

重型货车驱动桥壳的优化设计

□ 山东蓬翔汽车有限公司 / 王海龙 张艳娥 林海
□ 济南大学泉城学院 / 刘艳萍

重型货车驱动桥的桥壳是车桥总成的承载部件，同时保护内部零件不受损坏。由于汽车行驶时的路况极为复杂，且载重情况千差万别，桥壳疲劳性能直接影响整个桥的使用性能，一旦桥壳出现损坏，整个桥基本就报废。如何设计出合格的桥壳，是每个车桥厂家的研究重点。本文通过某型号桥壳减重后的理论校核及试验验证，阐述了桥壳设计的一个方法。

目前驱动桥的开发，在投放市场前都要进行台架试验，试验按QC/T533-1999和QC/T534-1999执行。经过多年实践证明，通过该国标试验的驱动桥基本都能满足市场考验，故障率保持在一个很低的水平，这两个国家标准为驱动桥设计及试验验证提供了一个指导。从驱动桥壳设计来说，一般是先布置结构，满足空间要求，然后进行强度刚度和疲劳的有限元分析，通过不同结构的对比分析，找出最佳结构。确定好结构后，制作样件，进行台架试验，针对试验出现的问题，进行整改，直到通过试验要求。

驱动桥壳设计

此驱动桥壳简图如图1所示，

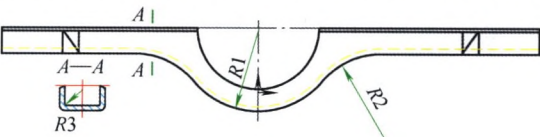


图 1

表1 驱动桥壳不同尺寸方案 (单位: mm)

方案	R_1	R_2	R_3	板厚
1	250	230	2	12
2	250	250	2	12
3	250	230	5	12
4	250	250	5	12
5	250	230	2	14

不同尺寸方案见表1。

桥壳厚度采用12mm和14mm两种方案，14mm板厚为现用结构，12mm板厚按表1的1-4共4种尺寸方案进行建模和有限元分析，并与现用结构对比。

整体结构

建立桥整体模型，包括桥壳、后盖、轴头、加强圈、加载座、支撑座、法兰盘、减壳及减壳螺栓，后盖与桥壳、加强圈与桥壳之间的

焊缝建立实体角焊缝，其中两端支撑座是实验室的试验设备，模拟桥壳的。

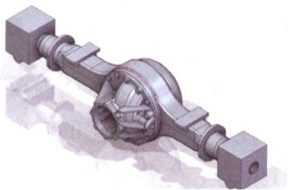


图2 驱动桥模型

加载座模拟板簧座，板簧距为960mm。支撑座间距等于轮距，为1 860mm。

有限元分析及结果

模型涉及的材料属性见表2。其中桥壳采用Q460C，屈服强度460MPa，抗拉强度555MPa。

表2 驱动桥壳模型涉及的材料属性

材料	弹性模量/MPa	泊松比
Q460C	206 000	0.28
40Cr	211 000	0.277
QT450-10	169 000	0.257
Q345	207 000	0.28

软件采用ABAQUS，分析共建立两个分析步，第一步加载螺栓预紧力，螺栓为12.9级的M14螺栓，拧紧力矩 $M=210\text{N}\cdot\text{m}$ ，则轴向预紧力为 $F=M/0.2d$ ， d 为螺栓直径，计算得 $F=75\ 000\text{N}$ 。第二步施加桥壳载荷，按满载的2.5倍加载，为 $11\times2.5=27.5t$ 。

ABAQUS模型如图3所示。



图 3

12mm半壳方案4应力结果见图4，位移结果见图5，对半壳应力集中部位切割出子模型分析结果见图6。

整体模型半壳最大应力出现在中间大圆与两端的过渡圆弧处，最大应力358.5MPa。

最大竖向位移为5.77mm，轮距1.83m，载荷为满载2.5倍，所以满载每米的竖向位移为 $5.77/1.86/2.5=1.24\text{mm}$ ，小于国标规

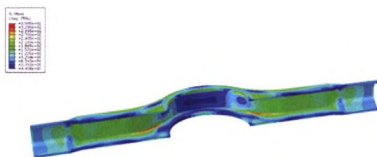


图 4



图 5

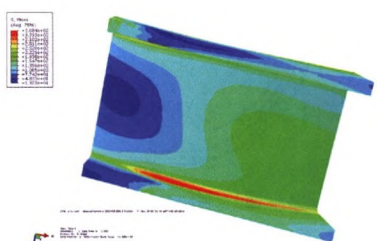


图 6

定的1.5mm/m，刚度合格。
子模型分析最大应力为368.4MPa，比整体模型稍大，因为网格加密的原因。
对子模型用fe-safe进行疲劳分析，结果见图7。



图 7

内圆角部位最小值为6.21649，整个子模型最小值为5.848，发生在切割边界处，是由于边界条件导致的，可以忽略，所以桥壳应力集中部位内圆角的疲劳次数为 $106.216\ 49=1\ 646\ 228$ 次。这个分析结果只用作对比用，因为实际疲劳次数有很多影响因素，很多是软件没法考虑的。

表 3

方案	最大应力/ MPa	最大位移 (mm/m)	疲劳次数
1	521.3	1.26	21 067
2	509	1.25	46 540
3	401.5	1.25	964 455
4	368.4	1.24	1 646 228
5	356.8	1.19	1 798 662

5个方案桥壳结果汇总见表3。
从分析结果看，方案4可以进行实物试验。

试验验证

经过模具修改，共制作5根桥壳，装配进行疲劳试验，第一轮试验发现，未到国标规定的80万次的时候，前三根桥都在轴头与桥壳焊缝处断裂，如图8所示。
经与工艺人员分析，原因为环缝焊接强度不够，因此调整工艺手



图 8

段，将轴头与桥壳改为摩擦焊，重新制作5支桥壳进行疲劳试验，试验结果见表4。

表 4

试样编号	1	2	3	4	5
疲劳次数（万）	92.3	110.6	125.4	90.7	86.6
最大位移/ mm（2.5倍载荷）	5.66	5.78	5.69	5.59	5.8

疲劳断裂位置与理论分析位置基本一致，如图9所示。五支试样全部通过疲劳试验，证明该方案是可行的，可以先小批量投放市场验证。



图 9

结语

通过理论分析首先验证设计结构的合理性，然后进行样件试验，可以大大减少产品设计周期，提高生产效率，是当前及未来企业的一个研发趋势。通过本文阐述的案例，对相关设计人员是一个值得借鉴的经验。

AUTO1950