doi:10.16018/j.cnki.cn32-1650/n.201902008

基于弯曲和径向疲劳试验的车轮仿真分析

孙　跃[1],孙　圆[2]

(1. 江苏大学东海机械汽配研究院,江苏 连云港　222000;
2. 卓郎(江苏)纺织机械有限公司,江苏 常州　213200)

摘要:车轮在设计完成后,需要进行弯曲和径向疲劳物理试验,检验是否满足疲劳寿命的要求。为解决这种开发模式周期长、成本高的问题,基于弯曲和径向疲劳物理试验的方法,使用 Creo 和 Ansys Workbench 软件对材质为 A356、规格为 16 ×7 J 的某型铝合金车轮,建立三维模型和有限元模型。给出仿真流程和仿真思路,采取静态分析模拟动态分析的方式,预测车轮疲劳寿命和安全系数。仿真结果表明,两种试验仿真中最大应力出现的位置与物理试验的位置相一致,验证了有限元方法预估车轮寿命的有效性,从而可以根据分析结果对车轮进行优化设计。

关键词:铝合金车轮;有限元;弯曲疲劳;径向疲劳

中图分类号:U467.3　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1671 -5322(2019)02 -0037 -06

车轮是汽车的一个重要的安全部件,起着承载、传递、驱动和制动的作用。汽车在行驶过程中受到外部随机动载荷影响,应力值一般低于材料的强度极限,但会发生疲劳断裂,国内外的相关研究也证实了这一点[1]。弯曲疲劳试验、径向疲劳试验和冲击试验是汽车车轮最主要的三大性能试验,我国国家标准、SAE 标准等都对此作了详细的技术要求。过去通常依靠试验和经验类比的方法对车轮的疲劳寿命进行预测,但随着市场对车轮更新和需求量的日益增大,这种周期长、成本高的产品开发模式和产品外观雷同的缺点越难以满足整车企业的要求。因此在车轮研发阶段,运用 CAE 技术,采用有限元分析方法,预测车轮的疲劳寿命,能够有效提高设计效率、缩短研发周期。

本文基于材料的 S-N 曲线,根据国家标准 GB/T 5334—2005《乘用车车轮性能要求和试验方法》[2] 的要求,利用 ANSYS Workbench 软件对 A356 材质的铝合金车轮的弯曲疲劳试验和径向疲劳试验进行仿真分析,预测疲劳裂纹位置,估算车轮疲劳寿命。其中,弯曲疲劳仿真模拟物理试验,利用加载轴进行加载;径向疲劳仿真基于 Stearns 等[3] 的研究成果,考虑充气压力和轮胎材料复杂性的影响,简化轮胎建模,进行等效加载。

1　车轮疲劳试验

1.1　弯曲疲劳试验

车轮弯曲疲劳试验将车轮的轮缘用夹具固定在试验台上,用螺栓将加载轴一端和车轮连接,对加载轴另一端施加一个大小恒定、方向沿周向变化的力,模拟车轮在承受一定载重后一直在转弯行驶。车轮在整个试验过程中承受弯曲载荷作用,直至车轮出现新可见裂纹,或者加载点的偏移量超过初始完全加载时偏移量的 20% ,则认为车轮已失效。试验原理如图 1 所示。

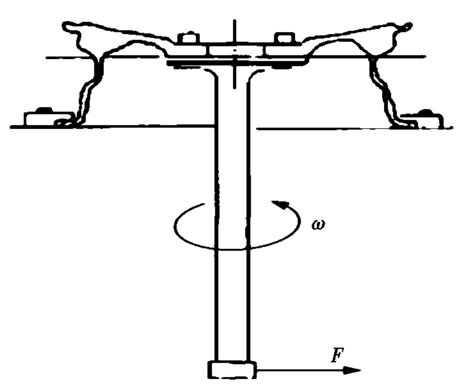

图 1　弯曲疲劳试验示意图
Fig. 1　Schematic diagram of bending fatigue test

收稿日期:2018-10-31
作者简介:孙跃(1984—),男,江苏连云港人,工程师,硕士,主要研究方向为有限元仿真分析。

1.2　径向疲劳试验

车轮径向疲劳试验是对车轮承受一定载重后在平直道路上行驶情况的模拟,试验原理如图 2 所示。试验装置包括一转鼓、车轮安装座和液压缸。转鼓表面光滑且能恒速旋转,其宽度大于试验轮胎总宽度;车轮安装座安装在直线导轨上,在液压缸作用下能够靠近或远离转鼓,其轴线与转鼓轴线平行。试验时,液压缸沿转鼓与车轮中心连线方向且垂直于转鼓表面加载,使轮胎在摩擦力作用下紧密贴合在转鼓上,并随之旋转。标准要求车轮在试验载荷下经过一定次数的疲劳循环后,不得出现可见裂纹和明显塑性变形等破坏现象,且能继续承受载荷。

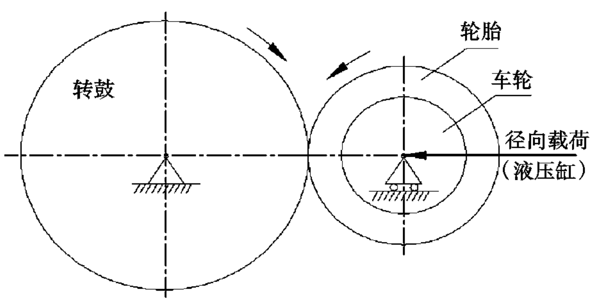

图 2　径向疲劳试验示意图

Fig. 2　Schematic diagram of radial fatigue test

2　车轮疲劳仿真

车轮弯曲/径向疲劳仿真的一般流程如图 3 所示。车轮弯曲和径向疲劳仿真,是指完成车轮结构设计后,利用 UG、Creo 等 CAD 软件建立车轮的三维模型,通过有限元分析方法进行物理试验的仿真。具体地说是在 Ansys Workbench 等有限元软件中输入材料属性、划分网格、定义载荷和加载边界条件后,输出应力、应变等结果;对应力应变等的结果进行车轮寿命、安全系数等方面的分析,判断车轮的设计是否合理;对尚需优化的设计及时提出改进建议,从而提高设计效率。疲劳试验是一个动态过程,涉及很多非线性接触,仿真分析的难点在于如何施加载荷和设定边界条件。

3　仿真分析

3.1　三维建模和材料定义

本次仿真分析以规格为 16 ×7 J、材质为 A356 的铝合金车轮为例。根据设计参数,使用 Creo 软件建立车轮的三维模型,为保证与物理试验相一致,气孔、倒角等细节与图纸相同。在 Workbench 中建立材料 A356,材料属性:屈服强度为 230 MPa、抗拉强度为 270 MPa、弹性模量为 71 GPa、泊松比为 0.33[4],利用 Workbench 自带的网格划分模块对模型进行网格划分。导入 Workbench 软件的模型如图 4 所示。

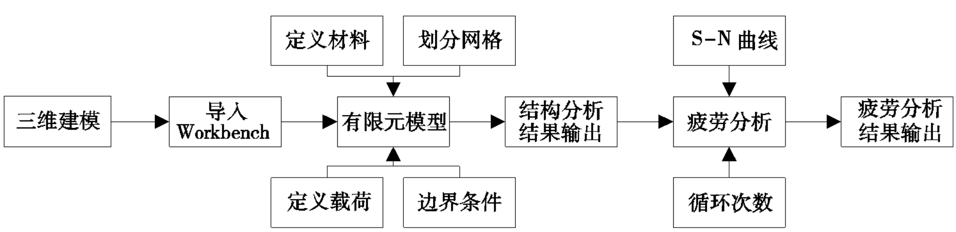

图 3　弯曲/径向疲劳试验仿真流程

Fig. 3　Simulation process of bending/radial fatigue test

3.2　疲劳试验的模拟

3.2.1　弯曲试验仿真

在车轮的物理试验中,主要承受连接加载轴和车轮的螺栓预紧力、转动产生的离心力和加载轴末端的试验弯矩。忽略车轮旋转过程中产生的离心力影响,预紧力 F_0 和弯矩 M 可分别按公式(1)、(2)确定[2,5]。

$$F_0 = T/(K \cdot D) \tag{1}$$

式中:T 为螺栓拧紧力矩,Nm;K 为拧紧力系数,取 0.28;D 为螺栓直径,m。

$$M = (\mu \cdot R + d) \cdot F_v \cdot S \tag{2}$$

式中:μ 为摩擦系数,取 0.7;R 为轮胎静负荷半径,m;d 为车轮的偏距,m;F_v 为车轮最大额定载荷,N;S 为强化试验系数,取 1.6。

图 4　车轮三维模型

Fig. 4　Three-dimensional model of wheel

在 Workbench 中,对车轮内侧轮缘处施加无摩擦约束将车轮固定,螺栓与车轮连接孔、车轮安装处与加载轴端面之间设置为接触连接,根据公式(1)求得螺栓预紧力 F_0 为 38 265 N,根据公式(2)求得弯矩 M 为 1 824 Nm,因加载轴长 L 为 0.8 m,根据 $M=FL$ 求得加载轴末端的垂直加载力 F 为 2 280 N。为了模拟车轮在转动过程中的受力情况,采取将车轮固定、弯矩绕车轮旋转的形式,在弯矩转动一周范围内,每 10°设置一个求解步,共 36 个求解步。将预紧力 F_0 和加载力 F 作为每一载荷步的载荷,分别求解弯矩和拧紧力矩的作用,并用静态分析方法来模拟车轮的动态性能,如图 5 所示。图 5 中 F 为加载力 F;E 为无摩擦约束;A、B、C、D 是 4 个螺栓的预紧力,且都等于 F_0。

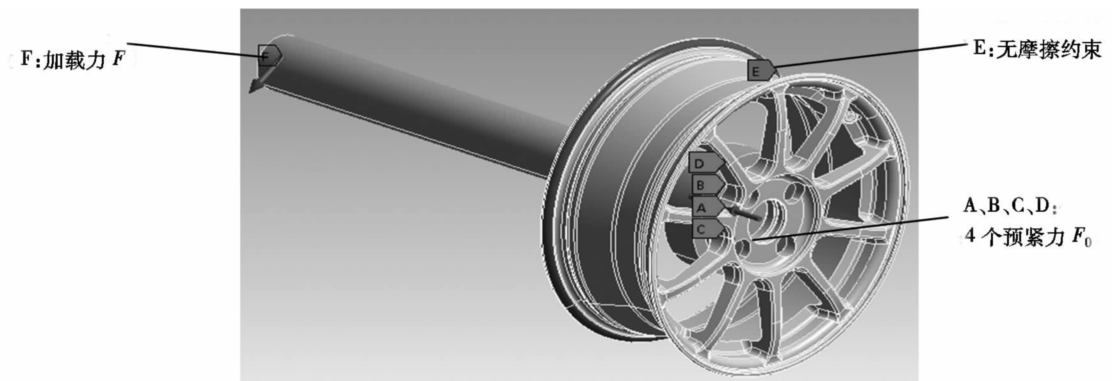

图 5　载荷和边界条件加载

Fig. 5　Load and boundary condition loading

3.2.2　径向试验仿真

物理试验中,车轮主要承受来自轮胎的作用力和充气压力,而旋转离心力的影响较小,可不予考虑[6]。由于轮胎是由橡胶层、钢丝层和帘布层等组成的,其结构较为复杂,且轮胎与车轮的胎圈座处、轮胎胎面与转鼓的接触面均为非线性接触,为简化有限元模型,这里采用 J. Stearns 等的研究成果[3]。研究表明,轮胎与车轮胎圈座处的接触应力近似服从余弦函数分布,如图 6 所示。如将接触应力等效视为在车轮 40°中心角范围内轮辋内外侧胎圈座上施加的余弦分布力,其径向分布力 W_r、最大径向分布力 W_0 分别如公式(3)、(4)所示。

$$W_r = W_0 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} \cdot \frac{\theta}{\theta_0}\right) \tag{3}$$

式中:W_0 为最大径向分布力,Pa;θ、θ_0 分别为加载的偏转角及加载的最大偏转角,(°)。

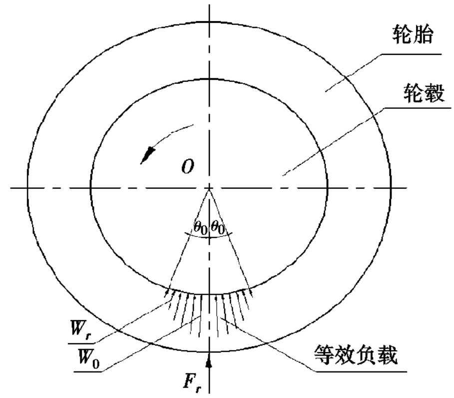

图 6　径向载荷分布

Fig. 6　Radial loading distribution

$$W_0 = \frac{F_r \cdot \pi}{8b \cdot r_b \cdot \theta_0} \tag{4}$$

式中:F_r 为径向负荷,N;b、r_b 分别为胎圈座承载处的宽度与半径,m。

根据国标 GB/T 5334—2005 中的规定,径向疲劳试验的径向负荷 F_r 的公式如下:

$$F_r = F_v \cdot K \tag{5}$$

式中:F_r 为车轮最大负载,N;K 为强化试验系数,这里取 2.25。

在 Workbench 中,对车轮的中心孔、螺栓孔和车轮安装面施加无摩擦约束。为了有效模拟动态径向试验,同样采取将车轮固定、外载荷绕车轮旋转的方式,模拟车轮在转动过程中的受力情况。在车轮转动一周内,每 10°设置一个求解步,共设置 36 个求解步,分别求解每次加载的余弦载荷,并以此来模拟车轮的转动过程,如图 7 所示。

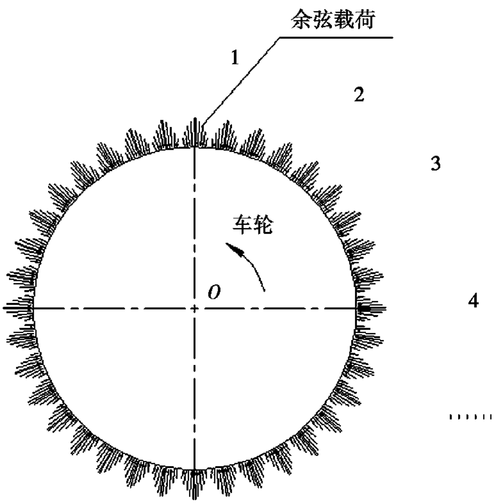

图 7　模拟加载示意图

Fig. 7　Diagram of simulated loading

为便于加载,可利用软件的印记面功能,将车轮内、外侧胎圈座的两个承载面平均分成 36 份。每一载荷步对应的分布载荷可由公式(3)求出。胎压取 0.45 MPa,加载在整个轮辋上,如图 8 所示。

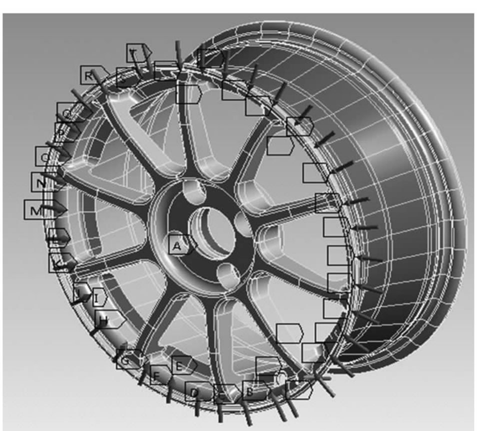

图 8　载荷和边界条件加载

Fig. 8　Load and boundary condition loading

3.3　结果分析

3.3.1　应力分析

车轮的轮辋、辐条和螺栓孔等部分在试验中处于复杂的应力状态,以 Von-Mises 应力状态作为分析求解的判断标准,最终通过分析得到的弯曲试验仿真和径向试验仿真结果分别如图 9、图 10 所示。

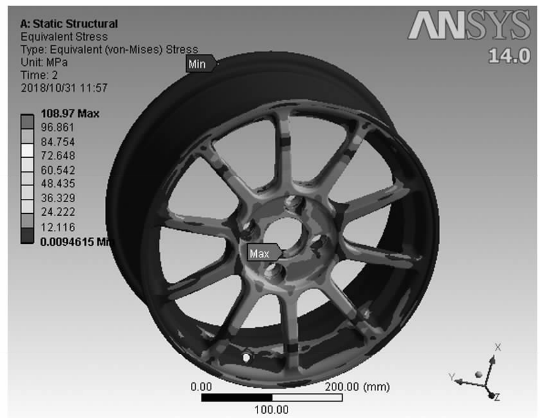

图 9　弯曲试验应力图

Fig. 9　Stress diagram of bending test

图 10　径向试验应力图

Fig. 10　Stress diagram of radial test

在弯曲试验仿真中,车轮应力集中出现在螺栓孔周围,其最大值为 108.97 MPa,发生在与气门嘴相对的螺栓孔内侧面与车轮安装面相交处。分析原因,可能是因为 PCD(车轮螺栓孔的节圆直径)尺寸较小,导致与车轮安装中心孔背面之间的壁厚较薄。在径向试验仿真中,车轮应力集中出现在辐条和轮辋处,最大值为 77.89 MPa,发生在气门嘴旁的一根辐条与在轮辋内侧面连接根部。究其原因,可能是因为辐条的根部过度圆角较小。另外,从图 10 中还可以看出,胎压对径向试验的影响还是很大的。

总体上看，车轮仿真结果与其物理疲劳试验相一致，说明此有限元仿真分析有效。

3.3.2　疲劳分析

弯曲/径向疲劳破坏许用应力是在规定的循环次数下，由材料的 S-N 曲线计算得出。本次有限元仿真中，根据 GB/T 5334—2005 的要求，弯曲疲劳试验最低循环次数为 1×105，径向疲劳试验最低循环次数为 5×10^5，材料的 S-N 曲线由车轮生产厂家提供。

车轮在弯矩作用下的安全系数与疲劳寿命分别如图 11、图 12 所示。由图 11 可知，车轮弯曲试验安全系数分布情况与应力分布情况相对应，螺栓孔附近的安全系数较低，最小值为 1.65，其余部分安全系数高。安全系数大于 1，表明该车轮结构是安全的。图 12 中的车轮疲劳寿命最低循环次数达到 5.98×10^6，高于标准 1×10^5 次的要求。

图 11　弯曲试验安全系数

Fig. 11　Bending test safety factor

图 12　弯曲试验疲劳寿命

Fig. 12　Bending test fatigue life

车轮径向载荷作用下的安全系数与疲劳寿命分别如图 13、图 14 所示。由图 13 可知，径向载荷作用下车轮安全系数最小值为 2.03，该最低值出现的位置和应力分析中最大值出现的位置相一致，都在气门嘴旁的辐条上。安全系数大于 1，表明该车轮结构是安全的。图 14 中的疲劳寿命最低循环次数达到 7.17×10^6，同样高于标准 5×10^5 次的要求。

结合应力分析和疲劳分析的结果，可以看出本次仿真中采用的车轮，无论是最大应力、安全系数还是疲劳寿命，都符合国家标准中车轮安全的要求，并且具有足够的冗余度。因此，在满足疲劳强度的要求下，对车轮结构还有进一步的优化空间，从而降低车轮的质量。

图 13　径向试验安全系数

Fig. 13　Radial test safety factor

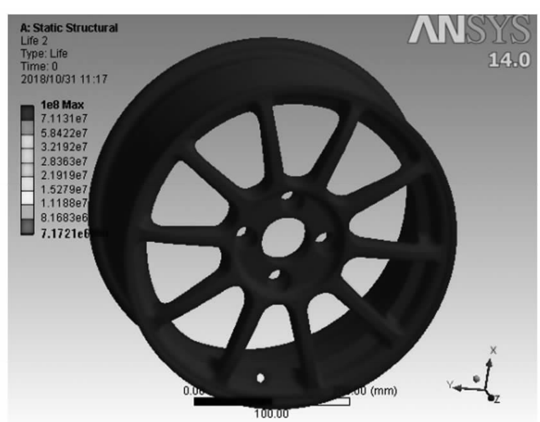

图 14　径向试验疲劳寿命

Fig. 14　Radial test fatigue life

4 结论

基于车轮的弯曲和径向疲劳试验的要求,本文使用 Creo 和 Ansys Workbench 软件对 16 ×7 J 的车轮建立三维和有限元模型并进行仿真分析,给出了仿真流程和仿真思路;采取静态分析模拟动态分析的方式,得到应力和疲劳分析的结果。两种试验仿真中最大应力出现的位置与物理试验的位置相一致,验证了有限元方法预估车轮寿命的有效性,从而可以根据分析结果对车轮进行优化设计。由于轮胎结构的复杂性,在车轮径向试验仿真中,将轮胎传递的载荷近似加载在车轮表面,与实际情况存在一定的误差,需要后续的继续研究;另外,基于 S-N 曲线的疲劳分析,需要针对不同的材料,应当详细测得交变应力与循环周次之间的对应关系,才能提高疲劳分析的精度。

参考文献:

[1] KARANDIKAR H M, FUCHS W. Fatigue life prediction for wheels by simulation of the rotating bending test[C]//SAE Technical Paper Series, International Congress & Exposition, 1990.

[2] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局,中国国家标准化管理委员会. 乘用车车轮性能要求和试验方法:GB/T 5334—2005[S]. 北京:中国标准出版社,2006.

[3] STEARNS J, SRIVATSAN T S, PRAKASH A, et al. Modeling the mechanical response of an aluminum alloy automotive rim[J]. Materials Science and Engineering:A, 2004,366(2):262-268.

[4] 许京荆. ANSYS Workbench 工程实例详解[M]. 北京:人民邮电出版社,2015:12-13.

[5] 赵宇. 基于 ANSYS Workbench 的汽车铝合金车轮强度分析[D]. 天津:河北工业大学,2011.

[6] 闫胜昝,童水光,朱训明. 轮胎充气压力对车轮应力分布影响的数值模拟[J]. 浙江大学学报(工学版),2009,43(3):565-569.

Simulation Analysis of Wheel Based on Bending and Radial Fatigue Test

SUN Yue[1], SUN Yuan[2]

(1. Donghai Machinery and Automobile Institute, Jiangsu University, Lianyungang Jiangsu 222000, China;
2. Saurer (Jiangsu) Textile Machinery Co., Ltd., Changzhou Jiangsu 213200, China)

Abstract: After the design of the wheel, physical testing of bending and radial fatigue is required to verify that the fatigue life is met. In order to solve the problem of long cycle and high cost of this development mode, based on the bending and radial fatigue physical test method, Creo and Ansys Workbench software are used to establish a three-dimensional aluminum alloy wheel model and finite element model. with material A356 and size 16 ×7 J. In this paper, the simulation process and ideas are given, and the fatigue life and safety factor of wheels are predicted by static analysis and dynamic analysis. The simulation results show that the position of the maximum stress in the two test simulations is consistent with the position of the physical test, which verifies the validity of the finite element method for estimating the wheel life, so that the wheel can be optimized according to the analysis results.

Keywords: aluminum alloy wheel; finite element; bending fatigue; radial fatigue

(责任编辑:李华云)