

# 第 1 章 绪 论

## 1.1 列车主动悬挂控制的提出

行驶中的列车受到轨道不平顺的激扰、空气动力的作用、牵引力和制动力的作用等，列车将做多自由度的随机振动<sup>[1]</sup>，从而影响列车运行的稳定性（或安全性）和平稳性（或舒适性）。

列车悬挂系统是轮对与构架、构架与车体之间一切传递力的装置的总称，它由弹性元件和阻尼元件组成<sup>[2]</sup>。悬挂系统对于稳定性和平稳性的影响常常是相互矛盾的，若单从提高某方面的性能来进行悬挂系统的设计容易造成顾此失彼。传统列车悬挂系统的设计方案往往是综合线路质量、列车设计速度、载荷、强度等多方面的因素及多目标约束下折中优化的结果，因此不可能使列车各方面的性能都达到最佳运行状态。这种传统方法设计出的悬挂系统的参数在列车行驶过程中保持不变，悬挂系统也不需要外界提供能源，只是利用弹性元件的物理特性暂时将振动的动能储存起来，并在动能和势能的转化过程中，通过阻尼元件逐渐消耗振动能量，这种悬挂方式即为被动悬挂。如图 1-1 所示为车辆 1/4 垂向悬挂系统的物理模型。

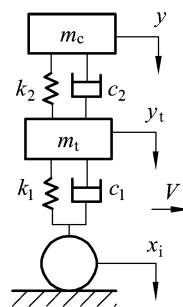


图 1-1 被动悬挂系统

当列车运行载荷、速度、线路等偏离被动悬挂系统设计条件时，列车的运行平稳性和舒适性将偏离优化指标而恶化，影响旅客乘坐舒适度。下面对被动悬挂车辆向轻量化、高速化发展造成车辆运行平稳性的影响进行简要的分析。

### 1.1.1 列车载荷变化或轻量化对平稳性影响

列车在运行过程中受轨道垂向不平顺位移信号  $x_i(t)$  的激励，车辆构架与车体将产生垂向的随机振动位移信号  $a_s = k_1 k_2 y_i(t)$  与。由如图 1-1 绘出被动悬挂系统的原理方框图如图 1-2 所示，车辆系统从轨道不平顺激励到车体振动的传递函数模型为

$$G(s) = \frac{Y_c(s)}{X_i(s)} = \frac{c_1 c_2 s^2 + (k_1 c_2 + k_2 c_1) s + k_1 k_2}{a_1 s^4 + a_2 s^3 + a_3 s^2 + a_4 s + a_5} \quad (1-1)$$

式中， $a_1 = m_t m_c$ ， $a_2 = m_t c_2 + m_c c_1 + m_c c_2$ ， $a_3 = k_1 m_c + k_2 m_t + c_1 c_2$ ， $a_4 = k_2 c_1 + k_2 c_1$ 。

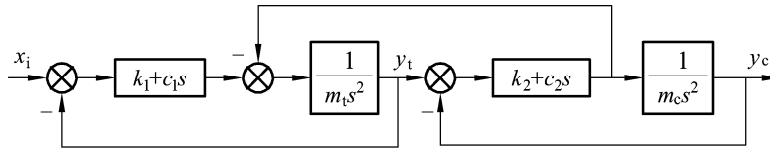


图 1-2 被动悬挂系统方框图

由图 1-2 可知，被动悬挂系统的二系阻尼与一系悬挂之间存在反馈耦合振动，二系阻尼器只能局部抑制车体的振动。根据附录 I 中准高速列车的悬挂系统参数，绘出式 (1-1) 在不同载荷  $m_c$  下，被动悬挂系统的频率特性 Bode 图如图 1-3 所示。由图可知：不同负载下被动悬挂系统的 Bode 图将不同，载荷加重有利于提高平稳性。但从轨道使用磨损和动力能耗成本角度则希望列车向轻量化发展。目前，国内外动车组的车体大多采用铝合金材料使车体向轻量化发展。而对于转向架，特别是对于高速或重载转向架，从强度和耐久性方面考虑，要轻量化则比较难，导致车体重量在整车中的相对比率呈下降趋势，也就是说，车体轻量化导致平稳性恶化。

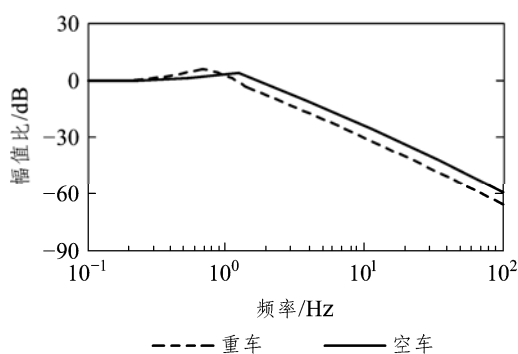


图 1-3 空/重载时，系统频率特性

### 1.1.2 长波长轨不平顺的影响

列车的二系横向固有振荡频率是由车体质量和二系弹簧刚度在设计制造时确定的，通常为 1 Hz 左右。图 1-3 中在低频固有频率处输出振动幅值达到轨道不平顺输入的 1.5 倍左右，该低频振荡频率并不受列车提速变化而变化。然而，对实际测出的轨道不平顺功率谱密度 (PSD) 分析可知，波长越长，轨道所拥有的不平顺能量就越大。如图 1-4 所示在不同速度下德国高速轨道方向不平顺谱的数值模拟功率谱密度曲线，可见不同速度下，同一频率处的不平顺幅值是不一样的，即运行速度越高，列车受长波不平顺的影响就会越大。低频振动的轨道不平顺的波长与速度成正比<sup>[3-6]</sup>，这意味着列车提速对轨道的不平顺要求更高，否则振动剧烈、平稳性变差。要维持高精度的长波长轨道不平顺，维修成本非常高<sup>[7]</sup>。

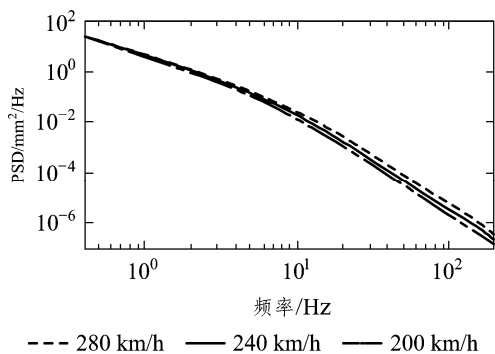


图 1-4 方向不平顺谱与速度关系

### 1.1.3 空气动力作用的影响

空气动力对高速列车振动的影响主要表现在明线会车、隧道通过及隧道会车时，会车压力波及隧道压力波直接作用于车体，而加剧车体的振动。这种振动是由会车和隧道内车体周围空气湍流造成压力差引起的，这一现象在有受电弓的车厢和尾车上更为明显<sup>[3]</sup>。由于激振源是空气动力，而且是直接作用于车体，要抑制振动需要很大阻尼力，阻尼力增加又会对轨道不平顺的激励加剧。因此，在隧道外有较好的悬挂装置在隧道内却较差，且车速越高，这种影响就愈大。要选择对这两种情况都有效的阻尼力，用这种传统的被动悬挂是无法实现的。

上述分析表明，被动悬挂的列车在理想设计条件下运行时，列车的动力学性能在一定程度上能满足。但是，其本身的结构决定了被动悬挂系统的列车有下列固有的特点：

(1) 车体及转向架振动中，低频振动固有频率与总的静挠度有关，即一系和二系总静挠度平方反比关系，容易产生较大的静挠度<sup>[2]</sup>。

(2) 悬挂力是由悬挂元件两端相对运动位移和力的大小而被动产生的，只能抑制局部的运动状态，不能在全局运动范围内快速抑制振动。

(3) 列车的运行工况发生变化时，如在不同轨道不平顺等级的线路上行驶；在同一线路下以不同速度行驶；不同载荷下行驶等由于悬挂参数的不变性，其列车运行平稳性将偏离设计指标而使平稳性变差。

(4) 列车的轻型化、高速化都将对平稳性产生不利的影晌。

从自动控制理论的观点来看，被动悬挂系统是开环控制系统。开环控制系统具有结构简单、成本低且不存在由于反馈带来的稳定性问题等优点，即开环控制系统严格运行于设计条件时，系统性能指标能够确保。然而，一旦系统在运行过程中的结构参数发生变化、运行工况发生变化时，系统自身不具有纠错能力，因此性能立即变差。

开环系统的特点决定了列车被动悬挂系统不可避免地存在上述缺点，即

被动悬挂列车不能从根本上提高车辆的性能。针对被动悬挂系统的缺陷，国外学者在 20 世纪 70 年代将自动控制理论应用到随机振动过程中，构成实时闭环振动主动控制，即主动悬挂控制技术。

## 1.2 列车主动悬挂控制系统分类及其原理分析

列车主动悬挂控制是自动控制理论在列车随机振动（或平稳性）控制上的应用，相对于无反馈的被动悬挂系统而得名。列车主动悬挂控制是指列车在运行过程中，通过振动传感器实时地检测车体和根据是否需要是否检测构架振动大小，将检测出的振动值按一定的评价指标或控制算法计算出相应的控制量，将控制量通过驱动放大作用于执行元件或执行机构改变列车悬挂系统特性，即实时调节悬挂系统的“软硬”特性以适应列车不同线路和不同运行状况，最大限度的抑制车体振动，从而提高列车运行平稳性<sup>[8-11]</sup>。

主动悬挂按其控制过程中系统是否需要外界提供大量能量将主动悬挂控制分为全主动悬挂控制和半主动悬挂控制。全主动悬挂控制工作过程中，作动器需要系统提供大的能量来抑制系统的振动，通常又称有源主动悬挂控制或主动控制；半主动悬挂控制在工作过程中，执行器即为系统可调阻尼器，无需系统提供大量能量来抑制振动，而是仅仅需要较小的能源来改变系统的阻尼，通过半主动悬挂控制又称为无源主动悬挂控制或半主动悬挂控制<sup>[12-14]</sup>。

本书在无特别说明时，主动悬挂控制是指全主动悬挂控制和半主动悬挂控制的总称；全主动控制是指采用机电作动器、液缸作动器或气压缸作动器代替列车二系横向阻尼器的主动悬挂控制；半主动悬挂是指采用液压可调阻尼器或磁流变液的可调阻尼器作为列车二系悬挂的主动控制。

### 1.2.1 全主动悬挂控制系统

典型的全主动悬挂由外界能源输入系统，作动器（液压作动器、气动

作动器、机电作动器等)、传感器测量系统及反馈放大系统组成,其结构如图 1-5 (a) 所示,图 1-5 (b) 为全主动悬挂控制系统原理方框图。传感器实时检测列车的振动,通过一定的控制算法,控制作动器产生阻碍车体振动的力,从而提高运行平稳性。图 1-6 为全主动悬挂系统结构方框图,图中  $G_c(s)$  为控制器传递函数,  $G_v(s)$  为驱动机构和作动器传递函数,  $H(s)$  为传感器及信号处理传递函数。为从频率特性分析全主动控制系统控制性能,设控制算法采用比例控制,且令  $G_c(s)G_v(s)H(s) = K_p$ , 则全主动悬挂控制的传递函数为

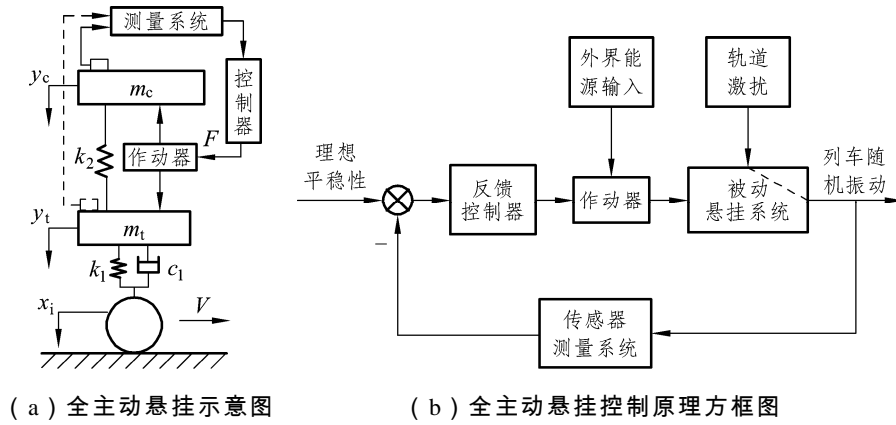


图 1-5 全主动悬挂控制系统

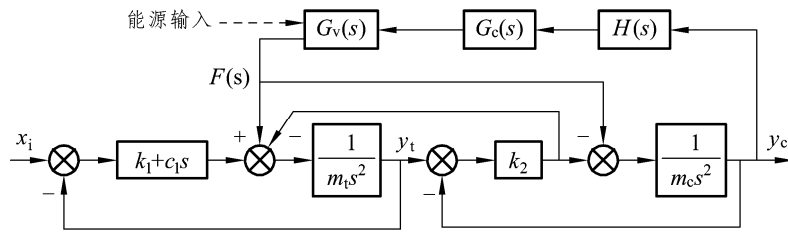


图 1-6 全主动悬挂控制结构框图

$$G(s) = \frac{Y_c(s)}{X_i(s)} = \frac{k_2 c_1 s + k_1 k_2}{a_1 s^4 + a_2 s^3 + a_3 s^2 + a_4 s + a_5} \quad (1-2)$$

式中,  $a_1 = m_t m_c$ ,  $a_2 = m_c c_1$ ,  $a_3 = k_1 m_c + k_2 m_c + k_2 m_t + K_p m_2$ ,  $a_4 = k_2 c_1 + K_p c_1$ ,

$$a_5 = k_1 k_2 + K_p k_1。$$

以附录I准高速列车的悬挂系统参数，将二系阻尼去掉，采用比例全主动悬挂控制系统，分别绘出被动悬挂和全主动悬挂比例控制系统的频率特性 Bode 图，如图 1-7 所示。采用主动悬挂控制后，车体的固有振动低频 1 Hz 处的振动显著改善，将固有频率转移至 6 Hz 处，但振动幅值明显下降了。如果采用先进控制策略，则全主动悬挂控制效果会更佳。全主动悬挂按其控制频率范围又分为全频主动悬挂和低频主动悬挂。

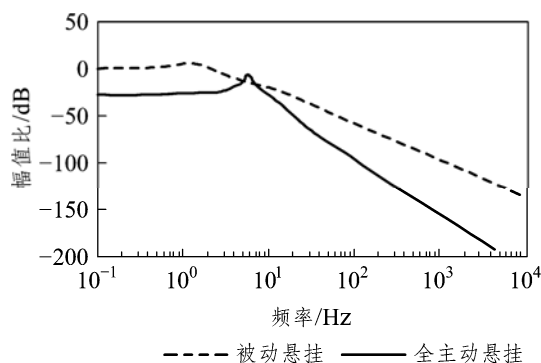


图 1-7 悬挂系统频率特性图

全频主动悬挂系统是指以主动力发生装置（作动器：油缸、气缸、伺服电机等）替代或部分替代悬挂中的弹簧和作动器构成的系统，其主动力发生装置在工作过程中需要消耗外部能量，以主动力发生为了满足运行安全的要求，完全主动悬挂的动力学特性要求频响带宽应大大超过一系悬挂和二系悬挂的共振频率。实际运行中，由于作动器的系统刚度很大，完全主动悬挂对高频振动的控制并不能令人十分满意。由于需要频繁控制活塞力和改变活塞速度，将会带来巨大的能量消耗，但有时达到的控制效果并不很明显。为克服这种缺点，有关学者以提出了低频全主动控制。

低频主动悬挂控制系统的结构与完全主动悬挂系统的结构类似。“低频”是指改变完全主动悬挂的控制逻辑<sup>[15-16]</sup>，降低主动悬挂控制的带宽（约在 3~8 Hz），使之只对低频振动进行主动控制，其控制对象一般只考虑车体的沉浮、点头、横移和摇头等低频振动。低频主动悬挂控制实现的主要手段是在完全

主动悬挂系统中增加被动元件，典型的措施是用弹簧或橡胶与液压（或气压）作动器串联。低频主动悬挂只负责降低低频区的振动，高频区的振动由弹簧或橡胶等弹性元件吸收，这样即可以节省一部分能量，又能实际提高减振性能，全主动悬挂系统的特点有：

（1）全主动悬挂不同于被动悬挂，它可以根据车体振动情况，实时地控制力发生装置，可在全局范围内抑制振动。

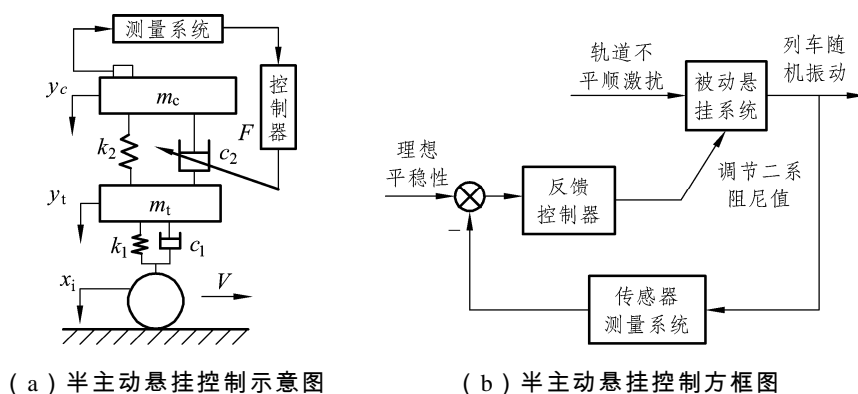
（2）全主动悬挂本质上是作动器力发生装置代替减振器，需要系统提供大量能源。

（3）全主动悬挂系统因需要液压和气压等动力源，存在安装空间问题和稳定性问题。

### 1.2.2 半主动悬挂控制系统

半主动悬挂是为克服全主动悬挂系统所需较大的控制能量和高成本作动器而提出的，由于改变刚度同样需要较大的能量，而改变阻尼器的阻尼值相对容易实现。它与全主动悬挂控制系统不同之处在于：半主动悬挂系统可用控阻尼器代替主动悬挂系统中的主动力作动器，它与被动悬挂系统一样都是利用弹性元件与阻尼元件并联来支撑悬挂质量，但二系阻尼器是一个可控阻尼器，控制系统通过实时调节阻尼值来控制阻尼力，从而改善悬挂系统的动力学性能。半主动悬挂系统在工作时，以消耗系统较少内部能量为约束条件，因此，基本不需要系统外部能量的输入，其用于控制阻尼器的能量相对于全主动悬挂所需要的能量是微不足道的，故也称无源主动悬挂控制系统，如图 1-8 所示。其半主动悬挂控制系统的方框图如图 1-9 所示，其半主动悬挂系统的轨道输入传递到车体振动输出的传递函数模型与被动悬挂系统的传递模型表达式相同，即式（1-1）所示，但二系悬挂阻尼器的阻尼值是根据车体振动而时变的参数，即  $c_2(t) = f[y_c(t)]$ 。





(a) 半主动悬挂控制示意图

(b) 半主动悬挂控制方框图

图 1-8 半主动悬挂控制图

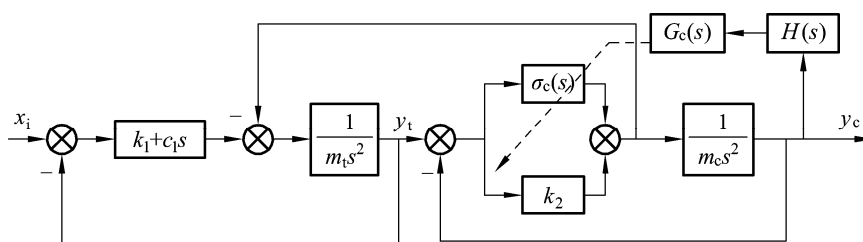


图 1-9 半主动悬挂结构框图

依附录I中准高速列车的悬挂系统参数，将二系阻尼器取不同的阻尼值，分别绘出其半主动悬挂系统的频率特性 Bode 图，如图 1-10 所示。当阻尼系数较小时，车体共振频率的振动较大；当加大阻尼系数时，共振频率的振动会变小，而高频振动将变大。可见，当列车以一定速度和线路上行驶时，对应一个最佳的阻尼值。半主动悬挂根据不同的控制策略，力图优化出最佳的阻尼值。

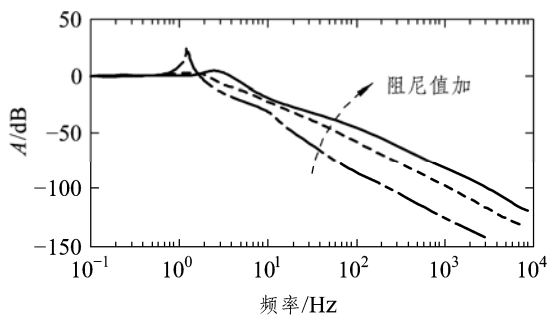


图 1-10 半主动悬挂阻尼系统频率特性

半主动悬挂控制系统按其可控阻尼器的调节特性又可分为：有级型半主动悬挂系统和无级型（或连续型）半主动悬挂系统。

有级型半主动悬挂系统所用的可控阻尼器的阻尼系数不能连续变化，它在生产加工时就采用分级阀门开关特性，其结构较简单，既可采用人工调节，也可通过传感器、控制装置构成自动调节系统，通常采用 Bang-Bang 最优控制算法。

连续型半主动悬挂系统的所采用的阻尼器，其阻尼系数是连续可调，即节流孔调节和减振液黏性调节两种类型，由传感器和控制装置构成反馈控制系统，其可采用的控制算法较为丰富，半主动悬挂系统的特点有<sup>[3]</sup>：

（1）半主动悬挂本质上是减振器控制，因此具有较高的稳定性，在故障等异常动作时，确保行车安全较为容易。

（2）与主动悬挂不同，因不需要液压和气压等动力源，装置整体构成小。

（3）与主动悬挂一样，可以根据车体振动实时地控制阻尼力。

大量研究表明<sup>[15-17]</sup>，半主动悬挂旨在以接近被动悬挂的造价和复杂程度来提供接近全主动悬挂的性能，不但有良好的性价比，而且能确保控制系统失效状态下行车的稳定安全性。

### 1.3 高速列车横向半主动悬挂系统的必要性

高速和舒适是世界铁路发展的主流。我国铁路很多是在既有线路上提速的，线路质量不佳，传统的被动悬挂方式将难以满足机车车辆运行平稳性要求。列车主动悬挂控制技术，既可用于垂向平稳性控制，也可用于横向平稳性控制。

我国提速和高速列车运行实践表明，我国列车垂向平稳性基本能满足提速要求，然而横向振动恶化、平稳性能不佳，对提速列车和高速列车的横向悬挂系统提出了更高的要求，列车横向主动悬挂控制技术成为改善横向平稳性的有力方法<sup>[18]</sup>。对全主动悬挂与半主动悬挂系统的分析表明，半主动悬挂

旨在接近被动悬挂系统的造价和复杂程度来提供需接近全主动悬挂控制的性能<sup>[15]</sup>，而且能保证半主动控制装置故障时能稳定行驶，结合我国铁路的现状采用半主动悬挂控制系统是我国目前高速列车悬挂系统的最佳方法。而全主动悬挂控制由于是线性控制系统，作动器能提供所需的主动动力。因此，在对主动控制算法进行理论研究时，采用全主动控制进行仿真或实验室研究较为方便，为半主动控制算法积累了一些经验。

## 1.4 主动悬挂控制状况及其控制策略

从控制理论的观点看，主动悬挂控制系统是反馈自动控制系统。悬挂控制策略是随着自动控制理论的发展、社会实践的需求和科学技术的进步而出现的，它主要随控制理论的发展而发展。早在 1954 年，Federspiel Laborsse 首次提出了主动悬挂的设计问题<sup>[19]</sup>。1965 年，Rockwell 与 Kimica 探讨了伺服机械作动力吸振器的原理，为车辆主动悬挂控制系统的设计提供了理论指导<sup>[20]</sup>。1974 年，Karnopp 和 Crosby 认为<sup>[21]</sup>，带有测量设备的控制板可实现半主动悬挂系统阻尼系数的调节，而无需任何作动器。1979 年，Esmailzadeh 进行研究，使位于车身各个不同位置的传感器连续检测车体、悬架及非簧载质量等的运动状态（如：位移、速度、加速度等），经控制器运算后控制作动器，获得了很好的悬挂特性参数。1984 年，Wright 和 Williams 也作了类似的研究，并取得了成功<sup>[19]</sup>。随着悬挂控制研究的不断深入，装备有主动悬挂的试验样车开始出现。1985 年，在 Lotus 公司的赞助下，Dominy 和 Bulman 为一级方程式赛车设计了具有半主动控制悬挂的赛车。1989 年，Shannan 和 Vandeploeg 有文章表明，安装在试验样车上的所有主动悬挂系统均取得了很能够好的控制效果<sup>[19-20]</sup>。

1996 年，日本铁道车辆科技人员为了验证半主动减振的工作性能及其改善高速列车乘坐舒适性效果，在山阳新干线上以 300 km/h 速度下对 500 系列车动车组上进行了实车试验，结果表明车体的横向加速度和纵向加速度能量谱都有明显下降<sup>[22-23]</sup>。半主动悬挂在日本新干线车辆上已逐步成为标准化装

置<sup>[3]</sup>。

根据国内外已开展的车辆主动、半主动悬挂控制策略及其控制原理归纳如下。

### 1.4.1 天棚阻尼控制

天棚阻尼 ( Skyhook damper ) 控制由美国的学者 D. Karnopp 教授提出<sup>[21]</sup>，在主动悬挂的控制中广泛采用。图 1-11 所示为列车理想天棚悬挂系统与实际阻尼悬挂系统。

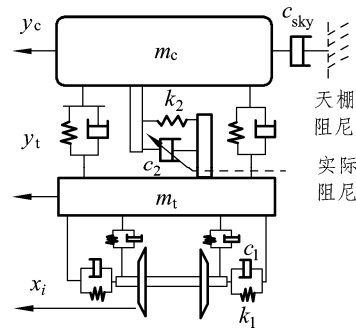


图 1-11 天棚阻尼原理

列车在轨道上行驶时,由于轨道水平不平顺与方向不平顺位移信号  $x_i(t)$  的激励,构架与车体将分别产生振动位移信号  $y_t(t)$  与  $y_c(t)$  的横向振动。理想天棚悬挂系统的结构方框图如图 1-12 所示,从方框图知:理想天棚阻尼悬挂系统的二系阻尼器与一系悬挂不存在耦合,不管车体的振动方向如何,天棚阻尼器总是在全局范围内抑制车体的振动。理想天棚阻尼悬挂系统的传递函数模型为:

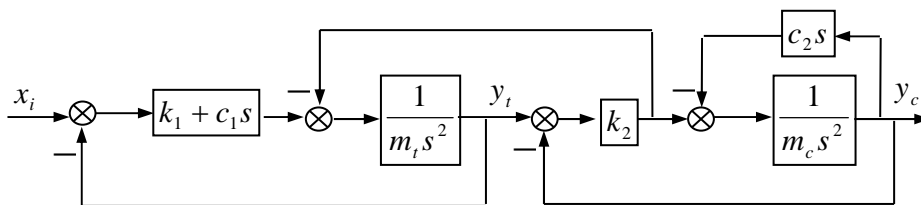


图 1-12 理想天棚悬挂系统方框图

$$G(s) = \frac{Y_c(s)}{X_t(s)} = \frac{k_2 c_1 s + k_1 k_2}{a_1 s^4 + a_2 s^3 + a_3 s^2 + a_4 s^1 + a_5} \quad (1-3)$$

式中， $a_1 = m_t m_c$ ， $a_2 = m_c c_1 + m_t c_2$ ， $a_3 = k_1 m_c + k_2 m_c + k_2 m_t + c_1 c_2$ ， $a_4 = k_2 c_1 + k_1 c_2 + k_2 c_2$ ， $a_5 = k_2 c_1 + k_1 c_2 + k_2 c_2$ 。

以附录I某高速列车悬挂系统，其列车的振动频率特性如图 1-13 所示，从图中看出，理想天棚阻尼悬挂系统的频率特性曲线明显比被动悬挂系统的频率特性曲线低，即在相同轨道谱激励下，理想天棚悬挂的车体振动更小，如被动悬挂系统在二系固有频率 1 Hz 左右处的振动幅值是理想天棚振动幅值的 1.6 倍。由于理想天棚阻尼悬挂系统，在行驶过程中的列车是无法实现的。在实际过程中采用逼近天棚阻尼悬挂系统，即实时改变二系阻尼器阻尼值来提供天棚阻尼力，如图 1-12 所示的天棚半主动悬挂控制系统，其控制规律满足：

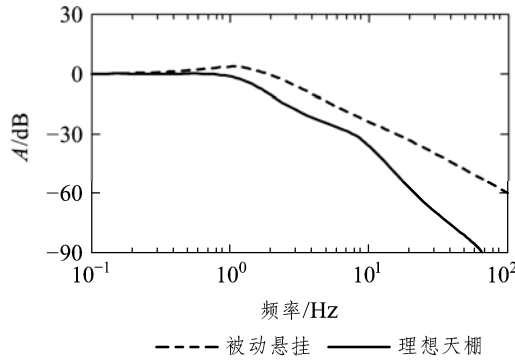


图 1-13 天棚悬挂系统频率特性

$$c_2 = \begin{cases} c_{sky} \dot{y}_c / (\dot{y}_c - \dot{y}_t) & \dot{y}_c (\dot{y}_c - \dot{y}_t) > 0 \\ 0 & \dot{y}_c (\dot{y}_c - \dot{y}_t) \leq 0 \end{cases} \quad (1-4)$$

此时，天棚半阻尼控制具有最佳的效果， $c_{sky}$  为理想天棚悬挂的阻尼系数。由于当  $\dot{y}_c - \dot{y}_t$  趋近于零时，等效阻尼系数趋向无穷，而实际阻尼器产生的阻尼力是有限的；此外阻尼系数不可能为零，故等效阻尼器只能近似实现天棚阻尼器的特性。

## 1.4.2 PID 控制

以经典控制理论为基础的 PID 控制不需要知道被控对象的数学模型，只要根据经验进行调节器参数在线调整，即可取得满意的结果，不足的是对被控对象参数变化比较敏感。研究查表法变参数 PID 控制方法在半主动悬架控制系统中应用有一定的实际的意义。然而，PID 控制参数整定缺乏理论以及其固有的折中性的原因，实际半主动控制中往往需要把 PID 控制与模糊控制和滑模控制相结合使用<sup>[24]</sup>。

## 1.4.3 线性最优控制

早在 1974 年德国学者 Lueckel J. 将线性最优控制理论应用于汽车垂向悬挂系统，标志着现代控制理论的最优控制在车辆主动控制中应用的开始<sup>[25, 26]</sup>，成为主动（包括全主动和半主动）悬挂设计者使用较多的设计方法。它以被研究的车辆系统较为理想的模型作基础，采用受控对象的状态响应于控制输入的加权二次型为性能指标，同时在保证受控结构动态稳定条件下实现最优控制。此控制策略中一般应用 LQ 调节器控制理论或 LQG 控制理论对悬挂系统实行最优控制。

采用 LQR 控制策略实施控制时，需将列车系统视为确定系统，而忽略其固有的不确定性，因此这种控制方法无需用计算机进行在线计算。采用 LQG 控制策略实施控制比 LQR 控制更为完善<sup>[18]</sup>，这种控制策略考虑了在确定系统模型的条件下的环境不确定性，这种不确定性包括轨道随机激励和测量噪声。

然而线性最优控制方法在系统建模时，忽略了高阶动态环节，如车架、轮胎的高阶模态以及减振器、传感器的动态特性等，所得到的控制参数是根据确定的系统参数计算出来的，仅对理想的数学模型保证预期的性能。当系统参数变化到一定程度时，会使系统变得不稳定，控制参数不再使性能指标最优，有时甚至会使悬架性能恶化<sup>[28]</sup>。实际的悬架系统是含有许多不确定因素的非线性、时变、高阶动力系统，难以得到预定的性能要求<sup>[28]</sup>。

所以最优控制方法在半主动悬架控制系统中应用性能会受到一定程度的限制<sup>[29]</sup>。

#### 1.4.4 鲁棒控制

鲁棒控制 ( $H_\infty$ ) 是在保证闭环系统各回路稳定的条件下, 利用所设计的控制器使干扰噪声对系统输出影响最小的一种控制方法, 鲁棒控制在设计中综合考虑系统的建模误差、非线性、抗干扰等因素, 利用鲁棒控制方法设计的控制器可保证列车悬挂控系统有较强的稳定鲁棒性和性能鲁棒性<sup>[30-37]</sup>。

由于鲁棒控制在设计中强调不确定性对悬挂系统的影响, 需要在稳定鲁棒性和性能鲁棒性之间作折中选择, 所得的控制效果是保守的。在  $H_\infty$  控制基础上发展起来的  $\mu$  方法, 虽然克服了稳定鲁棒性和性能鲁棒性的折中问题, 然而  $\mu$  方法设计出控制器阶次较高而影响应用<sup>[38]</sup>。

鲁棒控制在铁道车辆主动悬挂控制中的应用研究, 始于 80 年代末期美欧、日本, 呈现蓬勃发展。我国在铁道车辆鲁棒控制方面的研究, 张汉全教授、杨名利、戴焕云博士为首对列车主动悬挂进行了深入研究, 并在牵引国家重点实验滚动振动实验台上进行实车试验<sup>[38-41]</sup>。

#### 1.4.5 自适应控制

列车悬挂振动系统含有许多不确定因素的非线性动力学系统, 总是存在非线性、时变等因素。采用线性最优控制方法, 往往得不到理想或仿真的结果。鲁棒控制虽然考虑了不确定性的基础上, 设计出的结果有一定保守性, 从而影响控制性能。自适应控制方法则在系统运行过程中, 根据控制器的输出量和被控对象的输出量在线辨识系统模型, 对辨识出的模型采用线性最优控制理论设计最优调节算法。由于自适应控制能够处理小范围缓慢变化的系统问题, 对列车悬挂系统的非线性和老化问题较合适<sup>[42-46]</sup>。自适应悬挂控制通常又分为自校正自适应控制和模型参考自适应控制。