

文章编号: 1000-5013(2009)06-0610-04

汽车车轮轮辐疲劳裂纹位置预估

张卡德, 黄致建, 郝艳华, 蒋万标

(华侨大学 机电及自动化学院, 福建 泉州 362021)

摘要: 针对汽车车轮钢圈, 建立有限元模型, 进行应力分析和疲劳裂纹位置预估。通过施加合理的载荷及边界条件, 分析车轮工作过程中的应力变化情况, 从而预估汽车车轮疲劳裂纹位置。对比预估和试验结果表明, 通过有限元计算预估的车轮疲劳裂纹位置与通过试验得到的疲劳裂纹位置很吻合。

关键词: 汽车; 车轮; 有限元模型; 疲劳; 裂纹位置

中图分类号: U 463.340.7

文献标识码: A

汽车车轮主要由轮辋和轮辐组成, 轮辋是安装并支撑轮胎的基础零件, 轮辐介于轮毂和轮辋之间, 是支撑轮辋的零件。轮辋和轮辐焊接后与轮胎组成一个整体, 共同承受汽车的重力、制动力、驱动力、汽车转向时产生的侧向力及所产生的力矩, 并且还要承受路面不平产生的冲击力^[1]。车轮工作条件严酷, 其质量直接影响汽车行驶过程中的安全性, 因此, 应有一定的强度、刚度和工作耐久性能, 同时质量要轻且分布均匀^[2]。轮辐的形状比较复杂, 轮辐的中间部分有螺栓孔, 在边缘部分设有通风孔, 是车轮故障的多发部位。随着我国汽车工业整体水平的提高, 以及对汽车的行驶速度与载荷的大幅度提高, 对车轮的质量要求也越来越高。因此, 通过理论的计算结果预估车轮的疲劳裂纹位置, 并与试验的疲劳裂纹位置作比较, 总结其裂纹位置预估方法, 有助于车轮的设计由经验类比型向科学分析计算型转变。本文主要研究在设计阶段如何对车轮进行疲劳裂纹位置的预估, 并找出车轮容易出现的裂纹位置。

1 有限元模型建立

1.1 实体模型

由于轮辋上的气门嘴对轮辐的有限元分析影响微小, 为了方便有限元和实体模型的建立, 可省略气门嘴。所以, 轮辐和轮辋的实体模型主要是通过截面旋转而成, 然后通过布尔运算绘出 10 个螺栓孔和 2 个通风孔。建好的车轮实体模型, 如图 1(a) 所示。材料的参数: 弹性模量为 206.8 GPa, 泊松比为 0.3, 车轮轮辐材料的强度极限 σ_b 为 490 MPa, 屈服极限 σ_s 为 400 MPa。

1.2 有限元模型

采用 Solid95 对车轮进行网格划分, 分网后, 其有限元(FE)模型共有 47 647 个节点和 9 635 个单元^[3], 如图 1(b) 所示。

1.3 边界条件

边界条件主要包括施加在模型上的约束及外载荷等。车轮的约束加在轮辐的螺栓孔内侧面和螺栓孔的端面上, 而施加在车轮上的载荷主要有气压载荷和汽车负载。气压载荷分作用在整个轮辋表面的内压, 以及作用在钢圈两侧沿圆周均布的侧向载

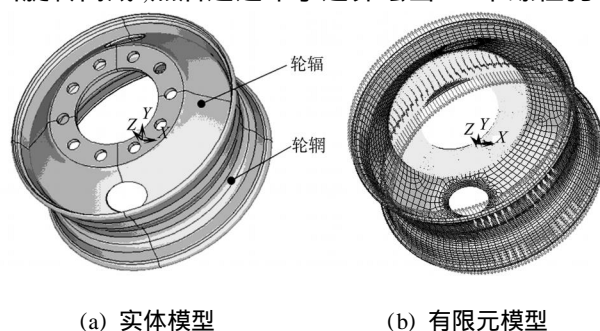


图 1 车轮模型

Fig. 1 The wheel model

收稿日期: 2008-05-23

通信作者: 黄致建(1956-), 男, 教授, 主要从事计算机辅助工程与优化设计的研究. E-mail: hzj@hqu.edu.cn.

基金项目: 厦门市科技计划高校创新项目(3502Z20083044)

荷,其作用扇区如图 2 所示.

图 2 中,单斜线部分面积(S)为

$$S = \int_{r_1}^{r_2} r_2 d \, d r_2, \tag{1}$$

式(1)中, $d = 2 / n$,是一个单元的弧面对应的角度, n 为载荷作用面圆周方向单元数; r_1 为受力位置的半径, r_2 为轮胎内径.面积 S 的质心对应的半径为

$$r_c = \frac{1}{S} \int_{r_1}^{r_2} r_2^2 d \, d r_2. \tag{2}$$

对 K 点取矩,可得

$$d F (r_2 - r_1) = P S (r_2 - r_c). \tag{3}$$

上式中, P 为内压.汽车负载压力面长度

按轮胎接地面长度近似加载,根据平衡关系,有 $F_r = PBL$. 其中, F_r 为单个车轮最大载重量, B 为轮胎接地宽度, L 为轮胎接地长度. 由此可求径向载荷的受力扇区,如图 3 所示.

径向载荷对轮辋受力表面的压力大小,是按余弦规律沿圆周变化并施加在轮辋两侧的. 其受载最大点 F_0 在压力面的对称中心. 由平衡条件可得

$$\frac{1}{2} F_r = 2 \sum_{i=1}^8 F_i \cos (i - \frac{1}{2}) d. \tag{4}$$

对称于中心位置的各单元所受载荷 F_i 与受载最大点 F_0 的关系为^[4]

$$F_i = F_0 \cos 3 (i - \frac{1}{2}) d, \quad i = 1, 2, \dots, 8. \tag{5}$$

把式(5)代入式(4)中,可以求得受载最大点 F_0 和对称于中心位置的各单元所受载荷 F_i 的值. 然后,由 $P_i = F_i / S_i$,可求得各单元上所受的压强 P_i 的值,其中, S_i 表示单元受力面上的面积.

单个车轮最大载质量 F_r 为 65.66 kN,轮胎内压 P 为 1 MPa,轮胎接地宽度 B 为 220 mm, r_1 为 285.75 mm, r_2 为 477.5 mm. 由上述方法解得侧向载荷为 1.097 kN,径向载荷在左侧单元压力 $P_{i,L}$ 和右侧单元压力 $P_{i,R}$,如表 1 所示.

表 1 单元压力值

Tab. 1 The pressure on the element

项目	1	2	3	4	5	6	7	8
F_i/kN	3.288	3.161	2.913	2.554	2.096	1.557	0.959	0.324
$P_{i,L}/\text{MPa}$	6.690	6.433	5.929	5.197	4.265	3.169	1.951	0.659
$P_{i,R}/\text{MPa}$	7.419	7.134	6.575	5.763	4.729	3.515	2.164	0.731

2 车轮疲劳裂纹位置预估

2.1 有限元基本方程

有限元的平衡方程、几何方程、物理方程分别为

$$\left. \begin{aligned} F &= K, \\ &= B^e, \\ &= D = DB^e. \end{aligned} \right\} \tag{6}$$

式(6)中, K , B , D 分别表示结构刚度矩阵、几何矩阵和弹性矩阵. 平衡方程是用来求节点的位移,几何方程是用来求节点的应变,物理方程是用来求节点的应力^[5].

2.2 车轮应力场分析结果

由于通风孔边缘主应力是裂纹产生的主要因素,选取最大主应力 σ_{\max} 和最小主应力 σ_{\min} 预估裂纹位

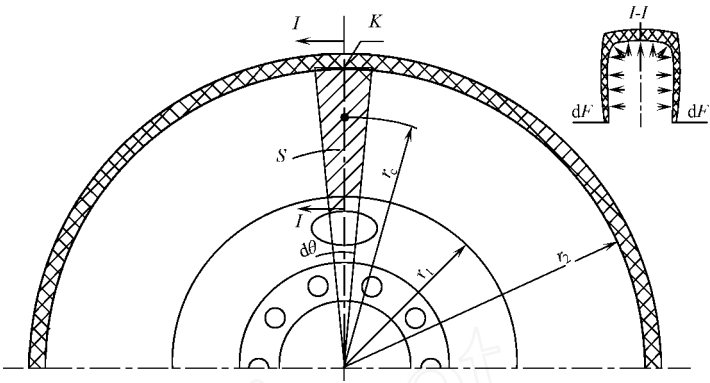


图 2 侧向载荷求解示意图

Fig. 2 The sketch map of side load

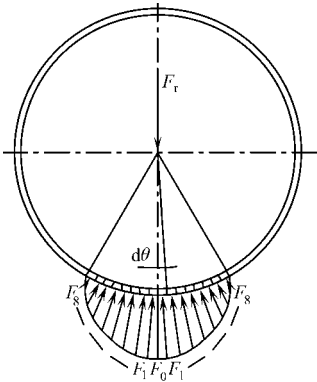


图 3 径向载荷俯视图

Fig. 3 The sketch map of radial load

置. 通过车轮一圈的旋转分析, 应力最大点出现在通风孔边缘. 由于两通风孔对称, 因此挑选其中一个通风孔上的 A, B, C, D 应力幅变化较大的点(图 4). 为了得到 A, B, C, D 点的最大主应力与最小主应力差的最大应力幅(σ_{\max}), 分别列出 4 个点的 σ_{\max} , σ_{\min} 随着载荷步(N)的变化曲线图, 如图 5 所示.

从图 5 中可得出, A, B, C, D 点的应力幅都相对比较大, 其中 B 点应力幅最大, 其他点次之. 车轮受到的外载是周期载荷. 当车轮转动一圈, 分别在这 4 个点上出现一次较大应力幅; 当车轮在不断的转动工作时, 车轮在 B 点上就会出现先疲劳裂纹, 然后是 C, A, D 点陆续出现疲劳裂纹. 由于 B 点的应力幅最大, 因此只显现 B 点的最大和最小主应力的云图, 如图 6 所示.

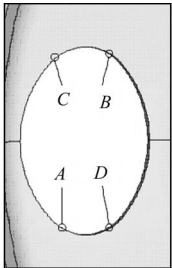


图 4 应力点
Fig. 4 Stress points

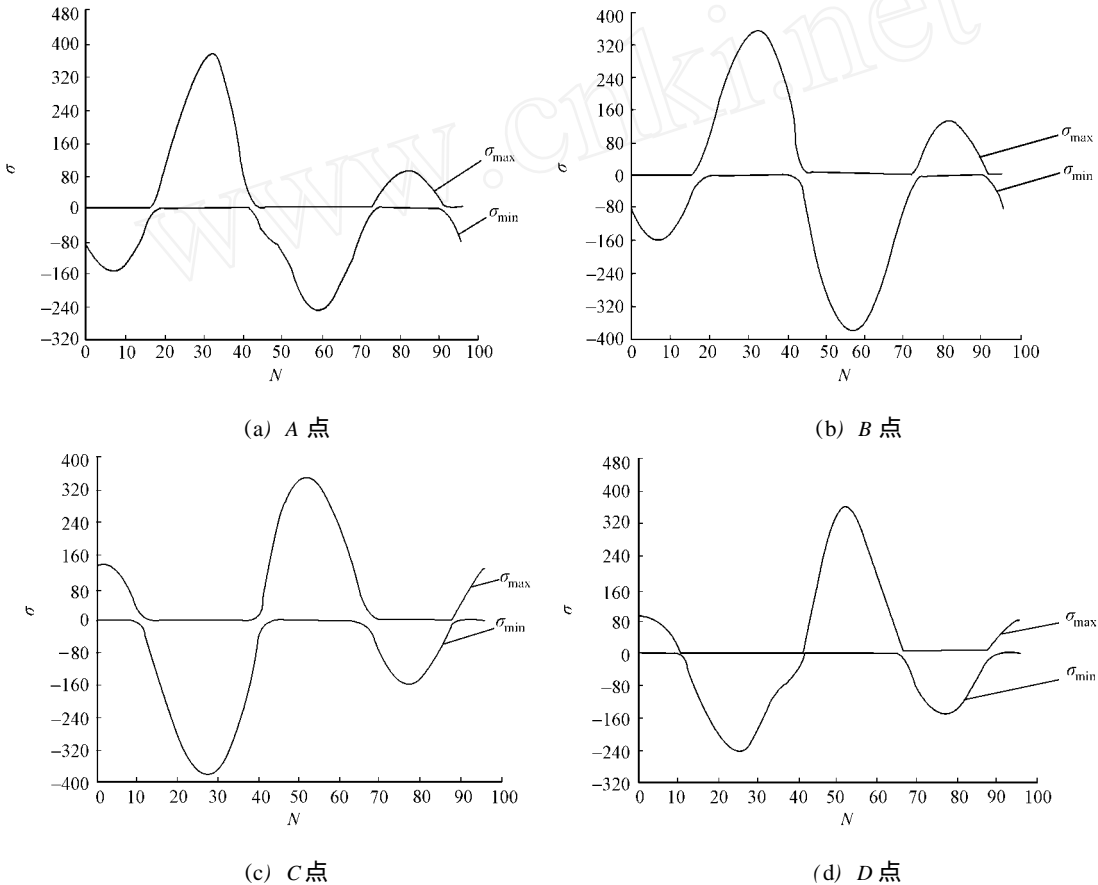


图 5 应力随载荷步的变化曲线

Fig. 5 The variation curve of σ_{\max} , σ_{\min} vs loading step

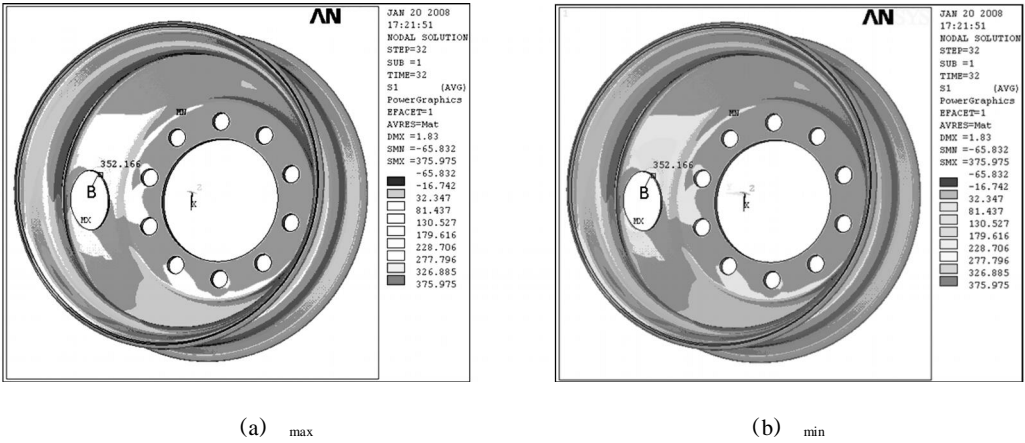


图 6 B 点应力云图

Fig. 6 Stress contour of point B

3 试验和计算结果的比较

试验方法根据国家标准 GB/ T 5909 - 1995《载货汽车车轮性能要求和试验方法》的规定. 若只做车轮的动态径向疲劳试验,按轮辋的名义直径 571.5 mm、强化系数 1.8,试验经过 7×10^5 次最低循环次数循环后,车轮不能继续承受载荷或出现侵入车轮断面的可见疲劳裂纹,则表示车轮失效.

经过试验后失效的车轮,必须经过着色处理. 着色处理的目的是,主要是为了使着色的液体能够渗入发生疲劳裂纹的裂缝中并扩散,使疲劳裂纹的位置更加明显,如图 7 所示.

从图 7 可见,经过动态径向疲劳试验后,最先出现疲劳裂纹的位置是在轮辐的两通风孔边缘 4 个位置上,裂纹的大小不一. 这说明,应力幅大的位置先出现疲劳裂纹,应力幅小的位置后出现疲劳裂纹. 通过有限元计算的结果所预测的 A, B, C, D 点的应力幅较大,其中 B 点的应力幅最大,即 B 点最先出现疲劳裂纹. 因此,通过有限元计算预估的车轮疲劳裂纹位置与通过试验得到的疲劳裂纹位置很吻合.



图 7 疲劳试验后的裂纹位置

Fig. 7 Location of crack
after fatigue testing

4 结束语

模拟动态径向疲劳试验建立的车轮有限元模型,可以有效地用来预估车轮结构的疲劳裂纹位置,即结构中计算应力幅较大的点. 研究结果可用于指导车轮结构设计及加工中应注意的问题,为进一步的疲劳寿命预估奠定基础.

参考文献:

- [1] 肖生发,赵树朋. 汽车构造[M]. 北京:北京大学出版社,2006:358-362.
- [2] 刘海澄. 车轮结构强度的实验测试与有限元分析应用[D]. 武汉:华中科技大学,2004.
- [3] 东方人华,祝磊,马赢. ANSYS 7.0 入门与提高[M]. 北京:清华大学出版社,2004:252-256.
- [4] 邱宣怀,郭可谦,吴宗泽,等. 机械设计[M]. 北京:高等教育出版社,2001:369-370.
- [5] 王勖成,邵敏. 有限单元法基本原理和数值方法[M]. 北京:清华大学出版社,2003:22-35.

To Predict the Locations of Fatigue Crack in Wheel Spoke of Automobile

ZHANG Ka-de, HUANG Zhi-jian,
HAO Yan-hua, JIANG Wan-biao

(College of Mechanical Engineering and Automation, Huaqiao University, Quanzhou 362021, China)

Abstract: The finite element model(FEM) of the spoke for automobile wheel is built for stress analysis and the prediction of the locations of fatigue crack. The locations of fatigue crack in the wheel spoke is predicted by analyzing the changing stress of the wheel at the working status which is obtained by exerting reasonable loads and the boundary conditions. The comparison of the results from the prediction and the experiments has shown that the locations of fatigue crack obtained by the prediction from finite element analysis are consistent with the actual ones obtained by the tests.

Keywords: automobile; wheel; finite element model; fatigue; crack location

(责任编辑: 陈志贤 英文审校: 郑亚青)