

doi: 10.3969/j.issn.1005-3026.2017.06.017

基于实测的车轮虚拟试验台搭建及参数修正

张志远^{1,2}, 刘玉梅¹, 姚为民³, 陈涛^{2,3}

(1. 吉林大学 交通学院, 吉林 长春 130022; 2. 一汽解放汽车有限公司, 吉林 长春 130011;

3. 吉林大学 汽车工程学院, 吉林 长春 130022)

摘要: 为了提高某 A 级车平台轮毂的性能, 车轮的设计过程中要通过台架试验来确保产品符合结构耐久性的要求. 尝试通过搭建虚拟试验台来快速预测台架上车轮应力状态, 以台架试验贴片应变仿真为研究内容, 将实际台架试验与数值实验分析相结合, 考虑多种因素对仿真结果的影响, 如螺栓紧固力大小、球面螺栓和轮辐接触面的相互作用、焊缝的模拟、轮辋和轮辐之间的装配过盈量、加载轴刚度、冲压工艺等参数, 进行不同方案的对比分析. 扫描轮辋和轮辐的三维尺寸, 测量冲压工艺使轮辐产生的厚度变化, 修正有限元模型的参数使仿真应变输出与实测应变输出更相近, 从而更准确地模拟台架试验, 初步搭建了车轮的虚拟试验台.

关键词: 台架试验; 虚拟试验台; 试验贴片; 参数修正

中图分类号: U 461.7 文献标志码: A 文章编号: 1005-3026(2017)06-0845-05

Construction and Parameters Correction of Wheel Virtual Test Bench Based on Measurement

ZHANG Zhi-yuan^{1,2}, LIU Yu-mei¹, YAO Wei-min³, CHEN Tao^{2,3}

(1. College of Transportation, Jilin University, Changchun 130022, China; 2. FAW Jiefang Automotive Co., Ltd., Changchun 130011, China; 3. College of Automotive Engineering, Jilin University, Changchun 130022, China. Corresponding author: ZHANG Zhi-yuan, E-mail: 593458481@qq.com)

Abstract: In order to improve the wheel performance of a class A car platform, the design process should be fit for the structure durable requirements through the bench tests. A virtual test bench was built to predict rapidly the wheel stress on the bench. The strain test of bench was compared with the simulation considering the effects of various influencing factors such as the bolt preload value, the interaction of contact area of spherical bolt and spoke, weld simulation, assembly surplus between the wheel rim and spokes, loading axis stiffness, stamping process, etc. Different schemes were all analyzed. The size of wheel rim and spokes was scanned. The thickness change of the stamping process to produce spokes was measured. The finite element model parameters were modified to make the simulation strain output more similar to the measured ones, and thus more accurate bench test simulation was established.

Key words: bench test; virtual test bench; strain gauge; parameter modification

车轮作为汽车承载的关键部件, 在汽车行驶过程中对车轮的可靠性有着严格要求, 车轮要拥有足够的强度来承受恶劣的工况和严酷的使用环境. 为了验证车轮使用的可靠性, 通常用三种台架试验来校核, 分别是径向疲劳试验、弯曲疲劳试验、冲击试验. 在进行产品设计的过程中可以先进行虚拟疲劳试验, 通过搭建虚拟疲劳试验台来模

拟真实的道路试验, 这样做可以缩短设计研发时间和减少试验投入的人力物力. 因此准确模拟试验台上轮辋和轮辐的应力状态对于考察车轮的结构可靠性非常关键.

李忱钊等^[1]研究了过盈配合和轮辐板厚变化对车轮疲劳寿命的影响规律, 建立考虑过盈配合和轮辐板厚变化的钢制车轮弯曲疲劳有限元模

型,经验证过盈配合及轮辐板厚变化均会对车轮应力分布有很大影响,在有限元分析中不可忽略.闫胜咎等^[2]分析得出结论,螺栓紧固力对螺栓孔周边的应力有很大的影响.杨占春等^[3]在计算分析车轮弯曲疲劳寿命时考虑了表面质量,使仿真结果更准确.国外 Kocabicak 等学者在轮胎仿真建模方面做了很多有成效的研究^[4-9].

本文首先对某 A 级车平台车轮进行静载的强度标定,验证车轮测试用应变片的完备性(是否损坏),同时验证模型简化的准确性,之后搭建虚拟试验台,考虑各种因素对仿真精度的影响,对车轮有限元模型进行参数修正.使虚拟试验台能够准确模拟台架试验的应力状态,从而能够更准确预测车轮产品的可靠性.

1 车轮的静载标定及仿真对比分析

1.1 静载标定的边界条件

由于车轮台架试验为动态过程,求解需要的时间长,且模型规模较大,为了更快捷调试轮辋和轮辐的有限元模型并验证模型的准确性,对轮辋和轮辐进行静态加载.固定轮辋与地面接触的位置,在轮辐中间施加 60 kg 重的铁块,在轮辐两个通风孔中间的位置布置应变片,如图 1 所示.

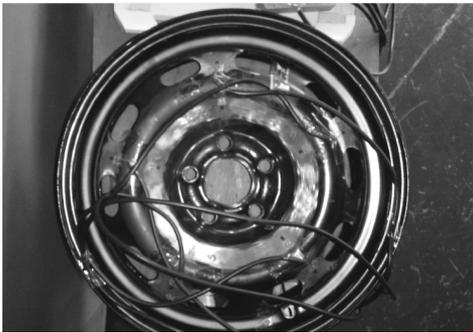


图 1 试验贴片分布
Fig. 1 Distribution of strain gauge

1.2 静载标定的仿真分析

根据厂家所提供的几何模型,以及现场考察的车轮及台架试验设备结构,建立车轮有限元模型.由于车轮为薄壁结构(厚度方向的尺寸较另外两个方向的尺寸小),初步采用壳单元模拟,并利用预载荷试验验证.同时考虑到轮辐与半轴连接位置的螺栓孔几何较复杂、接触区域较小等因素,为了提高计算精度,另一个方案的轮辐采用修正的二次四面体(C3D10M)实体单元进行模拟,适用于求解接触问题.

在有限元模型的贴片的位置建立虚拟应变片

单元,用应变单元长轴方向的应变输出模拟应变片输出,由于应变片起作用的位置为中间的金属敏感格栅,所以应变单元的尺寸与金属格栅的尺寸一致,为 3.2 mm × 1.6 mm.分析对比壳单元模型和实体单元模型模拟静载标定应变输出精确度,静载工况下壳单元模型与实体单元模型应变输出对比如表 1 所示(应变值为微应变).

表 1 壳单元与实体单元应变输出对比
Table 1 Shell element and solid element strain output comparison

测试通道	应变试验值	壳单元		实体单元	
		应变计算值	误差/%	应变计算值	误差/%
1	13.9	13.2	5.0	13.0	6.8
2	13.9	13.5	2.9	13.3	4.6
3	12.8	12.9	-0.8	12.6	1.4
4	13.5	12.5	7.4	12.9	4.3
5	13.8	12.3	10.9	12.6	9.0

通过模拟静载标定试验,可以从表 1 中看出两种模型都能够准确模拟静载的应变输出,验证了这两种模型的有效性,壳单元模型模拟的最大误差为 10.9%,实体单元模型模拟的最大误差为 9%,实体单元的稳定性比壳单元更好.

2 车轮虚拟试验台模型建立及影响因素分析

2.1 虚拟试验台模型的建立

车轮的疲劳寿命主要是通过弯曲和径向疲劳试验考察,对车轮来说弯曲试验的危险程度要大于径向试验,所以对车轮的弯曲疲劳试验进行分析.研究对象为某公司 A 级车平台通用轮毂,低配车型为钢制结构,尺寸为 175/70/R14,车轮结构曲面比较多,曲面的刚度变化产生集中应力,从而导致表面的破损,是产生裂纹的主要原因.结构的耐久性主要由最大应力点的应力幅值决定,考察方法是模拟疲劳试验台的边界条件对车轮进行建模和静力加载,迅速发现车轮构件内的大应力位置.车轮的弯曲疲劳试验台如图 2 所示.

试验夹具固定在车轮轮缘,车轮和加载臂通过螺栓连接,加载轴末端承受一个旋转弯矩,车轮在整个试验过程中承受弯曲载荷作用,因此有限元模型还需要建立螺栓和加载臂,加载臂的尺寸为 761 mm,由于加载臂的几何形状比较规整,用六面体来划分加载臂的网格,螺栓为 M14 的球面螺栓,仿真过程中各自创建了螺栓的壳单元模型

和实体单元模型。



图2 弯曲疲劳试验的装置图

Fig. 2 Device map for bending fatigue test

2.2 虚拟试验台的载荷及边界条件

铝合金车轮主要承受加载在加载臂末端的弯曲载荷. 弯曲疲劳试验弯矩作用在加载轴末端, 随时间变化的弯曲载荷在旋转平面上的相位角为 θ , 旋转平面上两个方向的力分量分别为

$$\begin{cases} F_x = f \cos \theta, \\ F_y = f \sin \theta. \end{cases}$$

其中: f 是弯曲载荷; F_x, F_y 分别是 f 在旋转平面 x, y 方向的分量. 建立的虚拟试验台有限元模型如图3所示.



图3 虚拟试验台有限元模型

Fig. 3 Finite element model of virtual test bench

加载轴末端承受一个大小恒定、方向沿周向变化的力, 车轮在整个试验过程中承受弯曲载荷的作用, 弯矩为 $2\,200\text{ N}\cdot\text{m}$, 对应的力 f 为 $2\,891\text{ N}$.

建模时轮缘被夹具固定, 将与试验夹具接触位置的单元节点的自由度全部约束.

试验台结构由轮辐、轮辋、螺栓、加载臂、夹具、铁平台组成, 将这些部件在虚拟试验台中按照正确的相对位置装配在一起. 建立了焊缝单元来模拟轮辋和轮辐之间的焊接作用, 定义轮辐与轮辋之间的接触, 另外在装配的过程中, 轮辋和轮辐之间存在着过盈配合, 将过盈量也考虑在内. 定义球面螺栓和轮辐、轮辋和轮辐、加载臂和轮辐间的相互作用关系, 通过面与面的接触来表示它们的相互作用, 定义法向刚度和切向摩擦系数来描述

接触属性.

2.3 单元选择对仿真精度的影响

轮辋和轮辐采用实体单元和壳单元两种建模方式, 对于实体单元, 模拟要兼顾效率和精度, 正确选择单元非常关键, 选择实体单元尽量使网格更平滑, 这样能够提高网格质量, 较差的网格会使计算结果失真. 在描述实体模型时优先使用六面体单元, 它生成的模型规模小, 计算精度高. 然而有的三维模型结构复杂, 不能完全用六面体单元划分, 还要使用四面体单元和楔形单元, 这两种单元的一阶仿真精度较不理想, 只能在不关心的部位使用, 且要距需要精确计算的位置有一定距离. 四面体的二阶形式即二次四面体 C3D10, 计算精度较好, 修正的二次四面体 C3D10M 善于求解大变形和接触等非线性问题, 但产生的模型规模要大于六面体单元. 考虑到要模拟轮辐上贴片的应变输出, 对模型的精确度要求较高, 而轮辐的曲面比较复杂, 不能用六面体描述, 所以轮辐的网格采用二次四面体 C3D10M 来划分.

为了对比不同形式的单元对分析结果的影响, 还建立了壳单元模型的虚拟试验台, 因为轮辐和轮辋的结构特征尺寸远大于它的厚度, 所以建立壳单元模型也是可行的. 壳单元中四边形单元的精度要好于三角形单元, 所以壳单元的虚拟试验台网格采用四边形单元来划分.

在轮辐上布置两圈应变片, 分别在外圈的通风孔中间(通道1~5)和内圈的反拉延上(通道6~9), 微应变计算对比结果见表2. 可以看出, 实体单元模型的模拟精度要好于壳单元模型, 外圈应变片输出模拟较好, 壳单元模型外圈应变输出仿真幅值最大误差14%, 实体单元应变片输出仿真幅值最大误差11%, 内圈应变幅值仿真误差较大, 仿真的幅值偏大.

表2 壳单元和实体单元模型计算精度对比
Table 2 Calculation accuracy comparison of shell element and solid element model

测试通道	应变试验幅值	壳单元		实体单元	
		应变计算幅值	误差/%	应变计算幅值	误差/%
1	1 230	1 104	-10	1 128	-8
2	1 302	1 199	-8	1 171	-10
3	1 239	1 071	-14	1 098	-11
4	1 204	1 128	-6	1 121	-7
5	1 208	1 066	-12	1 078	-11
6	1 232	1 580	28	1 427	16
7	1 236	1 774	44	1 564	27
8	1 228	1 412	15	1 364	11
9	1 095	1 727	58	1 561	43

2.4 螺栓的预紧力对模拟结果的影响

在实际车轮弯曲疲劳试验中,螺栓预紧力在车轮加载轴和轮辐起着压合连接的作用,内圈应变片又在螺栓孔附近,为考察内圈应变片应变输出幅值仿真和试验存在的差距,考察存在螺栓预紧力大与预紧力小两种情况对车轮弯曲疲劳试验应变输出的影响。按照轮辐表面质量(冲压后无表面加工)的情况,初步选择摩擦系数为 0.325,对应螺栓预紧力为 22 857 N,把摩擦系数修改为 0.15 和 0.45,相应的螺栓预紧力为 49 254 N 和 16 508 N。经分析后发现螺栓预紧力大小对车轮虚拟试验台应变输出影响不大,因此螺栓预紧力大小不是影响内圈仿真精度的主要原因。

2.5 结构动刚度对模拟的影响

为了估计动态加载对于结果精度的影响,计算车轮的前六阶约束模态,弯矩 $2\ 200\ \text{N}\cdot\text{m}$,加载频率为 1 168.6 r/min,也就是 19.48 Hz。从约束模态的分析结果可以看出,对轮辐有显著影响的模态是加载轴绕 X 轴二阶弯曲模态(360.4 Hz),如图 4 所示。比加载频率高一个量级(10 倍),动态加载不会引起结构共振,因此结构共振也不是仿真与试验应变输出幅值存在偏差的原因。

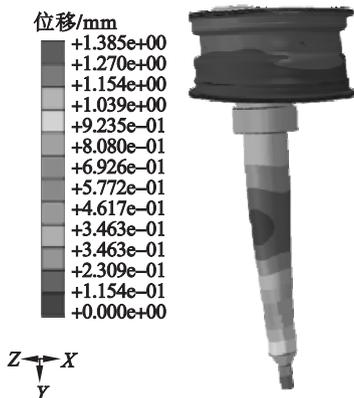


图 4 加载轴绕 X 轴二阶弯曲模态位移(360.4 Hz)

Fig. 4 Two order bending mode displacement of the loading axis around X axis (360.4 Hz)

上述因素都不是影响仿真与实测值偏差的原因,因此建模时没有模拟出工艺因素影响仿真结果。

3 轮辐模型的测量及工艺修正

应变片布置在轮辐的风孔和反拉延的位置,轮辐在冲压成型的过程中产生了残余应力和厚度的变化,轮辐在冲压成型之后才进行贴片,且在测试之前要对初始应变进行清零,所以残余应变在实测结果中不体现,故零件冲压产生的壁厚改变

是工艺对应变输出幅值影响的主要因素。

用三坐标扫描仪扫描实际的车轮构件,通过逆向工程建立基于实测的车轮三维尺寸模型如图 5 所示。

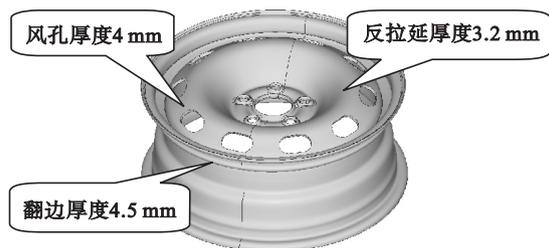


图 5 三维扫描的车轮模型

Fig. 5 3D scanning of the wheel model

从三维扫描模型中可以看出,分析用的原始三维数据中轮辐厚度是均匀的,为 4 mm,而实际测量的三维扫描数据的轮辐厚度是不均匀的,内圈贴片的反拉延厚度为 3.2 mm,风孔贴片厚度没有变化,为 4 mm,翻边厚度为 4.5 mm。从三维扫描模型中可以看出冲压工艺对轮辐成型后厚度变化的影响,经过有限元计算后发现贴片应变输出的幅值对厚度的变化比较敏感,所以根据实测结果对轮辐壁厚参数进行修正,计算得到仿真与实测微应变幅值对比见表 3。

表 3 轮辐厚度参数修正的应变输出仿真与实测对比
Table 3 Spoke thickness parameter modification of the strain output simulation and experiment comparison

测试通道	应变试验幅值	修正厚度模型应变计算幅值	误差/%
1	1 230	1 105	-10
2	1 302	1 243	-5
3	1 239	1 124	-9
4	1 204	1 151	-4
5	1 208	1 135	-6
6	1 232	1 278	4
7	1 236	1 305	6
8	1 228	1 286	5
9	1 095	1 201	10

从计算结果中可以看出,轮辐厚度修正后仿真的应变输出幅值与试验幅值偏差小了很多,在 10% 以内,证明经过参数修正后仿真结果能够满足精度的要求。

4 结 语

本文在虚拟试验台搭建的过程中采用了一种
(下转第 897 页)