

重卡驱动桥壳疲劳稳健性与轻量化设计

范 例^{1,2}, 谢里阳¹, 张 娜³
(1. 东北大学 航空动力装备振动及控制教育部重点实验室, 辽宁 沈阳 110819; 2. 安徽理工大学 车辆工程系, 安徽 淮南 232001;
3. 中国第一汽车股份有限公司 汽车振动噪声与安全控制综合技术国家重点实验室, 吉林 长春 130011)

摘 要: 驱动桥壳轻量化设计对于提高承载能力、降低生产成本具有重要的意义. 本文在驱动桥壳有限元分析和疲劳分析计算的基础上建立驱动桥壳多目标优化模型, 对重型卡车驱动桥壳进行参数化设计, 建立正交试验表, 利用田口方法和综合评价方法对驱动桥壳的疲劳性能稳健性和质量进行优化设计. 优化结果表明, 此方法可以应用于驱动桥壳的多目标优化, 优化后驱动桥壳的疲劳稳健性能得到提高, 减轻了质量, 因此节约了桥壳材料, 降低了生产和运营成本, 提高了设计水平.

关 键 词: 多目标优化; 田口方法; 综合评价方法; 疲劳稳健性优化; 轻量化设计

中图分类号: TH 11 文献标志码: A 文章编号: 1005-3026(2019)03-0365-05

Fatigue Robustness and Lightweight Design of Driving Axle Housing for Heavy Truck

FAN Li^{1,2}, XIE Li-yang¹, ZHANG Na³
(1. Key Laboratory of Vibration and Control of Aero-Propulsion System, Ministry of Education, Northeastern University, Shenyang 110819, China; 2. Department of Vehicle Engineering, Anhui University of Science & Technology, Huainan 232001, China; 3. State Key Laboratory of Comprehensive Technology on Automobile Vibration and Noise & Safety Control, China FAW Group Corporation, Changchun 130011, China. Corresponding author: XIE Li-yang, E-mail: lyxie@mail.neu.edu.cn)

Abstract: Lightweight of driving axle housing is of great importance to enhance load capacity and reduce production cost. In this paper, multi-objective optimal model was built on the basis of finite element and fatigue analysis of driving axle housing. The orthogonal test table was established as parametric design of driving axle housing. The fatigue robustness and lightweight of the driving axle housing were optimized by Taguchi method and comprehensive evaluation method. The optimization result shows that this method can be applied to the multi-objective optimization of driving axle housing. The optimized driving axle housing has a better performance in fatigue robustness with light weight. The material of driving axle housing is saved, the production and operating cost is reduced, and the design level is thus improved.

Key words: multi-objective optimization; Taguchi method; comprehensive evaluation method; fatigue robustness optimization; lightweight design

作为主减速器、差速器和半轴的装配基体,驱动桥壳是汽车的主要承载件和传力件,其使用寿命直接影响汽车的有效使用寿命.

在实际生产及应用中,驱动桥壳材料性能的波动、零部件制造误差、载荷的不稳定都会影响桥壳的性能和使用寿命. 稳健性设计方法主要包括 Taguchi 方法、6 σ 和双响应面法等^[1-4]. 轻量化的方法包括轻量化材料应用、轻量化工艺技术和轻量化设计理念. 轻量化材料和工艺技术侧重于生产过程,轻量化设计理念将轻量化思想融入到设计阶段. 目前,针对驱动桥壳的性能稳健性优化的研究相对较少,本文通过运用 Taguchi 方法和综合评价优化方法,探讨使驱动桥壳具有较高稳健性和较轻质量的最优结构参数组合,验证 Taguchi

方法和综合评价方法在驱动桥壳设计开发的实用性.

1 驱动桥壳结构分析

1.1 驱动桥壳疲劳寿命分析

驱动桥壳由高强度钢板冲焊而成,驱动桥壳两侧轴头、法兰盘、板簧座和减速器壳通过焊接固定在桥壳上.

焊接结构疲劳寿命主要由焊缝疲劳强度决定^[5].在实验室工况下,桥壳失效主要出现在驱动桥壳的轴头连接位置和桥壳与法兰盘连接位置,如图 1 所示.

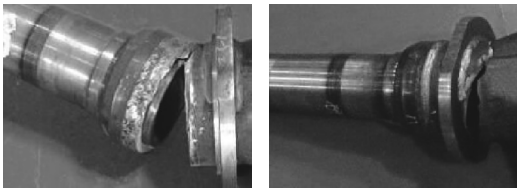


图 1 驱动桥壳失效图

Fig. 1 Failure photos of the driving axle housing

利用 ABAQUS 软件对实验室工况下的驱动桥壳进行有限元分析计算.在建立好的桥壳有限元模型上施加约束定义,约束条件为通过建立半轴套管圆环正下方 150 mm 的约束处的多点约束 (multi-point constraint, MPC) 单元,载荷定义为单位载荷,均匀分配施加在 2 个板簧座表面单元节

点上.

将有限元分析结果文件导入 FEMFAT 软件,输入桥壳各个材料的应力-寿命曲线.循环加载方式与设计的台架试验加载方式相同,在板簧座处施加频率为 11 Hz 的正弦波加载,载荷峰值为 382.5 kN,最小载荷取最大载荷的 0.1 倍.

由桥壳疲劳分析计算结果可知,驱动桥壳在实验室疲劳寿命台架试验工况下,最薄弱的部位是法兰盘和桥壳本体的焊接部位以及轴头与桥壳本体的焊接部位,B50 下的损伤率计算结果分别是 $6.543\text{e}-6$ 和 $1.066\text{e}-6$,与实验室疲劳寿命台架试验结果一致.

1.2 桥壳性能影响因素分析

在生产制造过程中,桥壳零部件的材料性能波动、桥壳关键部位尺寸的偏差都会影响到桥壳的疲劳寿命.桥壳零部件的材料性能主要包括材料的密度、杨氏模量和泊松比.重卡驱动桥壳壳体厚度是不等厚设计,桥壳本体结构分为长轴和短轴两部分,长轴和短轴两部分均为上下对称设计.长短轴根据截面厚度的变化可分为 8 个区域.桥壳关键部位尺寸包含桥壳长轴和短轴上的 8 个截面的厚度尺寸,除了截面 1 只有 1 个径向厚度尺寸外,其余 7 个截面都具有桥壳水平方向上的厚度、竖直方向上的厚度和圆角半径 3 个尺寸.此外,施加在驱动桥壳上载荷的大小也会影响到驱动桥壳的使用寿命.

表 1 桥壳各区域截面尺寸
Table 1 Cross-section dimension of each sectional of the driving axle housing

变量	1	2	3	4	5	6	7	8
径向厚度/mm	12.6							
竖直方向厚度/mm		14.0	13.1	13.7	12.7	14.6	15.0	15.0
水平方向厚度/mm		12.8	12.8	13.1	13.4	13.5	12.9	12.8
截面圆角半径/mm		20	22	32	26	21	22	17

2 驱动桥壳多目标优化模型

在驱动桥壳多目标优化模型中,优化对象为重型卡车驱动桥桥壳,优化目标有两个,分别是①桥壳危险部位应力波动降低到最小;②桥壳的质量降低到最轻,且质量的稳健性最好.

优化模型包含 7 个设计变量,这些设计变量分为可控设计变量和不可控设计变量.可控设计变量指的是在设计生产制造过程中可以控制的设计变量,又称为控制因素,包括桥壳各截面的水平

方向厚度、各截面竖直方向厚度、截面圆角半径和载荷.不可控设计变量是指在设计生产制造过程中存在且无法控制或者消除的变量,又称为噪声因素,包括桥壳材料密度、桥壳材料的弹性模量和泊松比.

优化模型以桥壳危险部位 B50 下的规定寿命值为约束.结合疲劳寿命试验结果和仿真计算结果,桥壳的危险部位主要有桥壳轴头与桥壳本体焊接部位和法兰盘与桥壳本体焊接等部位.

优化模型具有两种输出:一种是桥壳危险部位的应力;一种是桥壳的质量.当设计变量发生波

动,危险部位应力也会随之发生变化,桥壳的疲劳寿命也会发生变化.因此,通过提高输出应力的稳定性来提高桥壳疲劳性能的稳健性.

3 桥壳优化方法

3.1 田口方法

运用田口方法中的望目特性和望小特性两种优化策略对驱动桥壳的性能进行优化.

3.1.1 望目特性优化策略

运用望目特性对桥壳的稳健性进行优化.不同的设计变量组合导致桥壳危险部位应力值波动.桥壳危险部位应力值的均方差 S_m 由式(1)计算得到,

$$S_m = \frac{(y_1 + y_2 + \cdots + y_n)^2}{n}.$$

(1)

由噪声因素引起的方差 S_e 可以由式(2)计算得到^[6-7],

$$S_e = S_T - S_m.$$

(2)

桥壳危险部位应力值平方和 S_T 可以由式(3)计算得到,

$$\left. \begin{aligned} S_T &= y_1^2 + y_2^2 + \cdots + y_n^2, \\ V_e &= \frac{S_e}{n-1}. \end{aligned} \right\}$$

(3)

桥壳稳健性能的信噪比 S/N 为

$$\eta = 10 \lg \frac{(1/n)(S_m - V_e)}{V_e}.$$

(4)

桥壳稳健性能的敏感度 S 为

$$S = 10 \lg \frac{1}{n} (S_m - V_e).$$

(5)

3.1.2 望小特性优化策略

运用望小特性对桥壳质量进行优化,桥壳质量的信噪比如式(6)所示^[8-9]:

$$\eta = -10 \lg \frac{1}{n} (y_1^2 + y_2^2 + \cdots + y_n^2).$$

(6)

3.2 综合评价法

综合评价法用下式表示:

$$U(H_1, H_2, \cdots, H_n) = F(U_1(H_1), U_2(H_2), \cdots, U_n(H_n)).$$

(7)

式中, $U(H_1, H_2, \cdots, H_n)$ 是系统综合性能评价.若 n 个性能评价之间是相互独立的,系统综合性能评价是 n 个单一性能评价的线性函数,可由下式表示^[10]:

$$U(H_1, H_2, \cdots, H_n) = \sum_{i=1}^n W_i U_i(H_i).$$

(8)

式中, W_i 是单一目标性能参数的权重系数,各权重系数之和为 1.

$$P_i = A \lg \frac{H_i}{H'_i}.$$

(9)

式中: H_i 是性能参数值; P_i 是单个目标性能参数的评价,取值范围是 0~9.当单个目标性能参数值仅达到最低标准时, P_i 取 0;当单个目标性能参数值达到最优时, P_i 取 9.

当 $P_i=9$,系数 A 可表示为

$$A = \frac{9}{\lg(H^*/H'_i)}.$$

(10)

式中: H^* 是性能参数最优值; H'_i 是性能参数的最低限值.性能参数的权重系数根据产品的性质用途来确定,

$$\sum_{i=1}^n W_i = 1.$$

(11)

因此,系统综合性能评价函数为

$$U = \sum_{i=1}^n W_i P_i.$$

(12)

根据优化模型的约束条件确定控制因素的取值范围.为了避免桥壳出现应力集中,以及满足桥壳的生产制造和装配需求,在优化设计中要求优化前后桥壳截面厚度变化趋势保持一致.每一个控制因素取三个水平的值,截面 3 的尺寸参数见表 2.其他截面的尺寸根据截面 3 的尺寸成比例变化.噪声因素也取三个水平的值,见表 3.

表 2 控制因素参数表

Table 2 Parameters of the control factors at three levels

控制因素	水平 1	水平 2	水平 3
竖直方向厚度 TV/mm	13.1	12.1	11.1
水平方向厚度 TH/mm	12.8	11.8	10.8
截面圆角半径 FR/mm	22	20	18
载荷 F/N	189 338	191 250	193 163

表 3 噪声因素参数表

Table 3 Parameters of the noise factors at three levels

参数	N_1	N_2	N_3
弹性模量 E_M/MPa	211 894	212 000	212 106
密度/ $(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	7.86e+3	7.87e+3	7.88e+3
泊松比 μ	0.3	0.31	0.32

为了避免桥壳局部位置应力集中导致应力值不准确,取板簧座处的应力值作为优化系统的输出应力值.

建立正交试验表,内表为不同控制因素组合的试验组排列,外表是各试验组在不同噪声因素下的输出应力值和质量值,见表 4.

表 4 系统输出应力和质量的计算结果
Table 4 Calculation results of the output stress and mass

编号	内表				外表					
	控制因素				应力/MPa (噪声因素)			质量/kg (噪声因素)		
	TV	TH	FR	<i>F</i>	<i>N</i> ₁	<i>N</i> ₂	<i>N</i> ₃	<i>N</i> ₁	<i>N</i> ₂	<i>N</i> ₃
1	1	1	1	1	234.44	236.19	234.53	91.85	91.96	92.08
2	1	2	2	2	249.34	249.97	251.95	88.31	88.42	88.54
3	1	3	3	3	259.05	257.85	256.89	84.87	84.98	85.08
4	2	1	2	3	248.04	249.49	248.28	88.10	88.21	88.33
5	2	2	3	1	252.80	257.33	255.55	84.59	84.70	84.80
6	2	3	1	2	268.03	265.62	264.36	83.80	83.90	84.01
7	3	1	3	2	254.39	256.83	255.61	84.31	84.42	84.52
8	3	2	1	3	263.47	262.88	262.08	83.44	83.54	83.65
9	3	3	2	1	268.76	270.00	268.47	79.86	79.96	80.07

噪比计算结果见表 8.

4 结果与讨论

4.1 单一目标优化结果

运用田口方法计算得到桥壳应力稳健性和轻量化两种单一目标的优化结果,见表 5.

表 5 驱动桥壳单一目标优化结果
Table 5 Results of the single object optimization of the driving axle housing

编号	应力均值 MPa	<i>S/N</i> dB	质量均值 kg	<i>S/N</i> dB
1	235.05	47.55	91.96	-39.27
2	250.42	45.30	88.43	-38.93
3	257.93	47.54	84.98	-38.59
4	248.60	50.06	88.22	-38.91
5	255.23	40.96	84.70	-38.56
6	266.01	43.07	83.90	-38.48
7	255.61	46.41	84.42	-38.53
8	262.81	51.56	83.55	-38.44
9	269.08	50.38	79.96	-38.06

在单一目标优化过程中,取信噪比最大的控制因素的参数水平,得到最佳控制因素组合.控制因素的组合为 TV3,TH1,FR2,*F*3 时,桥壳的应力信噪比最高,桥壳的疲劳性能稳健性能最好.控制因素的组合为 TV3,TH3,FR3,*F*1 时,桥壳的质量最轻,且质量稳健性最好,见表 6.

4.2 多目标优化

根据驱动桥壳的使用条件和设计要求,桥壳疲劳性能的稳健性和桥壳的轻量化性能的权重系数均为 0.5.运用综合评价方法计算桥壳综合性能的评价值,相关参数见表 7,桥壳综合性能的信

表 6 单目标优化组合
Table 6 Combination of single object optimization

输出响应	优化组合	优化值
应力信噪比/dB	TV3/TH1/FR2/ <i>F</i> 3	53.04
质量/kg	TV3/TH3/FR3/ <i>F</i> 1	78.99

表 7 综合评价法计算参数表
Table 7 Parameters of comprehensive evaluation

评价指标	应力信噪比/dB	质量/kg
最优值 <i>H</i> [*]	53.04	78.99
最低限值 <i>H</i> _{<i>i</i>} '	40.80	92.10
权重系数 <i>W</i> _{<i>i</i>}	0.50	0.50
$P_s = \frac{性能参数评价值}{lg(f_s/40.8)} = \frac{79.007\ 395\ 1 \times -134.946\ 571 \times}{lg(f_w/92.1)}$		
最优值由表 6 可得;最低限值由表 5 可得.		

表 8 多目标优化下的各控制因素计算结果
Table 8 Results of multi-objective optimization

控制因素	均值			信噪比/dB		
	水平 1	水平 2	水平 3	水平 1	水平 2	水平 3
TV	3.55	3.65	6.47	10.66	10.96	16.03
TH	4.07	4.13	5.47	11.89	11.43	14.34
FR	4.40	5.17	4.09	12.18	13.63	11.85
<i>F</i>	4.32	3.81	5.54	11.45	11.45	14.75

控制因素在各个水平下的均值和信噪比值见表 8.多目标下桥壳优化得到的最佳控制因素组合为 TV3,TH3,FR2,*F*3.优化后,桥壳应力的信噪比增加 3.17 dB,质量的信噪比增加1.21 dB,质量减轻 12 kg,见表 9.桥壳的疲劳性能稳健性得

到了提高,同时也达到了轻量化设计的目的.

表 9 优化前后桥壳性能对比

Table 9 Axle housing performance before and after optimization

变量	控制因素 参数组合	信噪比/dB		均值/kg
		应力	质量	质量
初始值	TV1, TH1, FR1, F2	49.56	-39.26	91.96
优化值	TV3, TH3, FR2, F3	52.73	-38.05	79.96
增益值		3.17	1.21	-12.00

对优化后的桥壳进行疲劳寿命计算,桥壳本体与法兰盘焊接部位的损伤率为 $8.143\text{e}-6$,桥壳本体与轴头焊接部位的损伤率为 $3.012\text{e}-6$. 计算结果表明,虽然优化后的桥壳刚度有所下降,但疲劳寿命符合要求,充分地发挥了材料的性能.

5 结 论

1) 分析影响桥壳疲劳性能稳健性和桥壳质量的因素,建立桥壳参数化设计模型,利用正交试验表生成结构参数不同的试验组,运用田口方法对桥壳的疲劳性能稳健性和桥壳的质量进行单目标优化.

2) 在单目标优化结果的基础上,对桥壳进行了多目标优化. 计算结果表明,优化后桥壳疲劳性能满足使用要求,危险部位应力信噪比提高了 3.17 dB,疲劳性能稳定性能得到提高,桥壳质量减轻 12 kg. 应用田口方法和综合评价方法节约了桥壳材料,降低了生产和运营成本.

参考文献:

[1] 刘为,薛克敏,李萍,等. 汽车驱动桥壳的有限元分析和优化[J]. 汽车工程,2012,34(6):523-527.

(Liu Wei, Xue Ke-min, Li Ping, et al. FE analysis and optimization of vehicle drive axle housing [J]. *Automotive Engineering*, 2012, 34 (6) : 523 - 527.)

[2] 谢晖,刘行,洪健程. 基于 Taguchi 方法的车门结构稳健性优化[J]. 中国机械工程,2013,24(12):1676-1681.
(Xie Hui, Liu Xing, Hong Jian-cheng. Robust optimization of automotive door structure based on Taguchi method [J]. *China Mechanical Engineering*, 2013, 24 (12) : 1676 - 1681.)

[3] Motta R D, Afonso S M B. An efficient procedure for structural reliability-based robust design optimization [J]. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 2016, 54 (3) : 511 - 530.

[4] Chiang H L, Yang C B, Hsu C Y. Combining Taguchi signal-to-noise ratio and grey relational analysis into a multi-objective optimal model for milling inconel 718 superalloy [J]. *Journal of the Chinese Society of Mechanical Engineers*, 2016, 37 (6) : 625 - 633.

[5] Bhattacharya B, Ellingwood B. Continuum damage mechanics analysis of fatigue crack initiation [J]. *International Journal of Fatigue*, 1998, 20 (9) : 631 - 639.

[6] Sun G, Fang J, Tian X, et al. Discrete robust optimization algorithm based on Taguchi method for structural crashworthiness design [J]. *Expert Systems with Applications*, 2015, 42 (9) : 4482 - 4492.

[7] Akgul E, Kizilkaya A E, Akay D, et al. Moora-based Taguchi optimization for selection of murata vortex spinner machine parameters [J]. *Tekstil Ve Konfeksiyon*, 2016, 26 (3) : 249 - 255.

[8] Abbasi M, Ghafari-Nazari A, Reddy S, et al. A new approach for optimizing automotive crashworthiness; concurrent usage of ANFIS and Taguchi method [J]. *Structural & Multidisciplinary Optimization*, 2014, 49 (3) : 485 - 499.

[9] Wilson V H, Udayakumar. Optimization of diesel engine parameters using Taguchi method and design of evolution [J]. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences & Engineering*, 2012, 34 (4) : 423 - 428.

[10] Dao T P, Huang S C. Robust design for a flexible bearing with 1-DOF translation using the Taguchi method and the utility concept [J]. *Journal of Mechanical Science & Technology*, 2015, 29 (8) : 3309 - 3320.