

■ 万向集团/曹卫新 胡德祥 张 平 张永祥

■ 一汽海马汽车有限公司/童 杰 刘 荣

前转向节总成结构 优化设计与分析

随着汽车产业的迅猛发展和国民生活水平的日益提高,人们在购买汽车时,不再仅仅局限于低价格,而渐渐地倾向于整车的质量。这就要求汽车制造企业必须不断推陈出新,并逐步升级整车设计档次,以满足消费者的需求。

某款轿车上市之后,以其超高的“性价比”获得众多消费者的青睐,上市初期曾出现一车难求的火爆场面。但随着市场保有量的提高,一些内行的消费者对该车型的配置提出了更高的要求。消费者认为,对该中档车来讲,现用前转向节总成采用一代轮毂单元结构略显低档,且整体性能不能满足市场需求,希望汽车厂对该产品进行优化改进。

我们在接到汽车厂委托设计要求后,立项利用CAD/CAE技术对前转向节总成进行优化设计改进及分析,旨在提高前转向节总成性能、提升产品档次,极大地满足整车及用户需求。

改进方案的确定

需要说明的是,前转向节总成由前转向节、前轮毂单元等零部件装配组成。考虑到在本文所述转向节总成结构优化案例中,前转向节是由于前轮毂单元升级改进而进行的被动更改,且转向节更改对其性能影响不大。故本文着重论述前轮毂单元的结构优化设计与分析,而对转向节改进不再赘述。另外,在CAE技术运用过程中,为了便于进行有限元分析时网格的划分,在三维实体建模过程,可忽略一些细微结构对整体分析的影响。

1. 现用前轮毂单元结构分析

现用前转向节总成结构中的前轮毂单元,如图1所示。

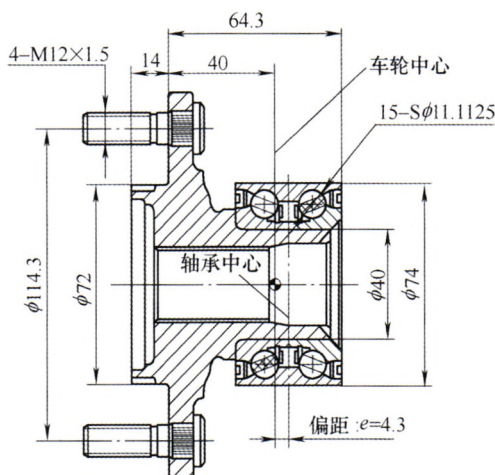


图1 现用前轮毂单元结构

从图1中可以看出,现用轮毂单元结构有以下特点:

1) 轴承的使用寿命,不仅与轴承本身的质量有关,而且与前转向节及法兰盘的配合息息相关。在前转向节总成装配过程中,任何一个装配疏忽都有可能导致轴承失效。

2) 现用结构中,轴承因受各配合零件的公差影响,压装后的游隙范围较大,会造成轴承性能的一致性差。

3) 现用结构轴承偏距 e (以无限接近于0为最佳)较大,影响轴承的使用寿命。

2. 改进方案

鉴于现有结构存在的诸多缺点，确定了优化的原则及目标：在保证装配尺寸尽可能不变的前提下，调整轮毂单元内部结构，以提高轴承额定动载荷及轴承寿命。

根据轮毂单元总成在前转向节总成中的使用情况及产品相关技术要求，并根据以往经验及类似产品结构，前轮毂单元的优化方案如图2所示。

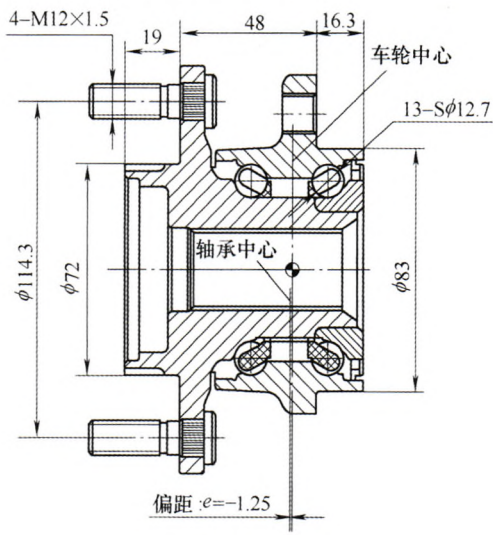


图2 结构优化后的前轮毂单元

从改进方案来看，优化的前轮毂单元在结构方面有如下特点：

1) 轮胎螺栓规格与改进前相同，螺栓所在圆直径相同，且法兰盘引导端结构及尺寸与改进前相同，确保了轮毂单元与前制动盘及轮胎螺母的可装配性。

2) 内圈端面到法兰盘法兰端面的距离64.3mm（优化方案中为48+16.3mm）保持不变，确保了与驱动轴的可装配性。

3) 将法兰盘与轴承内圈集成，在轮毂单元使用过程中，内圈无需再进行压装，可保证轴承出厂时的游隙。

4) 轴承偏距 e 优化为-1.25mm，更接近于合理的偏距值。

5) 钢球直径增大，提高承载能力。

6) 轮毂单元的装配高调整为48mm，且轮毂单元与转向节需通过螺栓连接，所以前转向节需随轮毂单元的优化作相应变更。

结构优化最大的特点在于：轮毂单元结构由原来的一代轴承加法兰盘融合为一个整体式的轮毂单元（三代结构）。众所周知，三代轮毂单元在装配简

易性、可靠性和动载荷性能上均优于现用的轮毂单元（一代结构）。

3. 改进前后尺寸对比

根据上述结构分析，对改进前、后两种结构的尺寸进行对比，见表1。

表1 改进前后尺寸对比

项目	改进前	改进后
轴承外径/mm	74	83
制动盘配合外径/mm	72	72
内圈端面到法兰盘端面的距离/mm	64.3	64.3
外圈螺纹孔/mm	无	M12×1.5
外圈螺纹孔中心径/mm	无	107
装配高/mm	无	48
偏距/mm	4.3	-1.25
钢球直径/mm	11.1125	12.7
钢球数量(单列)	15	13
额定动载荷/kN	50.6	59

4. 改进前后性能对比

根据汽车厂提供整车参数，对理论计算所需参数进行筛选，见表2。

表2 整车参数

项目	整车相关参数
满载载荷/kg	845
前轮距/mm	1472
满载重心高度/mm	573
轮胎动载荷半径/mm	308

该产品经过优化设计改进后，产品结构由原来的一代单元结构，改进为结构更为合理、装配可靠性更高的三代单元结构，理论寿命也从原来的32.3万km提高到56.9万km。

几何模型的建立

利用CAD三维软件建立改进前、改进后的轮毂单元模型，分别如图3和图4所示。

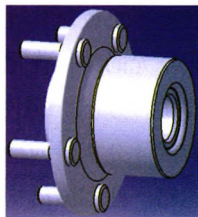
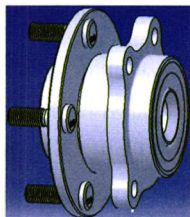


图3 前轮毂单元模型(改进前) 图4 前轮毂单元模型(改进后)

有限元对比分析

1.边界条件分析

(1) 轮胎受力分析 轮胎受力主要是分析汽车在直线行驶、转弯行驶下的前、后车轮的受力情况。轮胎所受的垂向力、侧向力是由车辆行驶工况、车辆自身特性来决定的。根据以往开发及有限元分析经验，转弯工况为最恶劣，所以在有限元分析时选用转弯工况作为分析边界条件。

(2) 轮毂单元模型及载荷施加 轮毂单元为中心对称零件，故建立一半模型进行计算，同时建立轮胎模型。径向力加载在轮胎中心，轴向力方向沿轮胎切线方向。轴重845kg，按照转弯0.8g加速度进行加载。计算得出，0.8g加速度时，在轮毂单元上施加径向载荷为6719.3N，轴向载荷为5375.4N。

采用子模型分析技术，在全局模型分析结果的基础上，使用细化网格对最大接触应力部位进一步分析，从而得到更精确的结果。改进前轮毂单元与改进后轮毂单元整体模型如图5所示。

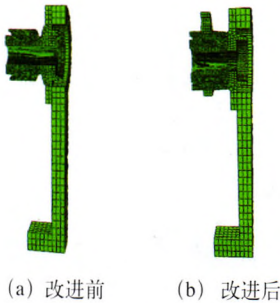


图5 轮毂单元有限元分析模型

2.计算结果及分析

分析计算可获得0.8g加速度时改进前后的轮毂单元外圈、内圈、钢球的S及Mises应力分布。在此仅列示改进前后轮毂单元整体的S及Mises应力分布，分别如图6和图7所示。

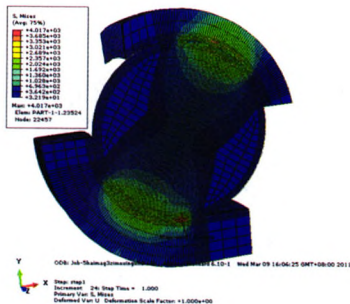


图6 改进前轮毂单元整体S和Mises应力分布

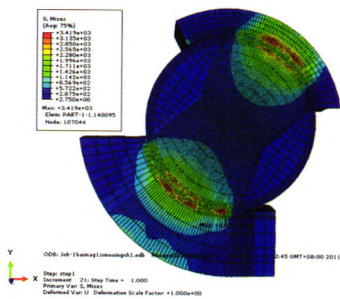


图7 改进后轮毂单元整体S和Mises应力分布

加速度为0.8g时，改进前后，内圈、外圈及钢球所受应力值见表3。

表3 改进前后的应力值 (单位: MPa)

	外圈	内圈	钢球
改进前	3181	4017	3594
改进后	3220	3419	3094

从上表可以看出：

- 1) 0.8g加速度时，改进前轮毂单元外圈、内圈及钢球上S及Mises应力最大为4017MPa，接近ISO规定的小于4200MPa的要求。
- 2) 0.8g加速度时，改进后轮毂单元外圈、内圈及钢球上S及Mises应力最大为3419MPa，远小于ISO规定的4200MPa的要求。
- 3) 改进后轮毂单元的最大应力小于改进前轮毂单元的最大应力，可靠性更高。

通过分析对比，在理论寿命计算可行的基础上，进一步证明了优化设计方案的合理性及可行性。改进后的轮毂单元结构，不但设计寿命上升了76%，而且所承受的最大应力也明显降低。

结语

本文利用CAD/CAE技术对某型轿车前转向节总成进行了结构优化设计及分析，改进结构理论计算可行，有限元分析可行。灵活运用CAD/CAE技术，可快速实现产品三维模型的建立及复杂结构的力学性能分析，并可将分析结果直接反馈于对模型的调整及优化设计中，从而形成一条“设计—建模—分析—优化设计”的设计路线，大大提高了设计准确性、结构可靠性，并节省开发周期。

关键词：

转向节总成 优化设计 有限元分析 应力

(收稿日期20121122)