

# 房车制动器的稳健优化设计

李仲兴, 郭鹏飞, 薛念文, 周孔亢

(江苏大学汽车与交通工程学院, 镇江 212013)

**摘要:** 在建立合理的数学模型基础上, 以传统优化设计的设计结果作为初值, 充分考虑参数的各种干扰以及制造公差的影响, 对电磁制动器结构参数进行了稳健优化设计。并对传统优化结果和稳健优化设计所得结果进行了比较、分析和讨论, 结果表明, 稳健设计后的电磁制动器的性能得到了较大的改善和提高。

**关键词:** 电磁制动器; 稳健优化设计; 正交试验

中图分类号: U 463 5

文献标识码: A

文章编号: 1002-6819(2005) 11-0081-04

李仲兴, 郭鹏飞, 薛念文, 等 房车制动器的稳健优化设计[J]. 农业工程学报, 2005, 21(11): 81- 84

Li Zhongxing, Guo Pengfei, Xue Nianwen, et al Robust optimization design of trailer brake[J]. Transactions of the CSAE, 2005, 21(11): 81- 84 (in Chinese with English abstract)

## 0 引言

电磁制动器与传统的液压、气压制动器相比, 主要区别在力源的产生方式不同, 因此在结构上和传统的鼓式制动器有相似之处。又由于其具有结构简单、体积小、提高制动系统寿命等优点而被汽车制动系统所采用; 在应用到拖车制动系统时, 由于断开拖车时, 不会出现漏油和管路进气等问题, 比较优势更加明显。

制动效能因数是评价制动器性能的重要指标之一。但是在制动过程中, 衬片的温度、相对滑动速度、压力以及湿度等因素的变化都会导致其摩擦系数的变化, 而摩擦系数的变化则直接导致制动效能因数的改变, 从而直接影响到车辆的安全性能<sup>[1]</sup>。为了避免这种情况的发生, 就要求电磁制动器在上述噪声因素存在的情况下, 仍能保证制动效能因数的波动尽可能小, 即具有稳健性。

房车制动器的研究在中国才刚刚开始, 将稳健设计方法应用到电磁制动器的设计过程, 国内尚未见报导。本文在建立合理数学模型的基础上, 提取电磁制动器7个主要结构参数为设计参数, 充分考虑制造误差和各种噪声因素的干扰, 以制动效能因数为质量特性, 以信噪比为评价指标, 以正交表试验设计为基本工具, 以信噪比的统计分析结果为设计依据, 对电磁制动器进行稳健优化设计。

## 1 系统设计

### 1.1 建立数学模型

电磁制动器的制动形式一般为双向自增力式, 以支撑销式双向自增力制动器为例, 建立数学模型如下<sup>[2]</sup>。

### 1.1.1 主领蹄制动效能因数的计算

由图1可知, 对此种形式制动器, 其主领蹄制动力矩的产生与一般领从蹄制动器的制动力矩的产生效果是一样的, 只是支点是滑动的。因此, 支点反力为水平的。这样, 该蹄的制动效能因数可用下式直接计算:

$$K_{H1} = \frac{\xi_1}{\frac{\epsilon}{e_1 \cdot \cos\beta_1 \cdot \sin\gamma} - 1}$$

式中  $K_{H1}$ ——主领蹄制动效能因数。

$$\xi_1 = \frac{h_1}{R}; \epsilon = \frac{a}{R}; e_1 = \frac{l_{o1}}{R}; l_{o1} = \frac{4 \sin \frac{\theta}{2}}{\theta + \sin \theta} \cdot R; \beta_1 = \frac{\pi}{2} + \gamma - \theta_1 - \frac{\theta}{2}$$

式中  $h_1$ ——前蹄张开力  $P$  作用线到其浮动支承端支反力  $F$  作用线的距离;  $R$ ——制动鼓半径;  $a$ ——制动器中心到浮动支承端面支反力  $F$  作用线的距离;  $l_{o1}$ ——前蹄压力中心圆直径;  $\theta$ ——前蹄摩擦衬片包角;  $\beta_1$ ——前蹄等效法向合力  $N_1$  与包角平分线  $OV_1$  之间夹角;  $\gamma$ ——摩擦角,  $\gamma = \arctg \mu$ ;  $\mu$ ——制动鼓与摩擦衬片间的摩擦系数。

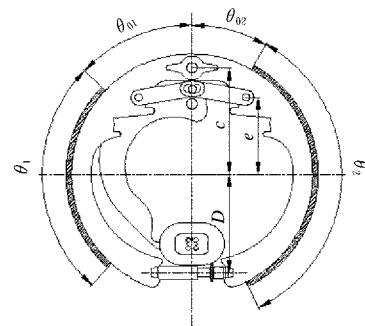


图1 制动器的结构简图

Fig 1 Structural diagram of brake

### 1.1.2 次领蹄制动效能因数的计算

由于制动时电磁体带动拉臂只对前蹄施加推动力, 因此后蹄的制动效能因素和同型式液压轮缸式制动器

收稿日期: 2005-01-13 修订日期: 2005-09-22

基金项目: 浙江省科技攻关项目(2003C11018)

作者简介: 李仲兴(1963-), 副教授, 主要从事汽车动力学性能及安全性能研究。镇江 江苏大学汽车与交通工程学院, 212013, Email: zhxli@ujs.edu.cn



有所区别,即不用考虑文献[3]中液压式制动器中轮缸对后蹄的推力产生的制动效能,分析得到后蹄的制动效能因数为:

$$K_{i2} = K_{i2p} \cdot \frac{\Psi(e + K_{i1} \cdot R)}{a}$$

式中  $K_{i2}$ ——次级蹄制动效能因数

$$K_{i2p} = \frac{\xi_2}{\frac{K_2 \cdot \cos \lambda}{e_2 \cdot \cos \beta_2 \cdot \sin \gamma} - 1}$$

为假设有推力  $P$  作用在后蹄上产生的制动效能因素,其中:

$$\xi_2 = \frac{h_{2p}}{R}; K_2 = \frac{c}{R}; \Psi = \frac{c - e + h_1}{c - e};$$

$$l_{o2} = \frac{4 \sin \frac{\theta_2}{2}}{\theta_2 + \sin \theta_2} \cdot R; e_2 = \frac{l_{o2}}{R};$$

$$\beta_2 = \arctg \left( \frac{\theta_2 - \sin \theta_2}{\theta_2 + \sin \theta_2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_k \right);$$

$$\alpha_k = \frac{\pi}{2} - \frac{\theta_2}{2} - \theta_{20}$$

式中  $h_{2p}$ ——轮缸张开力  $P$  作用线到支承销的距离;  
 $c$ ——顶端支承销中心到制动器中心的距离;  $e$ ——顶端推力  $P$  的作用线到制动器中心的距离;  $l_{o2}$ ——后蹄压力中心圆直径;  $\lambda = \gamma + \beta_2 - \alpha_k$ ——后蹄等效法向合力与其总合力之间的夹角;  $\beta_2$ ——后蹄等效法向合力与其与包角平分线之间夹角;  $\theta_2$ ——后蹄摩擦衬片包角;  $\theta_{20}$ ——后蹄摩擦衬片起始角。

1.1.3 制动器总的制动效能因数计算

由上述分析,可得到制动器效能因素  $K_t$ :

$$K_t = K_{i1} + K_{i2p} \cdot \frac{\Psi(e + K_{i1} \cdot R)}{a}$$

2 参数设计

对上述数学模型分析后,选择制动器前蹄片摩擦衬片的包角  $\theta_1$  起始角  $\theta_{10}$ 、后蹄片摩擦衬片的包角  $\theta_2$  起始角  $\theta_{20}$ 、蹄片顶端推力  $P$  至制动器中心的垂直距离  $e$ 、顶端支承销中心到制动器中心的距离  $c$ 、以及制动器中心到浮动支承端面支反力  $F$  作用线的距离  $a$  等 7 个参数作为稳健设计的可控因素,将衬片的摩擦系数作为噪声因素<sup>[3]</sup>。

角  $\theta_{20}$ 、蹄片顶端推力  $P$  至制动器中心的垂直距离  $e$ 、顶端支承销中心到制动器中心的距离  $c$ 、以及制动器中心到浮动支承端面支反力  $F$  作用线的距离  $a$  等 7 个参数作为稳健设计的可控因素,将衬片的摩擦系数作为噪声因素<sup>[3]</sup>。

2.1 稳健初值的确定

以最大压力点对称布置为优化目标,分别对制动器前、后蹄片摩擦衬片的包角和起始角进行传统优化;利用 matlab 软件优化工具箱中的 `fmincon` 函数,对上述数学模型进行求解,得到稳健优化设计初值如下<sup>[4]</sup>:

$$X = [A, B, C, D, E, F, G]^T = [\theta_1, \theta_{10}, \theta_2, \theta_{20}, e, a, c]^T = [94.7, 50.5, 121.0, 30.0, 91.4, 118.7, 128.3]^T$$

2.2 基于损失模型的稳健设计

基于损失模型的稳健设计以信噪比和正交试验设计作为基本工具。前者将损失模型转化为信噪比并作为衡量产品的特性值;后者是用正交表通过对实验因子水平的安排和实验以确定参数的最佳组合。

2.2.1 可控因素水平表

以上述传统优化设计结果为中心值,以凸显结果稳健性为原则,每个因素各取 4 个水平,得可控因素水平表,如表 1 所示。

表 1 可控因素水平表

水平	A/°	B/°	C/°	D/°	E/mm	F/mm	G/mm
1	106.7	56.5	133.0	36.0	99.4	128.7	138.3
2	94.7	50.5	121.0	30.0	91.4	108.7	128.3
3	82.7	44.5	109.0	24.0	83.4	114.7	118.3
4	70.7	38.5	97.0	18.0	75.4	98.7	108.3

2.2.2 内表与外表

上述正交表为 7 因素 4 水平试验,且不考虑交互作用,因此可以用正交表  $L_{32}(4^7)$  为内表进行内设计,如表 2 所示。

表 2 内表及信噪(SN)比数据

Table 2 Data of inner table and signal-noise ratio

No	A	B	C	D	E	F	G	e	e	SN 比
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	15.3
2	1	2	2	2	2	2	2	2	2	15.15
3	1	3	3	3	3	3	3	3	3	15.02
4	1	4	4	4	4	4	4	4	4	14.76
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
29	4	1	3	4	2	4	2	1	3	15.62
30	4	2	4	3	1	3	1	2	4	16.8
31	4	3	1	2	4	2	4	3	1	14.79
32	4	4	2	1	3	1	3	4	2	16.03
T1	120.22	121.19	120.05	122.19	124.48	127.62	128.17	124.40	123.72	
T2	121.82	122.82	122.21	123.16	123.66	125.59	125.70	123.98	123.47	T= 494.93
T3	125.65	124.35	125.30	124.06	123.41	122.80	122.78	123.17	123.66	CT= 7654.78
T4	127.23	126.57	127.37	125.53	123.37	118.91	118.27	123.38	124.08	ST= 23.01
S	3.987	1.965	3.947	0.754	0.099	5.330	6.791	0.117	0.024	

上述 7 个可控因素中, 除前后蹄摩擦衬片的起始角外, 均存在制造误差, 故也应考虑其噪声因素以考察它们对输出特性波动的影响; 同时由于摩擦衬片的摩擦系数本身就是纯噪声因素, 根据车辆各因素自身的公差和实际工况中性能的变动以及工艺差异, 得到误差因素水平表, 以表 1 第一行元素为例, 得其误差因素水平表, 如表 3 所示。

表 3 误差因素水平表

Table 3 Levels of controllable error factors

水平	A / (°)	C / (°)	E /mm	F /mm	G /mm	U
1	107.5	134.0	99.9	128.2	138.45	0.25
2	106.7	133.0	99.4	128.7	138.3	0.30
3	105.9	132.0	98.9	128.2	138.15	0.35

将表 3 中各误差因素按序填入正交表  $L_{18}(3^7)$  安排, 并按制动效能因数的计算公式, 计算出各试验条件下的输出特性, 将结果填入表中。仿此可计算出内表中其它各号方案的输出特性, 填入数据后如表 4 所示。

表 4 内表中各号方案部分输出特性及 SN 比

Table 4 Parts of inner table output characteristics and signal/noise ratio

序 号	输出特性																		信噪比 /dB								
	K1	K2	K3	K4	K5	K6	...	K13	K14	K15	K16	K17	K18														
1	2	2	3	3	4	9	2	2	3	3	4	9	...	2	2	3	3	4	9	2	2	3	3	4	9	15	3
2	2	3	3	5	5	2	2	3	3	4	5	2	...	2	3	3	4	5	2	2	3	3	5	5	2	15	15
3	2	4	3	6	5	5	2	4	3	6	5	4	...	2	4	3	6	5	4	2	4	3	6	5	4	15	02
4	2	6	3	9	6	0	2	6	3	9	5	9	...	2	6	3	9	5	9	2	5	3	9	5	9	14	76
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
29	2	4	3	6	5	2	2	4	3	5	5	1	...	2	4	3	5	5	2	2	4	3	6	5	2	15	62
30	2	1	3	2	4	0	2	1	2	9	4	0	...	2	1	2	9	4	0	2	0	2	9	4	0	16	8
31	2	1	3	2	4	8	2	1	3	1	4	8	...	2	1	3	2	4	8	2	1	3	2	4	8	14	79
32	1	8	2	6	3	7	1	8	2	6	3	7	...	1	8	2	6	3	7	1	8	2	6	3	7	16	03

### 2.2.3 SN 比的计算

电磁制动器的输出特性符合望目特性的要求, 根据其信噪比公式<sup>[3]</sup>, 可计算出各号试验方案的信噪比, 并计算出同水平的 SN 比的部分和 T 以及各列 SN 比的波动平方和 S, 填入到内表<sup>[3]</sup>, 如表 2 所示。

### 2.2.4 内表的统计分析

通过计算信噪比的总和 T、修正项 CT、总波动平方和  $S_T$  与自由度  $f_T$ , 进而计算出各列同水平的 SN 比的部分和、各列 SN 比的波动平方和  $S_k$ 、自由度  $f_k$  和贡献率  $\rho$ , 并将计算结果填入方差分析表, 如表 5 所示。

表 5 SN 比的方差分析

Table 5 A analysis of avariance of signal/noise ratio

误差来源	A	B	C	D	E	F	G	e	T
S	3.987	1.965	3.947	0.754	0.099	5.330	6.791	0.141	23.01
f	3	3	3	3	3	3	3	10	31
V	1.329	0.655	1.315	0.251	0.033	1.777	2.263	0.0141	
$\rho/\%$	17.1	8.3	16.9	3.1	0.2	22.9	29.2	2.3	100

### 2.2.5 最佳方案的确定

比较上述方差分析表中 7 个可控因素的贡献率, 可

知因素 A、C、F、G 对 SN 比的影响是显著的, 因素 B 次之, 而因素 D、E 的影响可以忽略不计。由于信噪比以大为好, 对照内表可选取影响大的因素的水平值。对于影响小的因素, 按使输出特性最大的原则进行选取水平值, 最终设计结果, 如表 6 所示。

表 6 最终确定结果

Table 6 Final results

可控因素	A / °	B / °	C / °	D / °	E /mm	F /mm	G /mm
稳健值	70.7	38.5	97.0	36.0	99.4	128.7	138.3

## 3 分析和结论

当制动衬片摩擦系数在 0.25~0.35 变化时, 稳健优化设计前后的电磁制动器产生的制动效能因数如图 2 所示。

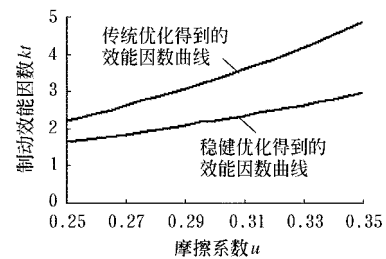


图 2 稳健设计前后制动效能因数比较

Fig. 2 Comparison between two efficiency factors for re-and-aft robust design

对比可知, 稳健优化后的结构参数更加合理, 当出现噪声因素时, 在保证制动器性能的前提下, 减小了制动效能因数的波动, 即提高了稳健性。

通过以上的分析比较可知:

- 1) 将稳健优化设计方法应用到电磁制动器的设计中是可行的;
- 2) 以传统设计结果为稳健设计初值, 比以往通过直接择优<sup>[3]</sup>确定初值的方法效果更加明显。

### [参 考 文 献]

[1] 刘惟信 汽车设计[M] 北京: 清华大学出版社, 2001, 7  
 [2] 张立军 支撑销式双向自动增力制动器制动效能因数的计算[J] 汽车设计, 1992, 12: 21- 23  
 [3] 陈立周 稳健设计[M] 北京: 机械工业出版社, 2000, 5  
 [4] 陈建江, 钟毅芳, 肖人彬 基于正交试验的稳健优化设计方法及其应用[J] 中国机械工程, 2004, 15(4): 283- 286  
 [5] 张义民, 贺向东, 刘巧伶 汽车零部件的可靠性稳健优化设计—理论部分[J] 中国工程科学, 2004, 6(3): 75- 79  
 [6] 韩之俊 三次设计[M] 北京: 机械工业出版社, 1989, 3  
 [7] Parkinson A. Robust mechanical design using engineering models[J] Trans of the ASME, Journal of Mechanical Design, 1995, 117: 48- 54  
 [8] Belagunal A D, Zhang S Robust mechanical design through minimum sensitivity[J] Trans of the ASME, Journal of Mechanical Design, 1992, 114(6): 213- 217  
 [9] Zhang Y M, Liu Q L. Reliability-based design of

automobile components [ A ] Proceedings of the  
Institution of Mechanical Engineers Part D [ C ] Journal of

the Automobile Engineering, 2002, 216(D6): 455- 471.

## Robust optimization design of trailer brake

Li Zhongxing, Guo Pengfei, Xue Nianwen, Zhou Kongkang

(School of Automobile and Traffic Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

**Abstract:** This design is based on a reasonable mathematical model. Traditional optimization design results are used as initial values, and the effects of diversified interferences and manufacture tolerances are adequately considered, the robust optimized design of the structural parameters of electromagnetic brake was conducted. It is proved that the design which is applied to the result can improve the performance of the electromagnetic brake.

**Key words:** electromagnetic brake; robust optimization design; orthogonal test

### 致 歉

发表在《农业工程学报》(2004 年第 20 卷第 3 期第 10- 13 页)署名为程淑兰的文章“土壤中无机纳米粒子对玉米秸秆有机质分解的影响”,其题名、数据和结论均来源于吉林农业大学吴景贵教授主持的国家自然科学基金项目(40001012)和吉林省杰出青年基金项目(2002 吉科合字第 20000564)的研究成果。本

人对该擅自利用他人成果的行为深感内疚,特此向吴景贵教授公开致歉并声明归还该文章的知识产权,同时对由此造成的不良影响向《农业工程学报》的广大读者表示歉意。

(程淑兰)

### 更正启示

发表在《农业工程学报》(2004 年第 20 卷第 3 期第 10- 13 页)署名为程淑兰的文章“土壤中无机纳米粒子对玉米秸秆有机质分解的影响”,文章作者更正为“吴景贵、王明辉、刘明宇、张秀芝”,作者单位更正

为“吉林农业大学资源与环境学院 长春 130118”,基金项目更正为“国家自然科学基金(40001012)和吉林省杰出青年基金(2002 吉科合字第 20000564)”。

(本刊编辑部)