

爆胎应急安全装置产品开发及寿命分析

郭昶生¹ 冯棋² 程凯³ 解凡凡⁴ 党龙⁵ 乔阳⁶
陕西万方汽车零部件有限公司 陕西 西安 710200

摘要: 本文通过分析目前市场上常见的爆胎应急安全装置产品特点, 针对行业内存在的部分问题设计开发了一款新的爆胎应急安全装置。针对不同车速下产品的应力分析, 结合材料的疲劳应力曲线对产品寿命进行预测, 验证在常规形势下产品是否可以满足寿命质量要求。

关键词: 爆胎、轮胎、疲劳应力

1 引言

作为车辆同地面唯一的接触手段, 轮胎对于车辆安全至关重要。根据相关部门数据统计, 全世界交通事故当中由爆胎引起的致死事故占整个交通致死事故的70%, 中国交通事故致死率为27.8%, 而日本与美国交通事故致死率分别为0.9%和1.3%。这同日美两国采用了大量的主被动安全防护手段有很大关系^[1]。

2 产品结构设计

目前市场上常见的爆胎应急安全装置产品作用原理类似, 结构上略有差异。本文中采用了两段式结构及垫块压装工艺的设计方案。

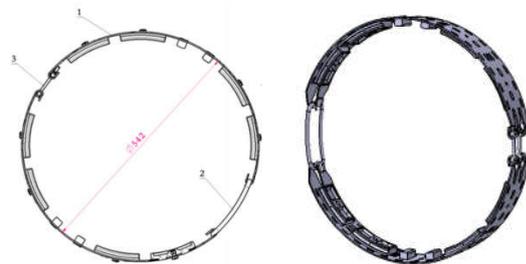


图1 垫块结构图及数模

如图1所示, 主体结构上采用二段式结构, 通过减少紧固单元数量减少产品失效点。两条紧固单元总成由零件2挂钩和零件3紧固螺栓连接。

本文设计产品应用于9.00×22.5寸铝制轮辋, 轮辋凹槽直径450mm。垫块同轮辋凹槽采用间隙配合, 保证产品便于安装。紧固单元采用3mm合金钢板冲压成型, 通过调整垫块厚度保证使紧固单元外径同轮辋凹槽顶部齐平, 并根据凹槽顶部直径设计紧固单元外径尺寸。

产品关键尺寸主要包括产品外径、产品内径及产品宽度。在实际生产应用过程中, 产线上使用的同一型号轮辋来自不同的供应商, 在细节尺寸上略有差异。为了提高产品适配性, 需要满足最小凹槽尺寸不发生干涉的情况下尽量贴合所需匹配轮辋^[2]。结合某主机厂轮辋尺

寸数据, 所需匹配9.00×22.5铝制轮辋凹槽深度相同, 凹槽顶部宽度略有差异。经过大量的数模装配及实际操作验证, 本文产品宽度尺寸应在80mm~85mm之间, 为了方便产品安装, 紧固带宽度取80mm。轮辋凹槽底部直径 $\phi_b = 497$, 轮辋凹槽顶部直径 $\phi_t = 542$ 。根据产品结构关系, 垫块内径 $\phi_{in} = \phi_b$, 为了保证有效装配, 以垫块内径为基准尺寸, 紧固带钢板厚度为3mm, 垫块厚度 $t_h = (\phi_t - \phi_b) / 2 - 3$, 经过验证, 垫块宽度应不小于紧固单元宽度的2/3, 可对紧固单元进行有效支撑, 确认产品尺寸如表1所示:

表1 产品尺寸参数

紧固单元外径(半径)	紧固单元宽度	垫块宽度	垫块内径(半径)	垫块厚度
271mm	80mm	50mm	248.5_0^{+1} mm	19.5mm

3 疲劳寿命分析

根据材质参数绘制SN曲线, 再对产品进行CAE分析得到不同车速下产品的应力状况, 对比SN曲线预测不同车速下的产品寿命。

产品采用的材料参数如表2所示:

表2 产品材料参数

检测项目	抗拉强度(MPa)	屈服强度(MPa)	杨氏模量	泊松比
监测结果	526	441	210000	0.3

本文通过分析产品在不同车速下的应力状况, 结合寿命曲线分析产品强度是否满足寿命需求。建立产品模型, 通过改变模型角速度模拟不同车速的应力情况, 采用RBE2单元抓取轮毂螺栓安装孔, 约束主点全自由度, 加载0.93MPa压力模拟轮胎内压, 同时根据不同转速添加离心力, 模型整体加载4G重力场^[3]。产品的疲劳寿命以商用车典型保修期30万公里为基准, 建立如下数学模型:

(1) 设卡车行驶速度为 V (km/h), 每秒行进距离 $V_s = V / 3600$ (m)。

(2) 轮胎直径为 d , 轮胎周长 $l = \pi d$ 。

(3) 假设轮胎同地面之间为纯滚动摩擦, 则轮胎周长等于轮胎每转一次车辆行驶距离, 可得到轮胎转数 $n = V / 3600\pi d$ (s)。

本文采用的轮辋模型直径为1.1m, 车速对应的角速度如表3所示:

表3 不同车速对应的角速度

时速 (Km/h)	角速度(rad/s)	角速度平方(rad ² /s ²)
80	40.40	1632.49
100	50.51	2550.76
120	60.61	3673.09
140	70.71	4999.49

针对常用轮辋的尺寸及外观, 在有限元分析软件中使用壳单元建立轮辋模型, 根据分析结果, 车速在80km/h至140km/h状况下应力分布情况如图2所示:

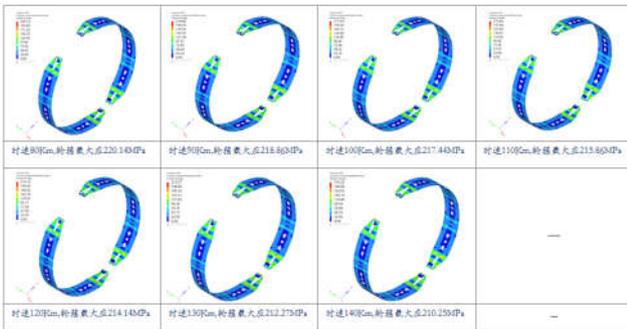


图2 不同车速下的应力分布情况

轮辋最大应力均小于材料屈服, 随着车速增加应力值反而减少, 这是由于随着车速增加, 轮辋承受离心力增加, 因离心力与轮胎压力方向相反, 所以轮辋应力反而小幅度减小^[4]。疲劳以80Km/h对应工况计算, 考察应力增加到220.14MPa (包含胎压、径向力、4G颠簸的综合应力状态), 能够循环的总次数。经计算, 车速80Km/h时, 最小寿命 4.423×10^7 循环, 按照 10^6 循环对应 3×10^6 公里折算等效里程数为 1.33×10^7 公里, 满足产品质保30万公里要求。

4 试验验证

为了验证CAE分析结果, 对产品进行了可靠性试验及机械震动试验, 对产品疲劳寿命进行检验。可靠性试验通过径向疲劳试验机对产品进行径向疲劳试验, 施加一定载荷, 模拟车辆行驶过程中车轮及产品的转动情况, 验证一定行驶里程内产品的可靠性能。机械震动试

验通过综合环境试验振动台, 在X、Y、Z轴三个方向对产品进行机械震动试验, 模拟车辆运行过程中产品的震动情况, 检验产品在使用过程中是否会发生开裂及滑动等情况。其中耐久性试验详情如下:

执行标准: GB/T5909-2009;

试验设备: RFT-05 径向疲劳试验机;

试验条件: 载荷8500KG/f, 转动100万转, 轮胎12 R22.5, 充气气压1050KPa爆胎应急安全装置初始锁紧力矩11N·M;

试验结果: 完成100万转无可见裂痕, 爆胎应急安全装置进行耐久试验后无松动、窜动、开裂及断裂现象。

机械震动试验详情如下:

执行标准: GB/T 28046.3-2011中4.1.2.9商用车非弹性体的振动要求;

试验设备: 综合环境试验振动台;

试验条件: X向及Y向实验: 振动频率10Hz、最大加速度 100m/s^2 , 循环次数21000次; Z向实验, 振动频率32Hz, 最大加速度 200m/s^2 , 循环次数21000。爆胎应急安全装置初始锁紧力矩11N·M;

试验结果: 未见松动、窜动及开裂等现象。

根据试验结果, 产品满足 10^6 循环下的工作强度, 证实了CAE分析结果, 可满足30万公里行驶里程需求。

5 结束语

本文根据主机厂需求, 设计了一款爆胎应急安全装置。对新产品进行CAE分析, 结合疲劳应力曲线预测产品寿命。最后对产品进行机械振动及耐久性试验, 用台架试验验证CAE分析结果。根据本文结论, 新产品可满足30万公里行驶里程的产品质保要求。

参考文献

- [1]张耀丹.浅析国内汽车防爆胎技术[J].工业技术, 2014.2: 21
- [2]汪祖国等.汽车爆胎应急安全装置标准及试验方法研究[J].汽车科技, 2020.4: 45-46
- [3]石振东等.商用车爆胎应急安全装置的开发[J].湖北汽车工业学会学报, 2019.5: 32-33
- [4]殷之平等 SN—Paris全寿命综合模型[J].西北工业大学学报, 2007.7: 7-8