

基于动态仿真的副变速器箱体有限元分析

唐应时¹, 占良胜², 方其让¹, 苏嘉理¹

- (1. 湖南大学 汽车车身先进设计制造国家重点实验室, 湖南 长沙, 410082;
2. 奇瑞汽车有限公司, 安徽 芜湖, 241009)

摘要: 针对副变速器的破坏情况, 在各个不同的工况下, 对其进行动态分析, 并建立动力学模型。根据通过计算得出的主变速器输出轴输出转速、径向跳动量以及水平跳动量来验证模型的正确性。在低速重载工况下, 得出副变速器箱体结构点的瞬态受力曲线, 并以此曲线作为后续瞬态有限元分析的载荷输入。对副变速器箱体分别进行模态和瞬态的有限元分析, 得出副箱箱体的各阶固有频率、等效应力云图, 确定箱体的结构危险点, 从而得出结构危险点的瞬态应力曲线、变形曲线。提出箱体结构的改进方案, 并把改进方案与原方案进行对比分析, 验证改进方案的合理性。改进后的产品已通过机械标准 JB/T 8582.3-2001 台架试验。

关键词: 副变速器; 箱体; 动态分析; 瞬态有限元分析

中图分类号: U463.212 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-7207(2006)04-0769-06

Finite element analysis of sub-transmission case based on dynamic analysis

TANG Ying-shi¹, ZHAN Liang-sheng², FANG Qi-rang¹, SU Jia-li¹

- (1. State Key Laboratory of Advanced Design and Manufacture for
Vehicle Body, Hunan University, Changsha 410082, China;
2. Chery Limited Company, Wuhu 241009, China)

Abstract: According to the damage of the sub-transmission, the dynamic model was set up under different conditions. For validating the dynamic model, the output speed, radial runout, horizontal runout were obtained about the power take-off of the transmission. Then under the low speed condition, the force curves of the bearing were obtained and used as the load for the finite element transient analysis. In the finite element analysis, the modal and transient analyses for the sub-transmission case were made, the natural frequency and the cycling stress were acquired, then the fracture parts were pointed out, and their stress curves were obtained. The improvement on structure of case was proposed. After being compared with the prototype, the result shows its rationality. The improved product passed the bench test of JB/T 8582.3-2001.

Key words: sub-transmission; case; dynamic analysis; finite element transient analysis

组合式变速器在低速汽车上应用广泛, 但许多采用该产品的低速汽车在山区道路上行驶时其副变

速器箱体局部地方出现结构断裂, 断裂主要位于前端吊耳与发动机飞轮壳的连接处, 然而, 采用该产

收稿日期: 2005-11-25

基金项目: 国家“985 工程”汽车先进设计制造技术科技创新平台项目

作者简介: 唐应时(1946-), 男, 湖南湘乡人, 副教授, 从事汽车系统分析与优化研究

通讯作者: 唐应时, 男, 副教授; 电话: 0731-8823424(O); E-mail: ystang-hnu@126.com

品的低速汽车在平原地区长期使用却很少出现上述类似的情况^[1]。该产品出现局部破坏的主要原因是:严重超载;行驶路况恶劣,换挡频繁;驾驶员操作不当,引起瞬态冲击。根据中国的国情,要解决以上问题目前还有困难,只有依靠改进组合式变速器的副箱体结构,以提高其强度^[2]。在此,作者对组合式变速器进行研究,以便改进设计,从而提高其可靠性。

1 动态仿真

1.1 副变速器的动力学模型

运用达朗伯原理与虚位移原理相结合形成的达朗伯-拉格朗日原理建立多刚体系统动力学方程^[3]:

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{\partial \mathbf{E}_k}{\partial \mathbf{q}_j} \right] - \frac{\partial \mathbf{E}_k}{\partial \mathbf{q}_j} + \sum_{i=1}^n \frac{\partial \phi_i}{\partial \mathbf{q}_j} \lambda_i - \mathbf{F}_j = 0 \quad (1)$$

其中: \mathbf{E}_k 为动能; \mathbf{q}_j 为系统的第 j 个广义坐标; ϕ_i 为系统的第 i 个约束方程; \mathbf{F}_j 为在第 j 个广义坐标方向的广义力; λ_i 为第 i 个约束方程对应的拉格朗日乘子列阵。式(1)为拉格朗日动力学方程,在运行时,ADAMS 根据机械系统模型,自动建立。

运行时的组合式变速器是一个齿轮副啮合冲击、支撑轴承弹性激励、各齿轮轴同时高速旋转并相互作用的复杂动力系统^[4]。在 1 个运行周期内,施加扭矩并高速旋转的副箱输入轴是整个系统的动力输入部分,它使动力传动的齿轮副产生啮合冲击,加剧支撑轴承在齿轮轴径向平面内的弹性激励,导致齿轮轴在径向平面内产生跳动,而这种跳动使得与之固连的齿轮副产生更加激烈的啮合冲击,最终导致主箱输出轴的转速在理论计算值附近发生周期性的波动,同时其中心轴线在径向平面内发生周期性跳动。若考虑齿轮轴的柔性变形对运动的影响,则这种周期性的波动和跳动的强度更大,这就是仿真分析的要点。这里将根据仿真结果求出箱体的受载载荷。

1.2 系统外载的确定

将匹配发动机的最大输出扭矩作为组合式变速器的驱动力矩,其在每档位时的阻力矩等于考虑机械效率时最大输出扭矩经减速增扭后组合式变速器的输出扭矩。在前进档时方向与驱动力矩相反,在倒档时与驱动力矩方向相同。各档位的阻力矩计算公式为^[5,6]:

$$M_i = M_{tqmax}; \quad (2)$$

$$M_c = M_{tqmax} q \eta_{r1} \quad (3)$$

式中: M_i 为驱动力矩; M_c 为阻力矩; M_{tqmax} 为匹配发动机最大输出扭矩; q 为总传动比; η_{r1} 为主变速器的传动效率。令 $\eta_{r1} = 85\%$, 由式(2)和(3)求得有效档位的驱动力矩和阻力矩(见表 1)。

表 1 不同档位时发动机的驱动力矩和阻力矩

Table 1 Driving moment and resistance moment of motor at each gear

档位(传动比)	$M_i / (N \cdot m)$	$M_c / (N \cdot m)$
1.00	276	276
1.69	276	421
3.09	276	822
6.40	276	1 594
12.48	276	2 928

1.3 多刚体的动力学仿真分析

1.3.1 动力学模型的验证

为了说明齿轮副啮合冲击、支撑轴承弹性激励对主箱输出轴运动的影响,利用 ADAMS 对各有效档位工况进行动力学仿真,其中传动比为 1.00, 3.09 和 12.48 时档位的分析结果如表 2 所示,可以得出以下结论:

a. 传动比越小,主箱输出轴转速越容易在理论输出转速上下产生周期性波动,但波动最大值并不在传动比最小时出现。

b. 传动比越大,主箱输出轴越容易在径向平面内发生周期性跳动,在传动比 $q = 12.48$ 时达到最大值,但跳动量主要体现在径向平面的水平方向上。

从仿真结果可以看出,转速波动幅度最大不超过理论值的 0.5%,说明所有档位输出转速都很稳定;另外,主箱输出轴转速径向跳动量最大不超过 0.06 mm,说明径向跳动量周期波动稳定性好。因此,上述动力学模型是符合标准的,也是正确的。

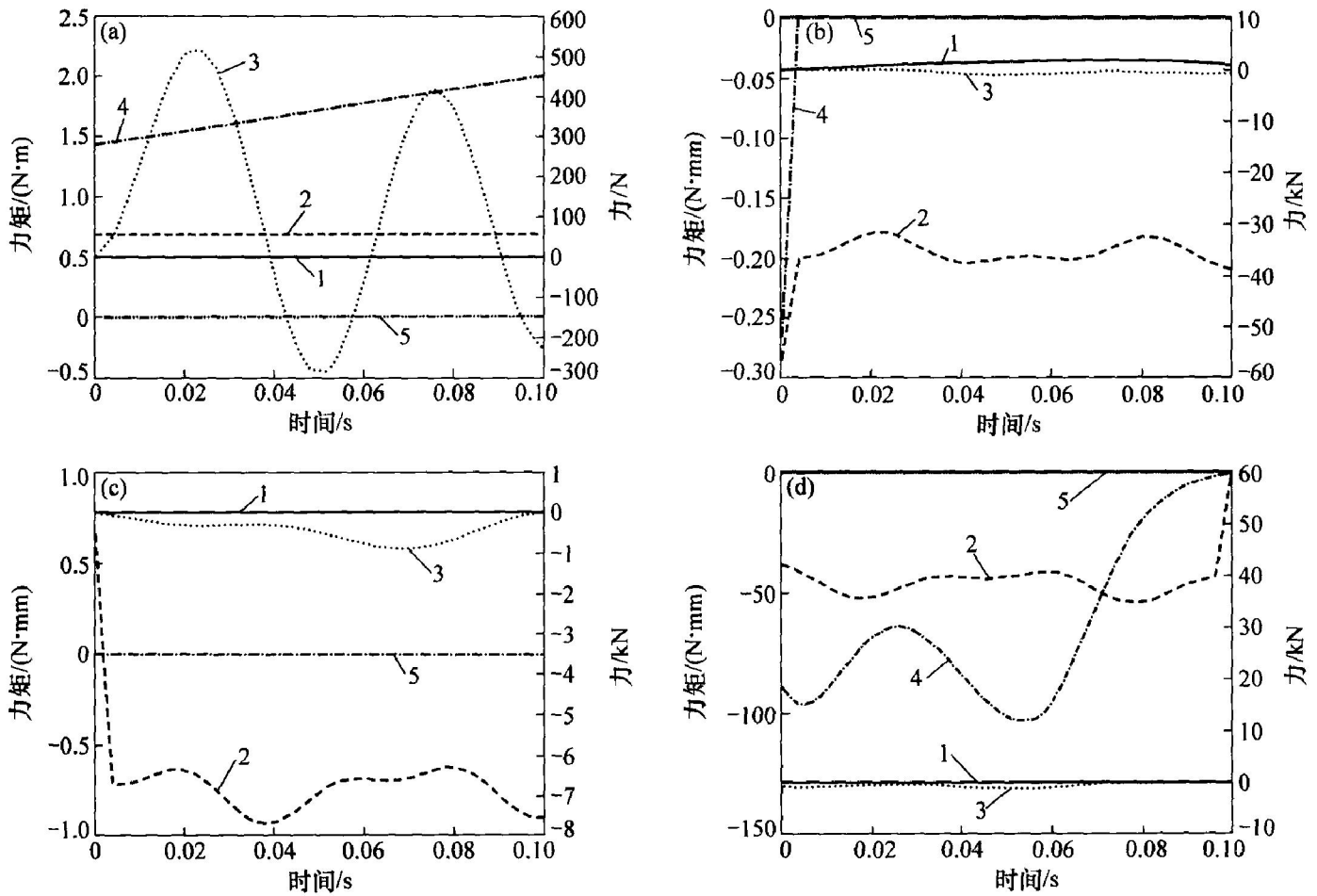
1.3.2 动力学仿真分析

对组合式变速器的副箱前端破损情况进行分析,结果表明,在低速重载时副箱工作条件最恶劣,因此,以副箱体在 $q = 12.48$ 时的受载情况作为研究的重点^[7]。利用上述模型进行动力学仿真计算,得出 $q = 12.48$ 时结构点的瞬态受力曲线,如图 1 所示。在瞬态有限元分析时对其离散化,作为动载荷输入,求解副箱箱体的应力和变形^[8]。

表 2 主箱的动力学仿真结果

Table 2 Dynamic simulation result of transmission

传动比	输出转速/(°·s ⁻¹)	转速误差/(°·s ⁻¹)	误差/%	径向跳动量/mm	水平跳动量/mm
1.00	11 850.00	0	0	±0.001 2	±0.001 2
3.09	3 843.45~ 3 843.85	8.50~ 8.90	0.221~ 0.275	0.023 0~ 0.028 0	0.023 0~ 0.028 0
12.48	949.80~ 950.15	0.38~ 0.63	0.040~ 0.067	0.055 0~ 0.057 5	0.055 0~ 0.057 5



1-x 方向受力曲线; 2-y 方向受力曲线; 3-z 方向受力曲线; 4-x 方向力矩曲线; 5-y 方向力矩曲线

(a) 前端轴承受力曲线; (b) 后端轴承受力曲线;

(c) 前端中间轴固连处受力曲线; (d) 后端中间轴固连处受力曲线

图 1 副箱体结构点受力曲线

Fig. 1 Force curves of structure points of sub-transmission case

2 副箱体的有限元计算

2.1 副箱体的模态分析

首先对箱体结构的固有特性进行分析, 不考虑外力作用并忽略阻尼对结构运动的影响, 即外载列阵 $\{F(t)\} = 0$ 结构的阻尼矩阵 $C = 0$, 得到固有特性总刚度方程^[9]:

$$m\{\ddot{q}\} + K\{q\} = 0. \quad (4)$$

其中: m 为结构总质量矩阵; K 为结构总刚度矩阵;

$\{q\}$ 为结构的位移列阵; $\{\ddot{q}\}$ 为结构的加速度列阵。

对应的特征方程为:

$$(K - \omega^2 m)\{q\} = 0. \quad (5)$$

其中: ω 为固有频率。

由特征方程求出特征值和特征向量, 它们分别对应固有频率和振型, 为动力响应分析和结构改进设计奠定基础。

采用四面实体单元对副箱体进行有限元网格划分。划分网格后, 共计 76 465 个节点、42 892 个单

元,如图 2 所示,模态分析结果如表 3 所示。

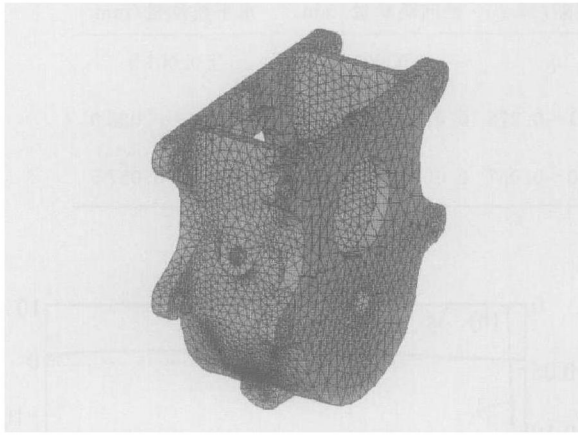


图 2 副变速器箱体有限元模型

Fig. 2 Finite element model of sub-transmission case

表 3 副箱体的固有频率

Table 3 Natural frequency of sub-transmission case

模态阶数	固有频率/Hz	振型
1	1 373	轴向外弯曲
2	1 640	轴向外弯曲
3	1 704	轴向内弯曲
4	2 154	轴向内弯曲
5	2 647	轴向扭曲
6	2 675	轴向扭曲

从副箱体的各阶振型可看出,在副箱体底部的 4 个吊耳与箱体主体连接点总是处在各阶振型最大振幅附近,说明这 4 处可能是它的薄弱环节,有必要对其结构进行有限元瞬态计算^[10]。

2.2 副箱体的有限元瞬态计算分析

除重力外,副箱体的承载状况比较复杂。考虑与主箱体的 4 个螺栓连接处受到的动载荷、与发动机飞轮壳连接处承受的动载荷和每个轴承孔由齿轮轴振动施加的动载荷,瞬态有限元的总刚度方程为^[11]:

$$m \{ \ddot{q} \} + C \{ \dot{q} \} + K \{ q \} = \{ F(t) \} \quad (6)$$

其中: m 为结构总质量矩阵; K 为结构总刚度矩阵; C 为系统的阻尼矩阵,在定义了材料属性以及具有阻尼的单元后,由程序自动建立; $\{ q \}$ 为结构的位移列阵; $\{ \dot{q} \}$ 为结构的速度列阵; $\{ \ddot{q} \}$ 为结构的加速度列阵; $\{ F(t) \}$ 为副箱箱体受到的动载荷,其主要载荷来自支撑轴承和固连的中间齿轮轴,已在动力学仿真时求出。在传动比为 12.48 时副箱体作用力和力矩曲线如图 1 所示。

将所得到的载荷数据在 0.004~0.100 s 范围内分成 25 个载荷步,时间步长均为 0.004 s,利用 ADAMS 软件中的载荷输出接口进行离散化,得到结构点处的载荷文本文件,将其中绝对值小于 0.000 01 的离散点数据删除以减少计算量。在 ANSYS 中进行加载并运算,其结果如图 3 和图 4 所示。

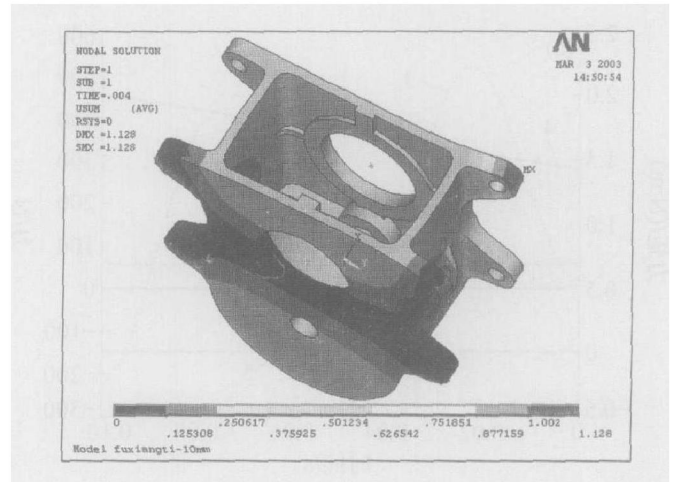


图 3 副变速器箱体变形云图

Fig. 3 Cloud diagram of deformation of sub-transmission case

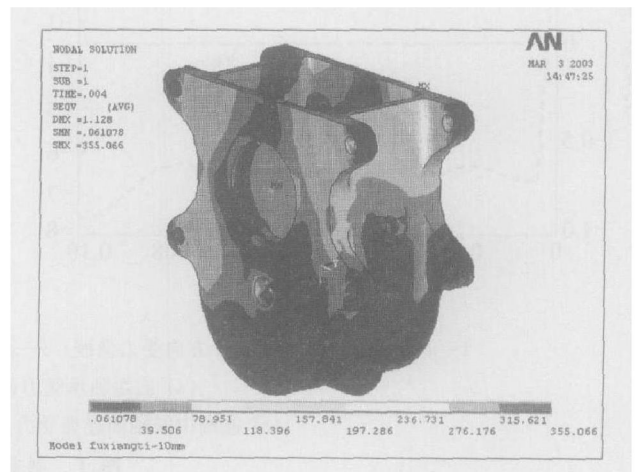


图 4 副变速器箱体等效应力云图

Fig. 4 Cloud diagram of Mises stress of sub-transmission case

由图 3 和图 4 可知,变形最大值出现在前端右耳上侧,约为 1.128 mm;应力最大值出现在前端右耳内侧,约为 355 MPa。

综合每一载荷步时刻的动力响应分析,得到副箱体动力学有限元模型中每个节点和单元在整个时间历程中的变形和应力分布状态,它们都是时间的函数,如图 5 和图 6 所示。

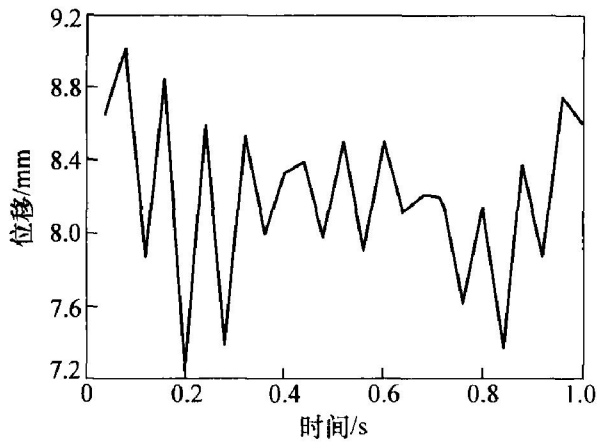


图5 副箱体最大变形处节点轴向位移曲线

Fig. 5 Axial displacement curve of the maximum deformation node of sub-transmission case

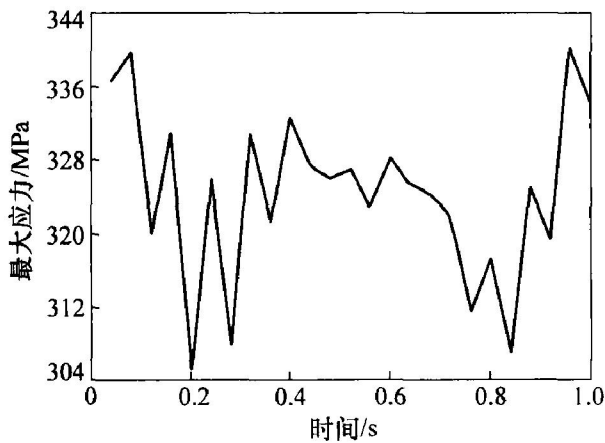


图6 副箱体前端吊耳内侧最大应力曲线

Fig. 6 Maximum stress curve of inside part of frontal eye of sub-transmission case

3 副箱体的结构优化

由动力响应有限元分析及副箱体的破坏状况可以看出, 应力较大的区域和变形较大的区域都是副箱体的结构薄弱环节, 它们是由吊耳与副箱体结构突变造成的^[2]。将吊耳与箱体连接的外侧过渡区称为 A 区, 吊耳与箱体连接的内侧过渡区称为 B 区。A 区和 B 区就是结构改进设计的目标区, 以修改各自的形状特征参数为结构改进的手段。

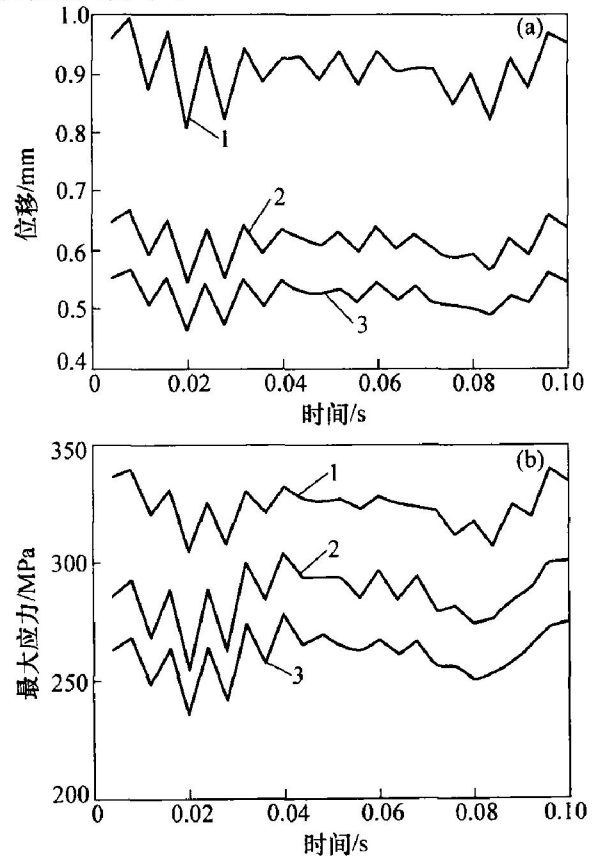
为了减少吊耳与箱体连接处的厚度突变, 设 B 区箱体新增加的箱型结构的壁厚与吊耳厚度相等^[9]。将 A 区的圆倒角 R_A 、B 区新增加的箱型结构的深度 H 和圆倒角 R_B 作为待修改的结构参数。由于在吊耳处安装半径 $r = 14 \text{ mm}$ 的螺母, 所以, A 区的圆倒角半径受到限制, 不能超过 14 mm , 但

不小于 8 mm , 因而, A 区的圆倒角半径的取值范围为 $8 \sim 14 \text{ mm}$ 。同样地, B 区箱体新增加的箱型结构不能延伸到大轴承孔周围的凸台, 根据经验, 深度 H 的取值范围确定为 $5 \sim 10 \text{ mm}$, 即 $8 \leq R \leq 14 \text{ mm}$, $5 \leq H \leq 10 \text{ mm}$ 。考虑每次有限元求解时间较长, 要求计算机容量较大, 只给定 2 种改进方案:

方案 1: $R = 12 \text{ mm}$, $H = 8 \text{ mm}$;

方案 2: $R = 14 \text{ mm}$, $H = 12 \text{ mm}$ 。

3 种方案的应力、位移分布云图如图 7 所示。可以看出, 最大应力、最大位移出现在同一位置, 各考察位置的应力仍然较大, 应力分布趋势相同。从图 7(a) 可以看出, 后 2 种方案的最大位移依次减小, 方案 1 的最大位移比原方案减小 $30\% \sim 45\%$, 方案 2 的最大位移比方案 1 减小 $10\% \sim 15\%$ 。与原方案相比, 方案 1 增强了上端面处的箱型结构, R 增加 2 mm , 使得最大应力减小幅度达 $30\% \sim 45\%$, 方案 2 中 R 的取值比方案 1 增加 2 mm , 使得最大应力减小幅度达 $10\% \sim 15\%$, 如图 7(b) 所示。综合考察各个位置可知, 后 2 种方案的应力比原方案的应力小。



1—原方案; 2—方案 1; 3—方案 2

(a) 最大变形处节点轴向变形; (b) 最大变形处节点最大应力

图7 副箱体危险结构点变形和应力曲线

Fig. 7 Deformation and stress curves of dangerous structure points of sub-transmission case

4 结 论

a. 通过动态分析和有限元计算, 得出副变速器箱体的应力和变形情况。变形最大值出现在副变速器箱体前端右耳上侧, 约为 1.128 mm; 应力最大值出现在前端右耳内侧, 约为 355 MPa。

b. 在符合要求、节约成本的前提下, 根据以上计算分析, 在副变速器箱体的薄弱环节处, 使箱体的壁厚增加 8 mm, 吊耳与箱体连接的过渡圆角半径增加 12 mm, 从而降低箱体的交变应力和变形。

c. 经过改进设计后的副变速器通过了机械行业标准 JB/T 8582.3—2001 的台架试验。产品投入市场后, 至今未出现破坏现象。

参考文献:

- [1] 李泉永. 机械结构优化设计的回顾与展望[J]. 桂林电子工业学院学报, 2000, 20(4): 114-119.
LI Quan-yong. A prospective review on the research and application of optimal design of structural and mechanical system [J]. Journal of Guilin Institute of Electronic Technology, 2000, 20(4): 114-119.
- [2] 陈喜红, 辛成瑶. 200 km/h 高速动车车体结构轻量化设计和静、动强度计算[J]. 铁道学报, 2000, 22(1): 25-30.
CHEN Xi-hong, XIN Cheng-yao. Lightening design in structure and static dynamic strength calculation for 200 km/h high-speed motor car body [J]. Journal of the China Railway Society, 2000, 22(01): 25-30.
- [3] 郑建荣. ADAMS—虚拟样机技术入门与提高[M]. 北京: 机械工业出版社, 2002.
ZHENG Jian-rong. ADAMS—the beginning of virtual prototype technology [M]. Beijing: China Machine Press, 2002.
- [4] 李润方, 韩 西, 林腾蛟, 等. 齿轮系统耦合振动的理论分析与试验研究[J]. 机械工程学报, 2000, 36(6): 79-81.
LI Run-fang, HAN Xi, LIN Teng-jiao, et al. Theoretic analysis and experimental research for coupled vibration of gear system [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2000, 36(6): 79-81.
- [5] 马幼民, 王爱俊, 陈大融. 车辆变速箱 CAD/CAE 系统的开发与研究[J]. 制造业自动化, 2000, 22(1): 33-36.
MA You-min, WANG Ai-jun, CHEN Da-rong. Development and research for the vehicle transmission CAD/CAE system [J]. Manufacture Automation, 2000, 22(1): 33-36.
- [6] 廖 丹. 重型汽车双前桥转向系统的优化设计与仿真研究[D]. 长沙: 湖南大学机械与汽车工程学院, 2002.
LIAO Dan. Optimized design and simulation study for dual front axle steering system of heavy trucks [D]. Changsha: College of Mechanical and Automotive Engineering, Hunan University, 2002.
- [7] 喻志平, 孙守光. 转向架构架动应力解耦分析[J]. 北方交通大学学报, 2000, 24(4): 24-28.
YU Zhi-ping, SUN Shou-guang. Analysis of dynamic stress decoupling on the bogie framework [J]. Journal of Northern Jiaotong University, 2000, 24(4): 24-28.
- [8] 王成国, 孟广伟, 原亮明, 等. 新型高速客车构架的疲劳寿命数值仿真分析[J]. 中国铁道科学, 2001, 22(3): 91-95.
WANG Cheng-guo, MENG Guang-wei, YUAN Liang-ming. The analysis of fatigue life of a new type of high-speed passenger car's frame [J]. China Railway Science, 2001, 22(3): 91-95.
- [9] 邹经湘, 王本利. 结构动力学[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 1996.
ZOU Jing-xiang, WANG Ben-li. Structure dynamics [M]. Harbin: Harbin Institute & Technology Press, 1996.
- [10] 高卫民, 王宏雁. 汽车结构分析有限元法[J]. 汽车研究与开发, 2000(6): 30-33.
GAO Wei-min, WANG Hong-yan. Automobile structure analysis by FEM [J]. Automobile Research & Development, 2000(6): 30-33.
- [11] 唐应时, 李 阳, 何友朗. 某自卸车车架的静动态计算分析[J]. 专用汽车, 2006(1): 25-28.
TANG Ying-shi, LI Yang, HE You-lang. The static and dynamic characteristic analysis of dump car frame [J]. Special Purpose Vehicle, 2006(1): 25-28.