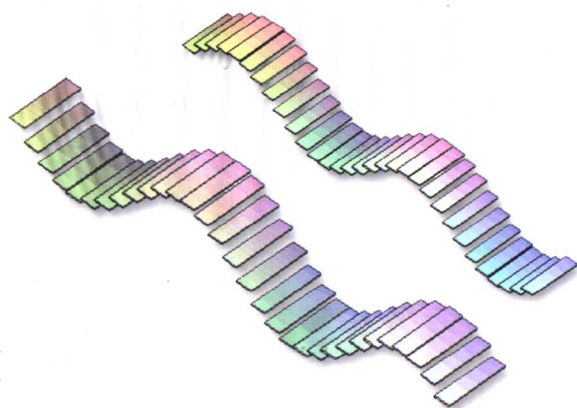


机械振动系统随机疲劳 和间隙非线性

赵文礼 王林泽 著



 科学出版社
www.sciencep.com

机械振动系统 随机疲劳和间隙非线性

赵文礼 王林泽 著

科学出版社

北京

内 容 简 介

本书内容共分 9 章, 主要由两大部分组成。第一部分研究了客货车辆系统在轨道周期性激励和随机激励作用下的动态响应和应力功率谱计算及其构件的随机疲劳寿命预测问题。为振动构件的疲劳寿命预估和疲劳可靠性分析提供了一种数字仿真计算方法。此方法尤其在新型车辆结构的疲劳寿命虚拟设计中更具工程应用意义。第二部分主要研究了机械系统中含间隙的非线性振动问题, 讨论了相关系统的运动稳定性、分岔类型以及通向混沌的途径, 介绍了混沌抑制的基本思想、实现原理及数值仿真方法。最后一章给出了一般机械系统建立碰撞方程的动静法和分析法。

本书可供从事机械振动、疲劳可靠性和非线性动力学研究的教师 and 科技工作者参考, 也可作为力学、机械、控制工程等专业研究生或高年级本科生相关课程的参考书。

图书在版编目(CIP)数据

机械振动系统随机疲劳和间隙非线性/赵文礼, 王林泽 著. —北京: 科学出版社, 2006
ISBN 7-03-016438-5

I. 机… II. ①赵… ②王… III. ①机械振动-随机疲劳试验 ②机械系统-非线性-数字仿真-计算方法 IV. TH

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2005)第 130816 号

责任编辑: 鄢德平 于宏丽/责任校对: 宋玲玲

责任印制: 安春生/封面设计: 王 浩

科学出版社出版

北京东黄城根北街 16 号

邮政编码: 100717

<http://www.sciencep.com>

双青印刷厂印刷

科学出版社编务公司排版制作

科学出版社发行

各地新华书店经销

*

2006 年 4 月第 一 版 开本: B5 (720 × 1000)

2006 年 4 月第一次印刷 印张: 10

印数: 1—2 500 字数: 186 000

定价: 28.00 元

(如有印装质量问题, 我社负责调换〈环伟〉)

前 言

本书内容主要由两大部分构成。第一部分研究了客货车辆系统在轨道周期性激励和随机激励作用下的动态响应和应力功率谱计算及其构件的随机疲劳寿命预测问题。这一部分的研究,为振动构件在随机载荷作用下的疲劳寿命预估和疲劳可靠性分析提供了一种数字仿真计算方法。这一部分内容反映在本书的第1章~第3章。第1章讨论了受周期轨道谱激励时,货车车辆系统在垂向振动、横向振动和离心惯性力共同作用下的响应计算,建立了车轴轮座部位的计算应力谱模型,并用 Miner 线性疲劳累积损伤理论作了车轴疲劳寿命估算。第2章进行了随机激励作用下客车车辆系统垂向振动的随机响应计算,并根据受力分析模型,获得了车辆系统作用于动载构件上的激励函数,从而建立了动载构件的激励谱与构件薄弱环节应力响应谱之间的关系,在此基础上借助 Neuber 方法运用局部应力应变法和 Miner 疲劳累积损伤理论进行了客车车轴疲劳寿命预测和分析,本书将这种方法称为载荷响应分析法。第3章主要阐述了一般振动系统应力功率谱密度函数的求解方法及其在车辆转向架构架疲劳寿命预测方面的应用。从随机激励出发,针对一般的线性振动系统,分别用单位载荷应力矩阵的概念和求解应力功率谱的有限元法,建立了动力结构应力功率谱与系统响应谱之间的关系,从而获得了利用数字仿真技术进行应力功率谱密度计算的方法,即应力功率谱法。在此基础上,分别对车辆 CW-200 型和 209HS 型转向架构架进行了应力功率谱密度的模拟计算,并用名义应力法进行了可靠性疲劳寿命预测研究。书中提出的仿真计算理论和方法不仅对既有车辆系统的应力谱计算和寿命预估是有效的,而且对新设计前车辆系统的应力谱估算和疲劳寿命的虚拟设计更具工程应用意义。当然,影响疲劳的因素很多,致使动载构件疲劳寿命的分布存在一定的分散性,尤其对于在恶劣条件下使用的构件,其实际使用寿命与估算的寿命更有可能出现较大差异,所以采用数值仿真估算的精度和可信度还需借助实测或统计结果来评估,有些计算参数还有待于实验来提供。

第二部分主要研究了机械系统中含间隙的非线性振动以及分岔和混沌运动的抑制问题。含间隙振动是常见的非线性振动现象,如机械系统中弹性元件失效、弹簧与紧固件之间松动等因素引起弹簧带间隙的故障振动。齿轮副空载转动、机车车辆车钩缓冲装置等也可近似抽象为含间隙的碰撞振动问题。

由于间隙的存在会在一定的参数条件下导致复杂的动力学行为,深入研究这类含间隙的非线性振动,对于认识其非线性动力学机理和特点,了解其运动的稳定性及不同参数条件下的分岔性质与通向混沌运动的各种途径,并进行对混沌运

动的抑制都是十分有意义的。这一部分内容主要反映在第4章~第8章中。其中第4章围绕非线性内容,讨论了周期不动点定理和中心流形方法,给出了利用映射不动点原理确定系统稳定性和分岔的基本概念,介绍了利用中心流形定理研究非双曲平衡点不变流形的概念和方法,为后继内容的研究做了简单的理论铺垫。第5章讨论了含有干摩擦阻尼器机械系统的周期运动和稳定性。第6章讨论了弹簧含间隙的单自由度机械系统的分岔与混沌。第7章讨论了含碰撞间隙的二自由度动力学系统的稳定性以及分岔类型和通向混沌的途径。第8章则讨论了混沌的抑制,介绍了混沌抑制的基本思想、实现原理及数值仿真方法。第9章讨论了一般机械系统建立碰撞方程的动静法和分析法,提出的方法尤其对解决复杂物体系的碰撞问题是很有裨益的。

本书所涉及的研究工作得到了国家自然科学基金(60572052)、浙江省自然科学基金和铁道部自然科学基金资助,在此一并致谢。

同时,还要感谢刘德刚、潘无名、李忠学、郑国忠、魏翠琴等同志的支持和协助。

本书参考了很多国内外专家和同行的著作及论文,无法一一列举,在此深表谢意。

由于作者学识所限,不足之处在所难免,恳请读者指正,不胜感激。

作 者

2005 年于杭州

目 录

前言

第 1 章 货车车辆系统的动态响应计算与车轴疲劳寿命预测	1
1.1 引言	1
1.2 货车车辆系统作用于轴颈上的激励函数	1
1.3 货车车辆系统垂向振动的稳态响应	2
1.4 货车车辆系统横向振动的稳态响应	8
1.5 车轴复合应力计算	11
1.6 计算应力谱模型的建立	15
1.7 货车车轴疲劳寿命预估	17
1.8 本章小结	19
参考文献	19
第 2 章 客车车辆系统动力构件响应的载荷分析法及车轴疲劳寿命预测方法研究	20
2.1 引言	20
2.2 客车车辆系统对平稳随机激励的响应	20
2.3 车辆系统作用于动载构件上的激励函数关系	24
2.4 轮座内侧部位应力峰值分布模型的建立	27
2.5 客车车轴疲劳寿命估算	29
2.6 本章小结	33
参考文献	33
第 3 章 线性随机振动系统应力功率谱计算方法及构件可靠性疲劳寿命预测方法研究	35
3.1 引言	35
3.2 线性振动系统随机响应谱计算	35
3.3 单位载荷应力矩阵的建立及应力功率谱计算	38
3.4 求解应力功率谱的有限元法	40
3.5 动力结构的疲劳寿命预测	41
3.6 209HS 型转向架构架的可靠性疲劳寿命预测	46
3.7 CW-200 型转向架构架的可靠性疲劳寿命预测	54
3.8 本章小结	57
参考文献	58

第 4 章 周期不动点定理和中心流形方法	59
4.1 引言	59
4.2 点映射法及周期不动点定理	59
4.3 中心流形方法	65
4.4 本章小结	68
参考文献	68
第 5 章 干摩擦车辆系统的周期运动和稳定性	69
5.1 引言	69
5.2 干摩擦车辆系统的周期运动和稳定性	69
5.3 本章小结	75
参考文献	76
第 6 章 弹簧含间隙的单自由度非线性系统的分岔与混沌	77
6.1 引言	77
6.2 弹性元件含间隙的振动模型及方程	77
6.3 解析解及其数值计算	79
6.4 系统参数对分岔解的影响	81
6.5 本章小结	86
参考文献	86
第 7 章 含有碰撞间隙的二自由度非线性系统的分岔与混沌	87
7.1 引言	87
7.2 数学模型的建立和周期运动分析	87
7.3 碰撞振动系统的 Poincaré 映射和周期运动的稳定性	90
7.4 数值计算与混沌运动分析	94
7.5 本章小结	101
参考文献	101
第 8 章 含间隙机械系统异常碰撞振动的分岔和混沌运动抑制	103
8.1 引言	103
8.2 闭环反馈周期脉冲方法	103
8.3 自适应方法	113
8.4 外加正弦驱动力方法	117
8.5 时间延迟反馈控制方法	126
8.6 可精确计算的不稳定周期轨对仿真结果的影响	132
8.7 本章小结	136
参考文献	137
第 9 章 碰撞动力学的动静法和分析法方程	139
9.1 引言	139

9.2 解决碰撞问题的动静法	139
9.3 碰撞动力学分析法方程	144
9.4 示例	147
9.5 本章小结	152
参考文献	152

第 1 章 货车车辆系统的动态响应计算 与车轴疲劳寿命预测

1.1 引 言

以 P60 货车转 8A 转向架及 TB450—83 规定的 D 轴为例, 取周期函数为激励源, 计算了在满载运行和曲线通过条件下货车车辆的动态响应及车轴动应力^[1~5]。建立了车轴轮座部位的计算应力谱模型, 并用 Miner 线性疲劳累积损伤理论作了 D 轴疲劳寿命估算。上述研究为货车车辆动力构件的虚拟疲劳设计提供了一种仿真计算的方法。

1.2 货车车辆系统作用于轴颈上的激励函数

为了计算轮轴的动静应力分布, 进而进行车轴的寿命估算, 首先必须求出车辆作用于车轴轴颈上的激励函数。为此, 将车辆系统按弹簧悬挂关系分为车体、构架、轮对三大部件^[2], 同时考虑曲线通过状态下车辆在垂向振动、横向振动及离心惯性力三种工况的影响, 利用 d'Alembert 原理可求出作用于四轴货车第一位轮对轴颈上的激励函数式为

$$\left. \begin{aligned} F_{Z1L} &= \frac{1}{8}(W_c + 2W_b) + \frac{1}{8}\left(\frac{M_\varphi}{l} + G_{cz}\right) + \frac{1}{8b_1}(M_\theta + h_c G_{cy}) \\ &\quad + \frac{1}{8b_1}(h_c H_c + 2h_4 H_b) + \frac{h_4}{l_1} F_{X1L} \\ F_{Z1R} &= \frac{1}{8}(W_c + 2W_b) + \frac{1}{8}\left(\frac{M_\varphi}{l} + G_{cz}\right) - \frac{1}{8b_1}(M_\theta + h_c G_{cy}) \\ &\quad - \frac{1}{8b_1}(h_c H_c + 2h_4 H_b) + \frac{h_4}{l_1} F_{X1R} \end{aligned} \right\} \quad (1-1)$$

$$\left. \begin{aligned} F_{X1L} &= T_{1L} \\ F_{X1R} &= T_{1R} \end{aligned} \right\} \quad (1-2)$$

$$F_{Y1L} = F_{Y1R} = \frac{1}{8}(H_c + G_{cy}) + \frac{1}{4}H_b \quad (1-3)$$

式(1-1)~式(1-3)中, F_{Z1L} 、 F_{Z1R} 、 F_{X1L} 、 F_{X1R} 、 F_{Y1L} 、 F_{Y1R} 分别为作用于左右轴颈上的垂向、纵向和横向激励, M_ϕ 与 M_θ 分别为车体点头振动和侧滚振动的惯性力矩, G_{cz} 和 G_{cy} 分别为车体浮沉振动和横摆振动的惯性力, H_c 和 H_b 分别为车体和构架的离心惯性力。 W_c 为车体自重加载重, W_b 为构架自重。上述诸惯性力和惯性力矩的数学表达式为

$$\left. \begin{aligned} G_{cz} &= m_c \ddot{z}, & m_\phi &= J_{cy} \ddot{\phi}, & H_c &= m_c g \theta_d \\ G_{cy} &= m_c \ddot{y}, & m_\theta &= J_{cx} \ddot{\theta}, & H_b &= m_b g \theta_d \\ \theta_d &= \frac{V^2}{gR} - \theta_0, & \theta_0 &= \arctan \frac{h}{2b} \end{aligned} \right\} \quad (1-4)$$

式中, m_c 与 m_b 分别为车体(含摇枕)和构架的质量, J_{cy} 和 J_{cx} 分别为车体对 y 轴(横向)和 x 轴(纵向)的转动惯量, θ_d 为超高不足角。

T_{1L} 与 T_{1R} 为作用于左右轮踏面的纵向蠕滑力, 当用摩擦中心理论计算时, 式(1-2)可表示为

$$F_{X1L} = F_{X1R} = \frac{F_{1X} \cdot 2b}{2b_1} \quad (1-5)$$

在式(1-1)与式(1-4)中, $h_c = h_1 + h_4$ 为车体重心到车轴中心线高, h_4 为中央弹簧上平面至车轴中心线高, h_1 为车体重心至中央弹簧上平面高, $2b$ 为轮对两滚动圆间距, $2b_1$ 为轴箱弹簧横向间距, l_1 为转向架轴距之半, l 为车辆定距之半。

式(1-1)右边 5 项中, 第 1 项为分配到轴颈上的静载荷; 第 2 项为垂向振动作用于轴颈上的动载荷; 第 3 项为横向振动作用于轴颈上的动载荷; 第 4 项为离心惯性力引起轴颈上的附加载荷; 第 5 项为牵引力引起轴颈上的纵向水平附加载荷。

1.3 货车车辆系统垂向振动的稳态响应

欲求解作用于轴颈上的动载荷, 需先求出车辆振动的加速度响应, 在此, 先仅考虑车辆垂向振动响应。在计算车辆弹簧上的部分振动时, 可略去轨道弹性的影响^[1], 建立四轴货车垂向振动模型如图 1.1 所示。

1.3.1 激振函数

引起车辆垂向振动的原因很多。周期性轨缝干扰是引起车辆垂向振动的主要原因, 也是影响车轴动强度的最不利因素。为了较精确地描述这种干扰, 选取激振函数为^[2]

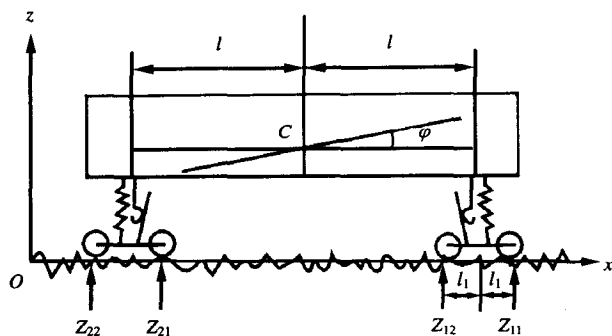


图 1.1 货车垂向振动模型示意图

$$Z_l = -a \left| \sin \frac{\pi}{L} x \right| = -a \left| \sin \frac{\pi}{L} vt \right| \quad (1-6)$$

展成 Fourier 级数，为

$$Z_l = -\frac{2a}{\pi} + \frac{4a}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{4n^2 - 1} \cos \frac{2\pi n}{L} vt \quad (1-7)$$

若将坐标原点取在静平衡位置，则常数项不出现在微分方程中，此时式(1-7)不必计及常数，而且可用复数形式表示为

$$Z_l = \frac{4a}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{4n^2 - 1} \exp(jn\omega t) \quad (1-8)$$

式中， $\omega = \frac{2\pi}{L} v$ ，且其通项式可写为

$$Z_{1n} = \frac{4a}{\pi} \frac{1}{4n^2 - 1} \exp(jn\omega t) \quad (1-9)$$

一般情况下，总可以把一个 Fourier 级数通项式表示为

$$Z_{1n} = A_n \exp(jn\omega t) \quad (1-10)$$

因而各轮对垂向不平顺位移的通项式为

$$\begin{aligned} Z_{11n} &= A_n \exp(jn\omega t), & Z_{12n} &= A_n \exp[j(n\omega t - \beta_1)] \\ Z_{21n} &= A_n \exp[j(n\omega t - \beta_2)], & Z_{22n} &= A_n \exp[j(n\omega t - \beta_3)] \end{aligned} \quad (1-11)$$

式中

$$A_n = \frac{4a}{\pi(4n^2 - 1)}, \quad \beta_1 = \frac{4\pi l_1}{L}, \quad \beta_2 = \frac{4\pi l}{L}, \quad \beta_3 = \beta_1 + \beta_2$$

L 为每节轨长(取 25m 轨长计算), a 为线路不平顺度(取 10mm)^[3], v 为车辆运行速度。那么, 枕簧下部支承点的垂直位移为

$$\begin{cases} Z_{1n} = \frac{1}{2}(Z_{11n} + Z_{12n}) = \frac{1}{2}A_n[1 + \exp(-j\beta_1)]\exp(jn\omega t) \\ Z_{2n} = \frac{1}{2}(Z_{21n} + Z_{22n}) = \frac{1}{2}A_n[\exp(-j\beta_2) + \exp(-j\beta_3)]\exp(jn\omega t) \end{cases} \quad (1-12)$$

1.3.2 车体垂向振动

由于货车转向架使用的是干摩擦减振器, 其摩擦阻尼是非线性的, 故振动方程也是非线性的。为便于求解, 忽略轨道对簧上部分的弹性影响, 并用等效阻尼线性化方法建立图 1.1 模型的等效线性振动方程的通项式为

$$\left. \begin{aligned} m_c \ddot{Z}_n + C_{en} \dot{Z}_n + KZ_n &= \frac{K}{2}(Z_{1n} + Z_{2n}) + \frac{C_{en}}{2}(\dot{Z}_{1n} + \dot{Z}_{2n}) \\ J_{cy} \ddot{\phi}_n + C_{en} l^2 \dot{\phi}_n + Kl^2 \phi_n &= \frac{Kl}{2}(Z_{1n} - Z_{2n}) + \frac{C_{en} l}{2}(\dot{Z}_{1n} - \dot{Z}_{2n}) \end{aligned} \right\} \quad (1-13)$$

式中, 等效阻尼系数

$$C_{en} = \frac{4\varphi K f_{st}}{\pi n \omega Z_{n0}} \quad (1-14)$$

式中, φ 为相对阻尼系数, K 为枕簧刚度, f_{st} 为重车弹簧静挠度。

将式(1-12)和式(1-14)代入式(1-13)并求解, 可得解的幅值为

$$Z_{n0} = \sqrt{\frac{B_{1n} + \sqrt{B_{1n}^2 + 4A_{1n}C_{1n}}}{2A_{1n}}} \quad (1-15)$$

式中

$$A_{1n} = (1 - \lambda_n^2)^2 \pi^2, \quad \lambda_n = \frac{n\omega}{p}, \quad p = \sqrt{\frac{K}{m_c}}$$

$$B_{1n} = \left(\frac{A_n}{4} \right)^2 \pi^2 (u_1^2 + v_1^2) - (4\varphi f_{st})^2$$

$$u_1 = 1 + \cos \beta_1 + \cos \beta_2 + \cos \beta_3$$

$$v_1 = \sin \beta_1 + \sin \beta_2 + \sin \beta_3$$

$$C_{1n} = \left(\frac{A_n}{4} \right)^2 (4\varphi f_{st})^2 (u_1^2 + v_1^2)$$

$$\varphi_{n0} = \sqrt{\frac{B_{2n} + \sqrt{B_{2n}^2 + 4A_{2n}C_{2n}}}{2A_{2n}}} \quad (1-16)$$

式中

$$A_{2n} = (1 - \lambda_m^2)^2 \pi^2 l^4, \quad \lambda_m = \frac{n\omega}{p_r}, \quad p_r = \sqrt{\frac{Kl^2}{J_{cy}}}$$

$$B_{2n} = \left[\left(\frac{A_n}{4} \right)^2 \pi^2 (u_2^2 + v_2^2) - (4\varphi f_{st})^2 \right] l^2$$

$$u_2 = 1 + \cos \beta_1 - \cos \beta_2 - \cos \beta_3$$

$$v_2 = \sin \beta_1 - \sin \beta_2 - \sin \beta_3$$

$$C_{2n} = \left(\frac{A_n}{4} \right)^2 (4\varphi f_{st})^2 (u_2^2 + v_2^2)$$

因此

$$\begin{cases} \ddot{Z}_{n0} = -Z_{n0} n^2 \omega^2 \exp[j(n\omega t - \alpha_n)] = -n^2 \omega^2 Z_n \\ \ddot{\varphi}_{n0} = -\varphi_{n0} n^2 \omega^2 \exp[j(n\omega t - \theta_n)] = -n^2 \omega^2 \varphi_n \end{cases} \quad (1-17)$$

在式(1-1)中, 令

$$\frac{1}{8} \left(\frac{M_\varphi}{l} + G_{cz} \right) = F_{ZD} \quad (1-18)$$

将式(1-4)及式(1-17)代入, 得垂向振动作用于轴颈的动载荷通项式为

$$F_{ZDn} = B_n \exp[j(n\omega t - \psi_n)] \quad (1-19)$$

式中

$$B_n = \frac{1}{8} \sqrt{U_n^2 + V_n^2}$$

$$\left. \begin{aligned} U_n &= n^2 \omega^2 \left(\frac{J_{cy}}{l} \varphi_{n0} \cos \theta_n + m_c Z_{n0} \cos \alpha_n \right) \\ V_n &= -n^2 \omega^2 \left(\frac{J_{cy}}{l} \varphi_{n0} \sin \theta_n + m_c Z_{n0} \sin \alpha_n \right) \\ \alpha_n &= \arctan \left[\frac{(1 - \lambda_n^2)(\pi Z_{n0} v_1 - 4\varphi f_{st} u_1) \pi Z_{n0} + 4\varphi f_{st} (\pi Z_{n0} u_1 + 4\varphi f_{st} v_1)}{(1 - \lambda_n^2)(\pi Z_{n0} u_1 + 4\varphi f_{st} v_1) \pi Z_{n0} - 4\varphi f_{st} (\pi Z_{n0} v_1 - 4\varphi f_{st} u_1)} \right] \\ \theta_n &= \arctan \left[\frac{(1 - \lambda_n^2)(\pi l \varphi_{n0} v_2 - 4\varphi f_{st} u_2) \pi l \varphi_{n0} + 4\varphi f_{st} (\pi l \varphi_{n0} u_2 + 4\varphi f_{st} v_2)}{(1 - \lambda_n^2)(\pi l \varphi_{n0} u_2 + 4\varphi f_{st} v_2) \pi l \varphi_{n0} - 4\varphi f_{st} (\pi l \varphi_{n0} v_2 - 4\varphi f_{st} u_2)} \right] \\ \psi_n &= \arctan \frac{V_n}{U_n} \end{aligned} \right\} \quad (1-20)$$

因已将货车垂向振动等效为线性振动系统，故应用线性叠加原理即可求出激振函数中各项分别作用下的总响应为

$$B = \sum_{n=1}^k B_n \quad (1-21)$$

计算结果见表 1.1。

1.3.3 轮轴垂向振动

为了计算簧下质量的振动影响，轮轴垂向振动可抽象为图 1.2 所示的动力学模型。

其振动方程为

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{Z}_1 + 2C_0\dot{Z}_1 + 2K_0Z_1 &= 2C_0\dot{Z}_1 + 2K_0Z_1 + 2F_{ZD} \\ J\ddot{\theta}_1 + 2C_0b^2\dot{\theta}_1 + 2K_0b^2\theta_1 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1-22)$$

式中，第 2 式为轮轴的自由振动，此处不讨论。对于第 1 式，它的通项式为

$$m\ddot{Z}_{1n} + 2C_0\dot{Z}_{1n} + 2K_0Z_{1n} = 2C_0\dot{Z}_{1n} + 2K_0Z_{1n} + 2F_{ZDn} \quad (1-23)$$

将式(1-10)和式(1-19)代入式(1-23)，求得解的幅值为

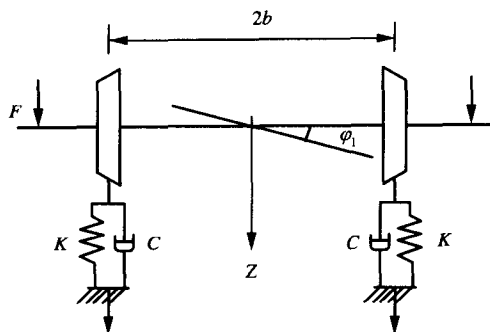


图 1.2 轮轴垂向振动模型示意图

$$Z_{1n0} = \frac{q_n}{(p^2 - n^2\omega^2)^2 + (2hn\omega)^2} \quad (1-24)$$

式中

$$2h = \frac{2C_0}{m}, \quad p^2 = \frac{2K_0}{m}, \quad q_n = \frac{H_n}{m} \quad (1-25)$$

$$H_n = 2\sqrt{(A_n K_0 + B_n \cos \psi_n)^2 + (A_n C_0 n\omega - B_n \sin \psi_n)^2}$$

B_n 与 ψ_n 由式(1-20)给出。

由此，加速度幅值和作用于轮轴上的惯性力分别为

$$\left. \begin{aligned} \ddot{Z}_{1n0} &= -n^2\omega^2 Z_{1n0} \\ G &= \sum_{n=1}^k mn^2\omega^2 Z_{1n0} \end{aligned} \right\} \quad (1-26)$$

以 P60 及转 8A 转向架的有关参数^[4, 5]为例作为输入数据, 取轨长为 25m 计算了 10 种速度下车辆垂向振动的加速度响应和垂向振动作用于轴颈上的动载荷以及轮轴上的惯性力, 示于表 1.1。其中计算精度取 $Z_{n0} < 10^{-5} \text{ m}$ 。

表 1.1 车辆垂向振动加速度及垂向动载荷

速度/(km/h)		30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
轨长 25m	车体浮沉振动加速度/(m/s ²)	0.011	0.020	0.031	0.044	0.060	0.079	0.100	0.123	0.149	0.177
	车体点头振动加速度/(1/s ²)	0.015	0.027	0.043	0.062	0.084	0.111	0.141	0.175	0.213	0.255

续表

速度/(km/h)		30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
	轮轴振动加速度/(m/s ²)	0.091	0.162	0.254	0.368	0.505	0.665	0.849	1.058	1.293	1.555
轨长 25m	作用于每一轴颈上的垂向动载荷/N	605	1076	1683	2425	3304	4318	5467	6748	8164	9719
	分布于车轴上的振动惯性力/N	36	65	102	147	202	266	340	423	517	622
	作用于两轮上的振动惯性力/N	32×2	57×2	89×2	129×2	177×2	233×2	297×2	371×2	453×2	545×2

1.4 货车车辆系统横向振动的稳态响应

对于货车车辆系统, 构架与轮对间的横向位移小到可以忽略不计, 因此, 可不计构架的横摆运动, 而将轮对的横向蛇行运动作为激励源, 经弹簧悬挂装置直接作用于车体, 这就使得车体产生持续的具有与转向架蛇行运动同一频率的横向滚摆振动。其动力学模型如图 1.3 所示。图中 k_z 和 k_y 分别为摇枕垂向和横向刚度, C_z 和 C_y 分别为摩擦阻尼器垂向和横向的线性等效阻尼系数。 y_m 为轮对蛇行运动的横向位移, $y_m = a_0 e^{j\omega t}$, 此处 ω 为转向架实际蛇行运动频率。 ω 与车辆运动速度 v 成正比, 可表示为 $\omega = kv$, k 为比例系数。

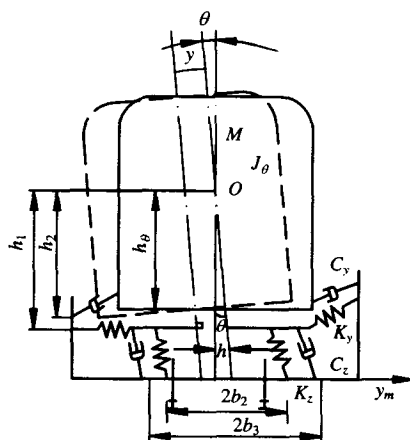


图 1.3 货车横向振动模型示意图

如图 1.3 所示关系, 可建立车体滚摆振动微分方程为

$$\left. \begin{aligned} M\ddot{y} + 2K_y(y - y_m - h_1\theta) + 2C_y(\dot{y} - \dot{y}_m - h_2\dot{\theta}) &= 0 \\ J_\theta\ddot{\theta} + 2K_\theta\theta - 2K_yh_1(y - y_m) + 2C_\theta\dot{\theta} - 2C_yh_2(\dot{y} - \dot{y}_m) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1-27)$$

式中

$$2K_{\theta} = 2K_y h_1^2 + 2K_z b_2^2 - 2K_z f_{st} h_1 = 2K_y h_1^2 + 2K_z b_2^2 - Mgh_1$$

$$2C_{\theta} = 2C_y h_2^2 + 2C_z b_3^2$$

设方程的解为

$$\left. \begin{aligned} y &= y_0 e^{j(\omega t + a)} \\ \theta &= \theta_0 e^{j(\omega t + a)} \end{aligned} \right\} \quad (1-28)$$

代入式(1-27)，可以解得车体横摆振幅 y_0 和侧滚振幅 θ_0 分别为

$$\left. \begin{aligned} y_0 &= a_0 \sqrt{\frac{A^2 + B^2}{C^2 + D^2}} \\ \theta_0 &= a_0 \sqrt{\frac{E^2 + F^2}{C^2 + D^2}} \end{aligned} \right\} \quad (1-29)$$

式中

$$\left. \begin{aligned} A &= \mu \varepsilon^2 - h_1^2 + \lambda^2 (4D_y^2 h_2^2 - \mu - 4\mu \varepsilon D_{\theta} D_y) \\ B &= \lambda (2\mu \varepsilon D_{\theta} + 2\mu \varepsilon^2 D_y - 4D_y h_1 h_2) - 2\lambda^3 \mu D_y \\ C &= A + \lambda^4 \mu - \lambda^2 \mu \varepsilon^2 \\ D &= B - 2\lambda^3 \mu \varepsilon D_{\theta} \\ E &= \lambda^2 h_1 \\ F &= 2D_y \lambda^3 h_2 \end{aligned} \right\} \quad (1-30)$$

C_z 与 C_y 为垂向和横向等效阻尼，取

$$C_z = \frac{4\phi k_z f_{st}}{\pi \omega z_{ra}}, \quad z_{ra} = \frac{ar^2}{|1-r^2|} \sqrt{1 - \left(\frac{D_f}{r^2}\right)^2} = a\eta_f$$

式中， $r = \frac{\omega}{p}$ 为频率比， $p = \sqrt{\frac{k_z}{M}}$ ， $D_f = \frac{4\phi f_{st}}{\pi a}$ 为干摩擦力的相对摩擦因数。