第26卷第2期
2009年4月
华东交通大学学报
Journal of East China Jiaotong University
Vol 26 No 2
Apr，2009

文章编号：1005－0523(2009)02－0067－05

汽车鼓式制动器的可靠性稳健优化设计

程贤福，熊　坚，李　骏

（华东交通大学 载运工具与装备省部共建教育部重点实验室，江西 南昌 330013）

摘要：在汽车鼓式制动器设计中考虑不确定因素的影响，将可靠性优化理论、可靠性灵敏度分析与稳健设计方法相结合，以制动效能因数为目标函数建立制动器可靠性稳健优化数学模型。把制动力矩、摩擦衬片压力的可靠性灵敏度溶入可靠性优化设计模型之中，将可靠性稳健优化设计转化为满足可靠性要求的多目标优化问题。实例计算表明，稳健优化后的制动器不仅有较高的制动效能和可靠性，还具有较低的可靠性灵敏度，取得了满意的结果。

关　键　词：稳健优化设计；可靠性设计；鼓式制动器

中图分类号：TH122；U463.51　　　**文献标识码**：A

随着汽车的增多、车速的提高以及车流密度的日益增大，为了保证行车安全，汽车制动系的工作可靠性显得非常重要，提高制动器的设计和制造水平具有重要的现实意义。鼓式制动器由于具有可靠性高，兼容性好，技术成熟，安装、拆卸方便等优点而得到广泛的应用[1]。制动鼓正向旋转和反向旋转时，都有一个领蹄和一个从蹄的制动器即称为领从蹄式制动器。领从蹄制动器发展较早，其效能及效能稳定性均居于中游，且有结构较简单等优点，故目前仍相当广泛地用于各种汽车。其工作原理：在制动促动力的作用下，通过左右两个制动蹄靠紧制动鼓产生摩擦阻力矩而制动，领蹄顺着制动鼓的旋转方向运动，从而产生一个附加的摩擦力矩，形成自增力效应；从蹄运动方向与制动鼓旋转方向相反，附加的摩擦力矩产生“减势”作用，形成自减力效应。

近年来，汽车及零部件生产企业越来越重视应用稳健设计来提高产品质量，降低成本。在汽车零部件设计、加工和装配过程中难免会产生误差，而消除这些影响因素往往是很难的，但设法减轻这些因素的影响却是相对容易的。本文在确定制动器结构参数的过程中采用了可靠性优化设计和稳健设计相结合的方法，通过可靠性优化设计来保证具有制动器较好的制动效能和可靠性；同时，通过稳健设计合理调整设计变量名义值并控制其公差来保证设计最优解的稳健性，即当设计参数产生微小变化时仍能保证制动性能指标限在在理想的目标水平和允许的波动范围内，从而保证制动器的质量。

1　鼓式制动器的状态方程

为避免制动过程中车轮打滑，制动力矩不得超过车轮与地面的附着力矩，一般希望车轮与地面的附着

收稿日期：2008－11－30

基金项目：江西省自然科学基金项目（2007GZC0874）；江西省教育厅科技研究项目（GJJ08253）；华东交通大学博士科研启动基金项目（01307005）；载运工具与装备省部共建教育部重点实验室开放基金项目

作者简介：程贤福（1975－），男，江西广丰人，副教授，博士，研究方向为设计理论与方法、可靠性分析、车辆零部件设计等。

系数小于规定值。所以根据文献[2]可以推导出制动力矩的状态方程为

$$g_1(x,y)=0.9-\frac{Mn}{mR_1} \tag{1}$$

$$M_1=\frac{MfhA}{R(\cos\beta+f\sin\beta)-fA}$$

$$M_2=\frac{MfhA}{R(\cos\beta-f\sin\beta)+fA}$$

$$\beta=\tan^{-1}\left(\frac{\cos2\alpha_1-\cos2\alpha_2}{2\alpha_3-\sin2\alpha_2+\sin2\alpha_1}\right)$$

$$A=\frac{4R(\cos\alpha_1-\cos\alpha_2)}{\sqrt{(\cos2\alpha_1-\cos2\alpha_2)^2+(2\alpha_3-\sin2\alpha_2+\sin2\alpha_1)^2}}$$

式中，M为制动力矩，$M=M_1+M_2$；r为制动鼓半径，R为蹄片支承销中心与制动鼓中心间的距离，h为制动蹄轴端至末端的距离，α_1、α_2分别是摩擦衬片的起始与终止点和鼓心连线的夹角，$\alpha_3=\alpha_2-\alpha_1$为摩擦衬片的包角，$b$为制动鼓宽度，$f$为制动鼓与摩擦衬片间的摩擦系数，$F$为制动蹄促动力，$m$为汽车总质量，$n$为车轮数或制动器数，$R_1$为车轮半径。

摩擦衬片上承受的最大压力应小于规定值，根据文献[2]可以得到摩擦衬片的状态方程为

$$g_2(x,y)=1.6-\frac{2h^2M_1\sin(\alpha_3/2)}{b\alpha_3[2R^2\alpha_3-(2R^2-h^2+fh\sqrt{4R^2-h^2})\sin\alpha_3-4rfh\sin(\alpha_3/2)]} \tag{2}$$

$$g_3(x,y)=1.6-\frac{2h^2M_2\sin(\alpha_3/2)}{b\alpha_3[2R^2\alpha_3-(2R^2-h^2+fh\sqrt{4R^2-h^2})\sin\alpha_3-4rfh\sin(\alpha_3/2)]} \tag{3}$$

2 可靠性稳健优化设计

由可靠性优化设计的基本理论可知，可靠性设计的目标是计算可靠度

$$R=\int_{g(x)>0}f_x(X)\,dX \tag{4}$$

式中$f_x(X)$为基本随机参数向量$X=(x,y)=(x_1,x_2,\cdots,x_n;y_1,y_2,\cdots,y_m)^T$的联合概率密度，$x_i$是设计变量(可控变量)，$y_i$是设计参数(不可控变量)，$x$和$y$分别是设计变量$x_i$和设计参数$y_i$构成的向量；$g(X)$为状态函数，可表示零部件的两种状态。

$$\left.\begin{array}{ll} g(x,y)\le0 & \text{为失效状态} \\ g(x,y)>0 & \text{为安全状态}\end{array}\right\} \tag{5}$$

可靠性指标定义为[3]

$$\beta=\frac{\mu_g}{\sigma_g}=\frac{E[g(X)]}{\sqrt{Var[g(X)]}} \tag{6}$$

式中$\mu_g=E[g(X)]=g(\bar{X})$和$\sigma_g=\sqrt{Var[g(X)]}=\sqrt{\left(\frac{\partial g(X)}{\partial X^T}\right)^2 Var(X)}$分别是状态函数$g(X)$的均值与标准差，$Var(X)$为基本随机参数的方差向量。

这样一方面可以利用可靠性指标直接衡量构件的可靠性，另一方面在基本随机参数向量X服从正态分布时，可以用失效点处状态表面的切平面近似地模拟极限状态表面，可以获得可靠度的一阶估计量

$$R=\Phi(\beta) \tag{7}$$

式中$\Phi(\cdot)$为标准正态分布函数。

可靠度对基本随机参数向量X均值和方差的灵敏度为[4]

$$\frac{dR}{dX^T}=\frac{\partial R}{\partial \beta}\frac{\partial \beta}{\partial \mu_g}\frac{\partial \mu_g}{\partial X^2} \tag{8}$$

$$\frac{dR}{dVar(X)}=\frac{\partial R}{\partial \beta}\frac{\partial \beta}{\partial \sigma_g}\frac{\partial \sigma_g}{\partial X^T} \tag{9}$$

将以上各式和已知条件代入式(6)和式(7)，在基本随机参数服从正态分布的情况下，就可以求出可靠性指标 β和可靠度 R。

可靠性稳健优化设计的基本思想是在可靠性优化设计模型的基础上，把可靠性灵敏度加到目标函数中，考虑约束的可行稳健性，将可靠性稳健优化设计归结为满足可靠性要求的多目标优化问题。其数学模型可描述为

$$\left.\begin{array}{l} \min f_1(\bar{x},\bar{y}) \\ \min f_2(\bar{x},\bar{y})=\sqrt{\sum_{i=1}^{n}\left(\frac{\partial R}{\partial x_i}\right)^2} \\ \text{s.t.}\quad g(\bar{x},\bar{y})-\Phi^{-1}(R_0)\sigma_g\geqslant 0 \\ \quad q_j(\bar{x},\bar{y})+k\left[\sum\left(\frac{\partial q}{\partial x_i}\right)^2\sigma_{xi}^2+\sum\left(\frac{\partial q}{\partial y_i}\right)^2\sigma_{yi}^2\right]^{1/2}\leqslant 0\quad (j=1,2,\cdots,m) \\ \quad x_i^l\leqslant x_i\pm 3\sigma_{x_i}\leqslant x_i^u\quad (i=1,2,\cdots,n) \end{array}\right\} \tag{10}$$

式中 $f_1(\bar{x},\bar{y})$为原优化问题的目标函数，$f_2(\bar{x},\bar{y})$为可靠度对设计变量 $x=(x_1,x_2,\cdots,x_n)^T$均值的灵敏度的平方和再开方，R_0 为设计所要求的可靠度，$q_j(\bar{x},\bar{y})$为不等式约束函数，$\bar{x}$、$\bar{y}$分别是设计变量和设计参数的均值，σ_{xi}^2、σ_{yi}^2分别是设计变量 x_i和设计参数 y_i的方差。

3　鼓式制动器的可靠性稳健优化设计

3.1　目标函数

评价制动器性能好坏的最主要指标之一是制动器效能因数，它表征了制动器将一定大小的制动蹄促动力转化为制动器制动力矩并进而转化为地面制动力的能力。在相同的促动力下，效能因数越大，表明制动力矩越大，制动效果越好，工作效率越高。

效能因素表示为

$$K=\frac{M_1+M_2}{FR} \tag{11}$$

因此，目标函数为

$$f_1(\bar{x},\bar{y})=1/K \tag{12}$$

取设计变量 $x=(r,R,h,\alpha_1,\alpha_2)^T=(x_1,x_2,x_3,x_4,x_5)^T$，设计参数 $y=(m,R_1,f)^T=(y_1,y_2,y_3)^T$。另外，要求制动器的可靠度对设计变量均值的灵敏度最小，则

$$f_2(\bar{x},\bar{y})=\sqrt{\sum_{i=1}^{5}\left(\frac{\partial R}{\partial x_i}\right)^2} \tag{13}$$

3.2　约束条件

(1) 制动力矩的约束条件

$$g_1(\bar{x},\bar{y})-\Phi^{-1}(R_0)\sigma_{g1}\geqslant 0 \tag{14}$$

(2) 摩擦衬片压力的约束条件

$$g_2(\bar{x},\bar{y})-\Phi^{-1}(R_0)\sigma_{g2}\geqslant 0 \tag{15}$$

$$g_3(\bar{x},\bar{y})-\Phi^{-1}(R_0)\sigma_{g3}\geqslant 0 \tag{16}$$

(3) 自锁条件

$$\varphi_1(x, y) = f\frac{R\cos\beta}{A - R\sin\beta} \leqslant 0 \tag{17}$$

(4) 压力分布均匀约束

$$\varphi_2(x, y) = f\frac{R\alpha_3}{h\sin(\alpha_3/2)} - 2.0 \leqslant 0 \tag{19}$$

(5) 摩擦衬片的磨损特性约束

$$\varphi_3(x, y) = f\frac{mv^2}{8tRb\alpha_3} - 2.0 \leqslant 0 \tag{20}$$

式中 v为汽车制动初速度，t制动时间。

(6) 设计变量边界约束

综合以上目标函数和约束条件，根据式(10)，可得制动器的可靠性稳健优化模型。

4 实例计算

某型汽车质量 m为$(\mu_m, \sigma_m) = (3\,500, 175)$ kg,轮胎半径为$(\mu_{R1}, \sigma_{R1}) = (0.343, 0.001\,72)$ m,制动气压 0.539～0.588 MPa,制动初速度 v为$(\mu_v, \sigma_v) = (80, 4)$ km/h,制动鼓与摩擦衬片间的摩擦系数 f为$(\mu_f, \sigma_f) = (0.4, 0.02)$,设计可靠度要求 R_0 为 0.999;设计变量的边界为：$0.16 \leqslant r \leqslant 0.19$ m, $0.12 \leqslant R \leqslant 0.18$ m, $0.26 \leqslant h \leqslant 0.38$ m, $0.15 \leqslant \alpha_1 \leqslant 0.80$ rad, $1.57 \leqslant \alpha_2 \leqslant 2.09$ rad,可认为它们都服从正态分布、相互独立的。根据加工公差和正态分布的 3σ法则，各设计变量的均方差可取相应均值的 0.5%[3]。

根据建立的优化模型，按照相容决策支持问题法[5]，利用基于 Matlab的序惯二次规划法(SQP)求解，求得可靠性稳健优化设计的最优解 x^*。可靠性稳健优化计算结果与常规优化及初始设计值见表 1。

表 1 优化结果

	x_1/m	x_2/m	x_3/m	x_4/rad	x_5/rad	$f_1(X)$	$f_2(X)/10^{-3}$
初始设计值	0.18	0.128	0.27	0.262	2.09	2.151	4.684 8
常规优化	0.188	0.122	0.302	0.175	2.007	3.610	6.168 4
可靠性稳健优化	0.187	0.122	0.314	0.182	2.059	3.583	0.954 3

由表 1可知，常规优化所得的制动器效能因数值要小一些，但其可靠度灵敏度明显偏大，而且有几个约束处于边界上，一旦设计变量发生波动，就可能违反约束。而采用可靠性稳健优化方法虽然得到的制动器效能因数要稍大一些，但设计质量具有较好的不灵敏性，约束具有可行稳健性，确保了制动器的可靠性和稳健性。比较可知，可靠性稳健优化后的制动器结构参数比常规优化后的更加合理。

5 结语

本文提出了一种计算汽车鼓式制动器的可靠性稳健优化设计方法，考虑了约束的可行稳健性、可靠性及其灵敏度，很好地解决了汽车鼓式制动器优化设计问题。实例计算表明可靠性稳健优化设计方法不仅可以有效地提高设计水平，降低制造成本，而且由于同时考虑了制动器的可靠性和稳健性，因此设计结果更符合实际、更合理。

参考文献：

[1] 姚明，王国林，周孔亢，等. 车辆鼓式制动器结构参数的稳健优化设计[J]. 农业机械学报，2005，36(12)：17－20.

[2] 黄其柏，周明刚，王 勇. 基于遗传算法的鼓式制动器结构参数优化设计 [J]. 机械制造，2006, 44(11)：24－26.
[3] 张义民. 汽车零部件可靠性设计 [M]. 北京：北京理工大学出版社，2000.
[4] 刘仁云，张义民，刘巧伶. 基于多目标优化策略的结构可靠性稳健设计 [J]. 应用力学学报，2007, 24(1)：267－272.
[5] 程贤福. 基于相容决策支持问题的稳健优化设计方法 [J]. 中国机械工程，2008, 19(1)：34－37.

Robust Optimization Design of Drum Brake

CHENG Xian-fu, XIONG Jian, LI Jun

(Key Laboratory of Conveyance and Equipment of Education Ministry, East China Jiaotong University, Nanchang 330013, China)

Abstract: With the impact of uncertain factors in optimization design of drum brake, combining reliability optimization theory, analysis of reliable sensitivity and the robust design method, the paper establishes mathematic model of robust design for drum brake, adopting braking efficiency as objective function. The reliability and sensitivity of braking torque and friction linings stress is added to the reliability optimization design model, which is transformed into the multi-objective optimization. Example calculations show that the brake has high efficiency, good reliability and low sensitivity, with satisfactory results.

Key words: robust optimization design; reliability design; drum brake

(责任编辑：王建华)

(上接第 12页)

Finite Element Analysis of Concrete-filled SHS Steel Tubular Members Subjected to Biaxial Eccentric Compression

HUANG Hong, ZHANG An-ge, ZHAO Bing

(School of Civil Engineering and Architecture, East China Jiaotong University, Nanchang 330013, China)

Abstract: In practical project, concrete-filled square hollow section (SHS) steel members are sometimes subjected to biaxial eccentric compression. In this paper, load-deformation relationship curves of concrete-filled square hollow section (SHS) steel members subjected to biaxial eccentric compression are calculated by finite element software— ABAQUS. The calculating results are in good agreement with test results. On this basis, stress distributions of steel and concrete and load-deformation relationship are analyzed, which is significant for the research of mechanism of the members. Finally, some parameters are analyzed including concrete strength, steel yield strength, thickness of steel tube, slenderness ratio, loading angle and loading distance which will have a great influence on load-deformation relationship curves.

Key words: concrete-filled SHS steel members; biaxial eccentric compression; finite element method

(责任编辑：王全金)