发展与完善,又为机械系统动力学的发展提供了良好条件。随着机械系统动力学的迅速发展,出现了许多新理论、新方法和新成果,总结这些新理论和成果,并将其运用于教学实践中,使学生掌握现代动态设计的基本理论和方法,是机械工程学科发展的迫切需要。另一方面,目前的教学模式向厚基础宽口径的方向发展,迫切需要既注重基础理论,又重视应用技巧的教材。

本书是作者在多年来讲授本科生“机械系统动力学”课程和研究生“机械振动理论”课程的基础上撰写而成的。本书在指导思想、内容选材、结构体系和写作方面有以下特点:注重结构体系的完整性,将刚性动力学、弹性动力学和机械振动有机结合起来,内容全面,结构完整;注重内容的合理衔接,突出机械系统动力学和相关课程的逻辑关系;注重理论与应用的结合,在阐明基本理论和分析方法的基础上,突出各类理论的应用和实践;注重学习与实践的结合,每章后均有若干思考题,便于学习和理解;注重课堂学习和课后巩固的结合,每章附有大量的习题,便于读者练习;注重课程学习和外语学习的结合,部分重点词汇以双语表达,并给出英文词汇索引。

本书系统阐述了机械系统动力学的基本理论与应用问题。主要内容有:单自由度、两自由度机械系统离散模型的刚性动力学理论与应用;机械系统离散系统的单自由度、两自由度、多自由度系统的机械振动理论、分析方法及应用;机械弹性体系统的动力分析理论与方法,包括弦的横向振动,杆的纵向和扭转振动,梁的弯曲振动,剪切变形和转动惯量的影响,连续系统的强迫振动;有弹性构件机械系统动力学,包括挠性转子的平衡,轴和轴系的振动,凸轮机构的动力学与振动,齿轮传动的噪声分析与控制,齿轮传动的振动与故障诊断等。

本书内容反映了本学科的基础理论和方法,突出了本学科的最新研究现状和趋势,也涉及了作者在科研方面的有关成果。本书可以作为机械工程及自动化、车辆工程等专业的本科生和研究生教材,也可供从事机械工程等学科教学、研究和设计的工程技术人员参考。

本书第2章、第8章由冯瑞成编写,第3章、第7章由党兴武编写,其余各章由李有堂编写。全书由李有堂教授统稿。在编写过程中,阮国靖、李亦敏、郝慧娇、寇文军、姚晓鹏、董文婧、刘辞英和孙智甲等同学整理了有关章节的习题。西安交通大学徐华教授认真审阅了本书,并提出了宝贵意见。在此特表示衷心的感谢。

限于作者水平,书中欠缺和不妥之处在所难免,真诚希望使用本教材的师生和广大读者批评指正。

编者

2010年4月

目 录

第 1 章 绪论	1
1.1 系统与机械系统	1
1.1.1 系统	1
1.1.2 机械系统	2
1.1.3 系统组成	2
1.2 材料变形与动力学分类	2
1.2.1 动态系统问题的类型	2
1.2.2 材料的变形和断裂	3
1.2.3 动力学分类	3
1.3 系统模型与分类	4
1.3.1 力学模型与数学模型	4
1.3.2 系统分类	4
1.4 离散系统与连续系统	4
1.5 线性系统与非线性系统	5
1.5.1 线性系统及叠加原理	5
1.5.2 非线性系统及线性化处理	6
1.6 确定性系统与随机性系统	6
1.7 无阻尼系统与有阻尼系统	7
1.7.1 黏性阻尼	7
1.7.2 非黏性阻尼	7
1.8 机械系统动力学的研究意义与研究内容	8
1.8.1 机械系统动力学的研究意义	8
1.8.2 机械系统动力学的研究任务与研究内容	9
思考题	12
第 2 章 单自由度机械系统的刚性动力学	13
2.1 引言	13
2.2 驱动力和工作阻力	13
2.3 单自由度机械系统的等效力学模型	14
2.3.1 等效力学模型	14
2.3.2 等效力与等效力矩	15
2.3.3 等效质量与等效转动惯量	15

2.3.4	等效构件的运动方程	16
2.3.5	等效转动惯量及其导数的计算方法	17
2.4	运动方程的求解方法	18
2.4.1	等效力矩是等效构件转角的函数时运动方程的求解	19
2.4.2	等效转动惯量是常数,等效力矩是角速度的函数时运动方程的求解	20
2.4.3	等效力矩是等效构件转角和角速度的函数时运动方程的求解	23
2.5	飞轮转动惯量的计算	25
2.5.1	机械的稳定运动与自调性	25
2.5.2	机械的周期性速度波动	26
2.5.3	飞轮转动惯量计算的迭代分析法	27
	思考题	27
	习题	27
第3章	两自由度机械系统的刚性动力学	29
3.1	引言	29
3.2	自由度与广义坐标	29
3.2.1	自由度	29
3.2.2	广义坐标	31
3.3	虚位移原理与广义力	33
3.3.1	虚位移原理	33
3.3.2	广义力	34
3.4	达朗贝尔原理与动力学普遍方程	36
3.4.1	达朗贝尔原理	36
3.4.2	动力学普遍方程	37
3.5	拉格朗日方程	37
3.6	两自由度机械系统动力学方程	40
3.6.1	系统动能的确定	40
3.6.2	广义力 Q_1, Q_2 的确定	42
3.6.3	两自由度机械系统的运动微分方程	42
3.7	两自由度机械手的动力学问题	46
	思考题	48
	习题	48
第4章	单自由度系统的振动	52
4.1	振动分类及求解步骤	52
4.1.1	振动的分类	52
4.1.2	振动问题的求解步骤	53
4.2	振动系统模型及其简化	54

4.2.1	单自由度系统的基本模型	54
4.2.2	单自由度系统模型的简化	54
4.3	单自由度系统的自由振动	55
4.3.1	单自由度线性系统的运动微分方程及其系统特性	55
4.3.2	振动系统的线性化处理	57
4.3.3	单自由度无阻尼系统的自由振动	60
4.3.4	自然频率的计算方法	70
4.3.5	有阻尼系统的自由振动	73
4.4	谐波激励下的强迫振动	78
4.4.1	谐波激励下系统振动的求解方法	78
4.4.2	谐波激励下的无阻尼强迫振动	80
4.4.3	谐波激励下的有阻尼强迫振动	83
4.5	周期性激励下的强迫振动	88
4.5.1	傅里叶级数分析法	89
4.5.2	任意周期激励下的稳态强迫振动	90
4.6	任意激励下的强迫振动	90
4.6.1	脉冲响应法与时域分析	91
4.6.2	傅里叶变换法与频域分析	96
4.6.3	拉普拉斯变换法	98
4.7	单自由度系统振动的应用	100
4.7.1	自由振动的应用	100
4.7.2	强迫振动的应用	105
	思考题	115
	习题	116
第5章	两自由度系统的振动	128
5.1	引言	128
5.2	两自由度系统的自由振动	129
5.2.1	两自由度振动系统的运动微分方程	129
5.2.2	无阻尼系统的自由振动与自然模态	130
5.3	坐标耦合与自然坐标	138
5.3.1	坐标耦合	138
5.3.2	自然坐标	140
5.4	两自由度系统振动的拍击现象	142
5.5	两自由度系统在谐波激励下的强迫振动	145
5.6	阻尼对强迫振动的影响	147
5.7	两自由度系统振动的应用	150
5.7.1	动力减振器	150
5.7.2	变速减振器	151

5.7.3 阻尼减振器	154
思考题	154
习题	155
第6章 多自由度系统的振动	165
6.1 引言	165
6.2 多自由度系统的振动微分方程	166
6.2.1 用牛顿运动定律或定轴转动方程建立运动方程	166
6.2.2 用拉格朗日方程建立运动微分方程	168
6.2.3 用刚度影响系数法建立运动微分方程	169
6.2.4 用柔度影响系数法建立运动微分方程	172
6.3 线性变换与坐标耦合	174
6.4 多自由度系统的自由振动	175
6.4.1 无阻尼自由振动,特征值问题	175
6.4.2 模态矢量的正交性与正规性	178
6.4.3 模态矩阵与正则矩阵	179
6.4.4 自然坐标与正则坐标,微分方程解耦	182
6.4.5 多自由度系统对初始激励的响应	183
6.4.6 系统矩阵与动力矩阵	185
6.4.7 有阻尼多自由度系统的自由振动	187
6.5 多自由度系统的强迫振动	189
6.5.1 无阻尼系统的强迫振动	189
6.5.2 有阻尼系统的强迫振动	192
6.6 多自由度系统振动的应用	195
6.6.1 汽车起重机传动系统的振动分析	196
6.6.2 气轮机—压气机喘振分析	198
6.6.3 轧钢机的冲击现象	199
6.6.4 桥式起重机起升机构振动分析	201
思考题	204
习题	204
第7章 弹性体系统的振动	210
7.1 引言	210
7.2 弦的横向振动	210
7.3 杆的纵向振动和扭转振动	214
7.3.1 杆的纵向振动	214
7.3.2 杆的扭转振动	216
7.4 梁的弯曲振动	216
7.4.1 弯曲振动的微分方程	216

7.4.2	梁的弯曲振动的响应规律	217
7.4.3	梁的边界条件	219
7.5	连续系统的强迫振动	220
7.5.1	弦的横向强迫振动	220
7.5.2	杆的纵向强迫振动	221
7.5.3	杆的扭转强迫振动	222
7.5.4	梁的横向强迫振动	223
7.6	剪切变形和转动惯量的影响	227
	思考题	229
	习题	229
第8章	有弹性构件机械系统动力学	232
8.1	引言	232
8.1.1	机械弹性动力学的研究内容	232
8.1.2	构件弹性变形的类型	233
8.1.3	建立机械弹性动力学模型的原则	233
8.2	挠性转子的平衡	234
8.2.1	振型平衡法	234
8.2.2	影响系数法	236
8.3	轴和轴系的振动	238
8.3.1	单圆盘挠性转子的振动	238
8.3.2	挠性转子的振动与平衡	242
8.4	凸轮机构的动力学与振动	245
8.4.1	凸轮机构的动力学模型	246
8.4.2	凸轮机构的弹性动力学分析	248
8.5	齿轮传动的噪声分析与控制	251
8.5.1	齿轮传动振动噪声的发生机理及分类	251
8.5.2	齿轮系统振动噪声的估算	252
8.5.3	齿轮传动加速度噪声计算	254
8.5.4	齿轮结构振动自鸣噪声计算	257
8.5.5	齿轮系统降噪与噪声控制	259
8.6	齿轮传动的振动与故障诊断	259
8.6.1	机械故障诊断概述	259
8.6.2	齿轮故障产生机理及其诊断方法	261
8.6.3	齿轮典型故障诊断分析	266
8.6.4	齿轮故障诊断的发展趋势	270
	思考题	270
	习题	271
附录	索引及外国人名译名对照表	273
参考文献	280

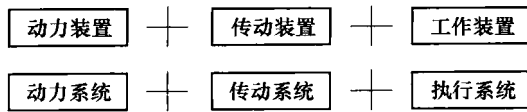


图 1-1

工作之外,系统与系统之间也必须协调工作,配合默契,才能完成机械分配给系统的任务。

1.1.2 机械系统

机械系统是由一些机械元件组成的系统,如平面连杆机构系统、由凸轮元件组成的凸轮机构系统、由齿轮元件组成的齿轮系统等。这些元件常常与电气系统、液压系统等结合起来,组成一种新的系统。例如,机和电结合形成机电一体化系统,机和液压结合形成机液控制系统等。机械系统动力学也常常研究这些系统的动力学问题。

1.1.3 系统组成

在研究和分析一个系统时,常用“信号”这一物理量来描述。

信号是在系统之间连接通道中“流动”着的物理变量,信号是一个“动态”量。如图 1-2 所示的车辆传动系统, M_1 是动力源(发动机)输入给传动系统的转矩, M_2 是经过系统后输出给执行系统(驱动车轮)的转矩。由于输入转矩 M_1 较小,而输出转矩 M_2 较大,故转矩 M 经过传动系统后由小变大,是一个动态量,在此可视为信号。同样,转速 n 也可看成是一个信号。发动机输入转速 n_1 较高,而经过传动系统后输出给车轮的转速 n_2 较低,所以转速也是一个动态量。也就是说,传动系统的作用是减速增矩,转矩 M 和转速 n 都可以作为信号来处理。

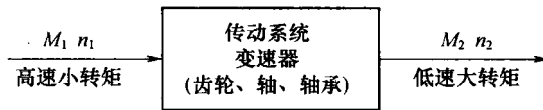


图 1-2

在研究一个系统的动力学问题时,总是给系统施加一个输入信号,观察和检测其输出信号,来辨明系统的特性,如图 1-3 所示。

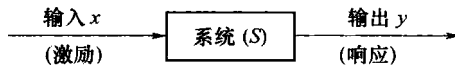


图 1-3

在实际应用中,将系统输入信号称为激励,把系统在激励作用下的动态行为,即输出信号,称为响应。

1.2 材料变形与动力学分类

1.2.1 动态系统问题的类型

根据图 1-3 的模型框图,动力学研究的问题可归纳为以下三类。

(1) 已知激励 x 和系统 S , 求响应 y 。这类问题称为系统动力响应分析, 又称为动态分析。这是工程中最常见和最基本的问题, 其主要任务在于为计算和校核机器、结构的强度、刚度、允许的振动能量水平提供依据。动力响应包括位移、速度、加速度、应力和应变等。

(2) 已知激励 x 和响应 y , 求系统 S 。这类问题称为系统辨识, 即求系统的数学模型及其结构参数, 也可称为振动系统设计。主要是指获得系统的物理参数(如质量、刚度及阻尼等), 以便了解系统的固有特性(如固有频率、主振型等)。在目前现代化测试试验手段已十分完备的情况下, 这类研究十分有效。

(3) 已知系统 S 和响应 y , 求激励 x 。这一类问题称为环境预测。例如, 为了避免产品在运输过程中的损坏, 需要通过实例记录车辆的振动或产品的振动, 以便通过分析来求解激励而了解运输过程是处于什么样的振动环境中, 以及对产品产生怎样的激励, 为减振包装提供依据。又如飞机在飞行过程中, 通过检测飞行的动态响应, 来预测飞机处于一种什么样的随机激励环境之中, 为优化设计提供依据。

本课程主要讨论动态分析问题, 系统辨识和环境预测问题已经形成独立学科, 不属于本课程的讨论范畴。

1.2.2 材料的变形和断裂

材料在外力的作用下, 将会发生变形。对金属材料而言, 随着力的增加, 可先后发生弹性变形和塑性变形, 直至断裂。图 1-4 所示是低碳钢在拉伸试验时的应力—应变曲线。

在应力(σ)低于弹性极限(σ_e)时, 材料发生的变形为弹性变形, 其特点是外力去除后变形便完全恢复, 其应力与应变遵守胡克定律, 即 $\sigma = E\varepsilon$ 。其中比例常数 E 为弹性模量, 它反映金属对弹性变形的抗力, 代表材料的刚度。弹性变形的实质是在应力的作用下, 金属内部的晶格发生了弹性的伸长或歪扭, 但未超过其原子间的结合力, 故外力去除后, 其变形便可完全恢复。

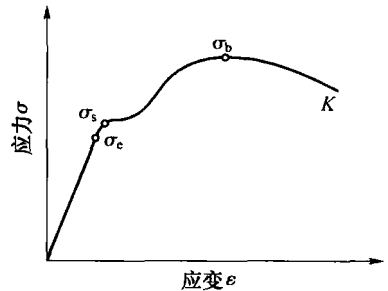


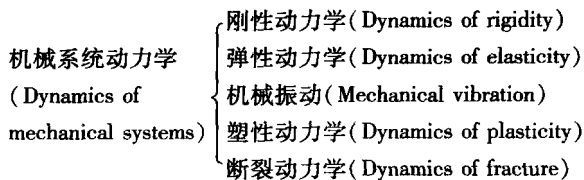
图 1-4

当应力大于弹性极限时, 材料不但发生弹性变形, 而且发生塑性变形, 即外力去除后, 其变形不能得到完全的恢复, 有残留变形或永久变形。不能恢复的变形称为塑性变形。通常用屈服极限(σ_s)表示金属对开始发生微量塑性变形的抗力, 而塑性是指金属材料能发生塑性变形的量或能力, 用伸长率(δ)或断面收缩率(ψ)表示。塑性变形的实质是金属内部的晶粒发生了压扁或拉长的不可恢复的变形。

随着应力的增加, 材料的塑性变形逐渐增大, 至应力达到强度极限(σ_b)后, 将开始发生不均匀的塑性变形, 产生缩颈, 变形量迅速增大至 K 点而发生断裂。故强度极限表示金属材料发生不均匀塑性变形的抗力。断裂通常分为韧性断裂和脆性断裂两类。

1.2.3 动力学分类

根据是否考虑材料的变形、连续性和响应特性, 动力学系统中的动态分析问题可以分为:



本课程对单自由度和两自由度系统的刚性动力学问题、机械振动中的线性问题、弹性系统的基础动力学问题进行讨论。机械振动中非线性问题、随机振动问题、塑性动力学问题和断裂动力学问题不属于本课程的讨论范畴。

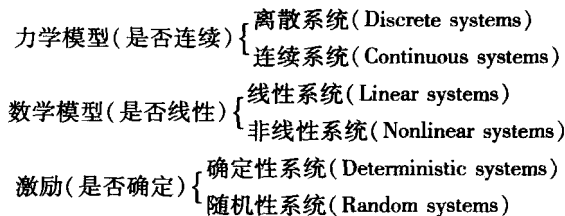
1.3 系统模型与分类

1.3.1 力学模型与数学模型

在分析一个动态系统时,必须首先建立与实际系统接近的物理模型,即力学模型,然后根据此力学模型建立数学模型,最后通过求解数学模型分析系统的动态特性。因此,建立的力学模型是否符合实际系统,将大大影响其动态分析结果,所以力学模型应尽可能地反映实际系统。而数学模型是对系统动态特性进行描述的数学表达式,是分析问题的关键。如果不能建立数学模型,就无法对系统进行分析。数学模型通常用微分方程的形式来表达。

1.3.2 系统分类

一般来讲,一个系统可按下列情况进行分类:



1.4 离散系统与连续系统

要研究一个系统的动力问题,首先必须建立它的力学模型,而力学模型是对实际系统的抽象,是抓住了实际系统本身的关键性问题、忽略掉次要因素抽象出来的一种物理模型,是分析问题的起点。例如,在理论力学课程当中有质点、刚体、弹簧系统;在材料力学课程当中有梁、板、壳等,都是抽象化的模型,所有这些都是依靠模型来分析和解决问题的。

任何机械和构件都具有弹性和质量。而当组成机械的各构件弹性变形很小时,可以将机械视为刚体,只考虑构件的质量,而当弹性变形不能忽略时,就必须加以考虑。动力学模型可分为两大类。

(1) 离散系统:由集中参数元件所组成的系统。

(2) 连续系统:由分布参数元件组成的系统。

这里的参数元件是指系统的质量、系统的弹簧和系统的阻尼器。

如图 1-5 所示的简支梁系统,当研究梁在垂直平面内的振动时,若只考虑梁作为一个整体而振动,且简化点取在梁的中点处时,则梁有总体质量 m 和纵向方向的变形,可简化为图 1-5(b)所示的具有 m 和 k 集中参数元件的系统,即用离散系统来研究和分析。而要研究每点的振动特性时,由于梁具有分布的空间质量和每点都有不同的变形,故图 1-5(a)可作为连续系统模型来处理。

安装在基础上的机床如图 1-6 所示,为了进行隔振,在基础下面设置有弹性衬垫,它的变形较大,只考虑它的弹性,用 k 来表示。在振动过程中,弹性衬垫有内摩擦作用,弹性衬垫与基础及周围也有摩擦阻尼的作用,将此简化为一个阻尼器 c ,图 1-8(b)所示的集中参数系统即离散系统。

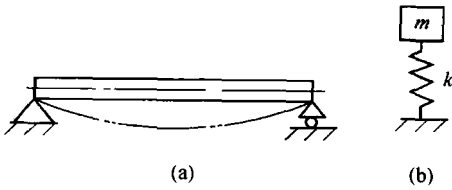


图 1-5

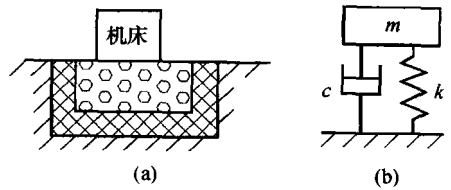


图 1-6

1.5 线性系统与非线性系统

1.5.1 线性系统及叠加原理

所谓线性系统是指能用线性微分方程所表示的系统。当系统质量不随运动参数而变化,且系统弹性力和阻尼力可以简化为线性时,可用线性方程来表示。例如:

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = 0 \quad (1-1)$$

是二阶齐次线性微分方程,线性微分方程描述的系统是线性系统。线性系统很重要的特征是能够满足叠加原理。

叠加原理:如果系统在 $F_1(t)$ 激励下的响应为 $x_1(t)$,在 $F_2(t)$ 激励下的响应为 $x_2(t)$,则当以 $F_1(t)$ 、 $F_2(t)$ 的线性组合 $c_1F_1(t) + c_2F_2(t)$ 激励系统时,系统的响应为 $c_1x_1(t) + c_2x_2(t)$ 。即:对于同时作用于系统的两个不同的输入(激励),所产生的输出是这两个输入单独作用于系统所产生的输出(响应)之和。如图 1-7 所示。

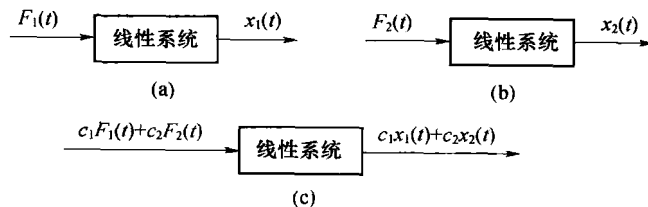


图 1-7

根据系统是否满足叠加原理可推断该系统是否是线性系统。叠加原理对于线性系统是极其重要的,基于这一原理,已经发展了非常完善、成熟的理论和技术来处理线性系统的问题。

傅里叶级数分析法、傅里叶变换法、脉冲响应函数法等就是叠加原理成功应用的典型代表。这是因为对于任何复杂的激励,都可将其分解为一系列的简单激励,将系统对于这些简单激励的响应加以叠加,就得到了系统对于复杂激励的响应。而根据所分解的简单激励的形式不同,出现了不同的分析方法。例如,将周期性激励分解为基波及其高次谐波的组合,将这些谐波的响应叠加,就是傅里叶级数分析法;将任意激励分解为具有所有频率成分的无限多个无限小的谐波的组合,对这些谐波响应进行叠加,就是傅里叶变换法;将任意激励分解为无穷多个幅值不同的脉冲的组合,再对这些脉冲的响应进行叠加,就是脉冲响应函数法。

1.5.2 非线性系统及线性化处理

不能简化为线性系统的动力学系统称为非线性系统,例如:

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + k[x(t) + x^3(t)] = 0 \quad (1-2)$$

在实际工程中,严格的线性系统是不存在的。只有在小位移或小变形的情况下才可简化为线性系统,否则将为非线性系统。非线性问题有材料非线性和几何非线性两类。

对在材料力学中的应力应变曲线($\sigma-\varepsilon$),当 $\sigma \leq \sigma_p$ (比例极限)时, σ 与 ε 成正比,线性关系成立,即满足胡克定律 $\sigma = E\varepsilon$ 。而当 $\sigma > \sigma_p$ 时, σ 与 ε 成非线性关系,这类由材料性质引起的非线性问题就是材料非线性。

对图1-8所示的单摆系统,其运动微分方程

$$\ddot{\theta} + \frac{g}{l}\sin\theta = 0 \quad (1-3)$$

是非线性方程,这类由运动性质引起的非线性问题就是几何非线性。

对 $\sin\theta$ 作级数近似时, $\sin\theta = \theta - \frac{\theta^3}{3} + \frac{\theta^5}{5} - \frac{\theta^7}{7} + \dots$,代入上面的方程,得

$$\ddot{\theta} + \frac{g}{l}\left(\theta - \frac{\theta^3}{3} + \frac{\theta^5}{5} - \frac{\theta^7}{7} + \dots\right) = 0 \quad (1-4)$$

当单摆做微小摆动时,即 $|\theta| \ll 1$ 时, $\sin\theta \approx \theta$,此时方程变为线性方程,即

$$\ddot{\theta} + \frac{g}{l}\theta = 0 \quad (1-5)$$

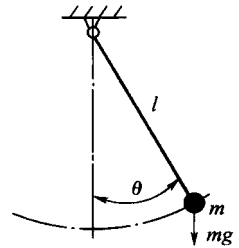
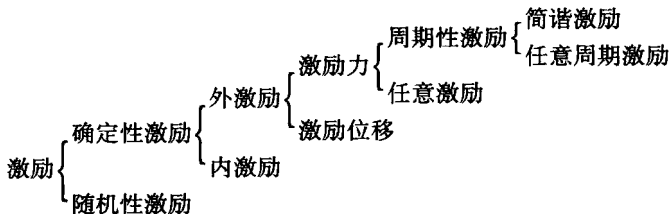


图 1-8

1.6 确定性系统与随机性系统

系统的输入信号称为激励。激励是系统振动的前提条件,激励可以概括为:



(1) 确定性激励(信号)。系统的激励是时间的确定性函数,例如正弦与余弦函数激励、

脉冲函数激励等,如果系统的质量、弹性和阻尼以及激励都是确定性的,则系统可用确定性的微分方程来表示,当初始条件已知时,就可求出系统的运动状态,这种情况称为确定性现象。

(2) 随机性激励(信号)。系统的激励是时间的非确定性函数,不能用解析式或表达式给出,且具有一定的统计规律,必须用随机过程来表示。所对应的微分方程为随机微分方程,不能实际表示出来,例如汽车在通路上行驶时,路面高低凹凸不平给予汽车的激励,就可看成是随机的,这类问题不属于本课程研究范畴,在此不再讨论。

1.7 无阻尼系统与有阻尼系统

振动系统中的阻尼特性及阻尼模型是振动分析中最困难的问题之一。在振动系统中,阻尼元件(或阻尼器)对于外力作用的响应,表现为其端点的一定的速度。根据系统的阻尼性质,系统可以分为无阻尼系统(No - damping systems)和有阻尼系统(Damping systems)。

按照位移速度与阻尼的关系,阻尼可分为黏性阻尼和非黏性阻尼。

1.7.1 黏性阻尼

如图 1-12(a)所示为阻尼器的示意图,阻尼器所受到的外力 F_d (或者其产生的阻尼力 $-F_d$), 是振动速度的函数,即

$$F_d = f(\dot{x}) \quad (1-6)$$

与运动速度成正比的阻尼称为黏性阻尼,对于黏性阻尼, F_d 是速度的线性函数,如图 1-9(b)所示。

$$F_d = c\dot{x}(t) \quad (1-7)$$

式中: c 称为阻尼系数,其量纲为 MT^{-1} , 通常取单位为 $N \cdot s/m$ 或 $N \cdot s/mm$ 。

阻尼系数 c 是阻尼器产生单位速度所需要施加的力。

对角振动系统,阻尼元件为扭转阻尼器,其阻尼系数 c 是产生单位角速度所需要施加的力矩,其量纲为 ML^2T^{-1} , 通常取为 $N \cdot m \cdot s/rad$, 阻尼力矩 M_d 是角速度的线性函数,即

$$M_d = c\dot{\theta}(t) \quad (1-8)$$

需要指出:通常假定阻尼器没有质量,也没有弹性;阻尼器通常以热能、声能等方式耗散系统的机械能,耗能过程可以是线性的,也可以是非线性的。

1.7.2 非黏性阻尼

除黏性阻尼外的其他阻尼统称为非黏性阻尼。在处理非黏性阻尼问题时,通常将之折算为等效的黏性阻尼系数 c_{eq} 。折算的原则是:一个振动周期内由非黏性阻尼所消耗的能量等于等效黏性阻尼所消耗的能量。常见的非黏性阻尼有库仑阻尼、流体阻尼和结构阻尼等几种。

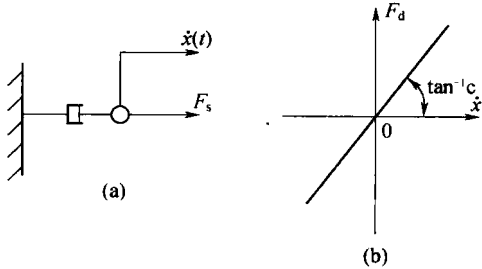


图 1-9

1. 库仑 (Coulomb) 阻尼

库仑阻尼也称为干摩擦阻尼,如图 1-10 所示。振动时,质量 m 与摩擦系数 μ 的表面间产生库仑摩擦力 $F_c = \mu mg$, F_c 始终与运动速度的方向相反,而大小保持为常值,即

$$F_c = -\mu mg \cdot \text{sgn}(\dot{x}) \quad (1-9)$$

其中, sgn 为符号函数,定义为

$$\text{sgn}(x) = \frac{\dot{x}(t)}{|\dot{x}(t)|} \quad (1-10)$$

当 $\dot{x}(t) = 0$ 时,库仑阻力是不定的,取决于合外力的大小,而方向与之相反。

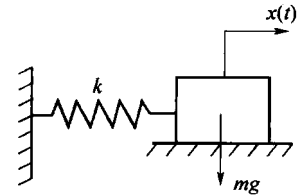


图 1-10

2. 流体阻尼

流体阻尼是当物体以较大速度在黏性较小的流体(如空气、流体)中运动时,由流体介质所产生的阻尼。流体阻尼力始终与运动速度方向相反,而大小与速度的平方成正比,即

$$F_a = -\gamma \dot{x}^2 \text{sgn}(\dot{x}) \quad (1-11)$$

式中: γ 为常数。

3. 结构阻尼

由材料内部摩擦所产生的阻尼称为材料阻尼;由结构各部件连接面之间相对滑动而产生的阻尼称为滑移阻尼,两者统称为结构阻尼。试验表明:对材料反复加载和卸载,其应力—应变曲线会成为一个滞后回线。此曲线所围的面积表示一个循环中单位体积的材料所消耗的能量,这部分能量以热能的形式耗散掉,从而对结构的振动产生阻尼。因此,这种阻尼又称为滞后阻尼。大量试验指出,对于大多数金属,材料阻尼在一个周期内所消耗的能量 ΔE_s 与振幅的平方成正比,而在相当大的范围内与振动功率无关,即

$$\Delta E_s = \alpha |x|^2 \quad (1-12)$$

式中: α 是由材料性质所决定的常数; $|x|$ 为振幅。

1.8 机械系统动力学的研究意义与研究内容

1.8.1 机械系统动力学的研究意义

研究机械系统动力学是机械产品高速化的迫切要求。高速化是现代机械产品最为突出的特征之一,在高速化的机械产品设计中,需要考虑的因素越来越多。为了满足高速化机械产品的设计质量,动力学分析方法从动态静力分析发展到动力分析和弹性动力分析,分析的复杂程度也越来越高。例如,汽车的高速化推动了对整车振动和传动系统振动与噪声的研究,内燃机和各种自动机械的高速化推动了高速凸轮机构动力学的发展。

研究机械系统动力学是机械产品精密化的必然需要。精密化要求机械的实际运动尽可能与期望运动相一致,这一要求使我们在分析误差时必须尽可能地计入各种因素的影响,如间隙、弹性、制造误差等。特别是要注意机械在高速下的动态精度,这与静态精度有很大区别。精密机床的动态特性研究、高速间歇机构的动态定位精度研究推动了动力学的发展。