

基于热-固耦合的地铁整体式车轮强度分析

郑长国 于森 马天逸 李春波

(中车大连机车车辆有限公司 辽宁 大连 116022)

摘要: 针对采用踏面制动方式的地铁整体式车轮, 应用了顺序耦合法, 进行了热负荷、静强度和疲劳强度三方面的计算分析。其中, 为了评估疲劳情况, 使用了基于 Haigh-Goodman 图的疲劳评价方法。顺序耦合法为首先根据车轮制动时产生的热负荷对车轮进行温度场分析, 再将温度场数据以热负荷的形式施加到机械载荷结构分析中, 得到热-固耦合分析结果。

关键词: 热-固耦合; 整体式车轮; 强度分析

0 引言

车轮作为转向架不可或缺的重要组成部分, 是保障地铁车辆安全运行的关键要素之一。地铁车辆在运行时, 车轮面临着垂向和横向交变作用的负载, 在此基础上还要承受由踏面制动产生的高温热应力, 这种恶劣的工作环境让车轮的使用条件异常苛刻。故基于热-固耦合对车轮进行强度分析研究是非常有必要的。

国内学者围绕车轮强度分析开展了大量研究。在文献 [1] 中, 以某调车机车分体式车轮为研究对象, 对车轮结构强度进行分析时, 考虑了车轮踏面制动所引起的热负荷, 并且基于热-固耦合原理计算出当量应力, 从而评估其静强度和疲劳强度; 文献 [2] 采用热-机械耦合理论和有限元分析方法对比了纯机械载荷和热-机械耦合载荷对车轮结构强度的影响, 并采用单轴及多轴疲劳准则评估了疲劳强度; 文献 [3] 基于 UIC510-3 规程和热负荷试验确定了计算载荷工况, 采用最大主应力方法, 将多轴应力状态转化为单轴应力, 并通过 Haigh-Goodman 疲劳极限方程确定机械载荷下车轮辐板的疲劳强度; 文献 [4] 采用车轮的单轴疲劳准则 Haigh-Goodman 图评估车轮的疲劳强度, 并利用多轴疲劳准则 Crossland 曲线评估辐板的疲劳强度; 文献 [5] 通过理论分析和实际计算, 提出了一种简明适用的辐板疲劳强度评定方法。

本文所研究的某型地铁车轮采用整

体式车轮, 其制动方式采用踏面制动。车轮的热-固耦合分析采用顺序耦合法。首先根据车轮制动时产生的热负荷对车轮进行温度场分析, 再将温度场数据以热负荷的形式施加到结构分析中, 得到热-固耦合分析结果。对整体式车轮进行了热负荷、静强度和疲劳强度三方面的计算分析。其中, 为了评估疲劳情况, 使用了基于 Haigh-Goodman 图的疲劳评价方法。

1 计算模型

车轮计算模型取轮对一半, 分别建立新轮和磨耗到限车轮两种模型。取车轮与车轴过盈量最大值。车轮和车轴的仿真模型采用了 20 节点 6 面体单元, 并且过盈配合表面的接触单元为面面接触。而车轴的截面则被作为约束面。新轮实体单元总数为 98404, 节点数为 442031; 磨耗轮实体单元总数为 94684, 节点数为 424991。车轮车轴模型网格离散见图 1。

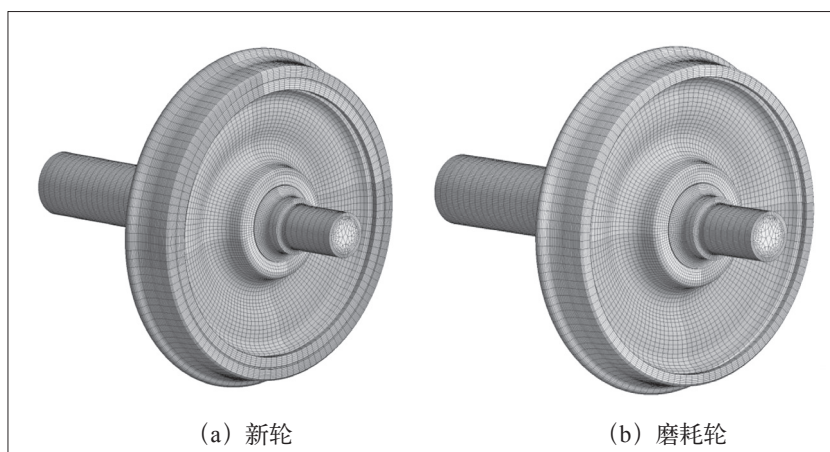


图1 车轮示意图

为了简化计算，模型使用了一种简化方法：假设轮对承受着对称载荷，并选择其中一个轮子和半个车轴作为分析模型。形式上不考虑像加油孔这样的小孔，不考虑结构中的小倒角或倒圆。

考虑车轮在正常服役下，垂向、横向受力点其实是一个受力斑。对于这种情况，在分析中如果处理成点加载，会造成结果文件中局部应力的超异常，所以在此次仿真中，将载荷施加到其相临节点，从而实现载荷的正确传递。对于过盈配合的处理，可以等效成预载荷施加，本次分析中通过接触设置解决。

2 计算工况

载荷工况参考 EN 13979-1、UIC 510-5 及 TB/T 3463-2016《铁道车辆车轮强度评定方法》中的方法进行^[6-8]。

2.1 各工况加载载荷

各计算工况车轮加载位置见图 2。计算工况见表 1。

其中，工况 4 为制动热负荷工况。在车轮制动过程中，为了计算车轮踏面的热流密度值，采用能量换算法，根据能量守恒法则，假设车辆的动能全部转化为热能，制动过程所产生的能量 $q(t)$ 为：

$$q(t)=ma(v_0-at)$$
 (1)

式中： m —车轮载荷（kg）；

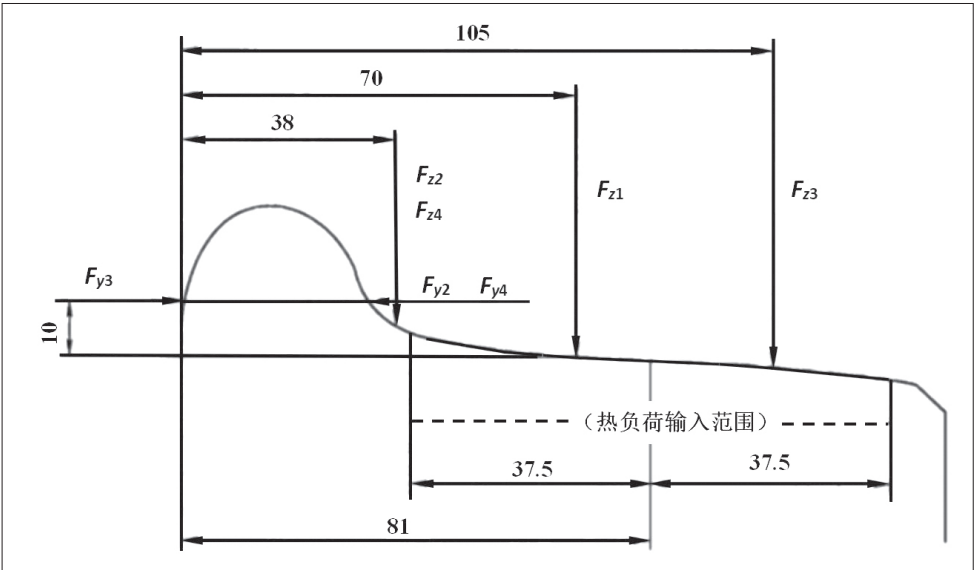


图 2 车轮加载位置

a —制动加（减）速度（ m/s^2 ）；
 v_0 —制动初速度（ m/s ）；
 t —制动时间（ s ）。

踏面的热流密度 $Q(t)$ 为：

$$Q(t)=\eta[q(t)/S]$$
 (2)

式中： η —热流分配系数；

S —踏面摩擦环带面积。

热流密度的加载采用均布热源法，对流换热系数根据经验公式：

$$h=0.3828+14.49v$$
 (3)

式中： v —车辆瞬时速度（ m/s ）。

F_{z1} 、 F_{z2} 、 F_{z3} 、 F_{z4} 为各工况下车轮承受的垂向力；

$\omega=V_{max}/r$ ； F_{y2} 、 F_{y3} 、 F_{y4} 为各工况下车轮承受的横向力； Q 为轴重。

2.2 边界条件

对车轴中间截面施加全约束。车轮热负荷边界条件示意如图 3 所示。

表 1 计算工况

工况	F_{z1}	F_{z2}	F_{z3}	F_{z4}	F_{y2}	F_{y3}	F_{y4}	热负荷	离心力	附注
1	$0.625Qg$								ω	直线
2		$0.625Qg$			$0.35Qg$				ω	曲线
3			$0.625Qg$			$0.21Qg$			ω	道岔
4								有		制动
5	$0.625Qg$							有	ω	直线 + 制动
6		$0.625Qg$			$0.35Qg$			有	ω	曲线 + 制动
7				$90000 + Qg/2$			$10000 + Qg/3$		ω	超常

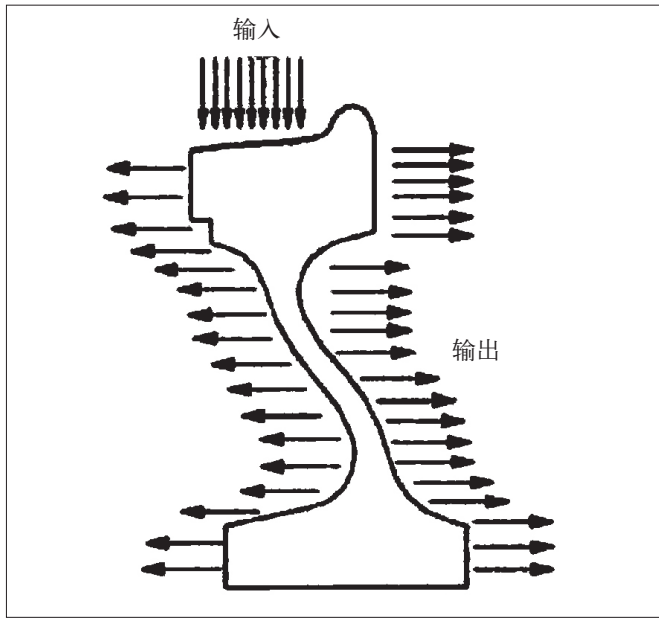


图 3 车轮热负荷边界条件示意图

3 车轮强度评定

3.1 车轮静强度评定准则

参照标准 UIC 510-5，车轮静强度评定标准为：车轮上各点应力不超过材料的弹性极限。

3.2 车轮疲劳强度评定准则

车轮在运行中，主要承受来自车辆运行中的垂向和横向振动，受力状况十分复杂，各点的应力状态为多轴应力。疲劳强度评定参照标准 UIC 510-5 提出的方法进行，该方法认为车轮各点在运行中为非对称循环，而它的破坏形式是由最大主应力方向的应力所引起的。

确定工况 1 ~ 工况 3 这三个载荷工况中辐板所有点的主应力，选取三个载荷工况中最大应力 $\sigma_{\max}$ ，然后确定最小应力 $\sigma_{\min}$ (等于 $\sigma_{\max}$ 方向上的最小法向应力)。

按式 (4) ~ (6) 计算各点的平均应力、应力幅值及应力变化量：

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (4)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (5)$$

$$\Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} \quad (6)$$

在通常情况下， σ_{11} 可以充分地对疲劳情况予以评价。对于车轮来说， σ_2 可能非常接近 σ_1 ，因此需要评价 σ_{11} 、 σ_{12} 、 σ_{22} 、 σ_{21} 以确保获得最恶劣的情

况。计算出的车轮辐板各点 σ_{11} 、 σ_{12} 、 σ_{22} 、 σ_{21} 应力变化量应当小于允许应力变化量 $[\Delta\sigma]=360\text{MPa}$ 。

4 计算结果分析

4.1 制动热负荷计算结果分析

根据工况 4 的制动热负荷计算方法，计算车轮连续两次紧急制动热负荷工况。连续两次紧急制动车轮制动热量随时间变化情况，如图 4 所示。连续两次紧急制动车轮的对流换热系数随时间变化情况，如图 5 所示。

通过瞬态热分析，得到磨损车轮连续两次紧急制动车轮踏面节点温度-时间历程如图 6 所示，最高温度出现在第 2 次紧急制动过程中第 93s，最高温度 265.9°C ，车轮踏面最高温度时的温度场分布如图 7 所示。新车轮连续两次紧急制动车轮踏面节点最高温度出现在第 2 次紧急制动过程中第 93s，最高温度 234.1°C 。

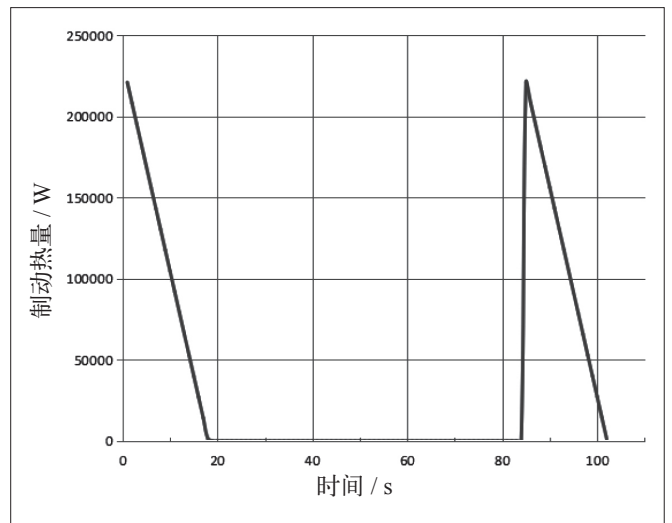


图 4 制动热量变化情况

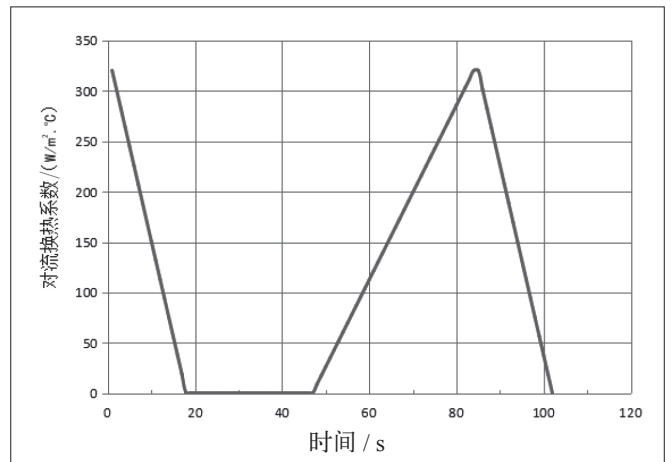


图 5 对流换热系数变化情况

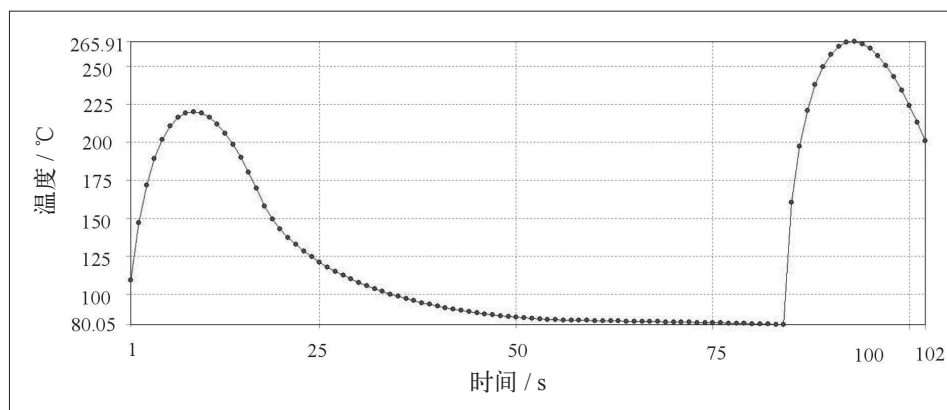


图 6 磨耗轮 2 次紧急制动踏面温度 - 时间历程

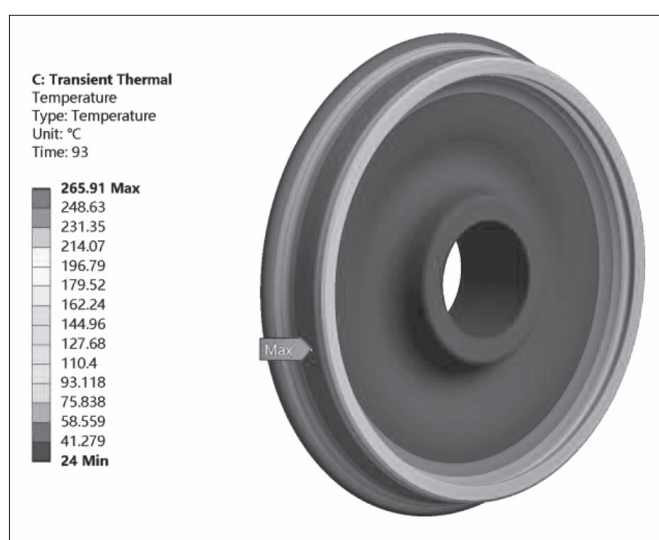


图 7 磨耗轮 93s 时的温度场分布云图



图 8 磨耗轮辐板应力云图

经计算的车轮最高温度为磨耗车轮连续两次紧急制动时的 265.9℃，满足相关标准的要求。

4.2 静强度工况计算结果分析

在 7 种工况下，磨耗车轮最大 von Mises 应力为工况 6 曲线制动热负荷工况时的 247.5MPa。新车轮最大 von Mises 应力为工况 6 曲线制动热负荷工况时的 154.6MPa，车轮上各点最大应力不超过材料的

弹性极限，车轮静强度满足相关标准的要求。磨耗轮辐板应力云图如图 8 所示。

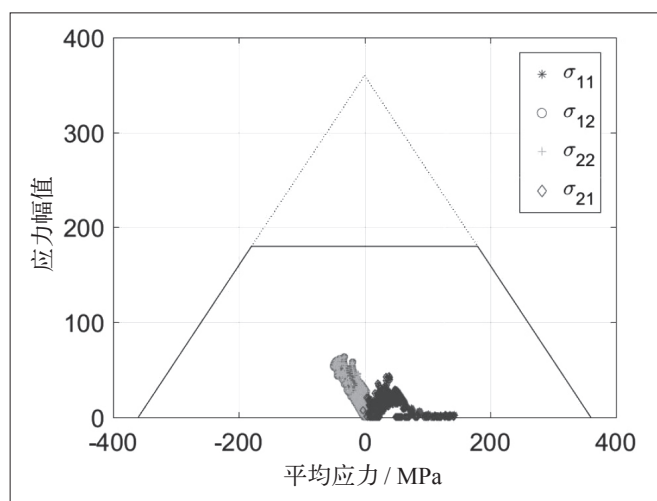


图 9 磨耗轮 Haigh-Goodman 图

4.3 疲劳强度工况计算结果分析

车轮辐板的所有节点，其平均应力和应力幅值对应的车轮 Haigh-Goodman 疲劳极限图见图 9。

计算结果表明，磨耗车轮辐板上的所有节点的应力最大变化量为 127.7MPa，新车轮辐板上的所有节点的应力最大变化量为 115.1MPa，小于允许应力变化量 $\Delta \sigma$ ，车轮疲劳强度满足 UIC 510-5 的要求。

5 结语

(1) 对车轮进行热负荷计算，车轮最高温度为磨耗车轮连续两次紧急制动时的 265.9℃，满足相关标准的要求。

(2) 对车轮进行了 7 种工况静强度计算，磨耗车轮辐板最大 von Mises 应力为工况 6 曲线制动热负荷 (下转第 70 页)

在满足 DCS 控制系统对通信带宽要求的前提下,可有效降低电缆成本,提高传输速率和传输距离。目前,DCS 控制系统现场总线主要有 Ethernet(以太网)、工业以太网(CAN)、PROFIBUS 等类型。

4.3 多线程技术

多线程技术是指通过线程执行系统程序,可以实现较短的时间内完成较多的任务,从而提高系统资源利用率和系统的响应速度。多线程技术在 Windows 操作系统下,支持多线程的编程语言包括 C 语言、汇编语言、动态链接库等。目前,各国产自主可控 DCS 控制系统厂家已提供了多线程编程环境,采用该技术可以提高系统性能和资源利用率。但在使用多线程编程环境进行项目开发时,需注意以下几点:

(1) 多线程环境中任务之间应保持适当的优先级关系;

(2) 应采用适当的操作系统内核管理机制保证多线程执行时的同步;

(3) 应根据实际情况选择合适的多线程环境配置方式,如支持中断服务程序、线程管理、进程调度等。

5 结语

综上所述,火力发电厂 DCS 控制系统国产化是一项长期而艰巨的任务,在实施过程中需针对国内 DCS 控制系统的发展现状,综合考虑设备价格、安装调试难度、系统性能、运维成本等因素,根据 DCS 控制系统实际需求,合理选择国产 DCS 控制系统的技术路线,以达到自主可控的目的。

参考文献:

[1] 周亮亮,王雷,张晨,等.一种超超临界火力发电机组协调控制系统:CN201710700050.4[P].2021-12-14.

[2] 孙兴家.火力发电厂发电机组集控运行技术分析[J].学生电脑,2021(2):0270.

作者简介:王卫(1992.08-),男,汉族,河南信阳人,本科,助理工程师,研究方向:自动化控制、DCS;井彦荣(1992.11-),男,汉族,陕西榆林人,本科,助理工程师,研究方向:自动化控制、DCS。

(上接第 65 页)

工况时的 247.5MPa,新车轮辐板最大 von Mises 应力为工况 6 曲线制动热负荷工况时的 154.6MPa,车轮辐板上各点最大应力不超过材料的弹性极限,车轮静强度满足相关标准的要求。

(3) 按照 UIC 510-5 疲劳评定,磨损车轮辐板上的所有节点的应力最大变化量为 127.7MPa,新车轮辐板上的所有节点的应力最大变化量为 115.1MPa,小于允许应力变化量 $\Delta\sigma$,车轮疲劳强度满足 UIC 510-5 的要求。

(4) 在后续研究中,将考虑探究轮轨接触斑的大小对车轮结构应力的影响,以便更加准确地分析车轮的受力情况。由于轮轨的接触斑区域较小,可能存在局部应力超过弹性极限情况,故不能使用线性材料分析结果来评估非线性行为,需要将车轮材料的非线性考虑进去。

参考文献:

[1] 芮斌,项盼,桂安富,等.基于热-固耦合的调车机车轮

轮强度仿真分析[J].铁道机车与动车,2022(11):23-26.

[2] 王晓鹏,张开林,张雨,等.基于热-结构耦合的机车整体式车轮疲劳强度分析[J].电力机车与城轨车辆,2016,39(3):33-36.

[3] 郑红霞,谢基龙,周素霞,等.基于有限元仿真车轮多轴疲劳强度分析[J].北京交通大学学报,2009,33(4):54-59.

[4] 王悦东,盛杰琼.单轴和多轴疲劳准则下的车轮疲劳强度分析[J].大连交通大学学报,2016,37(2):47-52.

[5] 刘旭,王玉光,张开林,等.车轮辐板疲劳强度分析的工程方法[J].铁道机车车辆,2013,33(S1):78-82.

[6] BS EN 13979-1.Railway application-wheelsets and bogies-mnobloc wheels-technical approval procedure-part1:forged and rolled wheels[S].BSI,2003.

[7] International Union of Railways.UIC 510-5-2007 technical approval of monobloc wheels[S].Paris:UIC,2007.

[8] 国家铁路局.铁道车辆车轮强度评定方法:TB/T 3463-2016[S].北京:中国铁道出版社,2017.