

C80 列车长大下坡周期制动踏面疲劳寿命预测

宋剑锋¹, 黄鑫磊², 王思然², 谢光耀², 董永刚¹

(1. 常熟理工学院 机械工程学院, 江苏 常熟 215500; 2. 燕山大学 机械工程学院, 河北 秦皇岛 066004)

摘要: 为预测 C80 列车长大下坡周期制动过程的车轮踏面疲劳寿命, 在 Abaqus 软件中建立车轮有限元模型, 通过高温拉伸试验确定 CL60 车轮钢 26~500 °C 温度区间内的材料力学参数, 同时考虑对流换热、轮轨接触传热、热辐射作用及行车阻力, 利用功能转换关系、Hertz 接触理论得到列车制动及惰行阶段作用在踏面上的热流载荷、法向载荷和切向载荷。开发子程序控制载荷、传热属性对踏面旋转加载, 并对列车长大下坡周期制动过程进行热-机械耦合分析, 得到并分析踏面温度、Mises 应力-时间历程。分别基于 N.E. 损伤、R.W. 损伤公式开发疲劳寿命程序, 得到两种损伤下的踏面疲劳寿命, 并分析闸瓦压力对疲劳寿命的影响。结果表明: 踏面温度、Mises 应力历程在同一循环后达到稳定; 轮轨接触中心为踏面危险点, 两种损伤下车轮服役转数误差百分比为 1.28%; 闸瓦压力越大, 危险点温度越高, Mises 应力越大, 疲劳寿命越短。

关键词: 机械设计; 周期制动; 踏面疲劳寿命; 车轮服役转数; N.E. 损伤; R.W. 损伤

中图分类号: U211.5 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671-5497(2025)03-0866-11

DOI: 10.13229/j.cnki.jdxbgxb.20230550

Fatigue life prediction of brake treads for C80 trains with long downhill cycles

SONG Jian-feng¹, HUANG Xin-lei², WANG Si-ran², XIE Guang-yao², DONG Yong-gang¹

(1. School of Mechanical Engineering, Changshu Institute of Technology, Changshu 215500, China; 2. School of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao 066004, China)

Abstract: High-temperature tensile tests were used to establish the material mechanics parameters of CL60 wheel steel in the 26~500 °C temperature range, considering the convective heat transfer, wheel-rail contact heat transfer, thermal radiation, driving resistance, taking advantage of work-energy conversion relationships with Hertz contact theory to obtain the heat flow load, normal load, and tangential load. A wheel finite element model was developed in Abaqus to predict the fatigue life of wheel treads during the braking process of C80 trains with lengthy downhill cycles. The subroutine is created to manage the load with heat transfer qualities for rotational loading of the tread surface in order to determine the temperature of the tread surface and the Mises stress-time history. It also examines the thermal-mechanical interaction of the braking process for the lengthy downhill cycle of the train. By investigating the effect of gate tile

收稿日期: 2023-10-11.

基金项目: 国家自然科学基金项目(51875501); 山西省重点研发计划项目(201703D111005); 河北省自然科学基金项目(E2018203442).

作者简介: 宋剑锋(1973-), 女, 副教授, 博士. 研究方向: 重载列车制动损伤机理. E-mail: jfsong2003@163.com

通信作者: 董永刚(1974-), 男, 教授, 博士. 研究方向: 列车轮轨摩擦磨损机理. E-mail: d_peter@163.com

pressure on fatigue life, the fatigue life procedures were developed based on the N.E. damage and R.W. damage formulas to evaluate the fatigue life of the tread surface under two types of damage. The results show that after the same cycle, the tread temperature and Mises stress history stabilize. The tread hazard point is the wheel-rail contact center, with the two different types of damage, the percentage inaccuracy of wheel service revolutions is 1.28%. The higher the pressure of the brake shoe, the higher the temperature of the danger point, the higher the Mises stress, and the shorter the fatigue life.

Key words: mechanical design; periodic braking; fatigue life of tread; wheel service revolutions; N.E. damage; R.W. damage

0 引言

铁路运输是我国重要的运输方式之一,在国民经济发展中占据着十分重要的位置。近年来,铁路不断向高速重载方向发展,导致轮轨接触疲劳损伤也越来越严重。现场调研结果显示,CL60材料车轮在重载铁路列车(C76和C80)投入使用过程中相继出现了严重的裂纹和剥离等损伤现象^[1],严重危害列车的行车安全。

黄龙文等^[2,3]利用正态分布模型分析得到了列车运行过程踏面-钢轨间接触位置及各位置的接触次数和应力,根据疲劳损伤累积假说和疲劳寿命方程提出了计算踏面疲劳寿命的数学模型,发现在计算踏面疲劳寿命时应全面考虑所受载荷大小和载荷次数。范新光^[4]利用Franc3D软件建立CRH2型车轮和CHN60钢轨滚动接触有限元模型,基于断裂力学和高周疲劳理论分析得到了多轴载荷下的应力强度因子和裂纹扩展寿命,得到的疲劳寿命接近车轮发生疲劳损伤时的疲劳寿命。赵吉中等^[5]以CRH3型高铁车轮作为研究对象,建立了滚压轮-车轮-钢轨三维有限元模型,静态分析得到轮轨之间的接触应力应变分布情况,利用Borrow-Miller准则修正的Manson-Coffin公式计算得到滚压前、后车轮踏面疲劳裂纹萌生寿命,结果表明滚压可以延长车轮的疲劳裂纹寿命。刘颖宾^[6]在Abaqus/Explicit模块中建立轮轨滚动接触有限元模型并对车轮实际服役过程进行有限元仿真,分析得到了踏面应力的分布规律和踏面滚动接触疲劳损伤机理,结果表明踏面损伤主要是由于表层金属材料的塑性变形导致的。杨柳青等^[7]采用CPM法得到ER8钢在-40℃低温环境下的概率疲劳寿命曲线,利用车辆动力学仿真和有限元分析得到了车轮低温环境运行的概率疲劳寿命,结果表明ER8材料车轮在-40℃下的疲劳寿命为1 740 km。扬大巍等^[8]利用Abaqus软件

建立CRH5动车组轮轨滚动接触有限元模型,分析得到应力应变分量,利用S-N曲线和疲劳寿命分析软件Fe-Safe对车轮滚动接触疲劳寿命进行预测,结果表明不同轴重下的轮轨接触疲劳寿命均在 6.43×10^7 次和 8.10×10^7 次之间,属于高周疲劳。Chong等^[9]利用Abaqus软件分析了轮轨间具有夹杂物时接触面接触应力的分布情况,将应力场引入Franc3D软件中并对车轮踏面裂纹扩展过程进行仿真,得到了裂纹扩展曲线,基于裂纹扩展曲线得到了轮轨滚动接触的剩余疲劳寿命评估方法。Nejad等^[10]采用试验和数值分析方法分析了铁路车轮材料试件在循环载荷作用下的疲劳行为,建立了插入式裂纹闭合模型(RICC)并将该模型应用于实际尺寸的车轮中,并对车轮在不同载荷下的疲劳行为进行分析,结果表明车轮的疲劳寿命随载荷的增加而增加。Lima等^[11]利用Abaqus软件建立钢轨-车轮(热处理和为热处理)三维滚动接触有限元模型,分析得到轮轨接触面的应力分布,利用修正后的Dang Van疲劳准则计算两种模型下踏面的疲劳寿命,结果表明热处理后车轮的疲劳寿命比未热处理车轮的疲劳寿命长43.2%。

综上所述,以往的研究主要利用有限元法和试验法分析列车在常规运行过程中踏面的疲劳寿命,有限元法中主要建立钢轨-车轮滚动接触模型,静态分析轮轨接触应力和应变的分布情况,结合应力场和应变场分布数据利用相关疲劳寿命计算方程或疲劳准则计算得到踏面的疲劳寿命。

本研究对C80列车大秦线长大下坡路段满载运煤过程中车轮疲劳寿命进行分析。在Abaqus中建立车轮三维有限元模型,通过高温拉伸试验测得不同温度下CL60钢材料的力学属性并在Property模块中设置,同时考虑对流换热、轮轨接触传热及热辐射作用,利用功能转换关系、Hertz接触理论等分别计算列车坡道制动及惰行阶段作

用踏面上的热流载荷、法向载荷和切向载荷,基于 Fortran 语言对 Abaqus 子程序进行二次开发,采用旋转法在踏面上施加热流载荷、法向载荷、切向载荷及轮轨接触传热作用,对列车延庆至茶屋路段周期制动过程进行热-机械耦合仿真分析,得到车轮踏面 Mises 应力-时间历程和温度-时间历程分布。利用雨流计数法、循环应力应变曲线方程及 Miner 疲劳损伤累积理论分别采用 N. E. 损伤和 R. W. 损伤在 Python 环境开发疲劳寿命计算程序,确定 C80 列车延庆至茶屋坡路段满载服役过程车轮的疲劳寿命,并分析闸瓦压力对踏面疲劳寿命的影响。

1 基于二次开发的车轮有限元模型

1.1 有限元模型的建立

以独立车轮作为研究对象,用作用于车轮踏面的载荷作用和传热属性代替闸瓦和钢轨对车轮的作用。车轮选择我国重载 S 型辐板车轮,半径 R 为 0.42 m,踏面为 LM 型踏面,宽度为 0.089 m。利用 Abaqus 软件建立车轮三维模型并划分网格,踏面沿轴向划分 20 个,圆周划分 268 个,网格类型为 C3D8RT,整个模型由 48 752 个节点和 41 712 个单元格组成,如图 1 所示。

在踏面上沿轴向取一排节点,共 23 个,命名为节点集“Set-1”,如图 2 所示。其中轮-瓦、轮-轨接触区中心轴向坐标分别为 55.5 mm 和 57.21 mm。

表 1 CL60 钢力学属性和物理属性

Table 1 Mechanical and physical properties of CL60 steel

温度/℃	弹性模量/ GPa	屈服强度/ MPa	抗拉强度/ MPa	断面收缩 率/%	比热容/ [J·(kg·℃) ⁻¹]	内部导热率/ [W·(m·℃ ⁻¹)]	热膨胀系数/ (10 ⁻⁵ ·℃ ⁻¹)
26	225.6	605.6	812.5	31.9	470	51	1.033
100	203.3	556.6	768.1	37.2	490	49	1.112
200	176.1	507.8	718.1	42.6	530	45	1.207
300	152.6	465.6	662.1	47.4	570	42	1.226
400	132.6	437.8	611.6	53.4	620	38	1.331
500	97.3	390.3	567.8	59.0	680	35	1.392

由表 1 可知,弹性模量、屈服强度、抗拉强度及内部导热率为温度的递减函数,断面收缩率、比热容和热膨胀系数为温度的递增函数。

1.3 载荷及传热属性

C80 型列车采用标准高磷铸铁闸瓦,宽度为 85 mm,厚度为 50 mm,弧长为 350 mm,轮瓦接触面积 S_z 为 0.029 75 m²。列车长大下坡周期制动过程闸瓦压在踏面上,车轮同时受闸瓦、钢轨载荷

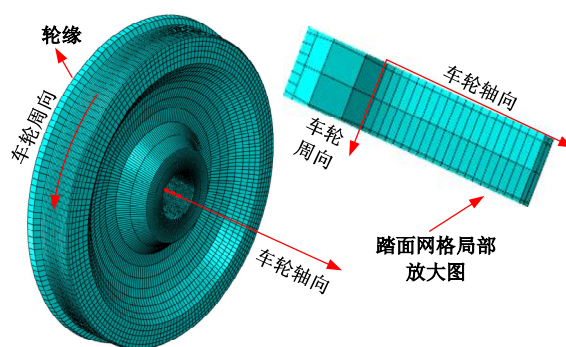


图 1 车轮三维模型

Fig. 1 Three-dimensional model of wheel

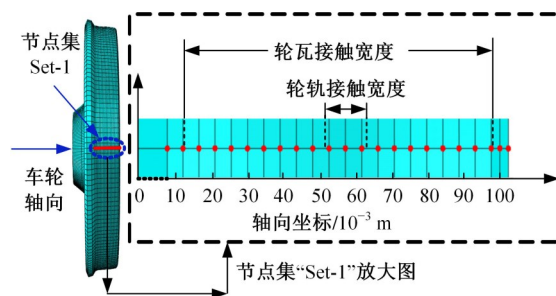


图 2 踏面节点集“Set-1”

Fig. 2 Tread node-set "Set-1"

1.2 车轮材料属性

车轮材料为 CL60 钢,为得到不同温度下材料的力学属性,利用 RDL-50 试验机进行高温拉伸试验,试验机、拉伸试件及断后试件如图 3 所示。试验后测得不同温度下 CL60 钢的力学属性见表 1 前 5 列。材料泊松比为 0.3,密度为 7 850 kg/m³,不同温度下的物理性能参数^[12]见表 1 后 3 列。

和温升作用,需同时考虑热流载荷、散热条件及热力耦合问题。制动时列车部分动能和势能由闸瓦对踏面的摩擦作用及行车阻力消耗,根据功能转换关系,闸瓦对踏面的摩擦力 F_{zf} 及法向载荷 σ_m 为:

$$F_{zf} = a_c \left(M + \frac{J}{R^2} \right) + Mg \cdot \sin \arctan(p d) - W_b \quad (1)$$

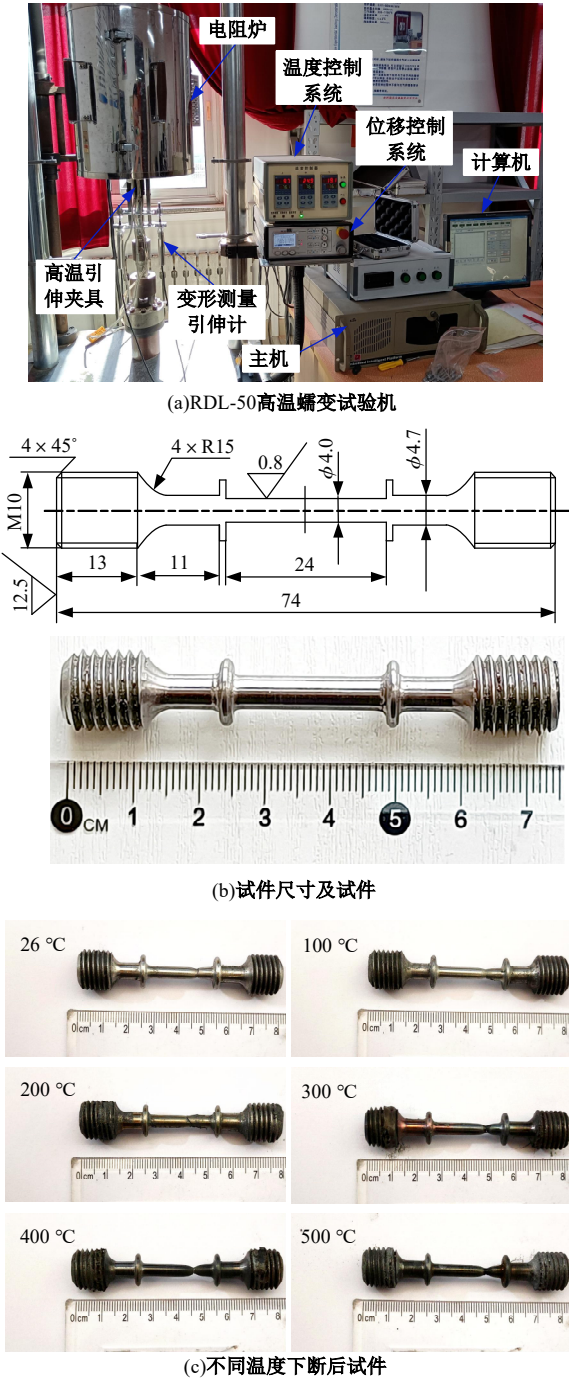


图3 CL60钢高温拉伸试验

Fig. 3 Tensile test of CL60 steel at high temperature

$$\sigma_{zn} = \frac{a_c \left(M + \frac{J}{R^2} \right) + Mg \cdot \sin \arctan(pd) - W_b}{\mu_1 S_z} \quad (2)$$

式中: a_c 为制动减速度, m/s^2 ; M 为车轮承重量(轴重一半加自重 330 kg), kg; J 为车轮的转动惯量, $39.7 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$; R 为车轮的半径, m; g 为重力加速度, m/s^2 ; pd 为坡道坡度; W_b 为行车阻力; μ_1 为轮-

瓦滑动摩擦因数^[14],取值为 0.318; W_b 为 C80 列车基本行车阻力 W_b (风阻加滚动阻力)^[13]。

$$W_b = (1.62 \times 10^{-3} v_t^2 + 1.73 \times 10^{-2} v_t + 0.92) Mg \times 10^{-3} \quad (3)$$

式中: v_t 为列车瞬时速度, m/s 。

根据 Hertz 接触理论,钢轨对踏面法向载荷 σ_{gn} 分布为:

$$\sigma_{gn} = \frac{3P}{2\pi ab} \cos \arctan(pd) \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2} \quad (4)$$

式中: P 为车轮承受的重力, N; a 、 b 为轮轨接触斑的长半轴和短半轴, m。

车轮-钢轨间的滚阻系数 δ 为 0.05 mm ^[15], 根据滚动摩阻定律,列车惰行、制动阶段钢轨对踏面切向载荷 σ_{gf} 分布为:

$$\sigma_{gf} = \begin{cases} \frac{\delta}{R} \sigma_{gn}, & \text{惰行阶段} \\ \frac{\delta}{R} \sigma_{gn} + \frac{F_{zf}}{\pi ab}, & \text{制动阶段} \end{cases} \quad (5)$$

根据牛顿第二定律,列车长大下坡惰行阶段加速度 a_a 为:

$$a_a = g \cdot \sin \arctan(pd) - \frac{W_b}{M} \quad (6)$$

列车制动时,势能和动能一部分被行车阻力做功消耗,其余转化为车轮与闸瓦间的热能,热能流入车轮的比例^[16] η 为 0.91,热能对时间 t 求导得到作用在踏面边界上的热流载荷 q 为:

$$q = \frac{\eta v_t}{S_z} \left[a_c \left(M + \frac{J}{R^2} \right) + Mg \sin \arctan(pd) - W_b \right] \quad (7)$$

式中: $v_t = v_0 - a_c t$, v_0 为初始速度, t 为制动时间。

车轮边界散热条件有对流换热、轮轨接触传热和热辐射。其中,车轮表面的热辐射系数^[17] 为 0.66,对流换热系数^[18] $h_{(t)}$ 为:

$$h_{(t)} = 0.3828 + 14.39 v_t \quad (8)$$

轮轨间的瞬态接触传热系数^[19] H 为:

$$H = 339.31 + 74.67 \sigma_{gn} \quad (9)$$

1.4 基于二次开发的载荷及传热条件设置

列车长大下坡周期制动里程大,按全尺寸建模分析存在模型大、网格多、难收敛等问题。利用 Abaqus 子程序二次开发可保证计算精度、计算成本及收敛性,利用重启动将周期制动划分若干循环(制动阶段加惰行阶段为一次循环),后续循环在前一次循环仿真结果上分析,从而完成整个周

期制动的仿真分析。车轮边界完全固定,根据列车运行速度,利用 Fortran 语言开发 Abaqus 子

程序控制载荷、传热属性对踏面旋转加载,子程序二次开发流程见图 4,旋转方式示意图见图 5。

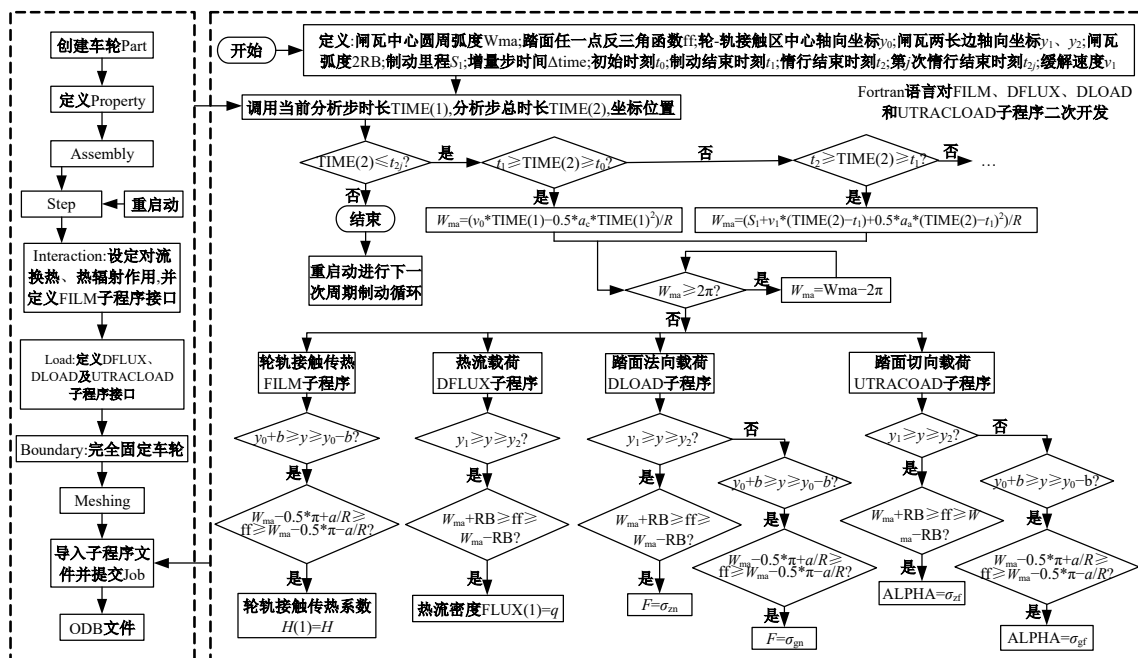


图 4 Abaqus 及其子程序二次开发流程图

Fig. 4 Flow chart of Abaqus and subroutine secondary development

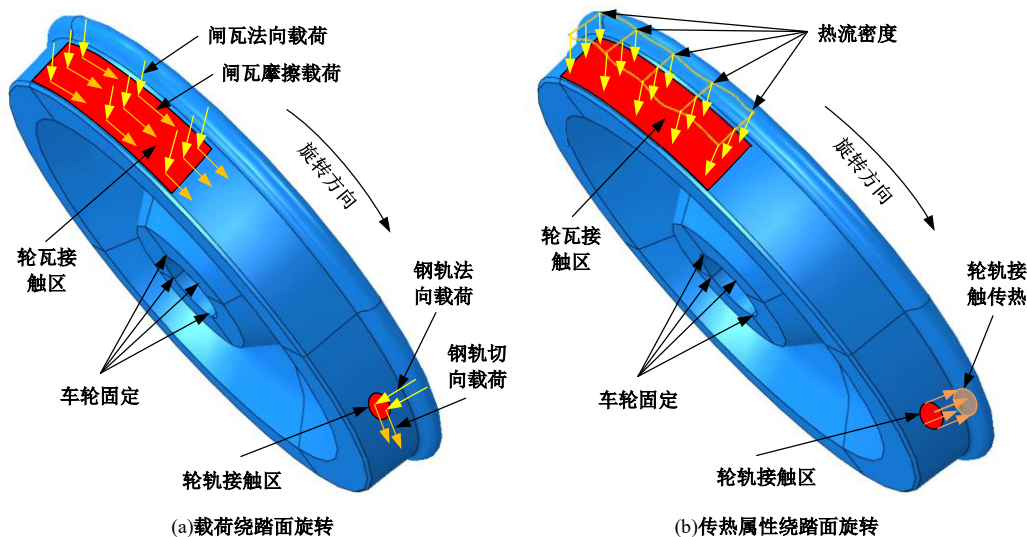


图 5 载荷及传热属性旋转示意图

Fig. 5 Diagrams of rotation of load and heat properties

2 局部应力-应变法理论

2.1 疲劳损伤理论模型

Remberg-Osgood 拟合不同应变幅水平下滞回曲线顶点(应力幅 σ_a 、应变幅 ϵ_a)得到循环应力-应变曲线方程^[20]为:

$$\epsilon_a = \epsilon_e + \epsilon_p = \frac{\Delta \epsilon}{2} = \frac{\Delta \sigma}{2E} + \left(\frac{\Delta \sigma}{2K'} \right)^{\frac{1}{n'}} \quad (10)$$

工程中,未知参量 K' 和 n' 经验估算公式^[21]为:

$$n' = \frac{b'}{c'} \quad (11)$$

$$K' = \frac{\sigma'_i}{(\epsilon'_i)^{n'}} \quad (12)$$

式中: ϵ_e 、 ϵ_p 分别为弹性、塑性应变幅; $\Delta \epsilon$ 为应变幅度; $\Delta \sigma$ 为应力幅度, MPa; E 为弹性模量, GPa; K' 为循环强度系数, MPa; n' 为循环应变硬化指数; σ'_i

为疲劳强度系数; ϵ'_f 为疲劳塑性系数; b' 为疲劳强度指数; c' 为疲劳塑性指数。

在 Coffin-Manson 公式基础上,兰德格拉夫损伤公式(R. W. 公式)以塑性应变幅度 $\Delta\epsilon_p$ 与弹性应变幅度 $\Delta\epsilon_e$ 比值控制损伤^[22],R. W. 公式为:

$$\frac{1}{N} = 2 \left(\frac{\sigma'_f}{E\epsilon'_f} \times \frac{\Delta\epsilon_p}{\Delta\epsilon_e} \times \frac{\sigma'_f}{\sigma'_f - \sigma_m} \right)^{\frac{1}{(b'-c')}} \quad (13)$$

道林损伤公式(N. E. 公式)以过度寿命 N_T 为界, $\epsilon_e > \epsilon_p$ 时,损伤由弹性应变主导, $\epsilon_p > \epsilon_e$ 时,损伤由塑性应变主导^[23],N. E. 公式为:

$$\frac{1}{N} = \begin{cases} 2 \left(\frac{\sigma'_f - \sigma_m}{E\epsilon_e} \right)^{\frac{1}{b'}}, & \epsilon_e > \epsilon_p \\ 2 \left(\frac{\epsilon'_f}{\epsilon_p} \right)^{\frac{1}{c'}}, & \epsilon_p > \epsilon_e \end{cases} \quad (14)$$

式中: $1/N$ 为疲劳损伤; $\Delta\epsilon_e$ 、 $\Delta\epsilon_p$ 分别为弹性、塑性应变幅度; σ_m 为平均应力,MPa。

2.2 方程未知参数的确定

联立式(11)~(12),根据改进四点关联法对损伤参量 n' 、 K' 、 σ'_f 、 ϵ'_f 、 b' 和 c' 定量预测有:

$$\sigma'_f = 1.18\sigma_b \left(\frac{\sigma_f}{\sigma_b} \right)^{0.946} \quad (15)$$

$$\epsilon'_f = 0.538\epsilon_f \left[1 - 81.8 \left(\frac{\sigma_b}{E} \right) \left(\frac{\sigma_f}{\sigma_b} \right)^{0.179} \right]^{-\frac{1}{3}} \quad (16)$$

$$b' = - \left[0.0792 + 0.179 \ln \left(\frac{\sigma_f}{\sigma_b} \right) \right] \quad (17)$$

$$c' = - \ln \left\{ \left(3.31\epsilon_f^{0.25} \right) \left[1 - 81.8 \left(\frac{\sigma_b}{E} \right) \left(\frac{\sigma_f}{\sigma_b} \right)^{0.179} \right]^{-\frac{1}{3}} \right\} \quad (18)$$

$$\sigma_f = \sigma_b (1 + \varphi_k) \quad (19)$$

$$\epsilon_f = - \ln (1 - \varphi_k) \quad (20)$$

式中: σ_b 为抗拉强度,MPa; σ_f 为实际断裂强度,MPa; ϵ_f 为断裂延展系数; φ_k 为断面收缩率。

根据表1不同温度 σ_b 和 φ_k 数值得到不同温度下损伤参量 σ'_f 、 ϵ'_f 、 b' 、 c' 、 n' 及 K' 数值见表2。

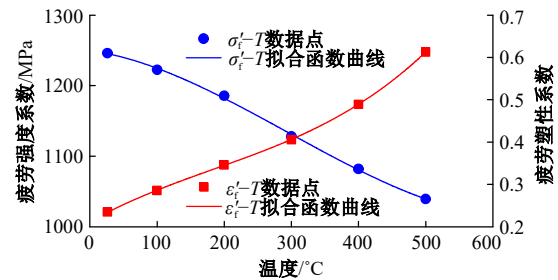
由表2可知,循环应变硬化指数 n' 随温度变化较小,取众数0.119计算。

利用不同温度弹性模量与损伤参量数据拟合得到 σ'_f 、 ϵ'_f 、 b' 、 c' 、 K' 及 E 与温度 T 之间的函数关系见式(21)~(26),各拟合函数调整后 R^2 值均在0.997以上,拟合函数曲线如图6所示。

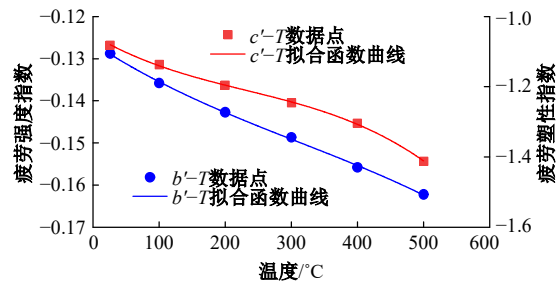
表2 不同温度下的损伤参量数值

Table 2 Damage parameter values at different temperatures

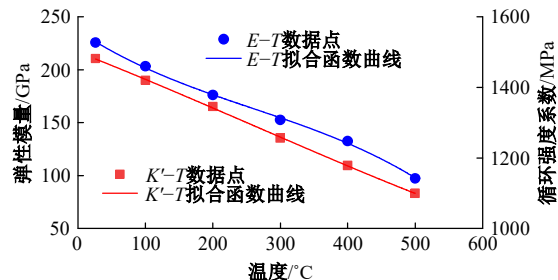
温度/°C	σ'_f /MPa	ϵ'_f	b'	c'	K' /MPa	n'
26	1 246.2	0.234	-0.129	-1.082	1 481.3	0.119
100	1 222.4	0.286	-0.136	-1.138	1 419.7	0.119
200	1 185.6	0.346	-0.143	-1.196	1 345.6	0.119
300	1 128.0	0.406	-0.149	-1.246	1 256.1	0.119
400	1 081.9	0.489	-0.156	-1.304	1 178.4	0.119
500	1 039.2	0.613	-0.162	-1.412	1 099.4	0.115



(a)疲劳强度、塑性系数-温度拟合函数曲线



(b)疲劳强度、塑性指数-温度拟合函数曲线



(c)弹性模量、循环强度系数-温度拟合函数曲线

图6 弹性模量-温度、损伤参量-温度拟合曲线

Fig. 6 Fitting curves between elastic modulus or damage parameters and temperature

$$\sigma'_f = 1.5 \times 10^{-6} T^3 - 1.3 \times 10^{-3} T^2 - 0.1T + 1249.9 \quad (21)$$

$$\epsilon'_f = 3.1 \times 10^{-9} T^3 - 1.7 \times 10^{-6} T^2 + 8.9 \times 10^{-4} T + 0.2 \quad (22)$$

$$b' = -1.4 \times 10^{-10} T^3 + 1.3 \times 10^{-7} T^2 - 1.0 \times 10^{-4} T - 0.1 \quad (23)$$

$$c' = -4.0 \times 10^{-9} T^3 + 2.8 \times 10^{-6} T^2 - 1.1 \times 10^{-3} T - 1.1 \quad (24)$$

$$K' = 4.1 \times 10^{-7} T^3 - 3.2 \times 10^{-4} T^2 - 0.7T + 1499.9 \quad (25)$$

$$E = -1.0 \times 10^{-6} T^3 + 7.8 \times 10^{-4} T^2 - 0.4T + 236.7 \quad (26)$$

由图 6 可知,所有数据点均在拟合函数曲线上,满足拟合精度。 σ'_i 、 b'_i 、 c'_i 、 K' 及 E 与为温度 T 的递减函数; ϵ'_i 为温度 T 的递增函数。

2.3 疲劳损伤累积及程序开发

列车长大下坡周期制动时踏面受复杂变幅载荷作用,在 Python 编译环境开发疲劳寿命程序,将有限元 Mises 变幅载荷-时间历程转化为 l 个恒幅载荷-时间历程(l 为正整数),记录各恒幅载荷-时间历程循环次数($n_1, n_2, \dots, n_i, \dots, n_l$),得到各恒幅载荷单独作用对踏面造成的损伤($1/N_1, 1/N_2, \dots, 1/N_i, \dots, 1/N_l$),利用 Miner 疲劳损伤累积理论得到车轮的总损伤量 D ,见式(27), $1/D$ 为车轮服役失效前所经历该路段的疲劳循环次数 L ,列车每次经过该路段时长为 h_0 ,则车轮的疲劳寿命 N_f 为见式(28)。

$$D = \sum_{i=1}^l \frac{n_i}{N_i} \quad (i \text{ 为正整数}, 1 \leq i \leq l) \quad (27)$$

$$N_f = Lh_0 \quad (28)$$

疲劳寿命程序开发流程如图 7 所示。

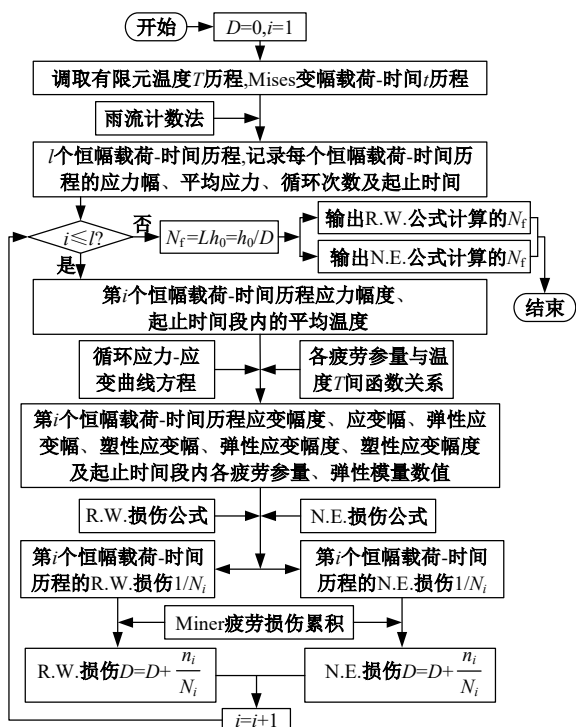


图 7 疲劳寿命程序开发流程图

Fig. 7 Flow chart of fatigue life program development

3 有限元仿真及疲劳结果分析

3.1 列车周期制动工况的确定

大秦铁路延庆至茶坞全长 50 km, 平均坡度为 -9.1% 。C80 型列车满载轴重为 25 t, 该坡道最大运行速度为 80 km/h, 根据式(3)得到平均基本行车阻力为 213 N, 闸瓦压力试验测得 C80 列车满载平均最大稳态闸瓦压力^[24]为 19.8 kN, 常规制动取 20%~80%, 考虑纵向冲动问题, 闸瓦压力取 8 kN。根据式(6)得到列车惰行阶段加速度 a_a 为 0.073 m/s^2 , 列车长大下坡周期制动其余工况参数见表 3。

列车运行速度、里程-时间关系如图 8 所示。

表 3 列车制动工况参数补充表

Table 3 Supplementary table of train braking parameters

初始温度/ $^{\circ}\text{C}$	车轮承重量/kg	初始制动速度/ v_0 /($\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$)	缓解速度/($\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$)	制动减速度/ a_c /($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)
26	12 830	80	40	0.12

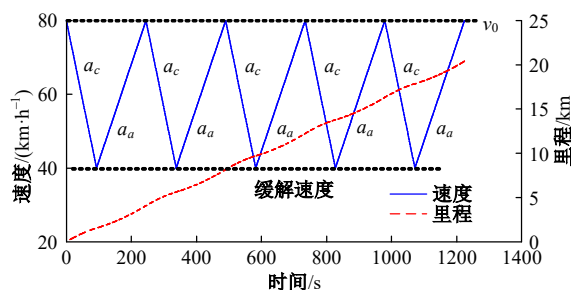


图 8 速度-时间、里程-时间关系图

Fig. 8 Speed or mileage-time diagram

由图 8 可知,该工况下,列车每次周期制动循环总里程为 4.08 km(其中制动里程 1.54 km,惰行里程 2.54 km),则列车途经延庆至茶坞 50 km 长大下坡路段需进行 12.25 次周期循环制动。

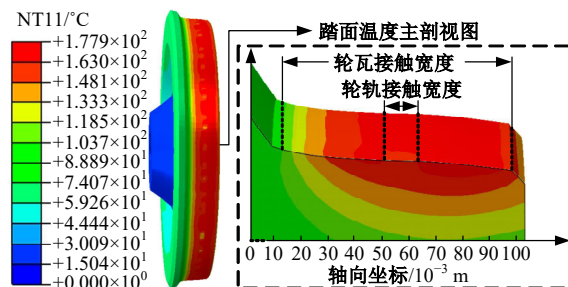


图 9 第 5 次循环制动阶段结束时刻车轮温度分布云图

Fig. 9 Cloud diagram of wheel temperature distribution at the end of the fifth cycle braking stage

3.2 有限元仿真结果分析

在Abaqus中对列车延庆至茶坞路段周期制动过程进行仿真。提取第5次循环制动阶段结束时刻车轮温度云图如图9所示。第5次循环制动阶段结束、惰行阶段结束时刻踏面温度在车轮圆周轮轨接触中心及非轮轨接触处的轴向分布如图10所示。提取前6次循环节点集“Set-1”仿真数据,利用Matlab绘图得到前6次循环踏面各位位置温度历程分布如图11所示,第5次循环制动阶段结束时刻Mises应力云图如图12所示,第5次循环制动阶段结束、惰行阶段结束时刻Mises应力在车轮圆周轮轨接触中心及非轮轨接触处的分布如图13所示,前6次循环Mises应力历程分布如图14所示。

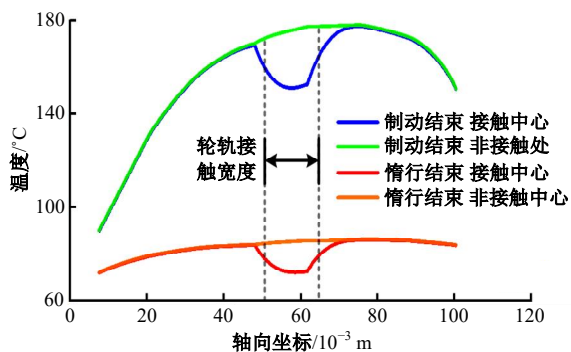


图10 第5次循环温度轴向分布图

Fig. 10 Axial distribution of temperature in the fifth cycle

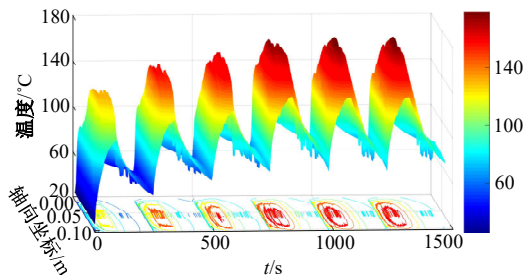


图11 前6次循环踏面温度历程分布

Fig. 11 Temperature distribution of tread in the six cycles

由图9、10可知,轮瓦接触宽度及踏面下一定区域为车轮高温区。轮轨接触中心温度在轮轨接触宽度内分布比非轮轨接触位置小,是轮轨接触传热引起的。循环内,轴向坐标39~93 mm区间为踏面温差高值区,最大温差为92.1℃,在75 mm处。

由图11可知,每次循环内,踏面温度在制动阶段呈上升趋势,惰行阶段呈下降趋势。前5次循环内,后一次循环较前一次循环最高温度有所

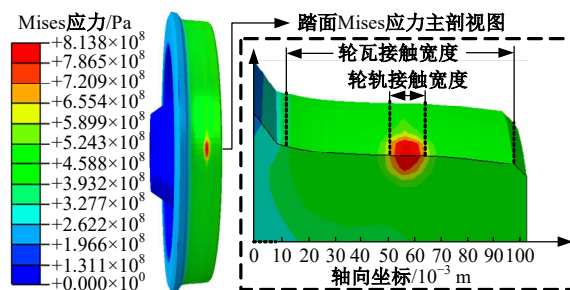


图12 第5次循环结束时刻车轮Mises应力分布云图

Fig. 12 Cloud diagram of wheel Mises Stress distribution at the end of the fifth cycle braking stage

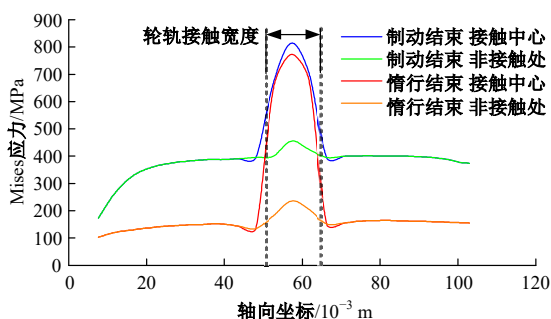


图13 第5次循环Mises应力轴向分布图

Fig. 13 Mises stress axial distribution in the fifth cycle

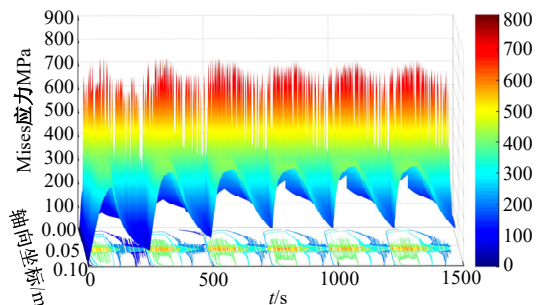


图14 前6次循环踏面Mises应力历程分布

Fig. 14 Mises stress distribution of tread in six cycles

增加,且相邻两次循环最高温度差值逐渐减小,踏面温度历程分布逐渐接近。第5、6次循环内,始末状态下踏面温度数值分布相同,表明循环前后踏面的生热量和散热量达到平衡。该工况下,第5次及后续循环踏面温度历程分布趋于稳定,最高温度在第5次及后续循环中的制动结束时刻,为177.9℃。

温度影响疲劳参量及Mises应力的分布,因第5次循环后踏面温度历程分布趋于稳定,则后续循环中疲劳参量和Mises应力的分布是确定的。

由图12、13可知,Mises应力在轮-轨接触区内发生突变,介于655.4~813.8 MPa,超过车轮

材料屈服强度,会产生塑性变形。轮-轨接触区外仍有较大 Mises 应力,是由温升引起热应力导致的。非轮轨接触处 Mises 应力在轮轨接触宽度内较大,因为该区域材料发生塑性变形,材料间产生较大拉应力。惰行结束时 Mises 应力普遍较制动结束时小,因为该时刻踏面温度低,热应力小且无制动力。

由图 14 可知,每次循环内,Mises 应力发生多次突变,这是由钢轨机械载荷引起的。不考虑突变时,Mises 应力在制动阶段迅速增加,惰行阶段逐渐减小,主要由热应力引起。前 5 次循环内,各循环的非突变 Mises 应力峰值逐渐增加,且相邻两次循环峰值差逐渐减小,历程分布逐渐接近并在第 5 次循环达到稳定。该工况最大 Mises 应力在第 5 次及后续循环中的制动阶段结束时刻,为 813.8 MPa。

3.3 疲劳计算结果分析

温度历程、Mises 变幅载荷历程及各参量-温度函数输入疲劳寿命程序,分别利用 R. W. 公式和 N. E. 公式对列车延庆至茶坞路段周期制动过程车轮疲劳结果进行计算。得到轮轨接触区中心所受各恒幅载荷历程的应力幅度-应变幅度曲线如图 15 所示。由图 15 可知,恒幅载荷历程的应力

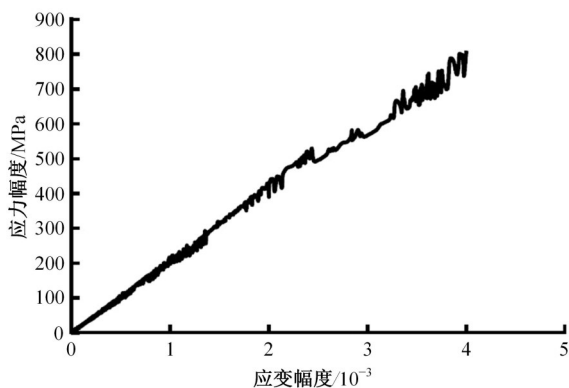


图 15 危险点应力幅度-应变幅度曲线

Fig. 15 Stress-strain amplitude curve at danger point

幅度介于 $2 \times 10^{-3} \sim 810$ MPa,应变幅度介于 $9 \times 10^{-9} \sim 4 \times 10^{-3}$ 。

踏面疲劳损伤、疲劳裂纹形成前车轮服役转数沿轴向分布如图 16 所示。由图 16 可知,坐标区间 52.6~61.8 mm 内车轮服役转数低于 10^5 转,为低周疲劳,其余区间为高周疲劳,不做研究。轴向坐标 57.21 mm (轮轨接触区中心)处疲劳损伤最大,为踏面危险点。N. E. 损伤较大,则该工况下,车轮服役转数为 51 092 转。

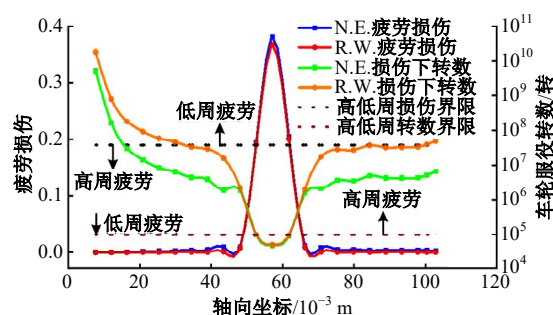


图 16 踏面疲劳损伤、车轮服役转数轴向分布

Fig. 16 Axial distribution of fatigue damage and wheel cycles

闸瓦压力影响热流密度及制动(生热)时间,导致踏面温度和 Mises 应力发生变化,从而影响疲劳寿命。其他条件不变,取闸瓦压力 6、8、10、12 kN 分析列车延庆至茶坞路段周期制动过程闸瓦压力对车轮疲劳寿命的影响,仿真得到不同闸瓦压力下温度稳定循环内制动阶段结束时刻踏面温度、Mises 应力轴向分布如图 17 和图 18 所示。不同闸瓦压力下踏面危险点疲劳计算结果如表 4 所示。

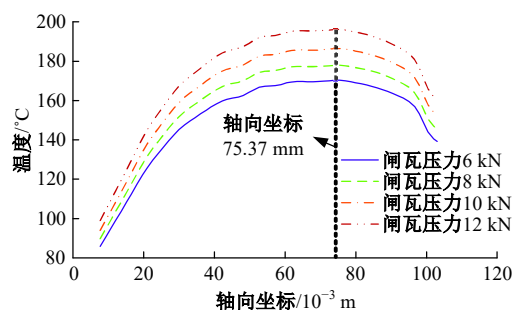


图 17 非轮轨接触处踏面温度轴向分布

Fig. 17 Axial distribution of temperature at no contact

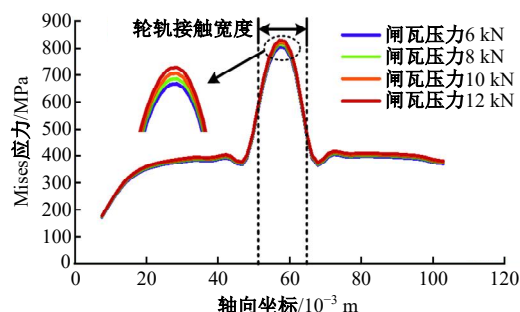


图 18 轮轨接触中心 Mises 应力轴向分布

Fig. 18 Axial distribution of Mises stress at contact center

由图 17、18 及表 4 可知,闸瓦压力越大,列车制动减速度越大,踏面温度越高,周期制动循环内踏面温度越难稳定。N. E. 和 R. W. 损伤下车轮服

表 4 不同闸瓦压力下疲劳损伤结果
Table 4 Damage results under different brake pressures

闸瓦压力 /kN	制动减速度 /(m·s ⁻²)	温度趋于稳定的 循环次数	损伤模型	最大疲劳 损伤	疲劳循环次 数/次	车轮服役转数/ 转	疲劳寿命 N _f /h
6	0.07	4	N.E.	0.336	2.97	56 338	2.49
			R.W.	0.332	3.01	57 005	2.51
8	0.12	5	N.E.	0.371	2.70	51 092	2.25
			R.W.	0.366	2.73	51 710	2.27
10	0.17	5	N.E.	0.401	2.50	47 280	2.08
			R.W.	0.396	2.53	47 887	2.11
12	0.22	6	N.E.	0.438	2.28	43 293	1.90
			R.W.	0.433	2.31	43 736	1.92

役转数最大相差 667 转,误差百分比为 1.28%,误差较小,满足计算精度,两种损伤模型疲劳结果可相互验证。闸瓦压力越大,危险点位置温度越高,Mises 应力越大,车轮服役转数和疲劳寿命越短。

在保证刹车可靠性前提下,列车制动阶段闸瓦压力应适当降低,不仅可降低踏面温度、Mises 应力,减缓热应力对踏面的影响和塑性变形的形成,还对延长车轮服役转数和疲劳寿命起较大的作用。

4 结 论

- (1)列车周期制动循环内,制动阶段踏面温度上升,惰行阶段温度下降。制动进行,相邻两次循环踏面温度历程逐渐接近,直至循环内生热量和散热量平衡,并在该循环后踏面温度历程趋于稳定。
- (2)轮轨接触区 Mises 应力突变,最大值在轮轨接触中心,其余区域在温度作用下产生热应力。塑性变形加剧了轮轨接触宽度内非轮轨接触区的 Mises 应力。Mises 应力历程与温度历程在同一循环达到稳定,并在后续循环中保持稳定。
- (3)轴向坐标区间 52.6~61.8 mm 内为低周疲劳,其余区间为高周疲劳。轴向坐标 57.21 mm (轮轨接触区中心)处疲劳损伤最大,为踏面危险点。
- (4)闸瓦压力越大,列车制动减速度越大,踏面温度越高,周期制动循环内踏面温度越难稳定。且闸瓦压力越大,危险点位置温度越高,Mises 应力越大,车轮服役转数越少,疲劳寿命越短。

参考文献:

[1] 王延朋,丁昊昊,邹强,等. 列车车轮踏面滚动接触疲劳研究进展[J]. 表面技术, 2020, 49(5): 121-122.
Wang Yan-peng, Ding Hao-hao, Zhou Qiang, et al. Research progress on rolling contact fatigue of railway wheel treads[J]. Surface Technology, 2020, 49(5): 121-122.

[2] 黄龙文,李正美,安琦. 轮轨滚动接触疲劳寿命的计算方法[J]. 华东理工大学学报: 自然科学版, 2018, 44(6): 918-927.
Huang Long-wen, Li Zheng-mei, An Qi. Calculation method of wheel/rail rolling contact fatigue life [J]. Journal of East China University of Science and Technology(Natural Science Edition), 2018, 44(6): 918-927.

[3] 黄龙文. 轮轨滚动接触力学分析及疲劳寿命预测方法分析[D]. 上海: 华东理工大学机械学院, 2018.
Huang Long-wen. Mechanics analysis and fatigue life prediction method for wheel/rail rolling contact[D]. Shanghai: School of Mechanical Engineering, East China University of Science and Technology, 2018.

[4] 范新光. 列车车轮滚动接触疲劳裂纹萌生及扩展研究[D]. 北京: 北京交通大学机械与电子控制工程学院, 2019.
Fan Xin-guang. Study of fatigue crack initiation and propagation of railroad wheel under rolling contact[D]. Beijing: School of Mechanical and Electronic Control Engineering, Beijing Jiaotong University, 2019.

[5] 赵吉中,徐祥,丁立,等. 高速列车车轮踏面滚压强化有限元分析[J]. 西南交通大学学报, 2020, 55(6): 1338-1345.
Zhao Ji-zhong, Xu Xiang, Ding Li, et al. Finite element analysis of rolling strengthening process for wheel tread of high-speed trains[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2020, 55(6): 1338-1345.

[6] 刘颖宾. 列车车轮踏面滚动接触疲劳损伤机制研究[D]. 合肥: 中国科学技术大学化学与材料科学学院, 2020.
Liu Ying-bin. Research on rolling contact fatigue damage mechanism of train wheel tread[D]. Hefei: School of Chemistry and Materials Science, University of Science and Technology of China, 2020.

[7] 杨柳青,胡明,赵德明,等. CRH5 动车组车轮低温概率疲劳寿命研究[J]. 中国机械工程, 2018, 29(9):

- 1115-1118.
- Yang Liu-qing, Hu Ming, Zhao De-ming, et al. Research on probabilistic fatigue life of CRH5 EMU wheels at low temperature[J]. China Mechanical Engineering, 2018, 29(9): 1115-1118.
- [8] 扬大巍. CRH5型动车组轮轨滚动接触行为及疲劳寿命研究[D]. 兰州: 兰州理工大学材料科学与工程学院, 2017.
- Yang Da-wei. Study on rolling contact behavior and fatigue life of CRH5 type EMU[D]. Lanzhou: School of Materials Science and Engineering, Lanzhou University of Technology, 2017.
- [9] Chong T, Liu X L, Wu S, et al. Study on damage tolerance and remain fatigue life of shattered rim of railway wheels[J]. Engineering Fatigue Analysis, 2021, 12(2): 20-28.
- [10] Nejad R M, Berto F. Fatigue fracture and fatigue life assessment of railway wheel using non-linear model for fatigue crack growth[J]. International Journal of Fatigue, 2021, 30(3): 13-15.
- [11] Lima E A, Martins T S, Santos A A. Effect of manufacturing residual stress on the fatigue life of railway wheels for heavy-haul transportation[J]. Procedia Structural Integrity, 2019, 33(8): 246-253.
- [12] 孔昌昌, 秦凤明, 张晓峰, 等. 含Mo元素CL60钢CCT曲线的测定及分析[J]. 材料热处理学报, 2019, 40(8): 139-141.
- Kong Chang-chang, Qin Feng-ming, Zhang Xiao-feng, et al. Determination and analysis of CCT curve of CL60 steel containing Mo element[J]. Journal of Materials Heat Treatment, 2019, 40(8): 139-141.
- [13] 马红萍. 重载列车长大下坡制动过程优化控制研究[D]. 南昌: 华东交通大学电气与自动化工程学院, 2019.
- Ma Hong-ping. Research on optimal braking process control of heavy-haul train on long steep down grade[D]. Nanchang: School of Electrical and Automation Engineering, East China Jiaotong University, 2019.
- [14] 卢立丽. 货车车轮踏面制动热损伤研究[D]. 北京: 北京交通大学机械与电子控制工程学院, 2007.
- Lu Li-li. Research on tread brake heat injury of freight wheel[D]. Beijing: School of Mechanical and Electronic Control Engineering, Beijing Jiaotong University, 2007.
- [15] 王铎, 孙毅, 程靳. 理论力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2016.
- [16] 雷国军. 重载列车车轮表面对流传热特性的数值研究[D]. 兰州: 兰州交通大学车辆工程学院, 2020.
- Lei Guo-jun. Numerical study on convective heat transfer characteristics on the wheel surface of heavy-duty train[D]. Lanzhou: School of Vehicle Engineering, Lanzhou Jiaotong University, 2020.
- [17] 包辰铭. 重载列车踏面制动车轮温度场分析及制动故障诊断研究[D]. 北京: 北京交通大学机械与电子控制工程学院, 2020.
- Bao Chen-ming. Temperature field analysis of brake wheels on heavy-duty train treads research on brake fault diagnosis[D]. Beijing: School of Mechanical and Electronic Control Engineering, Beijing Jiaotong University, 2020.
- [18] Chen S, Zhao G T, Wang H Y, et al. Study of wheel wear influenced by tread temperature rising during tread braking[J]. Wear, 2019, 32(3): 1-10.
- [19] 李辉平, 贺连芳, 赵国群, 等. 硼钢B1500HS界面传热系数与压力关系的研究[J]. 机械工程学报, 2013, 49(16): 78-82.
- Li Hui-ping, He Lian-fang, Zhao Guo-qun, et al. Research on the surface heat transfer coefficient depending on surface pressure of boron steel B1500HS[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(16): 78-82.
- [20] 孙晓冉, 宋月, 谷秀锐, 等. 汽车用SPHC热轧薄钢板的低周疲劳特性[J]. 机械工程材料, 2021, 45(4): 58-60.
- Sun Xiao-ran, Song Yue, Gu Xiu-rui, et al. Low cycle fatigue characteristics of SPHC hot-rolled steel sheet for automobile[J]. Materials for Mechanical Engineering, 2021, 45(4): 58-60.
- [21] 张然治. 疲劳试验测试分析理论与实践[M]. 北京: 国防工业出版社, 2011.
- [22] 秦大同. 现代机械设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2011.
- [23] 黄协思. 疲劳约束下航空发动机涡轮盘结构优化设计[D]. 成都: 电子科技大学机械与电气工程学院, 2020.
- Huang Xie-si. Structural optimization design of aero engine turbine disc under fatigue constraint[D]. Chengdu: School of Mechanical and Electrical Engineering, University of Electronic Science and Technology of China, 2020.
- [24] 卢碧红, 徐超, 郭宏远. C80型铁路货车制动装置运用性能预测[J]. 交通运输工程学报, 2021, 21(6): 289-297.
- Lu Bi-hong, Xu Chao, Guo Hong-yuan. Operation performance prediction of C80 railway freight car braking device[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2021, 21(6): 289-297.