

The Strength Analysis of the Pressed Interference Influences on CRH3 EMU Wheel

Wei Chai¹, Quanxian Wang¹, Jianjun Sun², Weihong Wu²

¹Mechanical Engineering College, Anhui University of Technology, Ma'anshan

²Masteel-Jin West Rail Transportation Equipment Co., LTD, Ma'anshan

Email: ahutchaiwei@163.com

Received: Jul. 12th, 2014; revised: Aug. 11th, 2014; accepted: Aug. 22nd, 2014

Copyright © 2014 by authors and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

Abstract

The pressed interference between the wheel seat and the wheel hub is the critical process parameters during the press-fit process of the EMU wheels, which not only affects whether the press mounting force meets the pressed curve, but also affects the strength of the wheels under the bearing condition. This paper takes the power wheels of the CRH3 EMU as the research object and analyzes the interference with the influence on strength by using ANSYS according to TB/T2368-2005. The results show that the inside edge of the CRH3 EMU wheel hub reaches the allowable stress when the interference reaches 0.238 mm, providing the basis for the selection of the limited interference during the press-fit process.

Keywords

CRH3 EMU, Wheelset, Pressed Interference, Finite Element Analysis

压装过盈量对CRH3动车组车轮轮对强度的影响分析

柴 威¹, 王全先¹, 孙建军², 吴卫红²

¹安徽工业大学机械工程学院, 马鞍山

²马钢晋西轨道交通装备有限公司, 马鞍山

Email: ahutchaiwei@163.com

收稿日期：2014年7月12日；修回日期：2014年8月11日；录用日期：2014年8月22日

摘要

车轴轮座与车轮轮毂孔之间的压装过盈量是动车组轮对压装工艺中的关键工艺参数，它不仅影响着压装力是否满足压装曲线还影响着轮对在承载情况下的强度水平。本文以CRH3动车组的动力轮对为研究对象，针对TB/T2368-2005载荷工况，运用ANSYS分析过盈量对轮对强度的影响。分析结果表明，当过盈量达到0.238 mm时，CRH3动车组车轮轮毂孔内侧边缘达到许用应力，为压装工艺极限过盈量的选取提供了依据。

关键词

CRH3动车组，轮对，过盈量，有限元分析

1. 引言

动车运行的高速化是轨道交通发展的主要方向之一，轮对是动车组重要的行走部件，它是保证高速动车组安全运行的关键。在当代动车组高速化发展时期，轮对可靠度方面的问题表现的越来越突出，要确保列车的行车安全，就必须对轮对的可靠性提出更高的要求[1]。轮对属于动车组转向架簧下质量，为了减少列车高速运行中的震动和噪声，减小簧下质量是设计目标之一，降低轮对重量的同时，必须满足轮对的使用条件。但由于轮对强度计算和评定方法比较复杂，国内又没有相关标准和规程可以参考，国内外一些学者根据国际铁路联盟组织 UIC510-5[2]进行分析，但这个标准没有给出载荷加载方式以及约束方式，属于技术认可规程，只对主要载荷、许用应力等原则问题给出了明确规定，对具体的计算方法并没有详细说明。此外，铁道车辆车轮强度设计方法探讨[3]对轮对进行有限元分析时，将车轴两端完全约束，这与轮对受力情况不符。动车组在高速运行时，实施紧急制动时对轮对的冲击比较大，本文根据TB/T2368-2005 动力转向架强度试验方法[4]，对轮对在紧急制动下，采用实际约束及载荷工况进行强度分析。

2. CRH3 动车组轮对技术参数

CRH3 动车组转向架轮对主要由轮对(车轮和车轴)、制动盘(轮盘和轴盘)、齿轮箱及轴轮承等组成。轮对分为动力轮对(M 轮对)和拖车轮对(T 轮对)，M 轮对一侧安装齿轮箱装置，而 T 轮对则取代之以三套轴盘。动车每个车轮采用轮盘制动，拖车采用轴盘制动，每轴 3 个制动盘。轮对车轴采用空心车轴，车轴的材料为 EA4T，屈服极限为 420 MPa。车轮踏面采用经过优化的 S1002 外形，车轮的材料为 R8T，弹性模量 $E = 2.06 \times 10^{11}$ Pa，泊松比 $\nu = 0.29$ ，密度 $\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$ ，屈服极限为 540 MPa。轮对主要技术参数如表 1 所示。

3. CRH3 动车组制动时轮对受力分析

CRH3 动车组由 8 辆车构成，EC01C，IC03，IC06 和 EC08 车是动车，TC02，BC04，FC05 和 TC07 是拖车(如图 1 所示)。每辆动车与拖车承受的负荷不同，本文将分析承受负荷比较大的动车。

动力轮对采用轮盘制动，制动盘通过销联接在车轮上。本文以 IC03 动车为例，动车制动时，闸片与制动盘产生的制动力矩 M ，通过销传递给轮对，轮对轴颈受到车体的冲击载荷 F 、垂直载荷 P 、轮轨对车轮的摩擦力 F' 以及轮轨对车轮的支撑力 P' 。紧急制动时，动力轮对的受力分析如图 2 所示。

Table 1. CRH3 wheelset's main technical parameters
表 1. CRH3 轮对主要技术参数

车轴		车轮	
车轴总长/mm	2180	轮径(半磨损状态) 2R/mm	920 (875)
轴颈中心距/mm	2000	轮对内侧距/mm	1353
轮座直径/mm	Φ198	轮缘厚度/mm	34.55
轴身直径/mm	Φ173	轮辋宽度/mm	175
轴颈直径/mm	Φ130	运营速度/km·h ⁻¹	300
车轴空心内径/mm	Φ30	轴重(2Q)/t	17

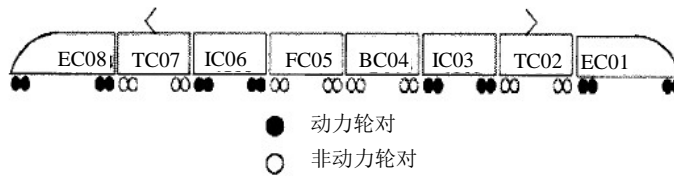


Figure 1. EMU vehicle's composition
图 1. 动车组车辆组成

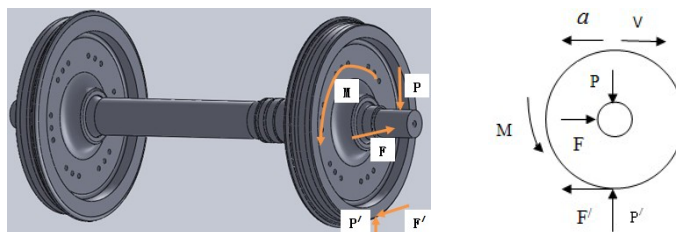


Figure 2. The power wheel's stress analysis on the braking mode
图 2. 动力轮对制动模式下的受力分析

3.1. CRH3 动车组的制动力

在制动力计算时需要考虑到：①动车的总重量 G 及转动质量 J (每辆拖车 3 t；每辆动车 6 t)；②空气阻力。

3.1.1. 空气阻力的计算

表 2 为 CRH3 车辆数据[5]，空气阻力由式(1)计算得到。

空气阻力：

$$S = 6.4G + 130n + 0.14GV + [0.046 + 0.0065(N - 1)]AV^2 \quad (1)$$

式中： G ——列车的质量(t)； n ——轴数； V ——动车速度(km·h⁻¹)； N ——车辆数； A ——正截面的面积(m²)。

3.1.2. 制动力的计算

在规定的载客人数，按正常的无坡度的情况，速度 300 km·h⁻¹ 实施制动(减速度 $a = -0.9265 \text{ m/s}^2$)[6] 可以计算动车制动力：

$$W = S + (G + J) \times a \quad (2)$$

3.1.3. 车轮销孔作用力的计算

CRH3 动车组制动时，闸片与制动盘之间产生的摩擦力矩 M 作用在车轮与制动盘联接的销上，最后

Table 2. The weight value of each the CRH3 EMU's vehicle
表 2. CRH3 动车组各车辆的重量值

车号	01	02	03	04	05	06	07	08	总数
车种	EC01	TC02	IC03	BC04	FC05	IC06	TC07	EC08	
空车质量/t	53.82	54.69	53.66	51.01	50.38	53.22	54.32	53.98	425.08
最大重量/t	67.2	69.6	68.8	63.2	60.8	68.8	69.6	68	536
定员人数	73	87	87	50	57	87	87	73	601
平均轴重/t	16.8	17.4	17.2	15.8	15.2	17.2	17.4	17.0	536
转动质量/t	6	3	6	3	3	6	3	6	36
输出功率/kw	2200		2200			2200		2200	8800

通过销孔作用力 F_0 传递给车轮。制动盘与车轮由 18 个销联接，则由公式(3)~(6)可得式(7)计算销孔作用力 F_0 。

$$F' = \frac{W}{8N} \tag{3}$$

$$M + F'R = J\alpha \tag{4}$$

$$M = 18F_0 \times r_0 \tag{5}$$

$$a = -R\alpha \tag{6}$$

$$F_0 = -\frac{8NJ a + WR^2}{144NRr_0} \tag{7}$$

式中： r_0 ——销孔所在圆的半径(mm)。

3.2. 轮对的冲击载荷

3.2.1. 商用载荷的计算

CRH3 动车组的载重要根据实际运行情况进行确定，IC03 动车的座位席为 87 位，每位的乘客的重量为 80 kg，超大行李间为 2 个，行李间总面积约为 1.49 m²，每平方米行李间载重 300 kg，走廊长度约为 24.175 m，走廊的宽度约为 0.5 m[7]。则商用载荷 C_1 为：

$$C_1 = 80 \times 87 \text{ (乘客数)} + 2 \times 80 \text{ (公务间)} + 2 \times 4 \times 80 \text{ (进出口)} + 24.175 \times 0.5 \times 2 \times 80 \text{ (走廊)} + 1.49 \times 300 \text{ (行李间)} \tag{8}$$

式中： C_1 ——商用载荷质量(kg)。

3.2.2. 轮对轴颈冲击载荷的计算

CRH3 动车组的 IC03 动车有两个动力转向架，每个动力转向架由两个轮对组成。则轮对轴颈受到的冲击力 F 为：

$$F = -\left(\frac{m_1 + m_2}{4}\right)a \tag{9}$$

$$m_1 = \frac{1}{n_b} (m_v + 1.2C_1 - n_b m^*) \tag{10}$$

式中： n_b ——转向架数； m_v ——整备下空车的质量(kg)； m^* ——转向架质量(kg)； m_2 ——等效作用在轮对上的转向架质量(kg)； m_1 ——等效作用在转向架的垂直质量(kg)。

3.3. 轮对受到的垂直载荷

根据《200 km/h 及以上速度级铁道车辆强度设计及实验鉴定暂行规定》[7]，确定 CRH3 动车组轮对轴颈受到车体作用的垂向载荷。

$$P = P' = Q \times g \quad (11)$$

式中：重力加速度 $g = 9.81 \text{ N/kg}$ 。

轮对受力初参数表如表 3 所示。根据 2.1、2.2、2.3 力的计算方法，得出动车组动力轮对所受力的大小如表 4 所示。

4. 轮轨接触斑计算

根据 Hertz 接触理论对轮轨滚动接触斑进行计算。钢轨有一定的磨损时，可以把轮轨接触当作矩形均匀分布[8]，轮轨接触斑沿运动方向的长度 $2a$ 的计算公式如公式(12)所示。

$$2a = 3.04 \sqrt{\frac{PR}{2bE}} \quad (12)$$

式中： P ——车轮垂直作用力(kg)； R ——车轮半径(mm)； E ——钢轨的弹性模量(kg/mm^2)； $2b$ ——接触面的宽度，沿轴向方向，取其值为 12 mm。

最后，把 CRH3 动车组的参数代入公式(12)，求出 $2a = 16.5 \text{ mm}$ 。以此得到有限元分析时，轮轨接触面积的大小。

5. 轮对 ANSYS 强度分析

5.1. 轮对有限元模型的建立

以轮对为研究对象，根据 CRH3 动车组轮对的参数，将 Pro/E 中建好的轮对三维模型导入 ANSYS 中，选用 8 节点的 Solid45 单元，设置轮对的材料属性，最大单元长度为 10 mm。CRH3 动车组动力轮对直线制动有限元模型如图 3 所示，CRH3 动车组动力轮对曲线制动有限元模型如图 4 所示。

5.2. 轮对载荷的施加

动车组车体上的载荷实际是通过转向架构架传给轴箱，轴箱再经轴承传给车轴轴颈，所以将轮对所受车体的载荷加载在轴颈上。轴颈垂直载荷 P 与轴颈冲击载荷 F 以集中力的形式加载到轴承与轴颈接触的面上，销孔作用力 F_0 也以集中力的形式加载在孔面上且与销孔所在圆的半径 r_0 相切，轮对所受载荷示意图如图 2 所示。

5.3. 轮对约束的处理

5.3.1. 轮对直线制动的约束

假设轮轨之间在制动时刻，没有发生相对滑动，在轮轨接触区域加径向约束 ($U_z = 0$) 和周向约束 ($U_y = 0$)。在相同载荷及车轴轴端完全约束的情况下，预先通过有限元分析，选取轴身上轴向变形量最小的节点，然后释放轴端全约束，在该节点上加轴向约束 ($U_x = 0$)，这样符合工况约束条件下的有限元分析，如图 3 所示。

5.3.2. 轮对曲线制动的约束

假设轮轨之间在制动时刻，没有发生相对滑动，在轮轨接触区域加径向约束 ($U_z = 0$) 和周向约束 ($U_y = 0$)。在轮缘与轨道接触处施加轴向约束 ($U_x = 0$)，如图 4 所示。

Table 3. The EMU wheelset's initial force parameters
表 3. 动车组轮对受力初参数

名称	G	n	V	N	A	m_2	m^*	a	r_0	n_b	C_1	m_1	m_v
单位	t		$\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$		m^2	kg	kg	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	mm		kg	kg	kg
数值	536	32	300	8	9	7000	9200	-0.9265	300	2	10,141	23,714.6	53,660

Table 4. The results of the calculated loads (unit: KN)
表 4. 计算载荷的大小(单位: KN)

名称	S	W	F	F_0	F	P
数值	104.217	-425.741	-6.652	2.800	7.114	83.385

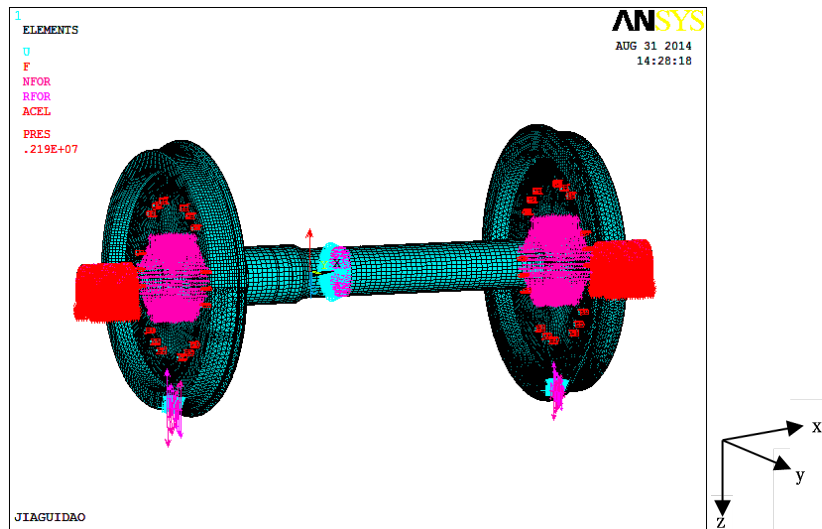


Figure 3. The finite element model of the straight braking line
图 3. 轮对直线制动有限元模型

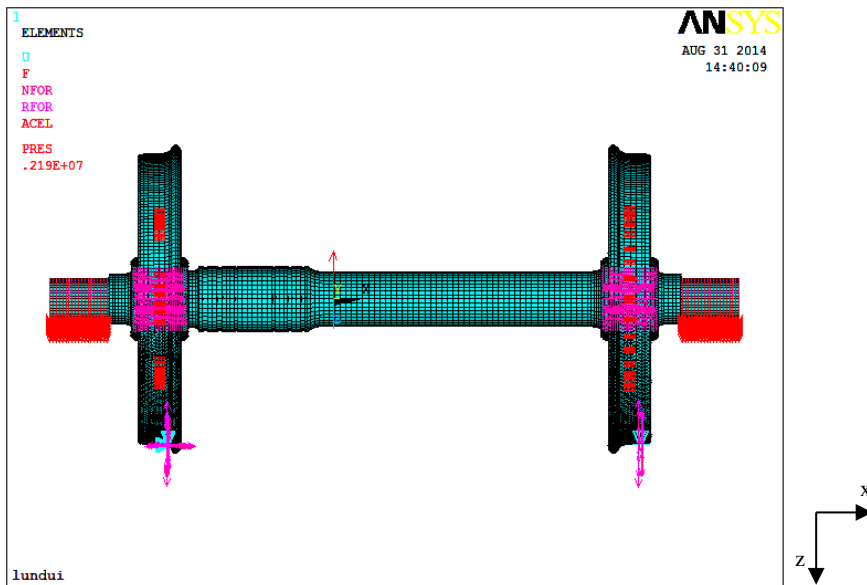


Figure 4. The finite element model of the curve braking line
图 4. 轮对曲线制动有限元模型

5.4. 静强度评定标准

应力按许用应力法评价，对于复杂应力部位采用等效当量应力，等效当量应力 σ_e 不准超过许用应力 $[\sigma]$ 。本文取轮对的安全系数 $S_1 = 1.5$ ，则车轮的许用应力 $[\sigma_{\text{轮}}] = 360 \text{ MPa}$ ，车轴的许用应力 $[\sigma_{\text{轴}}] = 280 \text{ MPa}$ 。

5.5. 轮轴过盈量的选取及应力分析

轮座与轮毂孔采取过盈配合，过盈配合接触问题是非线性接触问题，轮座与轮毂孔配合面选用面面接触单元 CONTA174 和 TARGE170 进行过盈配合模拟。根据 TB/T1718-2003 铁道车辆轮对组装技术条件的规定[9]，过盈量为轮座直径的 0.08%~0.15%，CRH3 动力轮对的轮座直径为 $\Phi 198 \text{ mm}$ ，本文分别选取过盈量为 0.158 mm、0.178 mm、0.198 mm、0.218 mm、0.238 mm、0.248 mm、0.297 mm。

5.5.1. 轮对直线制动的有限元分析

在直线紧急制动情况下，对轮对进行了 ANSYS 有限元分析，当过盈量为 0.248 mm 时，动车轮对的 Von-Mises 应力云图如图 5 所示。

其中车轮的最大等效当量应力为 360.44 Mpa，出现在轮毂孔内侧边缘处，如图 6 所示，车轴的最大等效当量应力为 254.93 Mpa，出现在轮座位置轴孔内表面，如图 7 所示。

5.5.2. 轮对曲线制动的有限元分析

在曲线紧急制动情况下，对轮对进行了 ANSYS 有限元分析，当过盈量为 0.248 mm 时，动车轮对的 Von-Mises 应力云图如图 8。

其中车轮的最大等效当量应力为 387.33 Mpa，出现在轮毂孔内侧边缘处，如图 9 所示，车轴的最大等效当量应力为 238.01 Mpa，出现在轮座与轮毂孔接触的外表面，如图 10 所示。

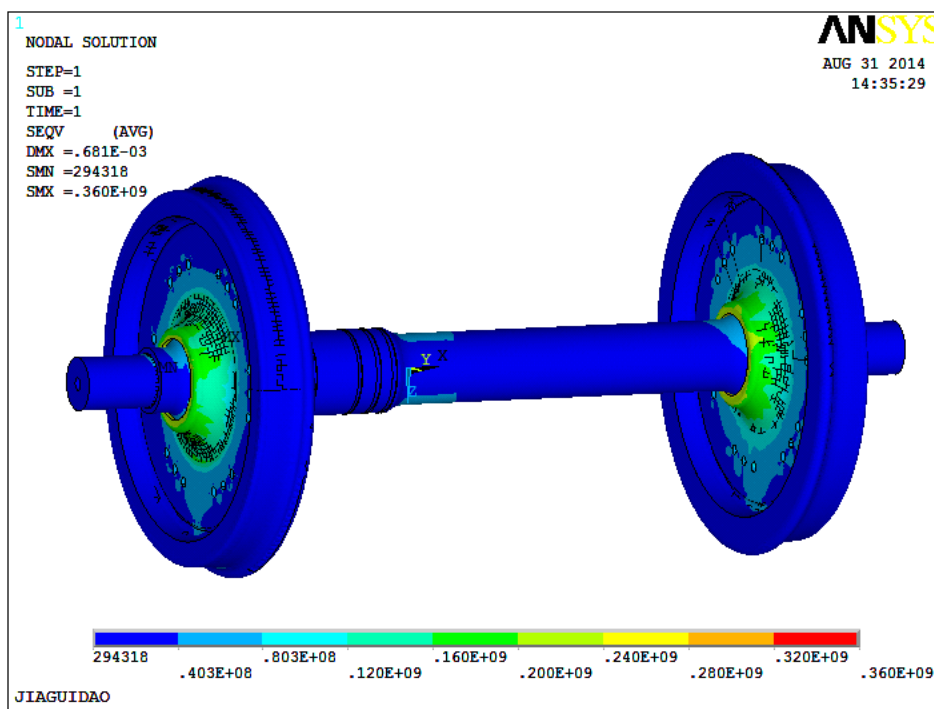


Figure 5. CRH3 wheelset's Von-Mises stress nephogram on the straight braking line (0.248 mm)
 图 5. CRH3 轮对直线制动的 Von-Mises 应力云图(0.248 mm)

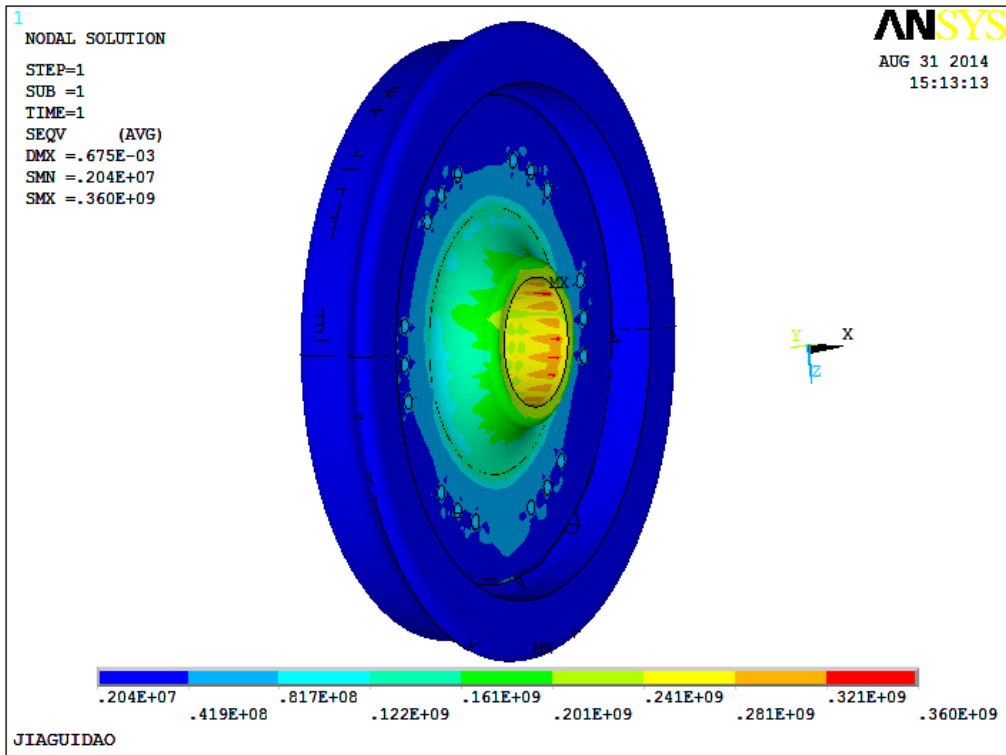


Figure 6. CRH3 wheel's Von-Mises stress nephogram on the straight braking line (0.248 mm)
图 6. CRH3 直线制动车轮 Von-Mises 应力云图(0.248 mm)

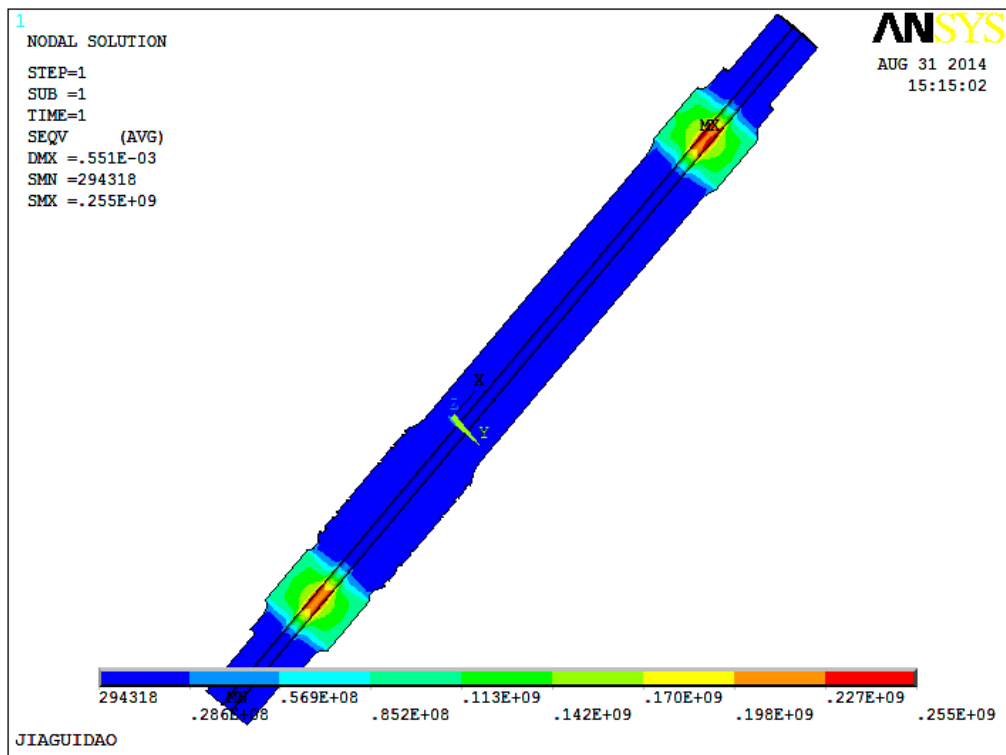


Figure 7. CRH3 axle's Von-Mises stress nephogram on the straight braking line (0.248 mm)
图 7. CRH3 直线制动车轴 Von-Mises 应力云图(0.248 mm)

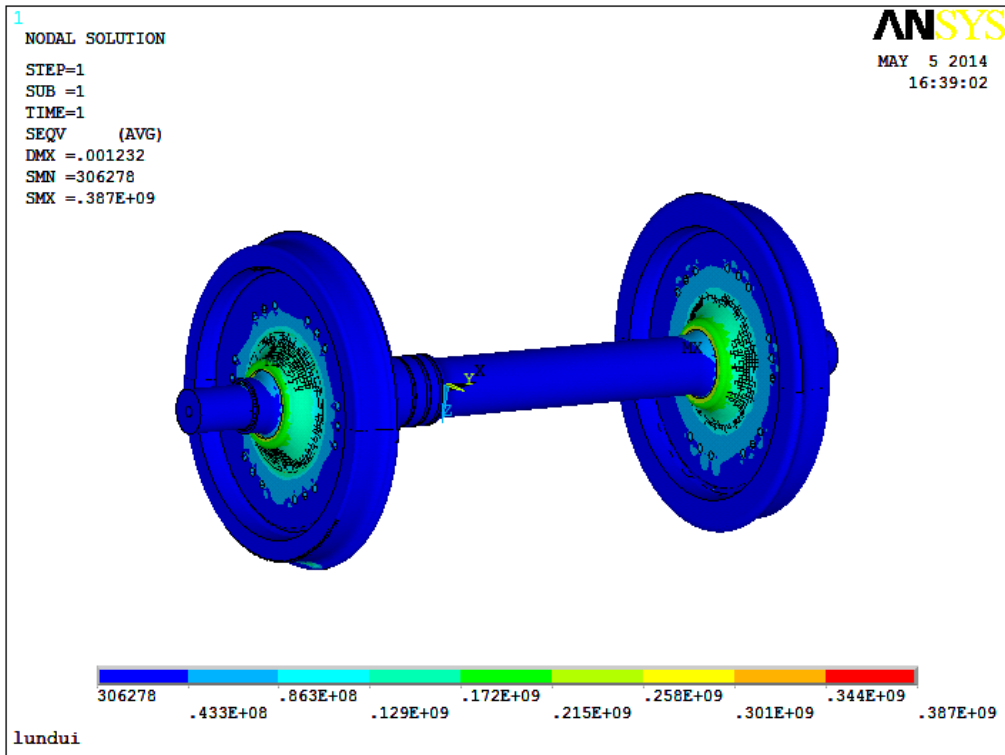


Figure 8. CRH3 wheelset's Von-Mises stress nephogram on the curve braking line (0.248 mm)
图 8. CRH3 轮对曲线制动的 Von-Mises 应力云图(0.248 mm)

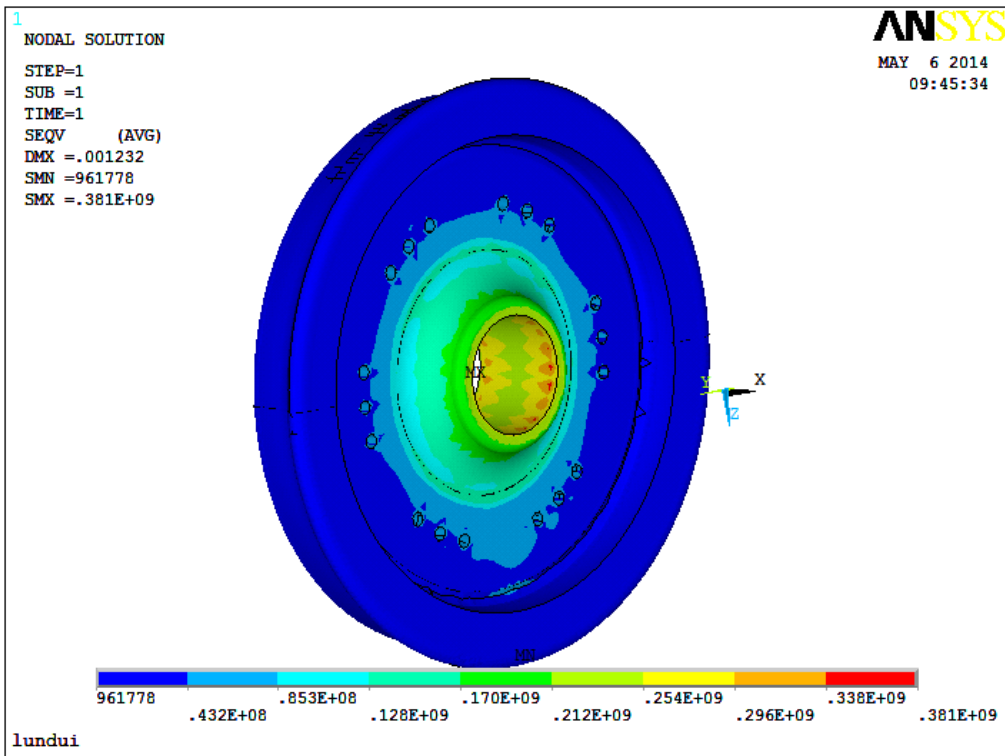


Figure 9. CRH3 wheel's Von-Mises stress nephogram on the curve braking line (0.248 mm)
图 9. CRH3 曲线制动车轮 Von-Mises 应力云图(0.248 mm)

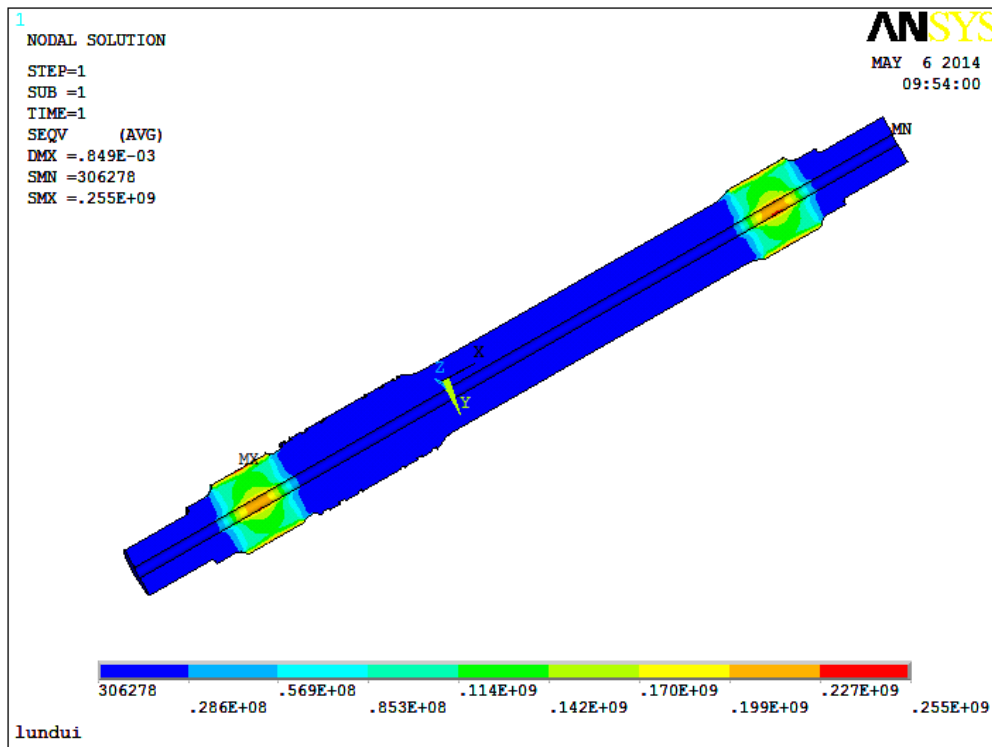


Figure 10. CRH3 axle's Von-Mises stress nephogram on the curve braking line (0.248 mm)
 图 10. CRH3 曲线制动车轴 Von-Mises 应力云图(0.248 mm)

表 5, 表 6 给出了 CRH3 动车的轮座与轮毂孔取不同过盈量时, 轮对的最大当量应力及最大当量应力出现的位置。其中, 当动车直线制动与曲线制动时, 车轮的最大当量应力出现的部位都是轮毂孔内侧边缘; 当动车直线制动时, 车轴的最大当量应力出现的部位是轮座位置轴孔内表面; 当曲线制动时, 车轴的最大当量应力出现的部位是轮座与轮毂接触的外表面及轮座位置轴孔内表面。

根据表 5, 表 6 可以得出, 随着过盈量的增加, 轮对在承载情况下产生的等效应力也逐步增加, 当过盈量为 0.238 mm 时, 轮对在曲线紧急制动下, 车轮最大等效应力已经超过车轮的许用应力, 尽管 TB/T1718-2003 铁道车辆轮对组装技术条件的规定过盈量范围为 0.158~0.297 mm, 但过盈量不能超过 0.238 mm。

6. 结论

1) ANSYS 有限元分析时, 取整个轮对为研究对象, 轮对模型中车轮与车轴的几何形状与 CRH3 动车组的轮对完全一致, 在有限元分析中, 轴端不约束, 约束与载荷的处理更符合轮对实际工作情况, 所得结果可信度高。

2) 过盈量对轮对的等效当量应力影响比较大, 在满足压装曲线与国标中过盈量的范围, 随着过盈量的增加, 轮对最大等效应力随之增加。计算结果表明, 当过盈量比较小时, 车轮的最大当量应力直线制动的应力比曲线制动的应力大; 当过盈量比较大时, 车轮的最大当量应力直线制动的应力比曲线制动的应力小, 随着过盈量的增加, 车轴的最大当量应力直线制动的应力比曲线制动的应力大。在曲线紧急制动工况下, 当过盈量为 0.238 mm 时, 车轮轮毂孔表面的最大等效当量应力为 369.48 Mpa, 达到了车轮的许用应力; 在直线紧急制动工况下, 当过盈量为 0.238 mm 时, 车轴最大等效应力为 243.85 Mpa, 安全系数可达到 1.72, 本文所得结论为轮对压装时过盈量的选取提供了有价值的参考。

Table 5. CRH3 wheelset's maximum equivalent stress and location on the straight braking line
表 5. CRH3 动车轮对直线制动的最大当量应力及其出现位置

过盈量/mm	车轮最大等效当量应力(Mpa)	出现的位置	车轴最大等效当量应力(Mpa)	出现的位置
0.158	224.47	轮毂孔内侧边缘	155.08	轮座位置轴孔内表面
0.178	253.86	轮毂孔内侧边缘	177.29	轮座位置轴孔内表面
0.198	282.95	轮毂孔内侧边缘	199.47	轮座位置轴孔内表面
0.218	312.09	轮毂孔内侧边缘	221.67	轮座位置轴孔内表面
0.238	342.76	轮毂孔内侧边缘	243.85	轮座位置轴孔内表面
0.248	360.44	轮毂孔内侧边缘	254.93	轮座位置轴孔内表面
0.297	447.38	轮毂孔内侧边缘	309.18	轮座位置轴孔内表面

Table 6. CRH3 wheelset's maximum equivalent stress and location on the curve braking line
表 6. CRH3 动车轮对曲线制动的最大当量应力及其出现位置

过盈量/mm	车轮最大等效当量应力(Mpa)	出现的位置	车轴最大等效当量应力(Mpa)	出现的位置
0.158	202.45	轮毂孔内侧边缘	114.55	轮座与轮毂接触的外表面
0.178	246.14	轮毂孔内侧边缘	141.79	轮座与轮毂接触的外表面
0.198	289.23	轮毂孔内侧边缘	169.18	轮座与轮毂接触的外表面
0.218	331.12	轮毂孔内侧边缘	196.71	轮座与轮毂接触的外表面
0.238	369.48	轮毂孔内侧边缘	224.25	轮座与轮毂接触的外表面
0.248	387.33	轮毂孔内侧边缘	238.01	轮座与轮毂接触的外表面
0.297	472.69	轮毂孔内侧边缘	305.44	轮座位置轴孔内表面

基金项目

安徽省 2012 年科技攻关计划项目(12010202144)。

参考文献 (References)

- [1] 李树林, 石启龙 (2011) CRH3 型动车组车轮的疲劳寿命分析. *机械设计与制造*, **12**, 228-230.
- [2] International Union of Railways (2003) Technical approval of solid wheels UIC510-5.
- [3] 刘会英, 张澎湃 (2007) 铁道车辆车轮强度设计方法探讨. *铁道学报*, **1**, 102-108.
- [4] 中华人民共和国铁道部 (2005) TB/T2368-2005 动力转向架构架强度试验方法. 中华人民共和国铁道部, 北京.
- [5] 朱帼蓉, 陈慧民 (2010) CRH3 高速动车组牵引特性分析. *上海铁道科技*, **4**, 97-99.
- [6] 秦力, 冯海龙 (2013) CRH 型动车组紧急制动与最大常用制动的比较及应用. *郑铁科技*, **3**, 2-4.
- [7] 铁道部科学研究院 (2001) 200 km/h 及以上速度级铁道车辆强度设计及实验鉴定暂行规定. 铁道部科学研究院, 北京.
- [8] 雷腾 (1985) 轨道接触应力的计算与分析. *中国铁道科学*, **1**, 53-66.
- [9] 铁道部标准计量研究所 (2003) TB/T1718-2003 铁道车辆轮对组装技术条件的规定. 铁道部标准计量研究所, 北京.