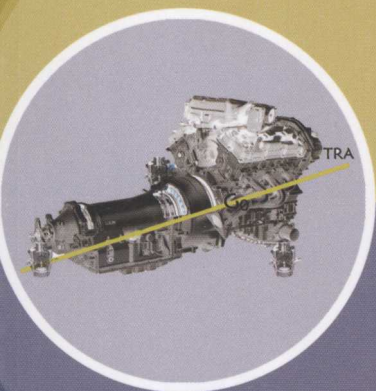


郭 荣 章 桐 编著



汽车动力总成悬置系统

Vehicle Powertrain Mounting System



同济大学出版社
TONGJI UNIVERSITY PRESS

014009480

U463.202
01

要 容 内

汽车动力总成 悬置系统

郭 荣 章 桐 编著



同济大学出版社
TONGJI UNIVERSITY PRESS



北航

C1698130

U463.202

01

081200110

内 容 提 要

动力总成悬置系统的设计是提高整车舒适性的一项关键技术. 作者基于自身该领域的多年研究积累, 总结出汽车动力总成悬置系统设计方法. 全书主要包括动力总成的隔振问题, 振动隔离理论, 动力源的激励特性分析, 悬置的类型及性能, 动力总成惯性参数测量, 悬置的位置和支架刚度的选择, 动力总成悬置系统隔振模型, 固有特性和模态解耦率计算, 基于扭矩轴的动力总成悬置系统设计, 悬置系统位移控制设计和载荷计算方法, 发动机起动-关闭时的瞬态振动特性分析, 悬置系统评价指标等 12 个章节.

本书可作为汽车工程师进行动力总成悬置系统设计的参考资料, 也可以作为高等院校车辆专业振动与噪声控制课程的教材.

图书在版编目(CIP)数据

汽车动力总成悬置系统/ 郭荣, 章桐编著. -- 上海:
同济大学出版社, 2013. 8

ISBN 978-7-5608-5269-0

I. ①汽… II. ①郭…②章… III. ①汽车—动力总
成一系统设计 IV. ①U463. 202

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2013)第 201853 号

汽车动力总成悬置系统

郭 荣 章 桐 编著

责任编辑 陈佳蔚 责任校对 徐春莲 封面设计 陈益平

出版发行	同济大学出版社	www.tongjipress.com.cn
	(地址:上海市四平路 1239 号 邮编:200092 电话:021-65985622)	
经 销	全国各地新华书店	
印 刷	同济大学印刷厂	
开 本	787 mm×960 mm 1/16	
印 张	10.5	
字 数	210 000	
印 数	1—1 100	
版 次	2013 年 8 月第 1 版 2013 年 8 月第 1 次印刷	
书 号	ISBN 978-7-5608-5269-0	

定 价 36.00 元

本书若有印装质量问题, 请向本社发行部调换 版权所有 侵权必究

前 言

随着科学技术的进步与发展,汽车作为提高人们生活质量的重要工具正进入千家万户,与以往追求动力性和燃油经济性不同,现在的消费者越来越关注汽车乘坐舒适性.动力总成是影响汽车乘坐舒适性最重要的系统之一,因此合理设计悬置系统来有效隔离动力总成的振动以及路面不平度引起的冲击显得尤为重要.目前涉及动力总成悬置系统的研究比较多,但往往只是针对某一部分进行研究,如悬置的动静特性、振动模型的建立、能量解耦,等等,而对于动力总成悬置系统的设计缺乏系统的总结.

本书分析了汽车动力总成悬置系统设计所需要的振动隔离理论、动力源的激励特性、悬置的类型及性能、动力总成惯性参数的测量、悬置的位置和支架刚度的选择、动力总成悬置系统隔振模型的建立、固有特性和模态解耦率的计算、扭矩轴计算、悬置系统非线性刚度设计、极限工况下位移和载荷计算、发动机启动-关闭时的瞬态振动特性以及悬置系统的评价指标等方面,辅以丰富详实的理论模型和工程应用实例,便于读者能够更好地理解.

全书共分12章,由同济大学汽车学院的郭荣负责撰写.初稿完成后,章桐对全书进行了审阅和修改.另外,感谢研究生于钦林(第4,7,8,9章)、刘仕伟(第3章)和米一(第4章)对本书相关内容进行的整理和总结.

本书可以作为汽车工程师进行动力总成悬置系统设计的参考资料,也可以作为高等院校车辆专业振动与噪声控制课程的教材.

由于著者时间和水平有限,书中难免出现错误和疏漏,恳望读者批评和指教.

郭 荣 章 桐

2013年6月于同济大学

目 录

前言

第 1 章 动力总成的隔振问题	1
1.1 概述	1
1.2 悬置系统的功能	2
1.3 设计需要考虑的问题	3
第 2 章 振动隔离理论	7
2.1 单自由度系统	7
2.1.1 系统运动微分方程	7
2.1.2 系统的自由振动响应	8
2.1.3 系统的强迫振动响应	11
2.2 多自由度系统	19
2.2.1 系统的运动微分方程组	19
2.2.2 无阻尼系统的自由振动特征值问题	23
2.2.3 多自由度系统的响应分析	26
第 3 章 动力源的激励特性分析	28
3.1 概述	28
3.2 发动机激励的坐标系规定	28
3.3 单缸发动机的激励	30
3.3.1 曲柄连杆结构的运动学	30
3.3.2 质量力	32
3.3.3 质量扭矩	32

3.3.4	气体扭矩	33
3.3.5	单缸发动机总的激励	35
3.4	直列四缸发动机的激励	35
3.4.1	z 轴方向质量力	36
3.4.2	绕 x 轴方向的质量扭矩	36
3.4.3	绕 y 轴方向的质量扭矩	36
3.4.4	气体扭矩	37
3.5	直列三缸发动机的激励	38
3.5.1	z 轴方向质量力	38
3.5.2	绕 x 轴方向的质量扭矩	38
3.5.3	绕 y 轴方向的质量扭矩	39
3.5.4	气体扭矩	39
3.6	直列六缸发动机的激励	40
3.6.1	z 轴方向质量力	40
3.6.2	绕 x 轴方向的质量扭矩	41
3.6.3	绕 y 轴方向的质量扭矩	42
3.6.4	气体扭矩	43
3.7	V60°六缸六曲柄发动机的激励	44
3.7.1	z 轴方向质量力	45
3.7.2	y 轴方向质量力	45
3.7.3	绕 x 轴方向的质量扭矩	46
3.7.4	绕 y 轴方向的质量扭矩	47
3.7.5	绕 z 轴方向的质量扭矩	48
3.7.6	气体扭矩	49
3.8	常用多缸发动机质量力与质量扭矩	49
第4章	悬置的类型及性能	51
4.1	理想悬置的刚度和阻尼	51
4.2	橡胶悬置	52

4.3 液压悬置	56
4.3.1 液压悬置分类及动特性比较	56
4.3.2 液压悬置线性建模及动特性分析	59
4.3.3 液压悬置非线性建模及动特性分析	62
4.3.4 路面颠簸下悬置特性比较	64
4.4 主动和半主动悬置	66
4.4.1 半主动悬置	66
4.4.2 主动悬置	67
第5章 动力总成惯性参数测量	69
5.1 概述	69
5.2 悬挂法测量质心位置	70
5.3 三线扭摆法	70
5.3.1 基本原理	70
5.3.2 算例	73
5.4 试验模态分析方法	74
5.4.1 基本原理	74
5.4.2 动力总成模态测试	77
5.4.3 动力总成惯性参数辨识	79
第6章 悬置的位置和支架刚度的选择	81
6.1 概述	81
6.2 悬置位置的选择	81
6.2.1 扭矩轴	81
6.2.2 其他考虑	82
6.3 悬置支架刚度的选择	83
第7章 动力总成悬置系统隔振模型	85
7.1 概述	85
7.2 坐标系	85
7.2.1 整车坐标系	85

7.2.2	动力总成坐标系	86
7.2.3	悬置坐标系	87
7.3	六自由度模型	89
7.3.1	系统动能	89
7.3.2	系统势能	90
7.3.3	系统耗散能	92
7.4	“六+X”自由度模型	93
7.4.1	系统动能	93
7.4.2	系统势能	94
7.4.3	系统耗散能	96
7.5	十三自由度模型	97
7.5.1	系统动能	97
7.5.2	系统势能	98
7.5.3	系统耗散能	102
第8章	固有特性和模态解耦率计算	105
8.1	模态规划	105
8.2	固有频率计算	105
8.3	模态主振型计算	106
8.4	模态解耦率计算	106
8.5	算例1——横置动力总成	107
8.6	算例2——纵置动力总成	109
第9章	基于扭矩轴的动力总成悬置系统设计	112
9.1	扭矩轴定义及计算	112
9.1.1	扭矩轴定义	112
9.1.2	纵置动力总成悬置系统扭矩轴的计算	112
9.1.3	纵置动力总成悬置位置和扭矩轴的关系	114
9.1.4	横置动力总成悬置系统扭矩轴的计算	115
9.2	算例——纵置动力总成悬置系统设计	115

9.2.1 某动力总成悬置系统参数	115
9.2.2 扭矩轴位置确定	115
9.2.3 悬置坐标调校及影响分析	117
第 10 章 悬置系统位移控制设计和载荷计算方法	120
10.1 概述	120
10.2 悬置的非线性刚度设计方法	120
10.2.1 一般要求	120
10.2.2 设计方法	121
10.3 典型工况下的悬置系统位移和载荷计算方法	123
10.3.1 基本原理	123
10.3.2 计算实例	125
第 11 章 发动机起动-关闭时的瞬态振动特性分析	136
11.1 概述	136
11.2 发动机起动-关闭振动力学	136
11.2.1 发动机起动振动产生机理	136
11.2.2 激振力	138
11.2.3 传递系统	139
11.2.4 响应系统	140
11.3 发动机管理系统的影响	141
11.4 悬置系统参数的影响	143
11.5 评价指标	145
第 12 章 悬置系统的评价指标	147
12.1 概述	147
12.2 悬置系统模态解耦率	147
12.3 纵置发动机的滚转频率和横置发动机的俯仰频率	149
12.4 悬置的传递率	150
参考文献	152

第1章

动力总成的隔振问题

1.1 概述

随着社会的进步和汽车技术的不断发展,人们对汽车的功能提出了更高的要求,汽车 NVH(Noise, Vibration and Harshness)性能越来越受到人们的重视和关注。

发动机是汽车的动力源,也是汽车最主要的噪声与振动源,其激励力主要有两类:一是发动机旋转运动和上下运动而产生的惯性不平衡力;二是由于燃烧而产生的冲击力。对于内燃机汽车,动力总成悬置系统是指动力总成(包括发动机、离合器及变速器等)与车架/底盘之间的弹性连接系统。图 1.1 表示一个动力总成及其悬置系统。

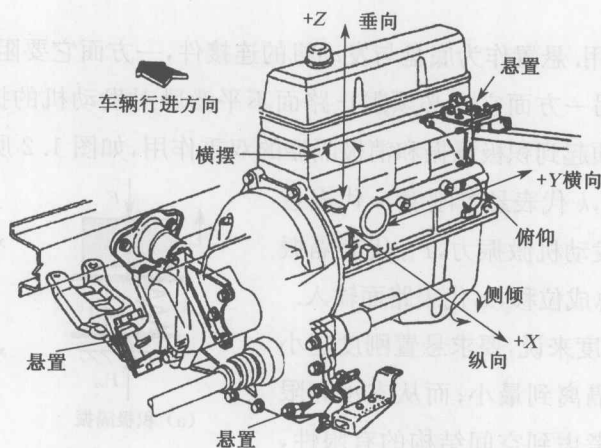


图 1.1 动力总成及其悬置系统

动力总成安装在悬置或隔振器上,而悬置可以直接与车身连接,也可以安置在副车架上,副车架再通过另外的悬置与车身相连接.动力总成的振动如果不能有效地被隔离开来,就会传到汽车的各个部位,产生振动和噪声,最后到达驾驶员和乘客的位置,从而影响人的听力和舒适性.另外,汽车会受到路面的振动与冲击,如果悬置设计不当,动力总成和车身地板的振动幅值会很大,甚至影响到附近的结构.所以,动力总成悬置系统的设计是减小动力总成振动与噪声的一项关键技术.

1.2 悬置系统的功能

汽车动力总成在工作状态下所受的力主要有静力(力矩)、瞬态和周期性激振力(力矩).动力总成悬置系统的设计一般需要满足以下几方面的要求.

(1) 支承作用.悬置系统最基本的作用是支承动力总成,因此必须考虑动力总成重量及驱动反力矩引起的悬置变形,合理地分配每个悬置所承受的载荷,这样才能保证汽车动力总成处于合理的设计位置,保证整个悬置系统的使用寿命.

(2) 限位作用.当发动机起动、关车时和汽车加速、换挡、转弯、减速、制动等瞬态工况以及受到各种干扰力(如路面颠簸)的情况下,悬置应能有效地限制动力总成的最大位移,以避免动力总成与相邻零件发生碰撞与干涉,确保发动机正常工作.

(3) 隔振作用.悬置作为底盘与发动机的连接件,一方面它要阻止发动机向车架传递振动力,另一方面它也必须阻止路面不平激励对发动机的振动和冲击.因此,悬置系统必须起到积极隔振和消极隔振的双重作用,如图 1.2 所示.图中 m 代表动力总成质量, k 代表悬置刚度, c 代表悬置阻尼, F 代表发动机激振力, F_{iso} 代表隔振力, x 代表动力总成位移, x_r 代表路面输入.

从隔振的角度来说,要求悬置刚度越小越好,以将振动隔离到最小;而从支承和限位的角度而言,考虑到空间结构的有限性,要求悬置刚度越大越好,以避免动力总成有

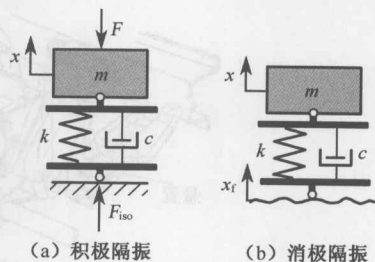


图 1.2 悬置系统的双重隔振作用

很大的位移,影响动力输出.正是由于这样的矛盾性,因此在悬置的设计中如何最优化地选择悬置刚度是一个极为重要的问题.

(4) 可靠性,通用化和装配简易.悬置系统的零部件必须具有足够的强度和可靠性,应符合通用化、标准化和系列化要求,同时应装配简单、拆装方便和维修接近性好.

1.3 设计需要考虑的问题

设计动力总成的悬置系统,通常要考虑下面几个问题.

1. 车身和车架的结构

通常有两种结构:一种是车身和车架是分离的,卡车和大型轿车通常是这种结构;另一种是车身和车架是一体的,即承载式车身.知道了车身和车架结构,就可以得到其模态,这样就可确定动力总成安放的空间和悬置可能安放的位置.

2. 动力总成的质心位置、转动惯量、扭矩轴等特性

动力总成的质心位置会对总成在各个悬置上的静态载荷分布产生影响,进而对悬置的位置和静刚度的设计产生影响.转动惯量会对动力总成系统固有频率、模态解耦等很多计算结果有影响,如果转动惯量参数测不准,那么相关的计算也就无意义了.

动力总成转动惯量确定后,实际上扭矩轴(Torque Roll Axis, TRA)也就确定了.由于动力总成在受到一个绕曲轴方向的力矩下,发动机不是绕曲轴转动,而是绕着扭矩轴转动,因此扭矩轴的模态频率和解耦显得尤为重要.

3. 悬置的数目、布置方式和类型

确定了动力总成安放的空间以及动力总成的质心和惯量参数后,需要确定悬置的个数和布置形式.动力总成悬置的布置有很多种,悬置可以安装在动力总成的不同部位.有的采用3个悬置,有的采用4个悬置,有的甚至采用5个悬置.对轿车来说常见的可以归纳为两类:一类是底部布置,其悬置都安装在车架上,这种布置的安装空间比较大,但隔振效果不是很理想,如图1.3(a)所示;另一类是悬置布置,其悬置安装在扭矩轴(TRA)上,这种布置隔振效果好,但往往受到安装空间的

限制,如图 1.3(b)所示.除了悬置外,通常还有 1~2 个摆动杆(Torque Strut),其功能是限制动力总成横向(横置发动机)转动的角度,其作用力主要是沿着杆的方向.

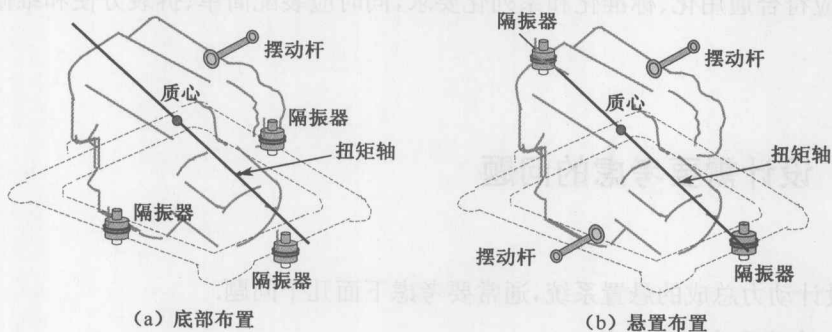


图 1.3 动力总成悬置的布置形式

图 1.4 和图 1.5 分别给出了典型的纵置和横置发动机的悬置布置形式.图 1.4(a)和图 1.4(b)所示为大排量高级轿车以及商务汽车(福特全顺、依维柯等)普遍采用的三点和四点方式,如宝马汽车公司几乎所有车型都采取了上述的布置方式.图 1.5(a)的二点+摆动杆方式是目前排量 1.8 L 以下横置发动机普遍采用的方式,而当排量超过 1.8 L 的发动机采用横置前驱时,通常还需在前方加一个摆动杆,如图 1.5(b)所示.另外,还有的车型采用三点+摆动杆及四点(东西南北)布置,如图 1.5(c)和图 1.5(d)所示.

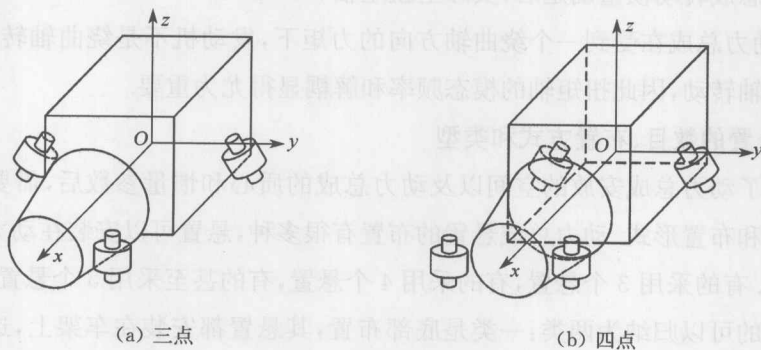


图 1.4 典型的纵置发动机的悬置布置形式

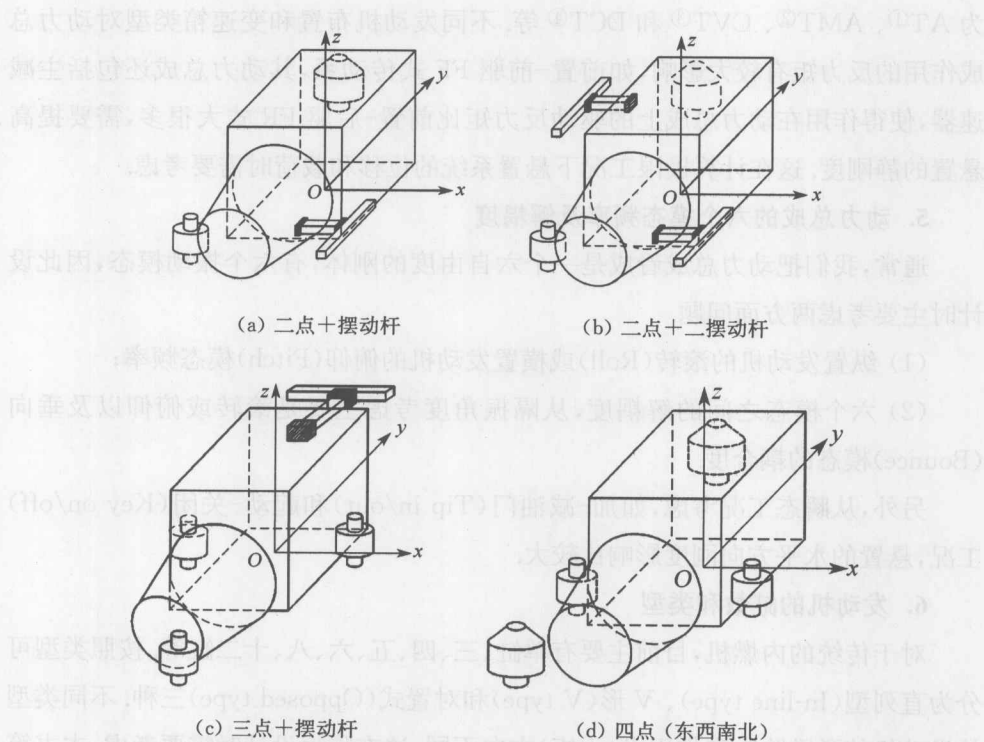


图 1.5 典型的横置发动机的悬置布置形式

另外,悬置有不同的种类,主要包括橡胶悬置、液压悬置、空气悬置和主动悬置等。目前用得比较多的是橡胶悬置和液压悬置,橡胶悬置的刚度和阻尼不可调,而液压悬置克服了该缺点,可实现低频大刚度大阻尼和高频小刚度小阻尼。一般,轿车上采用1~2个液压悬置,通常用在发动机侧,而其余悬置仍采用橡胶悬置。

主动悬置主要用在高级轿车上。近些年,空气悬置由于成本低、污染小的特点,正逐渐得到应用。

4. 动力传动系形式及变速箱的类别

发动机布置分纵置和横置两种,驱动形式有前驱、后驱和四驱。因此,汽车驱动形式主要有纵置后驱、纵置前驱、纵置四驱、横置前驱、横置后驱以及横置四驱等形式。

另外,变速箱类型也有多种,如手动变速箱和自动变速箱,而自动变速箱又分

为 AT^①、AMT^②、CVT^③ 和 DCT^④ 等. 不同发动机布置和变速箱类型对动力总成作用的反力矩有较大影响, 如前置-前驱 FF 式传动系, 其动力总成还包括主减速器, 使得作用在动力总成上的驱动反力矩比前置-后驱 FR 式大很多, 需要提高悬置的静刚度. 这在计算极限工况下悬置系统的位移和载荷时需要考虑.

5. 动力总成的六个模态频率及解耦度

通常, 我们把动力总成看成是一个六自由度的刚体, 有六个振动模态, 因此设计时主要考虑两方面问题.

- (1) 纵置发动机的滚转(Roll)或横置发动机的俯仰(Pitch)模态频率;
- (2) 六个模态之间的解耦度, 从隔振角度考虑主要是滚转或俯仰以及垂向(Bounce)模态的耦合度.

另外, 从瞬态工况考虑, 如加-减油门(Tip in/out)和起动-关闭(Key on/off)工况, 悬置的水平方向刚度影响比较大.

6. 发动机的缸数和类型

对于传统的内燃机, 目前主要有单缸、三、四、五、六、八、十二缸等. 按照类型可分为直列型(In-line type)、V 形(V type)和对置式(Opposed type)三种. 不同类型的发动机的激励阶次和作用力(力矩)方向不同, 这在隔振设计时需要考虑, 本书第 3 章将作详细介绍.

① 液力自动变速器(Auomatic Transmission).

② 电控机械式自动变速器(Automated Mechanical Transmission).

③ 机械式无极变速器(Continuously Variable Transmission).

④ 双离合机械式自动变速器(Dual Clutch Transmission).

第2章

振动隔离理论

第1章对汽车动力总成悬置系统的功能以及悬置系统设计过程中需要注意的问题进行了介绍,本章将从单自由度系统和多自由度系统两个方面出发,分析动力总成悬置系统设计过程中应用到的振动隔离理论。

2.1 单自由度系统

2.1.1 系统运动微分方程

一个典型的单自由度线性振动系统如图2.1所示,图中 m 代表质量块的质量, k 代表线性弹簧刚度, c 代表阻尼器的黏滞阻尼系数, $F(t)$ 是作用在质量块 m 上的激励力, $x(t)$ 表示质量块 m 在激励力 $F(t)$ 作用下的位移。

根据达朗贝尔原理,可得图2.1所示的单自由度线性系统的运动微分方程为

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = F(t). \quad (2.1)$$

式(2.1)的初始条件为

$$x_0 = x(t)|_{t=0}, \quad \dot{x}_0 = \dot{x}(t)|_{t=0}. \quad (2.2)$$

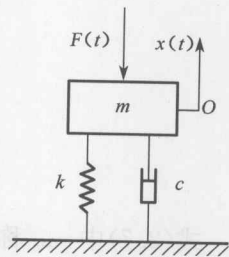


图2.1 单自由度线性振动系统

以上研究的是线性弹簧,实际应用中还有扭转弹簧。当扭转弹簧的弹性反力矩 M 与其相对角位移 θ 成正比时称为线性扭转弹簧,此时有 $M = k\theta$ 。工程实际中,支承单元可能是由弹性元件的串并联组合而成的。

对串联弹簧系统,其等效刚度为

$$k_{\text{eq}} = \left(\sum_{j=1}^n \frac{1}{k_j} \right)^{-1}. \quad (2.3)$$

对并联弹簧系统,其等效刚度为

$$k_{\text{eq}} = \sum_{j=1}^n k_j. \quad (2.4)$$

式(2.3)和式(2.4)中, k_{eq} 为弹簧系统的等效刚度, k_j 为第 j 个弹簧的刚度. 黏滞阻尼是一种线性阻尼,除了与相对线速度成正比的黏滞阻尼外,还有与相对角速度成正比的黏滞阻尼,其阻尼力矩 $M_d = -c\dot{\theta}$, 其中, $\dot{\theta}$ 是相对角速度.

2.1.2 系统的自由振动响应

由式(2.1)和式(2.2)不难得出,图 2.1 所示的单自由度线性系统做自由振动时的初值为

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = 0, \quad x_0 = x(t)|_{t=0}, \quad \dot{x}_0 = \dot{x}(t)|_{t=0}. \quad (2.5)$$

根据常微分方程理论,令 $x(t) = Ae^{st}$, 并将其代入式(2.5)中的第一式,得系统的特征方程为

$$ms^2 + cs + k = 0, \quad (2.6)$$

记

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad \xi = \frac{c}{2m\omega_n} = \frac{c}{2\sqrt{mk}}. \quad (2.7)$$

式(2.7)中, ω_n 称为无阻尼系统的固有圆频率. 它是由系统参数 k 和 m 决定的,而与初始条件无关. 如果 k 的单位取 N/m, m 的单位取 kg, 则 ω_n 的单位为 rad/s. ω_n 与工程实际中通常讲的固有频率 f_n 的关系为 $f_n = (1/2\pi)\omega_n$, 此时 f_n 的单位为 1/s, 称为 Hz, 它表示系统每秒钟的振动次数. f_n 的倒数为系统的固有周期,用 T 表示, $T = 1/f_n$, T 的单位是 s, 它表示系统每振动一次,即完成一次循环所需的时间. ξ 为系统的阻尼比.