

2 重载铁路轮轨关系

2.1 轮轨接触理论

应力与应变是裂纹产生最直接的原因。列车牵引、制动和运行都要靠轮轨滚动接触作用来实现，接触斑面积仅有 100 多平方毫米，但却需要承受很大的随机多向载荷。在接触斑内部又分为黏着区和滑动区，因此轨头每一点的应力与应变状态都十分复杂。由于受轮轨表面粗糙度的影响，钢轨接触应力常常是超过钢轨屈服强度。这样每次车轮通过都可能产生一定塑性变形，也就产生了磨耗以及疲劳过程。钢轨磨耗和滚动接触疲劳不仅直接影响铁路运营成本，而且影响列车运营安全。随着铁路向高速、重载和高密度方向发展，钢轨滚动接触疲劳和磨耗越来越成为铁路线路养护维修中一个重要问题。

这一问题研究的基础就是轮轨接触理论，其中又涉及车辆-轨道耦合动力学、轮轨接触几何学、轮轨接触力学和轮轨蠕滑理论等。

2.1.1 车辆-轨道耦合动力学

车辆-轨道耦合动力学是从整个车-轨大系统来研究各个子系统的动力学关系^[4]，车辆-轨道大系统如图 2.1 所示。轮轨接触力学是研究轮对运动时轮轨之间的相互作用力，轮轨蠕滑理论主要研究接触斑上黏着区与滑动区的分布，以及各个方向的分布力^[4]。

轮轨接触几何学是研究轮轨接触几何关系，也就是轮对和钢轨之间的空间位置关系。20 世纪 60 年代以来，对轮轨几何关系和蠕滑的理论认识不断深化，加上电子计算机的应用和测试技术的发展，轮轨间横向作用力的研究取得了重大进展。

轮轨几何关系学主要研究锥形或凹形车轮踏面的轮对在横移时，左右车轮接触点的位置、滚动半径差、轮轨接触点切线和水平面的夹角（接触角）等发生变化的规律和特征。车轮踏面外形对蛇行稳定性有重要作用。对于凹

形踏面，不能像锥形踏面一样用斜度来表示其几何特征，而只能用等效斜度来表示，它与轮轨接触位置有关，对蛇行稳定性和曲线通过性能有很大影响。

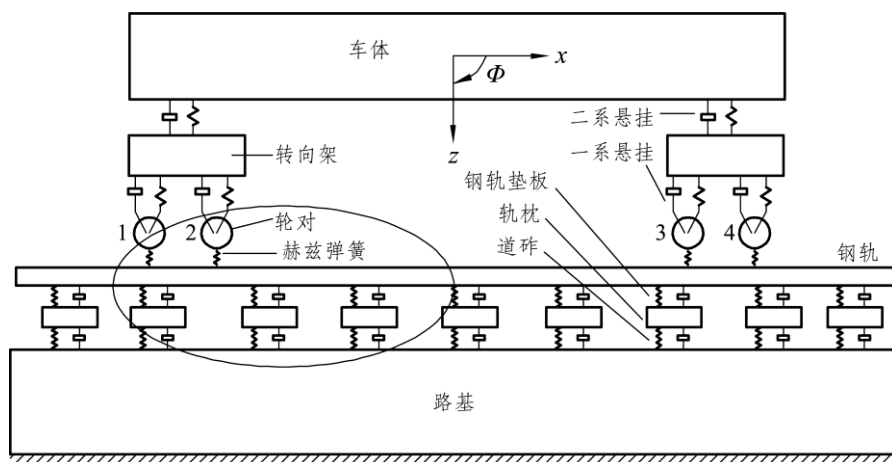


图 2.1 车辆-轨道耦合系统

轮对横移时，由于左右接触角不同，接触角所确定的法向反力的方向和大小也是不同的，各法向反力的横向分力的合力具有使轮对复原至中央位置的作用，有利于轮对的横向稳定性。此复原力与轮对横移量之比称为重力刚度。

当轮对沿钢轨滚动并自正中位置横移或偏转时，轮轨间在纵向、横向和垂直于接触平面的回转方向产生相对位移，这种相对位移称为蠕滑，属于弹性滑动，是介于纯滚动和纯滑动之间的一种中间形式。蠕滑的程度用蠕滑率表示，蠕滑现象引起轮轨间的纵向和横向蠕滑力，其大小为蠕滑率的函数。蠕滑率较小时，蠕滑力与蠕滑率呈线性关系，其比例系数称为蠕滑系数。由滚动体弹性接触理论可以确定蠕滑系数的值，它与正压力、弹性模量、泊松比、接触半径有关。蠕滑率较大时，蠕滑力与蠕滑率的关系是非线性的，其极限值为摩擦力。理论上计算得到的蠕滑系数适用于接触面完全洁净的条件，实际上轮轨表面常有异物，蠕滑系数只有理论值的一半左右。作用于轮轨接触面的蠕滑力和重力在接触面内的分力，对机车车辆横向运动有重要的影响。

2.1.2 Hertz 接触理论

轮轨接触理论要源于 Hertz，他致力于研究两物体因受压相触后产生的局部应力和应变分布规律。1881 年，H. R. Hertz 最早研究了玻璃透镜在使它们

相互接触的力作用下发生的弹性变形。假设前提：① 接触区发生小变形；② 接触面呈椭圆形；③ 相接触的物体可被看作是弹性半空间，接触面上只作用有分布的垂直压力。凡满足以上假设的接触称为赫兹接触。当接触面附近的物体表面轮廓近似为二次抛物面，且接触面尺寸远比物体尺寸和表面的相对曲率半径小时，由赫兹理论可得到与实际相符的结果。

在赫兹接触问题中，由于接触区附近的变形受周围介质的强烈约束，因而各点处于三向应力状态，且接触应力的分布呈高度局部性，并随离接触面距离的增加而迅速减小。此外，接触应力与外加压力呈非线性关系，并与材料的弹性模量和泊松比有关。他首次提出了两个弹性体接触斑是椭圆形，接触斑上的压力分布形状是半椭球状，法向弹性变形是抛物面状，如图 2.2 所示。这一理论虽然只能在满足 Hertz 假设的前提下才能成立（无限半空间，表面光滑，无摩擦效应，仅有法向力传递等），但仍然是后续学者研究轮轨接触力的基础，而且诸多研究者对法向接触压力的选择仍然采用通用 Hertz 理论。

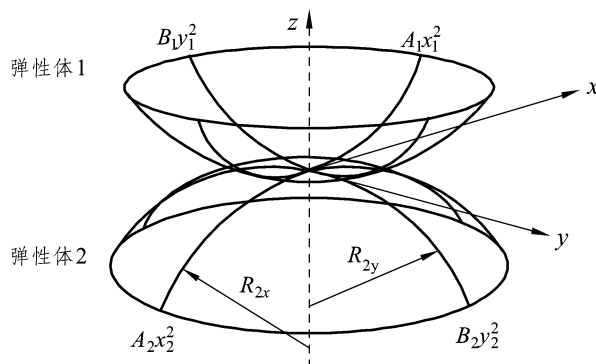


图 2.2 通用 Hertz 接触理论

在通用 Hertz 理论计算中，接触斑的表面可近似用下面这个公式来确定：

$$z = Ax^2 + By^2 + Cxy + L$$

接触区域为椭圆，长短半轴分别为 a 和 b ，如图 2.3 所示。

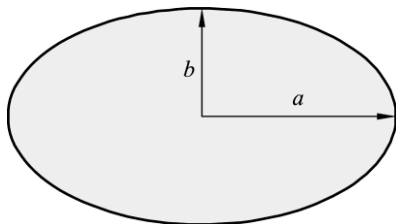


图 2.3 Hertz 接触理论接触斑形状

a 和 b 分别由以下公式确定：

$$a = m\{3\pi N(k_1 + k_2)/[4(A+B)]\}$$

$$b = n\{3\pi N(k_1 + k_2)/[4(A+B)]\}$$

$$k_1 = \frac{1-\sigma_1^2}{\pi E_1} ; \quad k_2 = \frac{1-\sigma_2^2}{\pi E_2}$$

式中， m ， n 的值已经列成表格，可以通过查表（文献[15]第 3.2 节）得到。

由 Hertz 接触理论所求得的轮轨接触斑正压力分布如图 2.4 所示。正压力 P 的计算公式如下：

$$P = P_0 \left[1 - \left(\frac{x}{a} \right)^2 - \left(\frac{y}{b} \right)^2 \right]^{1/2}$$

最大接触应力 P_m 以及平均接触应力 P_0 计算方法如下所示：

$$P_m = \frac{P}{\pi ab} ; \quad P_0 = \frac{1}{2} P_m$$

式中， πab 为椭圆接触斑的面积。

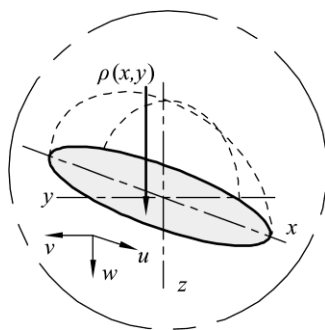


图 2.4 Hertz 接触理论法向力分布图

2.1.3 轮轨滚动接触理论

1. Carter 的轮轨接触理论

由于 Hertz 理论仅能得到接触体之间的法向力及其分布，因此无法准确得到轮轨之间的纵向力与横向力分布。Carter 在 Hertz 理论的基础上，提出了二维滚动接触蠕滑率/力模型，首次把接触斑分成两部分，在滚动方向前沿为黏着区，后面为滑动区，如图 2.5 所示。Carter 同时提出了黏滑区切向力的计算

表达式，但该模型仅适用于二维滚动接触问题。

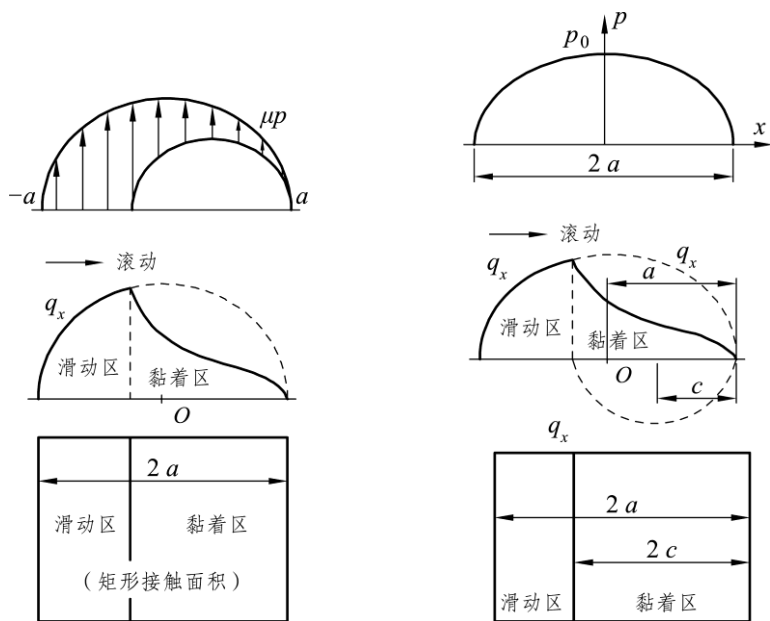


图 2.5 Carter 轮轨接触理论示意图

其中，半椭圆的接触宽度 a 计算方法如下：

$$a = \left(\frac{4PR}{\pi E^*} \right)^{\frac{1}{2}}$$

而 Hertz 压力计算中 $b = \infty$ ，因此法向力计算应为

$$P = P_0 \left[1 - \left(\frac{x}{a} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} ; \quad p_0 = \frac{2P}{\pi a}$$

黏着区域的半宽 c 的计算方法如下：

$$c = a \left(1 - \frac{q_x}{\mu P} \right)^{\frac{1}{2}}$$

切向牵引力 q_x 计算方法如下：

$$q_x = q'_x + q''_x$$

$$q'_x = \mu P = \mu P_0 \left[1 - \left(\frac{x}{a} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

假设： $-a \leq x \leq a$ ，则有：

$$q_x'' = -\mu P_0 \frac{c}{a} \left[1 - \left(\frac{x-d}{c} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

假设： $a-2c \leq x \leq a$ ，则有：

$$d = a - c$$

2. Johnson 的轮轨接触理论

Johnson 将 Carter 的二维滚动接触理论推广到三维情形，利用 Boussinesq 和 Cerruti 弹性半空间理论，建立了 Vermeulen-Johnson 三维滚动接触蠕滑率/力模型，如图 2.6 所示。该理论中的荷载与位移关系如下所示。

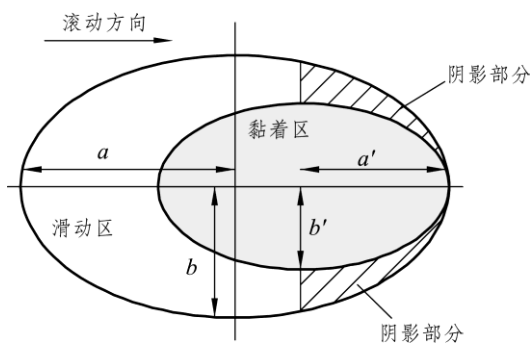


图 2.6 Vermeulen-Johnson 对轮轨接触黏着区和滑动区的划分示意图

$$q = \mu P(1 - \gamma^3)$$

$$\gamma = a' / a$$

$$\xi = -\frac{3\mu N}{G\pi ab} \Phi \left[1 - \left(1 - \frac{q_x}{\mu N} \right)^{\frac{1}{3}} \right]$$

$$\eta = -\frac{3\mu N}{G\pi ab} \Psi \left[1 - \left(1 - \frac{q_y}{\mu N} \right)^{\frac{1}{3}} \right]$$

式中， G 为剪切模量； Φ 和 Ψ 为完全椭圆积分系数。

但 Johnson 的模型并没有考虑轮对的自旋效应，事实上许多滚动接触问题的自旋运动是存在的，尤其是在轮轨滚动接触中，自旋效应更是不可避免。自旋效应不仅影响接触斑上的总的横向蠕滑力，并且会对接触斑表面产生疲劳破坏作用。此外，该理论中对接触斑中黏着区/滑动区的划分还存在着一些不完善的地方。如图 2.6 中有线条的阴影部分划分为滑动区是错误的，因为在这个区域里，用该理论确定的滑动方向和切向力方向是一致的，而根据摩擦

学理论，二者的方向应该是相反的。

3. Kalker 的轮轨接触理论

Kalker 利用级数方法，研究了接触区为椭圆形状的三维稳态滚动接触，建立了线性滚动接触蠕滑率/力模型。该模型考虑了蠕滑率（包括横向蠕滑率、纵向蠕滑率和自旋蠕滑率）对接触斑蠕滑力的影响，并发展了一种快速计算模型——简化理论，该理论在车辆动力学中应用极为广泛，但仅适合小蠕滑和小自旋情形。

沈志云、Hedrick 和 Elkins 对 Vermeulen-Johnson 非线性蠕滑定律作了改造，建立了具有小自旋三维滚动接触蠕滑率/力模型，但仍然不适应大自旋滚动接触情形。

根据变分原理与数学规划法，Kalker 在 20 世纪 70 年代将三维弹性摩擦滚动接触问题用一个变分不等式来表达，这样该问题就变成求解余能最小值问题，其形式是接触斑上作用力和位移的乘积。在 90 年代初，Kalker 完成了三维弹性体非 Hertz 滚动接触理论，相对于简化理论，该理论被称为“完全理论”。接着，Kalker 又开发了与完全理论相应的数值方法——CONTACT 程序。Kalker 三维弹性体非 Hertz 滚动接触理论与 CONTACT 程序是目前滚动接触理论方面最完善的理论与方法，但其无法考虑到轮轨界面几何形状。

2.2 几种主要轮轨接触状态计算方法

2.2.1 以 Hertz 理论为基础的计算方法

轮轨接触表面接触压力计算方法很多，如 Hertz 理论、有限元方法。有研究者对比了弹塑性有限元计算的接触表面接触压力和 Hertz 理论计算结果，认为这两个结果有很好的 consistency。

如果采用 Hertz 理论计算轮轨接触表面接触压力和接触斑的大小，就必须忽略轮轨接触时塑性变形对接触压力大小与分布和接触斑形状的影响。

采用 Hertz 理论，得到轮轨接触斑的法向分布荷载如下：

$$P = P_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2} \quad (2.1)$$

式中， P 为接触斑内一点接触压力，MPa； P_0 为接触斑的最大接触压力，MPa；

a 和 b 为接触斑长半轴和短半轴, mm。 P_0 、 a 和 b 可以根据轮轨接触几何和轴重来确定。

Hertz 理论仅能计算出垂向力的理论值, 因此对于切向力来说, 只能采用等效库仑摩擦力, 即假设轮对处于最不利的全滑动状态。根据库仑摩擦定理, 横向力与纵向力和法向接触压力成正比, 这样横向力与纵向力分布为:

$$T_y = \mu_y P = \mu_y P_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2} \quad (2.2)$$

$$T_x = \mu_x P = \mu_x P_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2} \quad (2.3)$$

式中, T_y 、 T_x 分别为横向与纵向分布荷载, MPa; μ_y 、 μ_x 分别为横向摩擦系数与纵向摩擦系数。

采用这种方法确定的法向分布荷载, 因为不考虑蠕滑率、摇头角、横移量以及接触位置(即接触斑的中心)固定, P_0 、 a 和 b 仅仅与轴重相关。在真实的轮轨接触中, 法向荷载集中力按照公式(2.4)确定:

$$F_j = F_{Vj} \cos \delta_j \quad (2.4)$$

式中, $j=1, 2$ 分别代表同一轴的左右车轮; F_j 为左右轮轨法向荷载集中力, kN; F_{Vj} 为左右轮轨垂向荷载, kN; δ_j 为轮轨接触斑平面的倾角。

从式 2.4 中可以看出, 在直线线路上, 可以认为左右车轮承受垂直载荷相等; 而在曲线线路上, 除了 F_{Vj} 不同, δ_j 也是影响轮轨法向接触力的一个重要因素。在轮轨几何学中, δ_j 受到多种因素的影响, 包括轨底坡、曲线超高、钢轨型面、轮对踏面、接触位置等。法向集中荷载不同, 则所计算的法向分布荷载也有较大不同。

在轮轨接触中, 库仑摩擦法则往往不符合实际情况, 用库仑摩擦模型经常会给仿真和分析带来麻烦与问题。因为未考虑轮轨之间的蠕滑率, 过于放大了接触斑的切向力, 导致预测结果出现误差, 所有轮对在两根钢轨上的接触状态都完全相同。

2.2.2 以 Kalker 轮轨蠕滑理论为依据的计算方法

轮对在曲线轨道上行进时, 由于钢轨的导向作用, 左右轮对在钢轨上的行进距离不同, 则必然导致轮轨之间产生蠕滑现象。蠕滑是介于纯滚动与纯滑动之间的一种接触形式。由于轮对相对轨道要做横向运动、摇头运动以及

受轮轨几何型面影响等, 车轮相对钢轨不仅做刚性滚动, 而且轮轨摩擦面之间要做刚性横向、纵向滑动及自旋运动。因此, 在大部分情况下, 轮轨接触状态处于蠕滑状态, 即接触斑的一部分处于黏着区, 而另外一部分处于滑动区, 只有在极端接触条件下, 轮轨之间才会处于全滑动状态。同一转向架的四个车轮与钢轨的接触状态, 同一车轮在不同轨道条件下的接触状态, 都完全不同。采用 Hertz 理论计算则无法考虑这些影响因素。

轮轨之间蠕滑率的存在, 使得轮轨之间的接触问题十分复杂, 与库仑摩擦力有很大的不同。因此, 轮轨之间的蠕滑率不能忽略, 尤其是自旋蠕滑。虽然自旋对于机车车辆和轨道动力行为的影响很小, 但对轮轨的磨损和滚动接触疲劳有很大影响, 原因在于它会直接影响轮轨之间切向力分布的方向。

当考虑蠕滑率时, 接触斑及其荷载分布就会十分复杂, 所涉及的轮轨接触状态包括接触位置、接触面积、半轴长、最大接触应力、横向蠕滑率、纵向蠕滑率、自旋蠕滑率等, 任何一个参数的变化都会影响接触斑的荷载状态。

此方法的原理与计算过程十分复杂, 它将接触斑分割成一个个矩形微单元, 通过叠加每个微单元的作用得到接触斑的位移与接触应力, 本书不再赘述。

由于这种方法在车辆动力学的在线仿真计算中需要花费较长的时间, 因此 Kalker 又开发了一种简化算法——Fastsim, 这种算法很容易考虑自旋蠕滑的影响, 并且在小自旋的情况下计算速度是完全理论的一千多倍, 但结果差别却非常小, 所以适用于计算机的数值模拟, 比如多体动力学软件 SIMPACK 里采用的就是 Fastsim 算法来计算轮轨接触。同时, 切向力的分布可以通过在接触斑区域的数值积分求得, 在纵向 (x) 的积分闭曲线上, 确定切向力分布的核心部分如公式 (2.5) 所示。

$$\left. \begin{aligned} q_x^{(k)}(x, y) &= q_x^{(k-1)}(x, y) - \left(\frac{v_x}{L_x} - \frac{\varphi}{L_z} y \right) dx \\ q_y^{(k)}(x, y) &= q_y^{(k-1)}(x, y) - \left(\frac{v_y}{L_y} - \frac{\varphi}{L_z} x \right) dx \\ q^{(k)}(x, y) &= [q_x^{(k)}(x, y), q_y^{(k)}(x, y)] \\ q^{(k)}(x, y) &\leq p^{(k)}(x, y) \cdot \mu \end{aligned} \right\} \quad (2.5)$$

式中, q_x 、 q_y 分别为 x 、 y 方向的切向力分布; L_j 是切向柔性系数, $j \in \{x, y, z\}$; k 为数值积分指数; v_x 为纵向蠕滑率; v_y 为横向蠕滑率; φ 为自旋蠕滑率; p 为法向力分布值; μ 为轮轨摩擦系数。

2.2.3 以室内模拟实验为基础的方法

试验研究往往是理论研究的有效补充与验证。在试验研究方面，利用小比例模型进行单因素试验就成了简单快捷的方法，这被大多数研究者所采用。如 Brickle B. V. 在 1973 年用带锥度的圆盘对完成的试验；Chollet H. 等将轮子踏面加工成圆柱形独立轮对^[17]，如图 2.7 所示，利用此试验装置进行横向蠕滑力试验，但这些实验与实际车轮几何形状差异甚大。

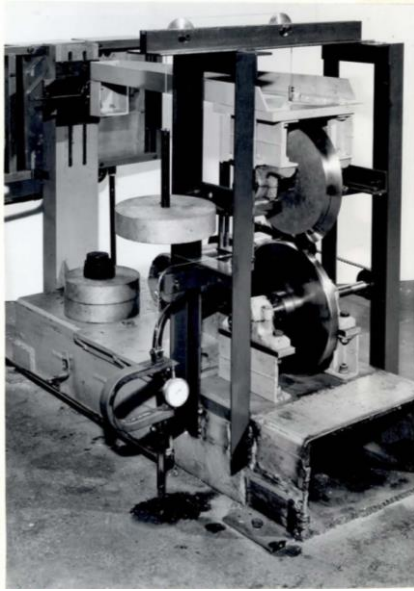


图 2.7 Brickle B. V. 在 1973 年用带锥度的圆盘

小比例的试验模型虽然可以补充验证理论研究，但其有着天生的缺陷，就是无法完全考虑到影响轮轨实际接触状态的各种因素，与轮轨真实状态差异较大，因而其试验结果可靠性无法估量。

日本学者 Matsumoto A 等于 1994 年在滚振试验台上使用原型尺寸轮对（见图 2.8），进行了干摩擦条件下轮轨之间的纵横向蠕滑力试验，并验证了 Kalker 线性理论模型^[18]。

西南交通大学的研究者也利用滚振试验台与原型尺寸单轮对试验装置（见图 2.9 和图 2.10），研究了货车轮对运行至某一位置时对左右轮轨接触斑上蠕滑力的影响，同时也验证了 Kalker 三维弹性体非赫兹滚动接触理论模型，为这一理论尽快得到推广应用提供了依据。

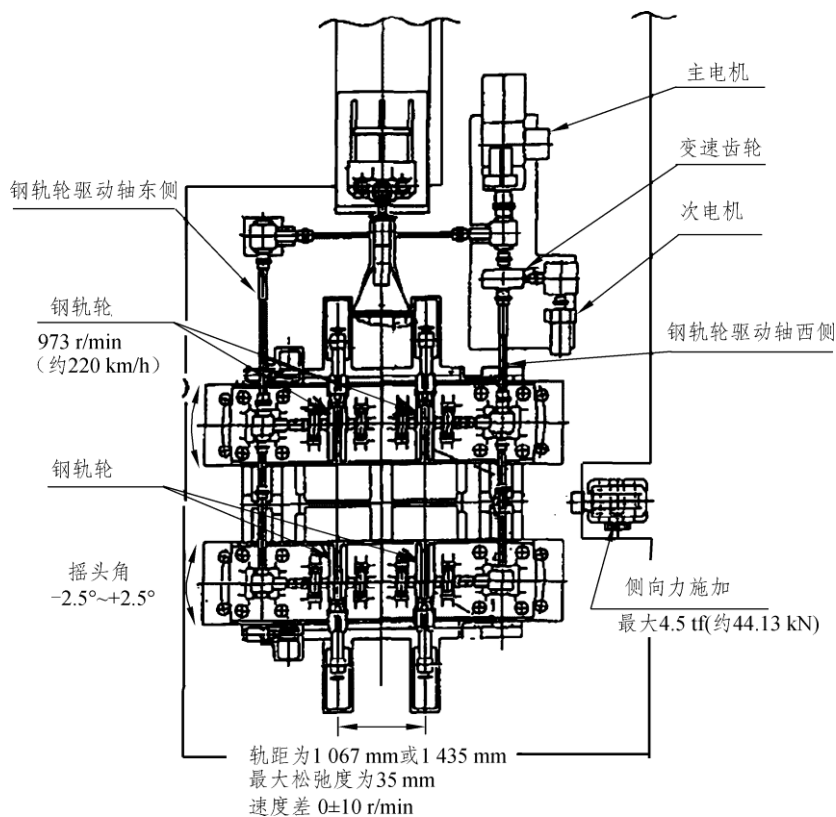


图 2.8 滚振试验台上的原型尺寸轮对

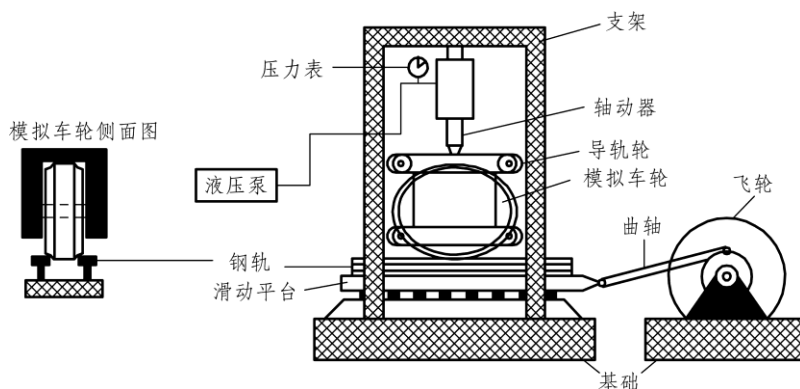


图 2.9 单轮轨滚动接触疲劳试验台



图 2.10 西南交通大学机车车辆滚动振动试验台

一方面，全尺寸模型虽然弥补了小比例试验模型的一些不足，但仍然缺乏高性能的配套控制系统，与轮轨真实接触状态相比，还有较大的差别，试验研究结果难以分辨各种因素的关系和权重；另一方面，实现一个完整的试验，往往要花费很长的周期与较高的费用。

2.2.4 以有限元仿真为基础的方法

随着计算机技术的快速发展，用数值模拟的方法来研究复杂的轮轨问题逐渐成为一种有效的手段。从 20 世纪 80 年代开始，许多研究者开始用有限元技术来模拟和分析滚动接触问题，但起初所用的模型都比较简单，接触斑黏着区和滑动区用切向位移量来描述。

有限元仿真主要是在有限元软件里建立轮轨模型，并施加荷载，利用有限元的原理研究轮轨接触斑以及接触斑上的荷载分布状态，同时研究轮轨单元以及节点的损伤问题与动力分析，典型的轮轨有限元模型如图 2.11 所示。

Oden 和 Lin 于 1986 年利用相对运动关系式来分析平面滚动接触问题，在此基础上，Bass 将该理论推广到三维情形。但这些研究中都没有能够引入正确的接触条件，即接触斑处的应变梯度和滚动接触对切向滑动速度差之间的本构关系。

首次引入严格黏着和滑动接触条件的是 Nachenhorst Udo，他在其博士论文中，为分析研究滚动接触问题，采用了变形梯度分解法与任意拉格朗日-欧拉法，这种精细的自适应网格技术能够有效地判别接触区域，很好地分

析研究滚动接触对为两个弹性体的三维滚动接触。假设接触斑光滑且无滑动（即小蠕滑情形），这种研究方法能解决轮轨三维弹性稳态滚动接触问题。但在大滑动情形下，只能假设轮对匀速滚动在刚性光滑面上，材料变形在弹性范围内。

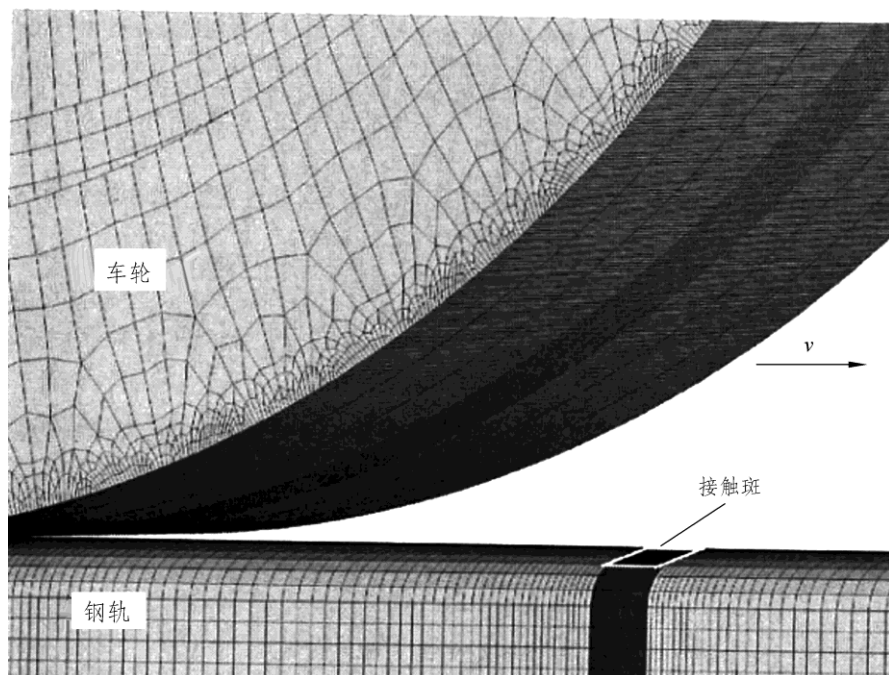


图 2.11 典型的轮轨有限元模型

Wriggers 考虑了惯性力效应和滚动接触行为，利用增广拉格朗日乘子法和连续介质力学平衡方程，建立了弹塑性滚动接触问题的求解形式，实现了二维弹塑性稳态滚动接触问题数值模拟。钟万勰利用有限元二次规划法和参变量变分原理，求解了三维弹塑性接触问题。

张军基于该理论，利用数值模拟方法计算程序，有效地分析了列车启动或者制动时轮轨弹塑性滚动接触瞬态行为，并提出了计算蠕滑率的新方法，该方法使用轮轨滚动接触时接触斑长度与轮周位移，绘制了多种工况条件下的轮轨纵向蠕滑力和蠕滑率曲线，研究了轮轨间诸多因素（轮轨几何型面、摩擦系数、横向力、塑性变形、轴重、轮轨相对位置等）对轮轨纵向蠕滑率的影响，有限元模型如图 2.12 所示。在这些理论模型与数值方法，同样没有考虑自旋蠕滑效应，主要包括大滑动非稳态情况下的弹塑性解。

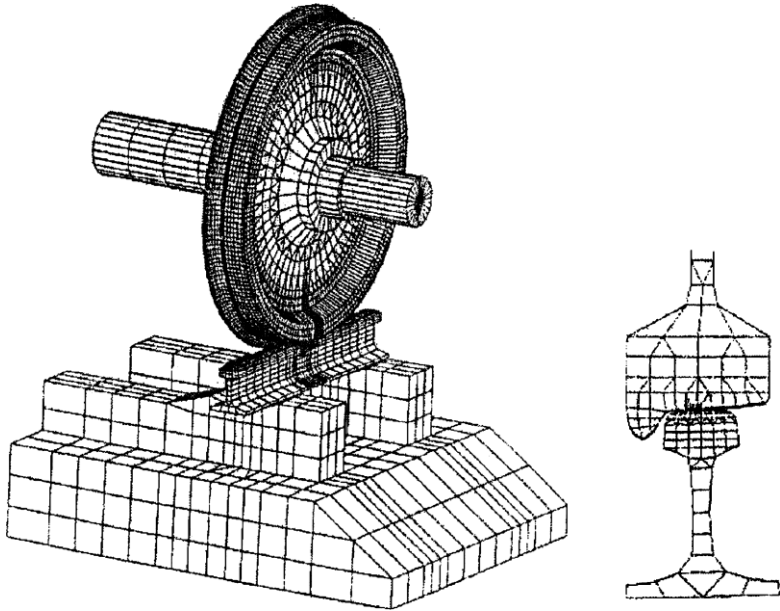


图 2.12 文献[19]所建立的轮轨有限元模型

此外，用有限元法研究轮轨关系还存在着一些难以解决的问题，比如同时考虑计算模型中车辆参数、运行速度、轮轨摩擦系数、相对空间位置关系、摇头角、横移量、轨底坡、横向载荷等因素的影响，会大大增加有限元模型的复杂度，在小代价的前提下无法完全实现。

2.3 重载铁路的轮轨结构及关系

2.3.1 重载铁路的轨道结构

世界上大多数重载运输线路是通过改造既有线、改变运营模式、采用养护维修新技术来实现的，由于钢轨直接承受重载运输这种大轴重、大运量的荷载，这就对重载铁路的轨道结构提出了严格的要求。

强化与改造轨道结构的主要措施，即采用高强度重型钢轨、铺设无缝线路、加强道床基础和改进轨枕结构。美国、加拿大、澳大利亚等国采用无缝线路来提高列车运行的平稳性，减小轮轨接触对列车的作用力。研究表明，采用无缝线路后，大大减少了钢轨的接头，从而可以降低大约 6% 的运行阻力，延长钢轨 25% 以上的使用寿命，减少维修工作量、材料消耗以及机车维修的

费用。

重载铁路对于钢轨的材料性能有很高的要求，要具有较高的屈服强度与抗拉强度，还要具有良好的耐磨性能与抗疲劳性能。国外重载铁路普遍采用 68 ~ 71 kg/m 的重型钢轨，其硬度可达到 340 BHN。随着冶炼技术的提高，美国铁路还采用降低钢轨中的碳含量进行净化、去杂质等技术措施，提高 Mn、Si、Ni 等元素的含量。这些技术措施大大提高了钢轨的抗疲劳与耐腐蚀能力，使其硬度达到 500 ~ 550 HB，从而延长了钢轨使用寿命。

借鉴美国、加拿大、澳大利亚等国外重载铁路轨道结构成功的经验，结合自身特点，我国研究提出了适合重载铁路线、桥、隧等重载轨道结构形式以及相关设计参数。大秦铁路一开始在重车线铺设标准为 60 kg/m、标准长度为 25 m 的新轨，弹条Ⅱ型扣件，混凝土Ⅱ型和Ⅲ型轨枕；轻车线铺设标准为 60 kg/m、标准长度为 25 m 的新轨，弹条Ⅰ型扣件，混凝土Ⅰ型和Ⅱ型轨枕。

随着运量的提高与轴重的增大，为适应高密度大轴重的运输条件，大秦铁路将重车线全线铺设成无缝线路，同时改用 75 kg/m 的 PD3 型钢轨、弹条Ⅱ型扣件、混凝土Ⅲ型轨枕（轨枕长度约为 2.6 m 或 2.7 m），直线地段铺设轨枕为 1 840 根/km，半径 800 m 及其以下的曲线地段、长度 300 m 及其以上的隧道内铺设轨枕为 1 920 根/km。钢轨连接配件采用 6 孔接头鱼尾板，隧道内采用宽混凝土轨枕，枕下铺设 10 mm 厚的 TB 缓冲橡胶垫板。

朔黄重载铁路正线铺轨 1 220 km，站线铺轨 310 km，长大隧道内无缝线路采用 60 kg/m、PD3 型钢轨，普通线路采用 60 kg/m、25 m、U71Mn 型钢轨，线路设计速度为 120 km/h。全线有隧道 77 座，66 368 双延长米；双线特大桥及大、中桥 150 座，41 747.38 双延长米；单线特大桥及大、中桥 62 座，16 401 单延长米；限制坡度神池南至西柏坡上行 4‰，下行 12‰（西柏坡至肃宁北、肃宁北至黄骅港均为 4‰）。朔黄重载铁路正线为三显示自动闭塞系统，机车采用 SS₄改、SS₄B、DF₄，牵引定数上行为 5 680 t，下行 2 950 t。2005 年线路改造后，上行重车线为 75 kg/m 配套轨道结构，跨区间或区间无缝线路：采用 U75V 钢轨，Ⅱ型混凝土轨枕（正逐步更换Ⅲ型混凝土轨枕），配置 1 840 根

/km (新换Ⅲ型混凝土轨枕按 1 667 根/km 配置), 弹条Ⅱ型扣件, 二级碎石道床 (逐步更换一级碎石道床), 非渗水路基区段采用道床, 面层 0.30 m, 垫层 0.20 m; 岩石、渗水路基采用单层碎石道床, 厚度 0.35 m; 有砟桥采用单层碎石道床, 厚度 0.30 m, 道床顶面宽 3.0 m, 半径 $R \leq 600$ m 曲线外侧加宽 0.10 m, 边坡采用 1:1.75。下行空车线为 60 kg/m 配套轨道结构: 限制坡度上行 4‰, 下行 12‰, 一般地段最小曲线半径为 800 m, 困难地段为 400 m。

特殊轨道结构为三座长度超过 1 000 m 的隧道 (西河一号、水泉湾、会里) 内, 铺设钢筋混凝土宽轨枕 (专线 3199), 按 1 760 根/km 配置, 采用弹条 I 型调高防腐扣件。

上行重车线主要采用 75-12 号固定型辙叉道岔, 部分为 75-12 号可动心单开道岔, 已计划将可动心轨辙叉全部更换为固定型辙叉。随着朔黄重载铁路轴重和运量的增加, 高锰钢整铸辙叉使用寿命在 1 亿吨左右, 已不能满足运输发展的需要。目前, 部分道岔换铺由北京特冶生产的贝氏体组合辙叉, 批量更换主要集中在 2011 年 8 月份开始的大修更换道岔, 从上线使用至 2011 年底发现的病害主要集中在辙叉心轨 0~50 mm 处, 辙叉翼垂直磨耗速度比较快, 个别辙叉存在辙叉心掉块, 使用寿命离散性较大。