

基于ANSYS的差速器壳体有限元分析

吴磊

上海理工大学机械工程学院, 上海

收稿日期: 2024年1月21日; 录用日期: 2024年3月21日; 发布日期: 2024年3月28日

摘要

差速器壳体不仅是差速器中其他零件的安装基础, 也是主减速器从动件的一部分, 它的质量和结构会直接影响到整个差速器和整车的工作性能, 但因为其结构比较复杂, 受力情况也比较复杂, 运用传统的理论计算公式难以计算其强度和刚度是否满足设计要求。因此, 本文运用ANSYS软件对差速器壳体进行有限元分析, 首先校核其强度和刚度在不同工况下是否满足要求, 再运用ANSYS的形状优化模块, 在壳体强度和刚度满足要求的情况下, 对差速器壳体进行质量优化处理, 最后通过有限元分析方法验证了壳体的优化效果, 且经检验, 优化结果合理。

关键词

差速器壳体, ANSYS, 有限元分析, 形状优化

Finite Element Analysis of Differential Housing Based on ANSYS

Lei Wu

School of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai

Received: Jan. 21st, 2024; accepted: Mar. 21st, 2024; published: Mar. 28th, 2024

Abstract

The installation of other parts in differential shell is not only a differential basis, is also part of the main reducer follower, it will directly affect the quality and structure of the whole differential and the vehicle performance, but because of its complex structure, stress distribution is more complex, using the theory of the traditional calculation formula is hard to calculate whether the strength and stiffness meet the design requirements. Therefore, this paper utilizes ANSYS software to conduct finite element analysis on the differential shell. Firstly, it verifies whether the strength and stiffness of the shell meet the requirements under different operating conditions. Then, the shape

optimization module of ANSYS is employed to optimize the mass of the differential shell while ensuring that the strength and stiffness requirements are met. Finally, the optimization effect of the casing was verified through finite element analysis, and it has been confirmed that the optimization results are reasonable after inspection.

Keywords

Differential Shell, ANSYS, Finite Element Analysis, Shape Optimization

Copyright © 2024 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

差速器是汽车上必不可少的一个重要构件，它在整车上的作用主要是使左右两侧车轮实现不同转速的转动，从而让汽车能够实现转弯。其主要由差速器壳体、行星齿轮、半轴齿轮、一字轴构成。其中差速器壳体不仅是差速器中其他零件的安装基础，也是主减速器从动件的一部分，但因其结构比较复杂，受力情况也比较复杂，运用传统的理论计算公式难以准确得出其受力情况，也难以对其进行强度校核。所以需要运用有限元软件对差速器壳体强度进行有限元分析，并判断其强度能否满足要求[1]。本文选用应用较为广泛的 ANSYS Workbench 软件来进行有限元分析。

差速器壳体的质量大小和结构形式直接影响了整个差速器和整车的工作性能，所以还需要运用 ANSYS 软件的形状优化模块(或拓扑优化模块)对差速器壳体质量进行优化，在壳体强度仍然满足要求的基础上，尽量的减少壳体的质量，从而不仅可以减轻汽车的总体质量，而且可以提高汽车的燃油经济性和动力性，所以对差速器壳体进行有限元分析具有重要意义。

2. 差速器及其壳体的结构和尺寸

2.1. 差速器及其壳体的基本结构

现代汽车厂商由于考虑到汽车的轻量化设计，大多将汽车的主减速器和差速器做成一体式，并用螺栓进行连接，结构如图 1 所示。本文研究的对象正是这种主减速器和差速器一体式的差速器，这种差速器的结构形状比较复杂，主要由差速器壳体、行星齿轮、半轴齿轮、一字轴和垫片组成。壳体大端的螺栓孔用于连接主减速器，壳体中间的圆孔用于安装行星齿轮，实现动力由壳体到行星齿轮的传递，壳体上的大窗口，为了便于润滑油的进出，保证行星齿轮和一字轴齿轮间能很好的润滑[2]。

它的动力传递路线为：主减速器从动齿轮→差速器的壳体→一字轴→行星齿轮→半轴齿轮→车轮[3]。由此可以看出差速器壳体在汽车动力传递中的作用至关重要，如果它的强度没有达到要求而被破坏，将导致汽车动力传递中断，汽车无法正常行驶。

2.2. 差速器壳体的几何尺寸

本文所选车型的主要参数如表 1 所示。

由以上汽车的基本参数，可设计出差速器的行星齿轮和半轴齿轮，因为行星齿轮和半轴齿轮的设计过程非本文重点，故直接给出行星齿轮和半轴齿轮的一些几何参数，如表 2 所示。

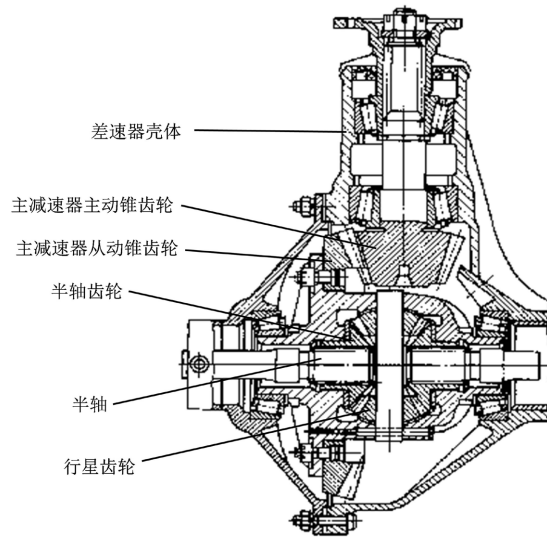


Figure 1. Schematic diagram of main reducer and differential structure

图 1. 主减速器、差速器结构示意图

Table 1. Main parameters of selected vehicle

表 1. 所选车型主要参数

主要参数	数值
总质量	1980
最高车速(km/h)	220
最大功率(kw/rpm)	118/6000
最大扭矩(N·m/rpm)	250/4000
前轴轴荷(满载/空载)	1000/930
后轴轴荷(满载/空载)	980/620
变速器一档传动比	3.46
变速器二档传动比	1.94
变速器三档传动比	1.29
变速器四档传动比	0.99
变速器五档传动比	0.80
最小离地间隙(mm)	115
车轮半径(mm)	327

Table 2. Parameters of planetary and differential gears

表 2. 行星齿轮和差速器齿轮的参数

序号	计算公式	数值	注释
1	Z_1	11	行星齿轮齿数
2	Z_2	20	半轴齿轮齿数
3	m	4 mm	模数

续表

4	$b_2 = (0.25 \sim 0.30)A_0$, $b_2 \leq 10m$	14 mm	齿面宽
6	α	16°	压力角
7	$h = 1.788m + 0.051$	7.20 mm	齿全高
9	Σ	90°	轴交角 ϕ
10	$d_1 = (z_1 + 2h_a^*)m$	46 mm	行星齿轮齿顶圆直径
11	$d_2 = (z_2 + 2h_a^*)m$	82 mm	半轴齿轮分度圆直径

由差速器行星齿轮和半轴齿轮的尺寸大小，可大致绘制出差速器壳体的三维模型，壳体尺寸如表 3 所示。

Table 3. Basic dimensions of differential housing

表 3. 差速器壳体基本尺寸

圆孔直径	窗口高度	壳体内部直径	壳体外部直径	半轴孔直径
24 mm	80 mm	102 mm	130 mm	33 mm

3. 差速器壳体受力情况

对于差速器壳体而言，所受载荷主要有以下几种：

1) 壳体大端圆盘受到主减速器所传递的力矩 T ，因为主减速器从动锥齿轮与差速器壳体是用螺栓刚性连接，所以可以用主减速器从动锥齿轮的计算转矩 T_c ，来近似代替主减速器传递给差速器壳体的转矩 T ，差速器的计算转矩主要分为三种不同工况[4]：

① 按驱动轮打滑时计算的转矩确定为从动锥齿轮的转矩 T_{cs} ：

$$T_{cs} = \frac{G_2 m_2 \phi r_r}{i_m \eta_m} \tag{2-1}$$

式中： G_2 —汽车在满载状态下驱动桥上的静载荷，本文中前桥为驱动桥， $G_2 = 9800 \text{ N}$

m_2 —汽车达到最大加速度时后轴负荷转移系数，取 1.2

ϕ —轮胎与路面的附着系数，取 0.85

i_m —从主减速器从动齿轮到车轮之间的传动比，取 1.0

η_m —从主减速器主动齿轮到车轮之间的传动效率，取 0.95

r_r —车轮滚动半径，由上表可知 $r_r = 0.327 \text{ m}$

将已知参数代入式(2-1)得：

$$T_{cs} = \frac{G_2 m_2 \phi r_r}{i_m \eta_m} = \frac{1000 \times 9.8 \times 1.2 \times 0.85 \times 0.327}{1 \times 0.95} \text{ N} \cdot \text{m} = 3440.72 \text{ N} \cdot \text{m}$$

② 按发动机最大转矩和最低挡传动比计算为从动锥齿轮的转矩 T_{ce} ：

$$T_{ce} = \frac{K_d T_{e\max} k i_1 i_f i_0 \eta}{n} \tag{2-2}$$

式中： K_d —猛踩离合器时所产生的动载系数，取 $K_d = 1.0$

$T_{e\max}$ —发动机最大扭矩，由上表得 $T_{e\max} = 250\text{N}\cdot\text{m}$

K —液力变矩器的变矩系数，取 $K = 1.0$

i_1 —变速器一档传动比， $i_1 = 3.46$

i_f —分动器传动比， $i_f = i_2 = 1.94$

i_0 —主减速比，取 $i_0 = 4.21$

η —从发动机到万向节传动轴之间的传动效率，取 $\eta = 0.9$

n 的选取见表4。

Table 4. The selection table of the n
表 4. n 的选取表

车型	高档传动比 i_{fg} 与抵挡传动比 i_{fd} 的关系	i_f	n
4×4	$i_{fg} > i_{fd}/2$	i_{fg}	1
	$i_{fg} < i_{fd}/2$	i_{fd}	2
6×6	$i_{fg} > i_{fd}/2$	i_{fg}	2
	$i_{fg} < i_{fd}/2$	i_{fd}	3

将已知参数代入式(2-2)得：

$$T_{ce} = \frac{K_d T_{e\max} k_i i_f i_0 \eta}{n} = \frac{1 \times 250 \times 1 \times 3.46 \times 1.94 \times 4.21 \times 0.9}{1} \text{N}\cdot\text{m} = 6358.32 \text{N}\cdot\text{m}$$

③ 按汽车日常行驶的平均转矩为从动锥齿轮的计算转矩 T_{cf}

$$T_{cf} = \frac{G_a r_r}{i_m \eta_m n} (f_R + f_H + f_i) \tag{2-3}$$

式中： G_a —汽车满载时总重量， $G_a = 1980 \times 9.8 \text{N} = 19404 \text{N}$ ；

f_R —道路滚动阻力系数，轿车可取 0.010~0.015，本文取 0.012

f_H —汽车正常行驶时平均爬坡能力系数，取 0.08

f_i —汽车的性能系数，取 0.08

r_r, i_m, η_m, n —同上式

将已知参数代入式(2-3)得：

$$T_{cf} = \frac{G_a r_r}{i_m \eta_m n} (f_R + f_H + f_i) = \frac{1980 \times 9.8 \times 0.327}{1 \times 0.95 \times 1} \times (0.012 + 0.08 + 0.08) = 1148.79 \text{N}\cdot\text{m}$$

由前两种情况①、②计算所得的转矩一般指的是从动锥齿轮的最大转矩，与情况③所求得日常行驶的平均转矩差值较大。当计算从动锥齿轮最大应力 T_c 时，转矩取前面情况①、②中的较小值，即 $T_c = \min[T_{ce}, T_{cs}] = 3440.72 \text{N}\cdot\text{m}$ ，所以取 T_c 时只需考虑工况①和③两种情况。

2) 两个行星齿轮轴对壳体的力 F_1, F_2 [4]:

$$F_1 = F_2 = \frac{2.4 T_{j\phi} \tan \alpha \sin \theta}{m n z_1} \tag{2-4}$$

式中： $T_{j\phi}$ —主减速器斜齿轮传递的最大转矩， $T_{j\phi} = T_{cs} = 3440.72 \text{N/m}$

n —差速器的行星齿轮，取 2

m —为半轴齿轮大端面模数，为 4 mm

Z_1 —为半轴齿轮齿数，为 20

α —为压力角，取 20°

θ —为锥齿轮轴交角，取 90°

将已知参数代入式(2-4)得：

$$F_1 = F_2 = \frac{2.4T_{j\phi} \tan \alpha \sin \theta}{mnz_1} = \frac{2.4 \times 3440.72 \times \tan 20^\circ \times \sin 90^\circ}{4 \times 2 \times 20} = 18.7848 \text{ KN}$$

不同工况下的壳体载荷大小如表 5 所示。

Table 5. Shell load under different conditions

表 5. 不同工况下壳体载荷大小

工况	T (N/m)	F_1 (KN)
一	1148.79	18.7848
二	3440.72	18.7848

不同工况下壳体大小两端所受载荷大小虽然有所变化，但是其承受载荷的位置基本不变，所以校核受力时，满足了工况二的强度要求必要满足工况一的强度要求，即只需对工况二的情况进行有限元分析，这样利用 ANSYS 软件对其进行有限元分析就方便了许多。

4. 差速器壳体有限元分析

4.1. 建立有限元模型

有限元分析的过程比较固定，一般分为前处理、求解和后处理三部分。前处理主要包括分析模型的建立、网格划分、施加载荷和约束。求解主要是计算出外载荷引起的位移、应变和应变等的大小。后处理是将计算结果以图标和图形方式显示出来或输出。

首先，根据差速器行星齿轮和半轴齿轮的基本参数，建立好差速器壳体的三维模型，如图 2 所示，并将模型导入到 ANSYS 软件中。接着设定材料属性，差速器壳体的材料一般为球墨铸铁 QT450-10，其基本参数为：泊松比 $\mu = 0.3$ ，弹性模量 $E = 1.73 \times 10^5$ MPa，密度 $\rho = 7000$ kg/m³，屈服极限 $\sigma_s = 310$ MPa，抗拉强度 $\sigma_b = 450$ MPa [5]，如表 6 所示。

Table 6. Material parameters of the shell

表 6. 壳体材料参数

泊松比	弹性模量 MPa	密度 Kg/m ³	屈服极限 MPa	抗拉强度 MPa
0.3	1.73×10^5	7000	310	450

完成材料设定后，要进行模型的网格划分，因为网格划分质量的好坏直接影响到计算结果的准确性，所以要尽量选择合适的网格划分方法对差速器壳体进行网格划分。对于单个构件而言，ANSYS 常用的网格划分方法有：① Automatic (自动网格划分)、② Tetrahedrons (四面体网格划分)、③ Hex Dominant (六面体主导的网格划分)，采用以上几种方法分别依次进行网格划分[6]，结果对比图如下(图 2、图 3)。

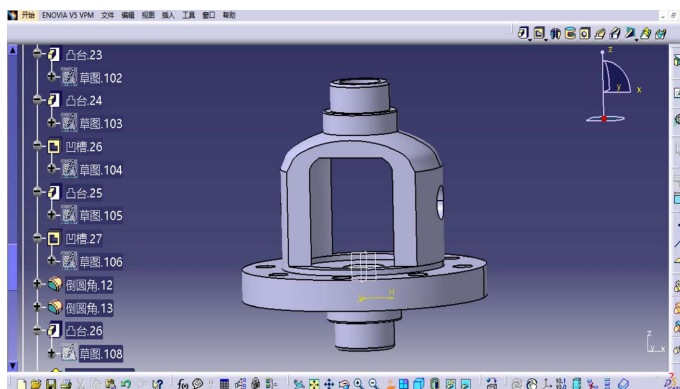


Figure 2. Three-dimensional model of differential housing

图 2. 差速器壳体三维模型

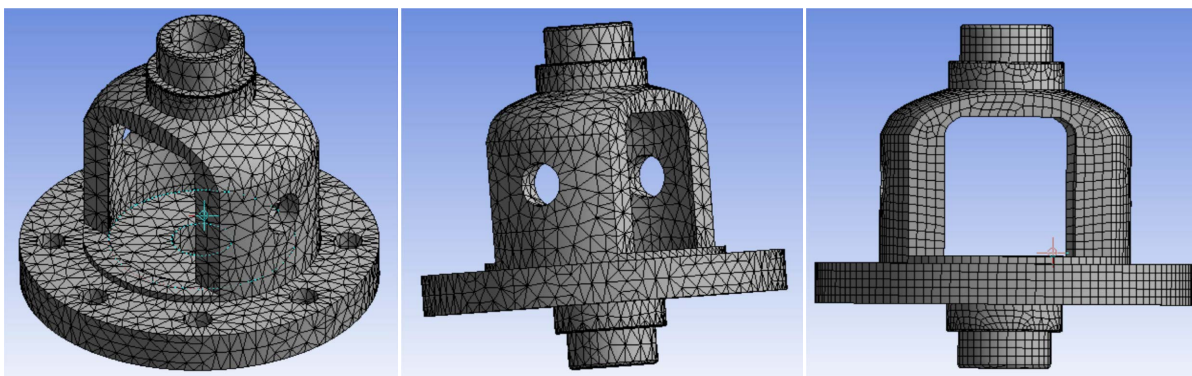


Figure 3. Grid division diagram of differential housing

图 3. 差速器壳体网格划分图

从对比图中可以看出, Automatic (自动网格划分)方法和 Tetrahedrons (四面体网格划分)方法划分出的网格皆为四面体单元, 且在一些结构突变处网格过于密集, Hex Dominant (六面体主导的网格划分)方法划分的网格在大多数区域皆是六面体单元, 且网格大小较为均匀, 质量相对其它集中都要好, 所以决定采用六面体主导的网格划分方法网格, 最后得到网格节点数为 64,418, 单元数为 17,170, 数量适中。

为了方便载荷施加时方向的选取, 以差速器壳体半轴的轴向方向作为 Z 轴方向, 壳体窗口方向为 X 轴方向, 行星齿轮轴向方向为 Y 轴方向。通过分析差速器壳体的实际运动情况可知, 在汽车正常工作时, 差速器壳体只有绕半轴的轴向方向的旋转自由度, 所以要约束其两侧轴承轴颈其它 5 个自由度, 仅保留其 Z 轴(半轴)方向的转动自由度[7]。然后再对差速器壳体施加上文工况二下的载荷, 载荷和约束施加情况如图 4 所示。

4.2. 有限元分析结果

工况二的等效应变和等效应力计算结果分别如图 5、图 6 所示, 根据输出的等效应力图可以看出, 壳体所受应力的最大值为 220.86 MPa, 且最大应力集中在行星齿轮孔处和壳体与轴颈的连接处。壳体所受的应力大小, 满足壳体材料的屈服极限和抗拉强度, 且具有较大的富余量。根据输出的等效应变图可以看出, 壳体的变形量最大为 0.0017 mm, 该变形基本可以忽略不计[4]。因为壳体的最大等效应力(220.86 MPa)比屈服极限(310 MPa)小很多, 所以为了充分发挥材料的性能, 减轻整车质量, 节约制造成本, 有必要对差速器壳体的结构形状进行优化, 在其强度和刚度仍然满足要求的情况下, 尽可能的减轻壳体的质量。

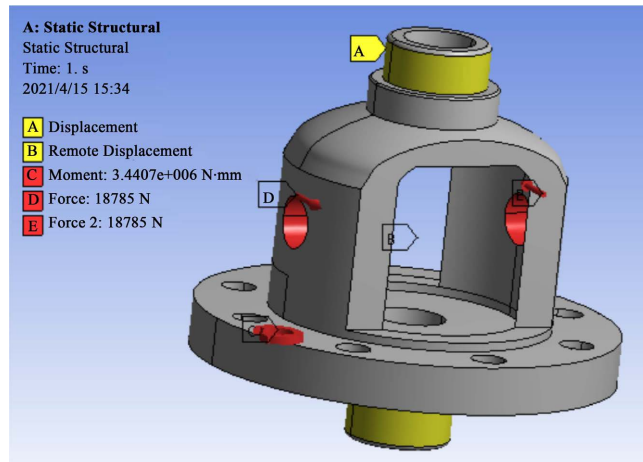


Figure 4. Load and constraint applied diagram of differential housing
图 4. 差速器壳体载荷和约束施加图

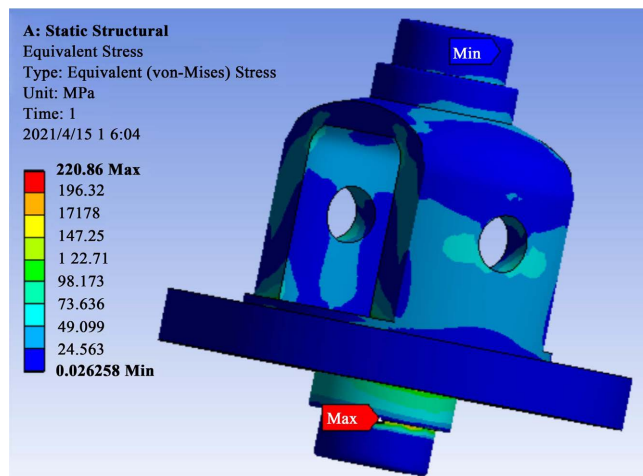


Figure 5. Stress diagram of differential housing
图 5. 差速器壳体应力图

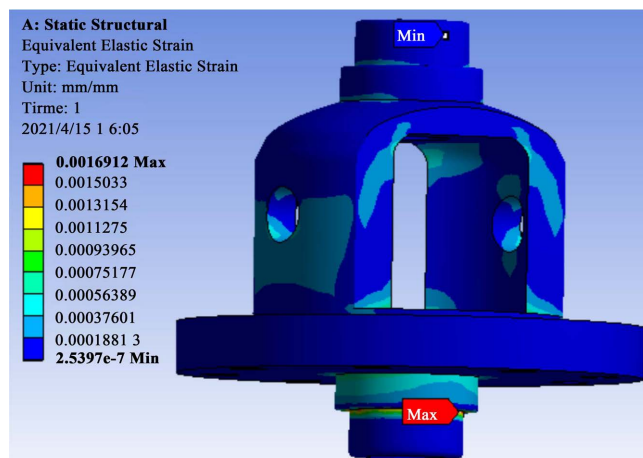


Figure 6. Strain diagram of differential housing
图 6. 差速器壳体应变图

5. 差速器壳体结构优化分析

5.1. 形状优化

采用 ANSYS 的 Shape Optimization (形状优化) 模块, 对差速器壳体进行轻量化分析。在设置使用 Shape Optimization 模块需要给定的参数时, 预设减少 20% 的质量。尤其需要注意, 将差速器壳体易破坏处设定为非优化区域, 例如壳体的行星齿轮孔、壳体与轴颈的连接处和约束施加位置。其余部位都可以设定为优化区域, 最后得到的优化结果如图 7 所示。

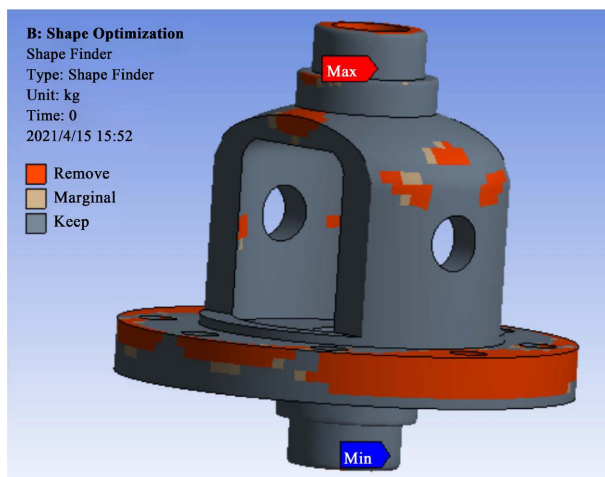


Figure 7. The structure optimization part of the shell
图 7. 壳体的结构优化部位

其中红色区域为可去除材料区域, 但是可以看出, 图中所示的优化区域并不具有良好的形状特性, 只是意见性、方向性的指导, 而在实际的建模优化过程中, 要考虑到以下 4 个方面的因素: ① 优化后壳体的结构要具有一定的可加工性; ② 尽量减少在壳体上挖孔洞; ③ 保证差速器运动学性能不受影响; ④ 保证设计后强度和变形满足设计要求[8]。

5.2. 壳体结构优化后结果分析

根据 ANSYS 的 Shape Optimization 模块得出的壳体结构优化部位示意图和实际建模加工中要考虑的因素, 利用 CATIA 软件对壳体三维模型进行修改, 其主要的修改区域在壳体大端的法兰和壳体窗口的壁厚, 修改后的三维模型如图 8 所示。

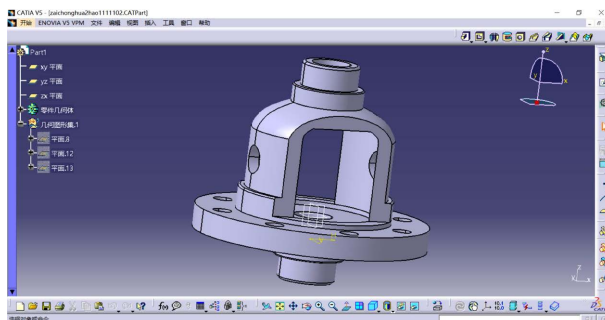


Figure 8. The shell model after optimization design
图 8. 优化设计后壳体模型

将优化后的再模型导入 ANSYS 中, 得出质量由原来的 6.7991 kg 减少到 6.0498 kg, 质量减少了 11.02%。在相同的部位施加相同的约束和载荷, 得到的等效应力和等效应变见图 9、图 10, 各项数据对比见表 7。

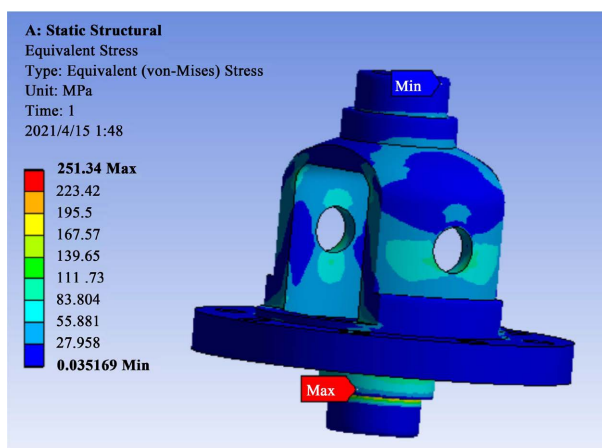


Figure 9. Equivalent stress of shell after optimization design
图 9. 优化设计后壳体等效应力

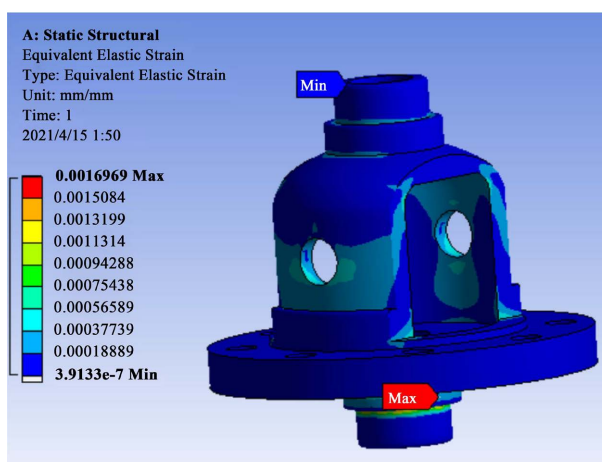


Figure 10. The equivalent strain of the shell after optimization design
图 10. 优化设计后壳体等效应变

Table 7. Comparison of equivalent stress and equivalent strain before and after optimization

表 7. 优化前后等效应力、应变对比

	优化前	优化后
最大等效应力/MPa	220.86	251.34
最大等效应变/mm	0.0017	0.0017
质量/kg	6.7991	6.0498

从表 7 的对比数据中可以看出, 优化后的壳体最大应力为 251.34 MPa, 仍然满足材料的屈服极限 310 MPa, 且一般壳体的最小安全系数只需要满足不低于 1.2, 而优化后所求得的差速器壳体安全系数为

$S = \frac{310}{251.34} = 1.23$, 满足最低安全系数的要求[9]。优化后的最大等效应变为 0.0017 mm, 几乎没变。综合来看, 优化结构后的壳体在满足材料性能要求的基础上, 质量减少了 11.02%, 达到了优化设计的目的。

6. 总结

本文主要利用了 ANSYS 软件对差速器壳体进行了有限元分析, 选择了主减速器和差速器一体式的差速器壳体, 这种差速器壳体结构简单且体积较小, 在市场上运用最广泛。

首先对有限元的概念和 ANSYS 软件进行了简单的介绍, 简述了差速器壳体在汽车上的作用, 并说明了本文的意义所在。接着描述了一般差速器的结构, 以便于分析差速器壳体的受力情况, 并给出了所选汽车的基本参数和一些行星齿轮和半轴齿轮的几何参数, 以便于大致描绘出差速器壳体的基本尺寸。然后利用 CATIA 软件建立了差速器壳体的三维模型, 并导入到 ANSYS 软件中。接着再用 ANSYS 软件的静力分析模块对建立的壳体模型先进行前处理, 即划分网格、施加约束和载荷, 然后便可生成壳体的等效应力云图和应变云图, 并应变和应力都满足要求。

最后, 再利用 ANSYS 软件的形状优化模块对壳体分析, 从分析的结果中可以得出在哪些区域可以对壳体结构进行优化, 接着使用 CATIA 软件修改一下壳体模型, 即得到优化后的壳体模型, 将其导入到 ANSYS 软件中再次分析一下其应力和应变情况, 壳体优化后的应力和应变仍然都满足要求, 并且将壳体的结构优化后, 其质量减少了 11.02%, 至此已经基本完成了此论文的要求。

参考文献

- [1] 樊智涛, 刘洋. 基于 WorkBench 的差速器壳体有限元分析及轻量化设计[J]. 军事交通学院学报, 2020, 22(2): 91-95. <https://doi.org/10.16807/j.cnki.12-1372/e.2020.02.019>
- [2] 余志生. 汽车理论[M]. 北京: 机械工业出版社, 2006.
- [3] 陈佳瑞. 汽车构造[M]. 北京: 机械工业出版社, 2009.
- [4] 周新建, 吴健, 于孟. 全地形车差速器壳体结构设计及有限元分析[J]. 机械设计与制造, 2011(4): 49-51.
- [5] 李帅奇, 管殿柱, 陈洋, 等. 某差速器壳体有限元分析及多目标优化[J]. 机械工程与自动化, 2017(1): 52-54.
- [6] 张云波. 重型刮板输送机减速器箱体结构拓扑优化设计[D]: [硕士学位论文]. 太原: 太原理工大学, 2019.
- [7] 樊智涛, 刘洋. 基于 WorkBench 的差速器壳体有限元分析及轻量化设计[J]. 军事交通学院学报, 2020, 22(2): 91-95.
- [8] 刘飞. 差速器的参数化设计及有限元分析[D]: [硕士学位论文]. 南京: 南京理工大学, 2009.
- [9] Barbarosie, C. (2010) Shape and Topology Optimization for Periodic Problems. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, **40**, 393-408.